

Министерство образования Российской Федерации

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра "Машиноведение и основы конструирования"

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

"ПРИВОД СИЛОВОЙ"

МиОК 061 00.00.00 ПЗ

Группа:

Студент:

Преподаватель:

Заборский Е.В.

ВНИМАНИЕ!

ВЫДЕЛЕННЫЙ ЖЕЛТО-КРАСНЫМ ПОЯСНЯЮЩИЙ ТЕКСТ, ИЗЛОЖЕННЫЙ КУРСИВОМ, В ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКЕ – НЕ ПРИВОДИТЬ (!!!)

Санкт-Петербург
2014

СОДЕРЖАНИЕ

№ стр.

Титульный лист	
Содержание	
Техническое задание	
Введение	4
1. ЭНЕРГОКИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА	5
1.1 Кинематическая схема привода	5
1.2 Выбор электродвигателя	
1.3 Определение общего передаточного отношения привода и разбивка его по ступеням	6
1.4 Определение мощностей, частот вращения (угловых скоростей) и вращающих моментов на валах привода	6
2. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДА	7
2.1 Расчет зубчатых передач редуктора	7
2.1.1 Основы расчета (кратко о критериях работоспособности ЗП)	7
2.1.2 Исходные данные для расчета (таблица исходных данных)	8
2.1.3 Результаты расчетов (распечатка расчета ЗП)	10
2.2 Расчет ременной передачи	12
2.2.1 Основы расчета (кратко о критериях работоспособности РП)	12
2.2.2 Исходные данные для расчета (таблица исходных данных)	12
2.2.3 Результаты расчета (распечатка расчета РП)	13
3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕДУКТОРА	14
3.1 Проектный расчет валов и предварительный выбор подшипников качения	14
3.2 Схема сил, действующих в передачах привода (силовая схема)	17
3.3 Определение опорных реакций валов	18
3.4 Проверочные расчеты тихоходного вала	20
3.5 Проверочный расчет подшипников качения редуктора	21
3.5.1 Основы расчета (кратко о критериях работоспособности ПК)	23
3.5.2 Результаты расчета (распечатка расчета ПК)	24
3.6 Проверочный расчет соединений "вал-ступица"	25
4. ВЫБОР И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ МУФТ	26
5. СИСТЕМА СМАЗЫВАНИЯ И ВЫБОР СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ПЕРЕДАЧ И ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ	28
ЛИТЕРАТУРА	28
ПРИЛОЖЕНИЯ:	
-Спецификация сборочного чертежа привода;	
-Спецификация сборочного чертежа редуктора;	

Примечание:

Выделенный желто-красным поясняющий текст, изложенный курсивом, в ПЗ – не приводить (!!!);

Техническое задание на курсовой проект по Деталям машин

Студенту _____ группы № _____

Спроектировать силовой электромеханический привод транспортера, конвейера, рольганга, намоточного устройства, _____, выполненный по схеме: _____

061

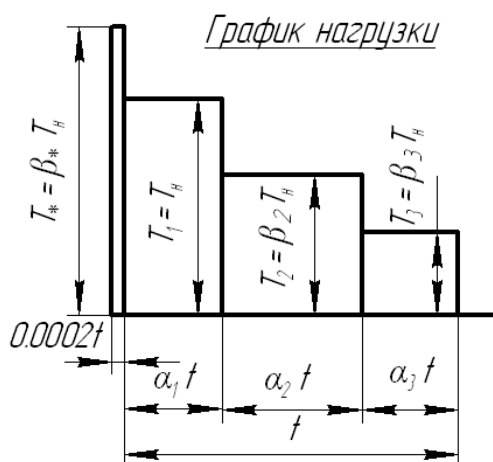
Исходные данные

Вращающий момент на выходном валу привода, Нм	$T_{\text{вых}}$	1350
Частота вращения выходного вала, об/мин	$n_{\text{вых}}$	43
Синхронная частота вращения двигателя, об/мин	n_c	1500
Расчетный ресурс, час	t	3300
Номер варианта режима нагружения	-	6

Для передачи вращения от электродвигателя использовать клиноременную передачу, _____ муфту.

Характер производства: _____ мелкосерийное

Работа привода: реверсивная; нереверсивная (подчеркнуть)



	Варианты режимов нагружения										
N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
α_1	0,6	0,5	0,4	0,6	0,5	0,4	0,6	0,5	0,4	0,5	
α_2	0,2	0,3	0,4	0,3	0,2	0,3	0,1	0,4	0,5	0,5	
α_3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,3	0,3	0,3	0,1	0,1	0	
β_2	0,7	0,8	0,9	0,7	0,8	0,8	0,7	0,8	0,9	1,0	
β_3	0,6	0,5	0,7	0,5	0,5	0,6	0,6	0,7	0,6	1,0	
β_*	1,2	1,6	1,4	1,2	1,3	1,5	1,4	1,0	1,5	1,4	

Особые требования и указания:
на выходном валу редуктора установить

Задание выдано _____ 201 ____ г.

Срок сдачи _____ 201 ____ г.

Руководитель _____ (_____)

С техническим заданием ознакомлен и принял к исполнению _____ (_____)

(подпись) (фамилия)

					МШОК 061 00.00.00 ТЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Привод силовой Техническое задание		
Разраб.	Карнилов						
Проб.	Забарский				СПДМТУ Кафедра "Машиноведение и детали машин"		
Н. контр.	Тюрин						
Утв.	Чулкин				Лит. Лист Листов 4 1 1		

ВВЕДЕНИЕ

В соответствие с техническим заданием в проекте разработана техническая документация двухступенчатого цилиндрического редуктора, входящего в состав силового электромеханического привода.

Конструкция привода включает: асинхронный электродвигатель общего назначения 4A132S4, с номинальной мощностью $N_{ном} = 7,5$ кВт и асинхронной частотой вращения $n_{ас} = 1455$ об/мин; клиноременную передачу; двухступенчатый цилиндрический редуктор горизонтального расположения с раздвоенной быстроходной ступенью; компенсирующую зубчатую муфту. Исходные данные для проектирования передач были получены по результатам энерго-кинематического расчета привода.

Для определения основных параметров и оценки работоспособности зубчатой передачи был выполнен проектный расчет критериям контактной и изгибной выносливости, контактной и изгибной прочности с использованием прикладного пакета программ "MADE 2008". Расчет ременной передачи осуществлялся также с применением данного пакета.

В процессе проектирования диаметры валов редуктора определялись по результатам проектного расчета на "чистое" кручение. Результаты проверочных расчетов тихоходного вала редуктора показали, что его работоспособность по критериям усталостной с статической прочности - обеспечивается. Для соединения валов с колесами и использованы стандартные призматические шпонки, проверочные расчеты которых подтвердили их работоспособность по критерию статической прочности при смятии.

Подшипники качения выбирались в соответствие с условиями их работы и посадочными диаметрами валов. В опорах быстроходного вала применены радиальные однорядные шарикоподшипника средней серии № 308 по ГОСТ 8882-75. В опорах промежуточного вала использованы радиальные однорядные подшипники с короткими цилиндрическими роликами без бортов на наружном кольце средней серии: № 23098 по ГОСТ 8328-75. В опорах тихоходного вала применены радиальные однорядные шарикоподшипники легкой серии 213 по ГОСТ 8882-75. Результаты проверочных расчетов на ЭВМ показали, что расчетная долговечность предварительно выбранных подшипников соответствует заданному ресурсу.

Редуктор имеет литой разъемный корпус, крышка и картер которого соединяются болтами. С целью облегчения разборки корпуса на стыковочных фланцах предусмотрены отжимные болты. Подшипниковые узлы редуктора закрываются закладными крышками. Регулировка подшипников с целью устранения осевых люфтов осуществляется при помощи пригонки дистанционных колец.

Опорным основанием привода является сварная рама.

Смазывание редукторных передач и подшипниковых узлов осуществляется маслом: И-50А ГОСТ 20799-88, уровень которого контролируется посредством маслоуказателя.

Для соединения выходного (тихоходного) вала редуктора с валом исполнительного механизма применяется компенсирующая зубчатая муфта.

Разработанная техническая документация включает следующие документы:

- | | | |
|------------------------------|----------|-------|
| - спецификация привода | 2 листа | ф.А4; |
| - сборочный чертеж привода | 1 лист | ф.А1; |
| - спецификация редуктора | 3 листа | ф.А4; |
| - сборочный чертеж редуктора | 2 листа | ф.А1; |
| - пояснительная записка | 32 листа | ф.А4; |

1. ЭНЕРГОКИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Исходные данные курсового проекта

№ схемы	$T_{\text{вых}} (T_3)$ Нм	$n_{\text{вых}} (n_3)$ об/мин	n_c об/мин	Ресурс t , час	№ вар. р.н.	Ременная передача	Реверс	Комп. муфта
061	1350	43	1500	3300	6	есть	есть	есть

Быстроходная передача – косозубая; Тихоходная передача – прямозубая;

1.1 Кинематическая схема привода

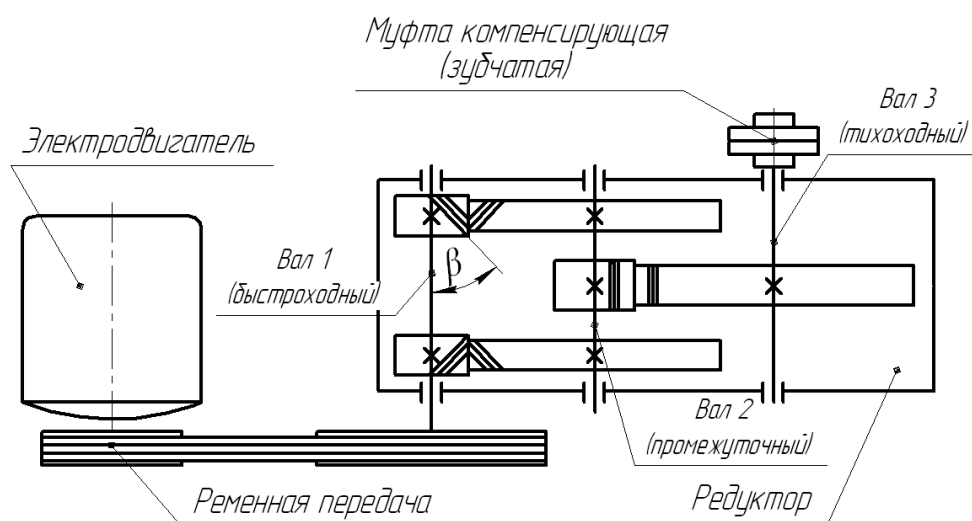


Рис.1 Кинематическая схема привода

1.2 Выбор электродвигателя

Определение КПД привода:

$$\eta_{np} = \eta_{pn} \cdot \eta_{zn}^B \cdot \eta_{zn}^T \cdot \eta_{ПК}^3 \cdot \eta_{см} \cdot \eta_{зм} = 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,99^3 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \approx 0,84;$$

где $\eta_{pn} = 0,95$ – учитывает потери в ременной передаче;

$\eta_{zn}^B = 0,98$ – учитывает потери в зубчатой передаче быстроходной ступени;

$\eta_{zn}^T = 0,97$ – учитывает потери в зубчатой передаче тихоходной ступени;

$\eta_{ПК} = 0,99$ – учитывает потери в 1-й паре подшипников качения;

$\eta_{см} = 0,98$ – учитывает потери на разбрызгивание смазки колесом быстроходной передачи;

$\eta_{зм} = 0,98$ – учитывает потери в компенсирующей (зубчатой) муфте;

Мощность (полезная) на выходном (тихоходном) валу редуктора:

$$N_3 = T_3 \cdot \omega_3 = 1350 \cdot 0,45 = 6075 \text{ Вт};$$

$$\text{где } \omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{\pi \cdot 43}{30} \approx 4,5 \text{ 1/с;}$$

$$\text{Требуемая мощность электродвигателя: } N_{\text{дв}}^{\text{треб}} = \frac{N_3}{\eta_{\text{пр}}} = \frac{6075}{0,84} \approx 7232 \text{ Вт;}$$

По [1, стр.5] выбираем асинхронный электродвигатель общего применения **4A132S4** по ГОСТ 19523-81, характеристики которого представлены в табл.1.

Характеристики электродвигателя

Таблица 1

Тип двигателя	Мощность номинальная, кВт	Частота вращения синхронная, об/мин	Частота вращения асинхронная, об/мин
4A132S4	7,5	1500	1455

1.3 Определение общего передаточного отношения привода и разбивка его по ступеням

$$\text{Передаточное отношение привода определяется как: } i_{\text{пр}} = i_{\text{пр}} \cdot i_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_3} = \frac{1455}{43} \approx 33,84 ;$$

$$\text{Назначаем передаточное отношение ременной передачи равным: } i_{\text{пр}} = 2,5$$

$$\text{Тогда передаточное число редуктора будет равно: } i_{\text{ред}} = \frac{i_{\text{пр}}}{i_{\text{пр}}} = \frac{33,84}{2,5} \approx 13,54 ; ;$$

Для разбивки передаточного отношения двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по развернутой схеме, используется методика [2, с.47, т.14];

Передаточное отношение (число) быстроходной зубчатой передачи:

$$i_B = u_B = 1,5 \dots 1,2 \sqrt{i_{\text{ред}}} = 1,5 \sqrt{13,54} \approx 4,23;$$

Передаточное отношение (число) тихоходной зубчатой передачи:

$$i_T = u_T = \frac{i_{\text{ред}}}{i_B} = \frac{13,54}{4,23} \approx 3,20;$$

1.4 Определение мощностей, частот вращения (угловых скоростей) и вращающих моментов на валах привода

$$\text{Мощность двигателя (требуемая): } N_{\text{дв}}^{\text{треб}} = 7232 \text{ Вт;}$$

$$\text{Мощность на быстроходном валу: } N_1 = N_{\text{дв}}^{\text{треб}} \cdot \eta_{\text{пр}} = 7232 \cdot 0,95 \approx 6870,4 \text{ Вт;}$$

Мощность на промежуточном валу:

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{\text{зп}}^B \cdot \eta_{\text{пк}}^2 \cdot \eta_{\text{см}} = 6870,04 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 \approx 6467 \text{ Вт;}$$

$$N_3 = 6075 \text{ Вт;}$$

$$\text{Частота вращения двигателя: } n_{\text{дв}} = 1455 \text{ об/мин; } \omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{\pi \cdot 1455}{30} \approx 152 \text{ 1/с;}$$

$$\text{Частота вращения быстроходного вала: } n_1 = \frac{n_{\text{дв}}}{i_{\text{пр}}} = \frac{1455}{2,5} \approx 582 \text{ об/мин;}$$

$$\text{Угловая скорость быстроходного вала: } \omega_1 = \frac{\pi \cdot 582}{30} \approx 61 \text{ 1/с;}$$

Частота вращения промежуточного вала: $n_2 = \frac{n_1}{i_B} = \frac{582}{4,23} \approx 138 \text{ об/мин};$

Угловая скорость промежуточного вала: $\omega_2 = \frac{\pi \cdot 138}{30} \approx 14,5 \text{ 1/с};$

$n_3 = 43 \text{ об/мин}; \quad \omega_3 = 4,5 \text{ 1/с};$

Момент на валу двигателя: $T_{\text{двиг.}} = \frac{N_{\text{дв}}^{\text{треб}}}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{7232}{152} \approx 48 \text{ Нм};$

Момент на быстроходном валу: $T_{\text{двиг.}} = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{6870}{61} \approx 113 \text{ Нм};$

Момент на промежуточном валу: $T_2 = \frac{N_2}{\omega_2} = \frac{6467}{14,5} \approx 446 \text{ Нм};$

$T_3 = 1350 \text{ Нм};$

Результаты энерго-кинематического расчет привода представлены в табл.2

Таблица энерго-кинематического расчета

Таблица 2

№ вала	i_i	n_i об/мин	ω_i 1/с	T_i , Нм	N_i , Вт	Потери
Двигатель	$i_{\text{рп}} = 2,5$	1455	152	48	7232	0,95
1		582	61	113	6870	
2	$i_B = 4,23$	138	14,5	446	6467	$0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98$
3	$i_T = 3,20$	43	4,5	1350	6075	$0,99 \cdot 0,98$

2. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДА

2.1 Расчет зубчатых передач редуктора

2.1.1 Основы расчета

Основные причины отказа зубчатых передач:

1. Поверхностное разрушение зубьев
 - **усталостное выкрашивание** (при длительной работе передач);
 - **пластическое обмятие** поверхности зубьев (при кратковременных перегрузках);
 - **изнашивание зубьев** (при длительной работе);
 - **заедание** (при кратковременных перегрузках);
2. Объемное разрушение зубьев (поломка)
 - **усталостная поломка** (при длительной работе);
 - **статическая поломка** (при кратковременных перегрузках);

Задача расчета: определение геометрических размеров передачи (по условию недопустимости усталостного выкрашивания рабочих поверхностей зубьев);

Критерий работоспособности: контактная выносливость поверхности зубьев;

Условие расчета: $\sigma_H \leq [\sigma_H]$

где σ_H – действующие (расчетные) контактные напряжения, МПа; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения, МПа;

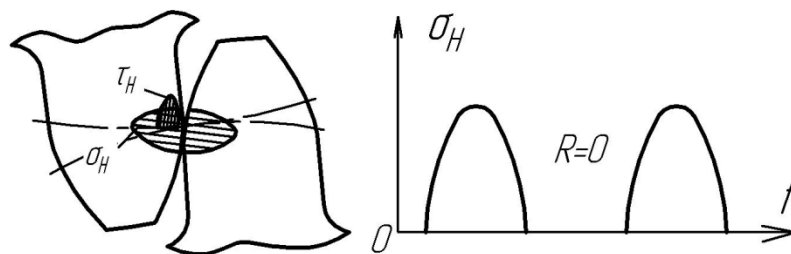


Рис.2 Схема нагружения зубьев при расчете по контактным напряжениям

2.1.2 Исходные данные для расчета

Рекомендации по расчету зубчатых передач в программе "Made-2008"

Окна в программе "Made-2008", выделенные **зеленым цветом**, имеют меню (нажать "Enter").

Расчет зубчатых передач редуктора производится в следующей последовательности

I Расчет ЗП быстроходной ступени (рассчитывается первой);

Экран 1 (эксплуатационные параметры)

1. Требуемый ресурс: 3300 час (задано);
2. Частота вращения быстроходного вала передачи (табл.2): $n_1 = 5820$ об/мин;
3. Номинальный вращающий момент на быстроходном валу передачи: $T_1 = 56,5$ Нм (поскольку быстроходная ступень для **схемы 061** имеет раздвоение потока мощности, момент на быстроходном валу (табл.2) делится пополам: $T_1/2 = 113/2 = 56,5$ Нм);
4. Передача – реверсивная – из меню (см. таблицу исх. данных);
5. Режим нагружения: вариант №6 – из меню (см. таблицу исх. данных);

Экран 2 (технологические параметры)

6. Степень точности: 7 – из меню;
7. Термообработка шестерни: - улучшение (У) – из меню;
8. Материал шестерни: (выбирается из меню) – Сталь 40ХМ;
9. Твердость поверхности зубьев шестерни: - 300НВ;
10. Заготовка шестерни (выбирается из меню): - поковка;
11. Термообработка колеса: - улучшение (У) – из меню;
12. Материал колеса: (выбирается из меню) – Сталь 40ХМ;
13. Твердость поверхности зубьев колеса: - 270НВ;
14. Заготовка шестерни (выбирается из меню): - поковка;

Экран 3 (конструктивные параметры)

15. Схема передачи (из меню) – 3;
16. Передаточное число (табл.2): - 4,23;
17. (переключение меню на относительную ширину венца): - 0,8;

18. Ряд модулей: - из 1-го ряда – из меню;
 19. Угол наклона зубьев, град.: - 35^0 ;
 20. Коэффициент смещения: - передача без смещения;
- Нажатием "Esc" программа переводится в режим расчета;**
Сохранение результатов

II Расчет ЗП тихоходной ступени;

Экран 1 (эксплуатационные параметры)

1. Требуемый ресурс: 3300 час (задано);
2. Частота вращения быстроходного вала передачи (табл.2): $n_1 = 1380$ об/мин;
3. Номинальный вращающий момент на быстроходном валу передачи: $T_1 = 446$ Нм
4. Передача - реверсивная – из меню (см. таблицу исх. данных);
5. Режим нагружения: вариант №6 – из меню (см. таблицу исх. данных);

Экран 2 (технологические параметры)

6. Степень точности: 8 – из меню;
7. Термообработка шестерни: - улучшение (У) – из меню;
8. Материал шестерни: (выбирается из меню) – Сталь 40ХМ;
9. Твердость поверхности зубьев шестерни: - 340НВ;
10. Заготовка шестерни (выбирается из меню): - поковка;
11. Термообработка колеса: - улучшение (У) – из меню;
12. Материал колеса: (выбирается из меню) – Сталь 40ХМ – из меню;
13. Твердость поверхности зубьев колеса: - 310НВ;
14. Заготовка шестерни (выбирается из меню): - поковка;

Экран 3 (конструктивные параметры)

15. Схема передачи (из меню) – 6;
16. Передаточное число (табл.2): - 3,20;
17. (переключение меню на межосевое расстояние): - 0,8;

Для минимизации габаритов редуктора при расчете тихоходной ступени редуктора целесообразно вводить межосевое расстояние тихоходной ступени, рассчитанное по формуле: $a_{wT}^* = d_{a2} + \delta + \frac{d_{в3}}{2} = \frac{186}{2} + 15 + \frac{65}{2} = 140,25$ мм; принимаем $a_{wT} = 150$ мм; где $d_{a2} = 185,75 \approx 186$ мм - диаметр окружности вершин (из распечатки расчета быстроходной передачи); $\delta \approx 15 \dots 20$ мм – зазор между колесом быстроходной ступени и тихоходным валом;

$$d_{в3} = \sqrt{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt{\frac{1350 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [25]}} = 64,5 \text{ мм; принимаем } d_{в3} = 65 \text{ мм, где } [\tau_{кр}] = 25 \text{ МПа;}$$

18. Ряд модулей: - из 1-го ряда – из меню;
 19. Угол наклона зубьев, град.: - 0^0 ;
 20. Коэффициент смещения: - а (передача без смещения);
- Нажатием "Esc" программа переводится в режим расчета;**
Сохранение результатов

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ
(проектный расчет)

Таблица 3

№ п/п	Наименование параметра		Размер- ность	Варианты расчета					
				1б	2б	3б	1т	2т	3т
Экран 1 (Эксплуатационные параметры)									
1	Требуемый ресурс		час	3300					
2	Частота вращения быстроходного вала передачи		об мин	582	-	-	138	138	-
3	Номинальный вращающий момент на быстроходном валу передачи		Нм	56,5	-	-	446	446	-
4	Передача (реверс., нереверс.)		—	реверсивная					
5	Режим нагружения		—	6					
Экран 2 (Технологические параметры)									
6	Степень точности		—	7			8		
7	Шестерня	Термообработка	—	У	-	-	У	ТВЧ	-
8		Материал (из меню)	—	Сталь 40ХМ	-	-	Сталь 40ХМ	Сталь 40ХМ	-
9		Твердость поверхности зубьев	—	300	-	-	350	HRC 55	-
10		Заготовка	—	поковка			поковка		
11	Колесо	Термообработка	—	У	-	-	У	ТВЧ	
12		Материал (из меню)	—	Сталь 40ХМ			Сталь 40ХМ	Сталь 40ХМ	-
13		Твердость поверхности зубьев	—	270	-	-	320	HRC 55	-
14		Заготовка	—	поковка			поковка		
Экран 3 (Конструктивные параметры)									
15	Схема передачи (из меню)		—	3			6		
16	Передаточное число		—	4,23	-	-	3,20	3,2	-
17	Межосевое расстояние a_w	мм	-	-	-	150	150		
	или относит. ширина венца ψ_{bd}	—	0,8	-	-	-	-	-	
	или относит. ширина венца ψ_{ba}	—	-	-	-	-			
18	Ряд модулей (1 или 2 из меню)		—	1			1		
19	Угол наклона зубьев		град	35			0		
20	Коэффициент смещения: а. Передача без смещения б. по ГОСТ 16532-70		—	а			а		

	Фамилия	Группа	Подпись	Дата
Разработал				
Проверил	Заборский Е.В.	доцент		

2.1.3 Результаты расчетов зубчатых передач

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ БЫСТРОХОДНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала 582.0 об./мин. РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ 3300 ч

ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу 56.5 Н*м ПЕРЕДАЧА реверсивная

РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ типовая циклограмма нагружения N6 КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.00

ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь 40ХН ТО улучшение ТВЕРДОСТЬ 300 НВ
 КОЛЕСО: поковка сталь 40ХН ТО улучшение ТВЕРДОСТЬ 270 НВ
 СХЕМА ПЕРЕДАЧИ 3 СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ 7
 МОДУЛЬ 1.250 мм МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ 113.000 мм
 ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни 28 колеса 120 ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО 4.29
 УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.] 35 03 24
 КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни 0.000 колеса 0.000 суммарный 0.000
 ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни 37.0 колеса 34.0
 ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА: в долях d_1 0.795 в долях a_w 0.301
 КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового 1.30 осевого 4.97 суммарный 6.28
 СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная 2643 радиальная 1175 осевая 1854
 ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный 42.757 вершин 45.26 впадин 39.63
 ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный 183.243 вершин 185.74 впадин 180.12
 УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС 681 куб.см ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ 1.30 м/с
 НАПРЯЖЕНИЯ |при расчете на контактную | при расчете на изгибную |
[МПа]	выносливость	прочность	выносливость	прочность
			шестер. колесо	шестер. колесо
расчетные	553	782	143 135	286 271
допускаемые	573	1680	214 192	1114 1003
 КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh 1.09 Kf 1.15 долговечн.Zn 0.99 1.18 Yn 1.00 1.00

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ТИХОХОДНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала 138.0 об./мин. РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ 3300 ч
 ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу 446.0 Н*м ПЕРЕДАЧА реверсивная
 РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ типовая циклограмма нагружения N 6 КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.00
 ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь 40ХН ТО улучшение ТВЕРДОСТЬ 350 НВ
 КОЛЕСО: поковка сталь 40ХН ТО улучшение ТВЕРДОСТЬ 320 НВ
 СХЕМА ПЕРЕДАЧИ 6 СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ 8
 МОДУЛЬ 3.000 мм МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ 150.000 мм
 ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни 24 колеса 76 ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО 3.17
 УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.] 00 00 00
 КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни 0.000 колеса 0.000 суммарный 0.000
 ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни **107.0** колеса **101.0**
 ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА: в долях d_1 1.403 в долях a_w 0.673
 КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового 1.71 осевого 0.00 суммарный 1.71
 СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная 12389 радиальная 4509 осевая 0
 ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный 72.000 вершин 78.00 впадин 64.50
 ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный 228.000 вершин 234.00 впадин 220.50
 УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС 3322 куб.см ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ 0.52 м/с
 НАПРЯЖЕНИЯ |при расчете на контактную | при расчете на изгибную |
[МПа]	выносливость	прочность	выносливость	прочность
			шестер. колесо	шестер. колесо
расчетные	662	937	224 203	449 407
допускаемые	823	1680	234 246	1300 1189
 КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh 1.14 Kf 1.37 долговечн.Zn 1.31 1.53 Yn 1.00 1.15

По результатам расчетов колеса получись широкими (и металлоемкими). В связи с этим проводим второй вариант расчета тихоходной передачи, изменив термообработку: вместо **улучшения** назначаем **поверхностную закалку ТВЧ**:

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ТИХОХОДНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала 138.0 об./мин. РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ 3300 ч
 ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу 446.0 Н*м ПЕРЕДАЧА реверсивная
 РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ типовая циклограмма нагружения N 6 КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.00
 ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь 40ХН ТО **поверхн.закалка** ТВЕРДОСТЬ 55 HRCэ
 КОЛЕСО: поковка сталь 40ХН ТО **поверхн.закалка** ТВЕРДОСТЬ 55 HRCэ
 СХЕМА ПЕРЕДАЧИ 6 СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ 8
 МОДУЛЬ 4.000 мм МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ 150.000 мм
 ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни 18 колеса 57 ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО 3.17
 УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.] 00 00 00
 КОЭФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни 0.000 колеса 0.000 суммарный 0.000
 ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни 71.0 колеса 63.0
 ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА: в долях d1 0.875 в долях aw 0.420
 КОЭФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового 1.65 осевого 0.00 суммарный 1.65
 СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная 12389 радиальная 4509 осевая 0
 ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный 72.000 вершин 80.00 впадин 62.00
 ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный 228.000 вершин 236.00 впадин 218.00
 УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС 2090 куб.см ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ 0.52 м/с
НАПРЯЖЕНИЯ	при расчете на контактную	при расчете на изгибную		
[МПа]	выносливость	прочность	выносливость	прочность
			шестер. колесо	шестер. колесо
расчетные	868	1228	281 248	562 495
допускаемые	1325	2420	294 338	1257 1257
 КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh 1.19 Kf 1.36 долговечн.Zn 1.56 1.80 Yn 1.00 1.15

2.2 Расчет ременной передачи

2.2.1 Основы расчета

Критериями работоспособности ременных передач являются:

- *тяговая способность*;
- *долговечность ремня*;

2.2.2 Исходные данные для расчета

Рекомендации по расчету ременной передачи в программе "Made-2008"

Экран 1 (эксплуатационные параметры)

1. Требуемый ресурс: 3300 час (задано);
2. Частота вращения быстроходного вала передачи (табл.2): $n_{дв} = 1455$ об/мин (выбирается асинхронная частота электродвигателя);
3. Номинальный вращающий момент на быстроходном валу передачи: $T_{дв} = 48$ Нм (выбирается вращающий момент на валу электродвигателя);
4. Передача - реверсивная (см. таблицу исх. данных);

5. Режим нагружения: вариант №6 (см. таблицу исх. данных);

Экран 2 (конструктивные параметры)

6. Тип ремня (из меню) – выбираем нормальный клиновой ремень;

7. Сечение ремня ("подсказка" –из меню) – выбираем сечение **A**;

8. Регулировка – периодическая;

9. Передаточное отношение (число) (табл.2) - $i_{rp} = 2,5$;

10. Межосевое расстояние – предварительно назначаем $a_{rp} = 450$ мм;

Нажатием "Esc" программа переводится в режим расчета;

Сохранение результатов

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ (проектный расчет)

Таблица 4

Таблица						
№ п/п	Наименование параметра		Размер ность	Варианты расчета		
				1	2	3
Экран 1 (эксплуатационные параметры)						
1	Требуемый ресурс		час	3300		
2	Частота вращения быстроходного вала передачи		об/мин	1455	-	-
3	Номинальный вращающий момент на быстроходном валу передачи		Нм	48	-	-
4	Передача (реверс., нереверс.)		-	реверс.	-	-
5	Режим нагружения		-	6		
Экран 2 (конструктивные параметры)						
6	Тип ремня (из меню)	норм. клиновой	-	+	-	-
		узкий клиновой	-	-	-	-
		поликлиновой	-	-	-	-
7	Сечение (из меню)		A			
8	Регулировка (из меню)	периодическая	-	+	-	-
		автоматическая	-	-	-	-
9	Передаточное число		-	2,5	-	-
10	Межосевое расстояние		мм	450	-	-

	Фамилия	Группа	Подпись	Дата
Разработал				
Проверил	Заборский Е.В.	доцент		

2.2.3 Результаты расчета

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала 1455.0 об./мин. РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ 3300 ч
 ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу 48.0 Н*м ПЕРЕДАЧА реверсивная
 РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ типовая циклограмма нагружения N 6 КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.00
 ТИПОРАЗМЕР СЕЧЕНИЯ ремней A РАСЧЕТНАЯ ДЛИНА 1800 мм
 КОЛИЧЕСТВО РЕМЕНЕЙ в комплекте (или ребер поликлинового ремня) 4
 РЕГУЛИРОВКА НАТЯЖЕНИЯ РЕМЕНЕЙ периодическая

РЕСУРС комплекта ремней 1000 ч МАССА комплекта ремней 0.73 кг
КОЛИЧЕСТВО КОМПЛЕКТОВ ремней на весь срок службы передачи 4

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ 2.54 МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ 444 (+ 24/- 9) мм
РАСЧЕТНЫЕ ДИАМЕТРЫ шкивов [мм]: меньшего 160 большего 400
ШИРИНА шкивов 65 мм УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ шкивов 9475 куб.см

СИЛА, действующая на валы [Н]: в покое 1347 при работе передачи 1275
СИЛА предварительного натяжения комплекта ремней 699 Н
ПОЛЕЗНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В РЕМНЕ [МПа]: расчетные 2.00 допускаемые 2.08

Таблица результатов расчетов передач привода

Таблица 5

Параметр	Обозначение	Быстроходная ЗП	Тихоходная ЗП (1-й вар.)	Тихоходная ЗП (2-й вар.)
Передаточное отношение передач	u	4,29	3,15	3,17
Межосевое расстояние, мм	a_w	113	150	150
Модуль, мм	m	1,25	3,0	4,0
Угол наклона зубьев, (град, мин., сек.)	β	35°03'24"	0	0
Диаметр делительной окружности шестерни, мм	d_1	42,76	72,00	72,00
Диаметр делительной окружности колеса, мм	d_2	183,24	228,00	228,00
Число зубьев шестерни	z_1	28	24	18
Число зубьев колеса	z_2	120	76	57
Ширина шестерни	b_1	37	107	71
Ширина колеса	b_2	64	101	63
Окружная сила	F_t	2643	12389	12389
Радиальная сила	F_r	1175	4509	4509
Осевая сила	F_a	1854	0	0
Ременная передача				
Межосевое расстояние	a_{rp}	444 (+24/-9)		
Типоразмер сечения ремней	-	А		
Количество ремней	-	4		
Передаточное отношение	i_{pn}	2,55		
Расчетный диаметр ведущего шкива, мм	D_1	160		
Расчетный диаметр ведомого шкива, мм	D_2	400		
Сила, действующая на валы при работе передачи, Н	F_{rp}	1275		

3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕДУКТОРА

3.1 Проектный расчет валов и предварительный выбор подшипников качения

3.1.1 Проектный расчет быстроходного вала (рис.3)

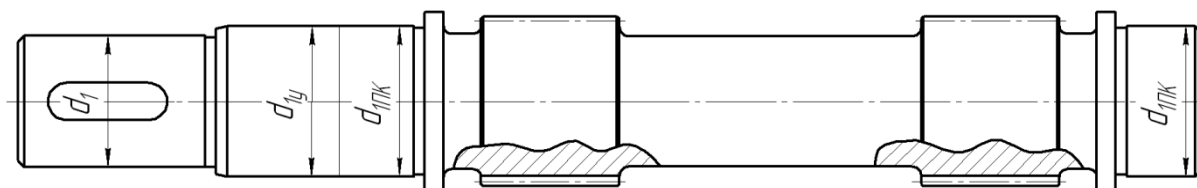


Рис.3 Схема быстроходного вала

Расчетный диаметр консоли вала: $d_1^* = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{113 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [15]}} \approx 33,5 \text{ мм}$; округляем до

стандартного значения (из ряда предпочтительных чисел): $d_1 = 35 \text{ мм}$;

Диаметр ступени вала под манжетное уплотнение: $d_{1у} = 40 \text{ мм}$;

Диаметр ступени вала под подшипник качения: $d_{1пк} = 40 \text{ мм}$;

В соответствии с конструкцией редуктора раздвоение потока мощности осуществляется на первой ступени редуктора. Поэтому с учетом того, что суммарная осевая сила раздвоенной (шевронной передачи) равна 0, в опорах быстроходного вала можно применить радиальные шариковые подшипники.

Предварительно назначаем радиальные шариковые подшипники качения средней серии 308) ГОСТ 8882-75 Параметры подшипника: $d = 40 \text{ мм}$; $D = 90 \text{ мм}$; $B = 23 \text{ мм}$; $C = 41000 \text{ Н}$; $C_0 = 22400$

3.1.2 Проектный расчет промежуточного вала (рис.4)

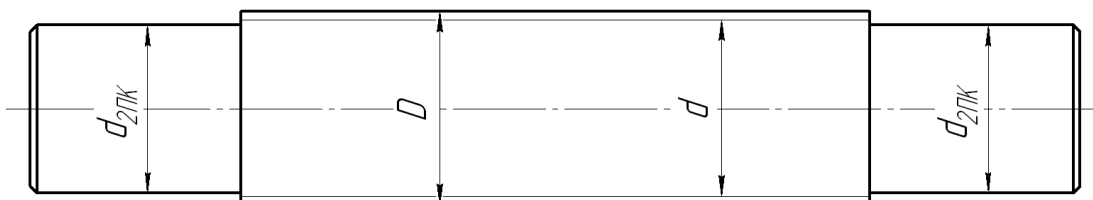


Рис.4 Схема промежуточного вала

Расчетный диаметр промежуточного вала под зубчатыми колесами:

$d_{2к}^* = \sqrt[3]{\frac{T_2 / 2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{446 / 2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [20]}} \approx 38,2 \text{ мм}$; Принимаем $d_{2к} = 42 \text{ мм}$;

Конструкция вала – вал-шестерня;

Диаметр ступени вала под подшипник качения: $d_{2пк} = 40 \text{ мм}$

Поскольку вал должен размещаться в плавающих опорах, предварительно назначаем радиальные роликовые подшипники качения средней серии 2308 (с короткими цилиндрическими роликами, наружное кольцо – без бурта) ГОСТ 8328-75 Параметры подшипника: $d = 40 \text{ мм}$; $D = 90 \text{ мм}$; $B = 23 \text{ мм}$; $C = 56100 \text{ Н}$; $C_0 = 32500$;

Для соединения промежуточного вала с колесами передач применяется шлицевое прямобочное соединение $z \times d \times D \rightarrow 8 \times 42 \times 46$; где $z = 8$ – число шлицов; $d=42\text{мм}$ – внутренний диаметр; $D=46\text{мм}$ – наружный диаметр;

3.1.3 Проектный расчет тихоходного вала (рис.5)

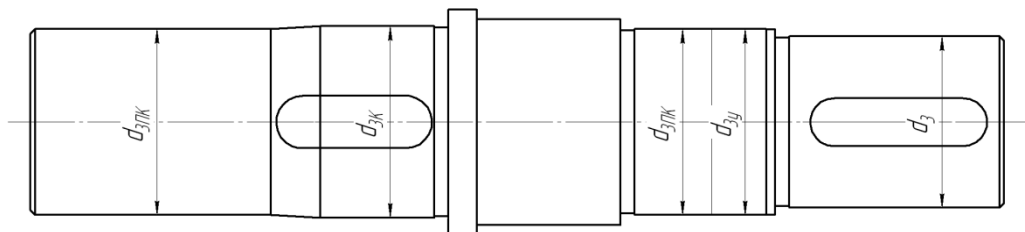


Рис.5 Схема тихоходного вала

Расчетный диаметр консоли вала: $d_{31}^* = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{1350 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [30]}} \approx 60,8 \text{ мм}$; округляем до

стандартного значения (из ряда предпочтительных чисел): $d_3 = 60 \text{ мм}$;

Диаметр ступени вала под манжетное уплотнение: $d_{3у} = 65 \text{ мм}$;

Диаметр ступени вала под подшипник качения: $d_{3пк} = 65 \text{ мм}$;

Диаметр ступени вала под колесом: $d_{3к} = 67 \text{ мм}$;

Определение параметров шпоночных соединений валов редуктора [3, с.56]:

1. Шпонка консоли быстроходного вала: $d = 35 \text{ мм}$; $b = 10$; высота $h = 8$; $t_1 = 5 \text{ мм}$;

Расчетная длина шпонки $l^* \geq b + \frac{4T_1 \cdot 10^3}{d \cdot h \cdot [\sigma_{см}]} = 10 + \frac{4 \cdot 113 \cdot 10^3}{35 \cdot 8 \cdot [130]} \approx 22 \text{ мм}$; назначаем

стандартную длину шпонки, равную $l = 32 \text{ мм}$;

Шпонка 10x8x32 ГОСТ 23360-78

Длину ступицы ведомого шкива ременной передачи принимаем равной: $l_{ст} = l + (10 \dots 15) = 32 + 16 = 48 \text{ мм}$.

2. Шпонка консоли тихоходного вала: $d = 60 \text{ мм}$; $b = 18$; высота $h = 11$; $t_1 = 7 \text{ мм}$;

Расчетная длина шпонки $l^* \geq b + \frac{4T_3 \cdot 10^3}{d \cdot h \cdot [\sigma_{см}]} = 18 + \frac{4 \cdot 1350 \cdot 10^3}{60 \cdot 11 \cdot [130]} = 80,9 \text{ мм}$;

Назначаем стандартную длину шпонки, равную $l = 80 \text{ мм}$;

Шпонка 18x11x80 ГОСТ 23360-78

3. Шпонка тихоходного вала под колесом: $d = 67 \text{ мм}$; $b = 20$; высота $h = 12$; $t_1 = 7,5 \text{ мм}$;

Расчетная длина шпонки $l^* \geq b + \frac{4T_3 \cdot 10^3}{d \cdot h \cdot [\sigma_{см}]} = 20 + \frac{4 \cdot 1350 \cdot 10^3}{67 \cdot 12 \cdot [130]} = 71,6 \text{ мм}$;

Назначаем стандартную длину шпонки, равную $l = 80$ мм;

Шпонка 20x12x80 ГОСТ 23360-78

Длина ступицы колеса принимается равной: $l_{ст} = l + (10...15) = 80 + 15 = 95$ мм.

Размеры корпусных деталей корпуса [4, с.241, т. 10.2]

- толщина стенки корпуса: $\delta = 0,025 \cdot a_w + 3 = 0,025 \cdot 150 + 3 = 6,75$ мм; принимаем толщину стенки равной: $\delta = 10$ мм;

- толщина стыковочного фланца: $b_{\phi} = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 10 = 15$ мм;

- толщина опорного фланца: $b_{\phi} = 2,0 \cdot \delta = 2,0 \cdot 10 = 20$ мм;

- толщина ребер жесткости: $\delta_p = 1,0 \cdot \delta = 1,0 \cdot 10 = 10$ мм;

- диаметр фундаментных болтов: $d_{\phi} = (0,03...0,036) a_w + 12 = (0,03...0,036) \cdot 150 = 4,5...5,4 + 12 = 16,5...17,4$; принимаем $d_{\phi} = 16$ мм (болт М18);

- диаметр болтов у подшипников (на бобышках): $d_{пк} = (0,7...0,75) d_{\phi} = (0,7...0,75) \cdot 18 = 12,6...13,5$ мм; принимаем $d_{пк} = 14$ мм (болт М14);

- диаметр болтов на стыковочных фланцах: $d_{ст} = (0,5...0,6) d_{\phi} = (0,5...0,6) \cdot 18 = 9...10,8$; принимаем $d_{ст} = 12$ мм; (болт М12)

Высота бобышек назначается в соответствии с рекомендациями [4, с.21]

3.2 Схема сил, действующих в передачах привода (силовая схема) – рис.6

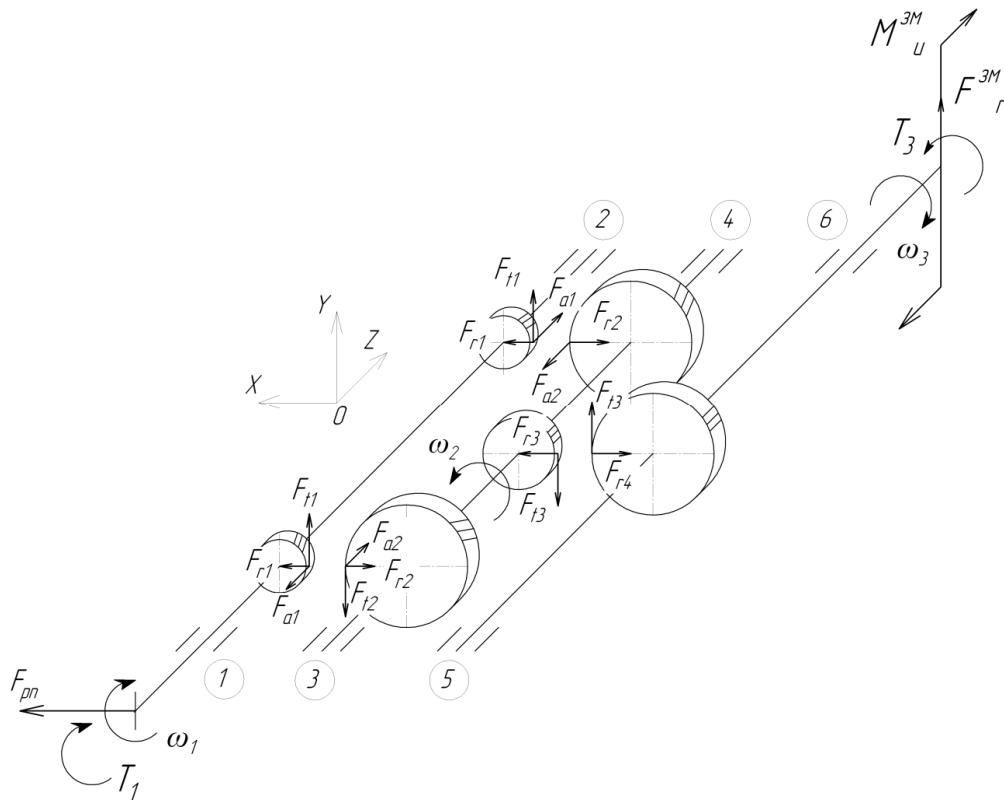


Рис. 6 Силовая схема привода

Силы в зубчатых передачах:

Быстроходная ступень: $F_{t1} = F_{t2} = 2643 \text{ Н}$; $F_{r1} = F_{r2} = 1175 \text{ Н}$; $F_{a1} = F_{a2} = 1854 \text{ Н}$;

Тихоходная ступень: $F_{t3} = F_{t4} = 12389 \text{ Н}$; $F_{r3} = F_{r4} = 4509 \text{ Н}$; $F_{a3} = F_{a4} = 0 \text{ Н}$;

Усилие от ременной передачи: $F_{pn} = 1275 \text{ Н}$;

От зубчатой муфты (на консоли тихоходного вала):

Изгибающий момент (от сил трения на зубьях): $M_u^{3M} \approx 0,15 \cdot T_3 = 0,15 \cdot 1350 = 202500$
Нмм;

Радиальная сила: $F_r^{3M} = (0,08 - 0,2) \frac{T_3}{l_m} = 0,15 \cdot \frac{1350 \cdot 10^3}{95} \approx 2131 \text{ Н}$;

3.3 Определение опорных реакций валов редуктора

Для расчета опорных реакций в программе "Балка" осуществляется перенос векторов сил на ортогональные плоскости – в координатах XOZ и YOZ соответственно (рис.7).

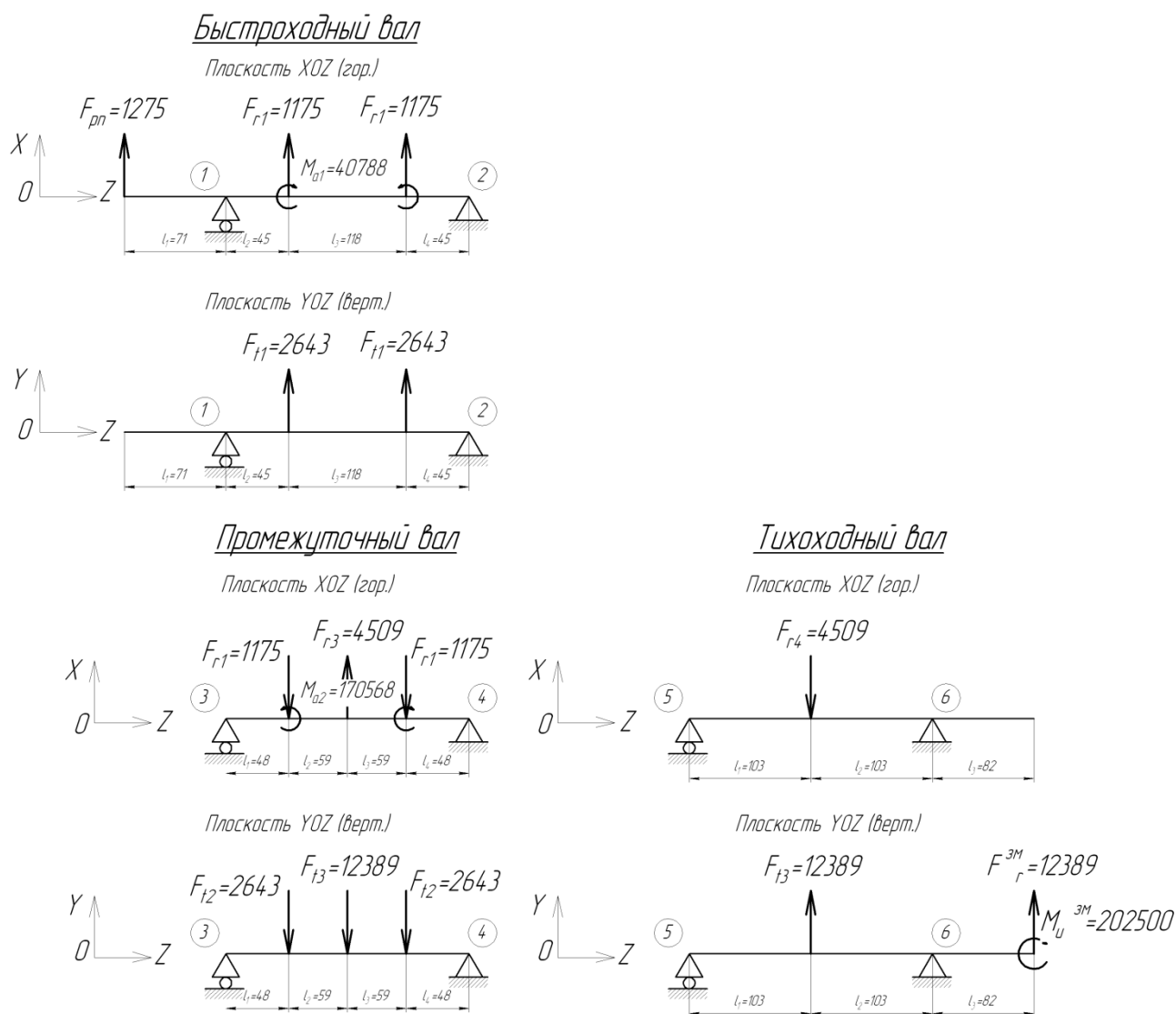
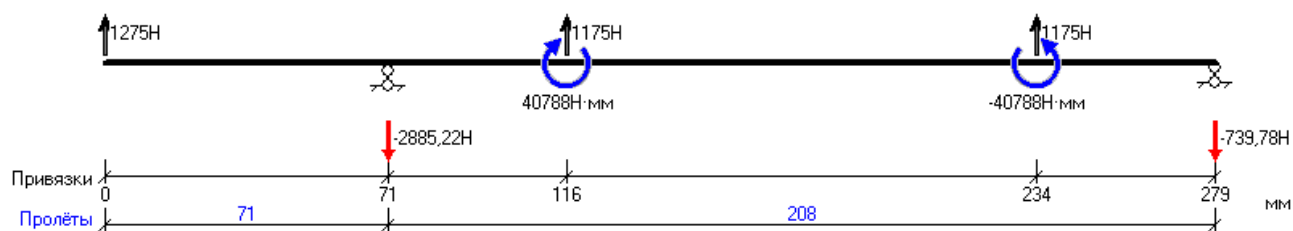


Рис.7 Схемы нагружения валов в ортогональных плоскостях

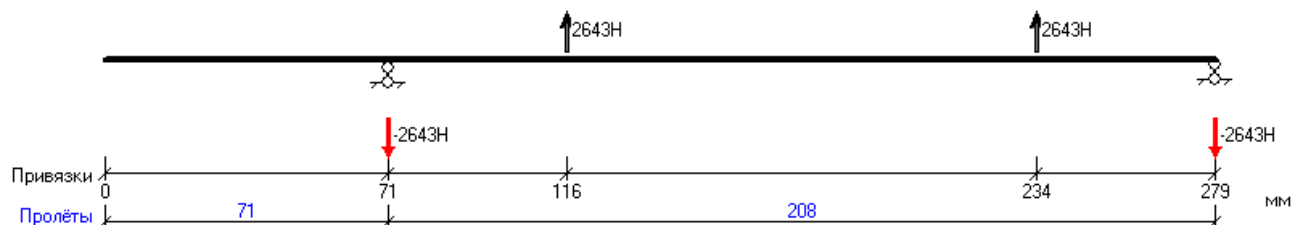
Расчет опорных реакций валов в программе "Балка"

а) Быстроходный вал

Расчётная схема быстроходного вала XOZ (гор.)



Расчётная схема быстроходного вала YOZ (верт.)



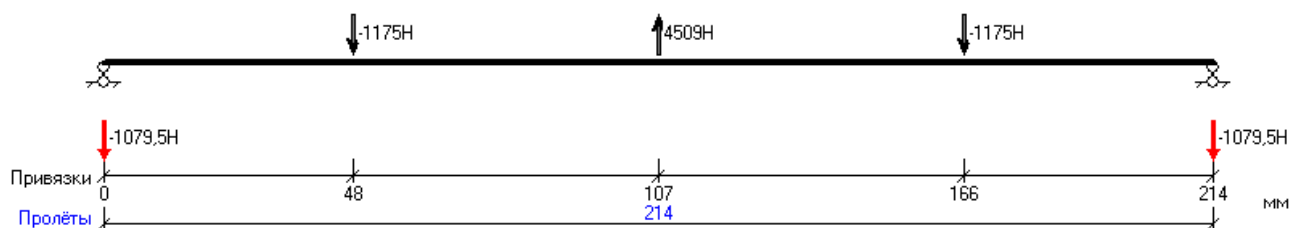
$$R_{1X} = 2885\text{H}; \quad R_{2X} = 740\text{H}; \quad R_{1Y} = R_{2Y} = 2643\text{H};$$

$$\text{Полные реакции: } R_i = \sqrt{R_{iX}^2 + R_{iY}^2};$$

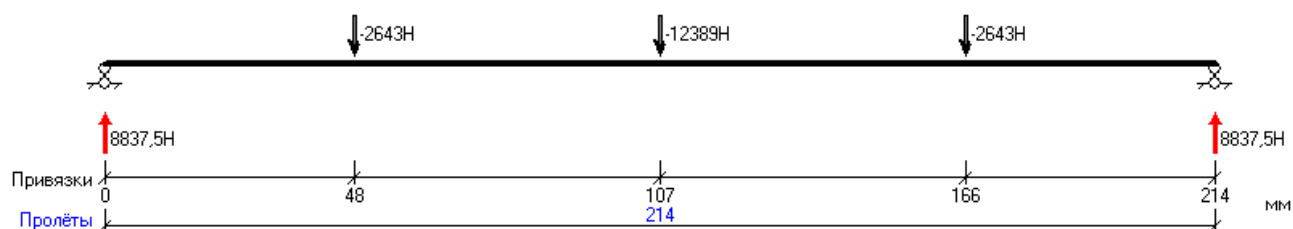
$$R_1 = \sqrt{2885^2 + 2643^2} \approx 3913\text{H}; \quad R_2 = \sqrt{740^2 + 2643^2} \approx 786\text{H};$$

б) Промежуточный вал

Расчётная схема промежуточного вала XOZ (гор.)



Расчётная схема промежуточного вала YOZ (верт.)

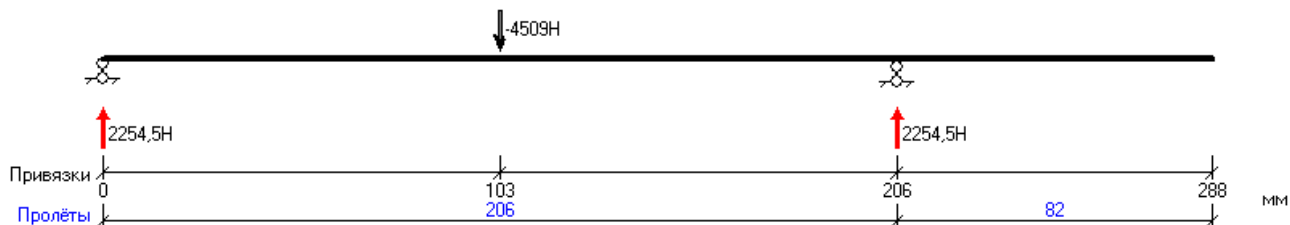


$$R_{3X} = 1080 \text{ Н}; R_{4X} = 1080 \text{ Н}; R_{3Y} = R_{4Y} = 8838 \text{ Н};$$

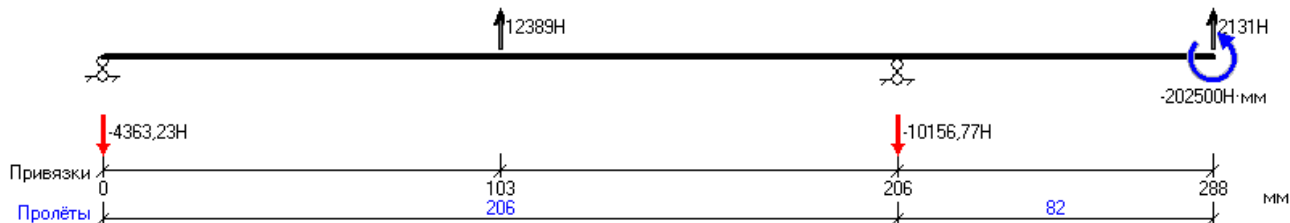
$$R_3 = \sqrt{1080^2 + 8838^2} \approx 8904 \text{ Н}; R_2 = \sqrt{1080^2 + 8838^2} \approx 8904 \text{ Н};$$

в) Тихоходный вал

Расчётная схема тихоходного вала XOZ (гор.)



Расчётная схема тихоходного вала YOZ (верт.)



$$R_{5X} = R_{6X} = 2255 \text{ Н}; R_{6X} = 4363 \text{ Н}; R_{6Y} \approx 10157 \text{ Н};$$

$$R_5 = \sqrt{2255^2 + 4363^2} \approx 4911 \text{ Н}; R_6 = \sqrt{2255^2 + 10157^2} \approx 10404 \text{ Н};$$

3.4 Проверочные расчеты тихоходного вала

Задача расчетов: оценка работоспособности вала по критериям усталостной и статической прочности.

3.4.1 Расчет на усталостную (циклическую) прочность

Назначаем материал вала: Сталь 40ХН, улучшение; $\sigma_B = 850 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 600 \text{ МПа}$; [1, с.162-163, табл.8.8]

Пределы выносливости: $\sigma_{-1} \approx 0,5\sigma_B = 0,5 \cdot 800 = 400 \text{ МПа}$; $\tau_{-1} \approx 0,25\sigma_B = 0,25 \cdot 800 \approx 200 \text{ МПа}$;

При расчете на выносливость используются следующие допущения (рис.8):

- 1) - нормальные напряжения изгиба изменяются во времени по симметричному знакопеременному циклу с $R = -1$;
- 2) - касательные напряжения кручения – по пульсирующему циклу с $R=0$;

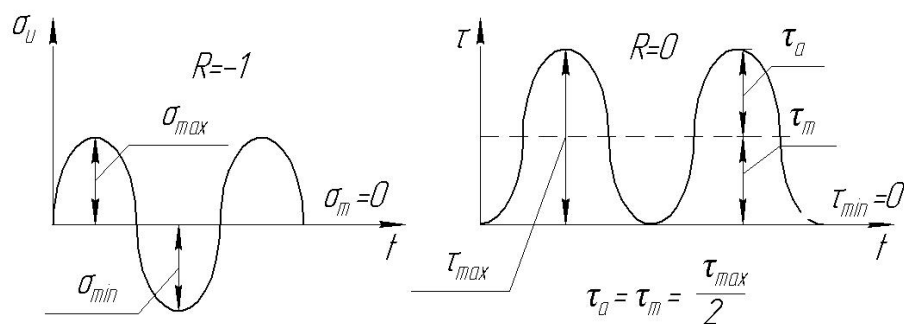
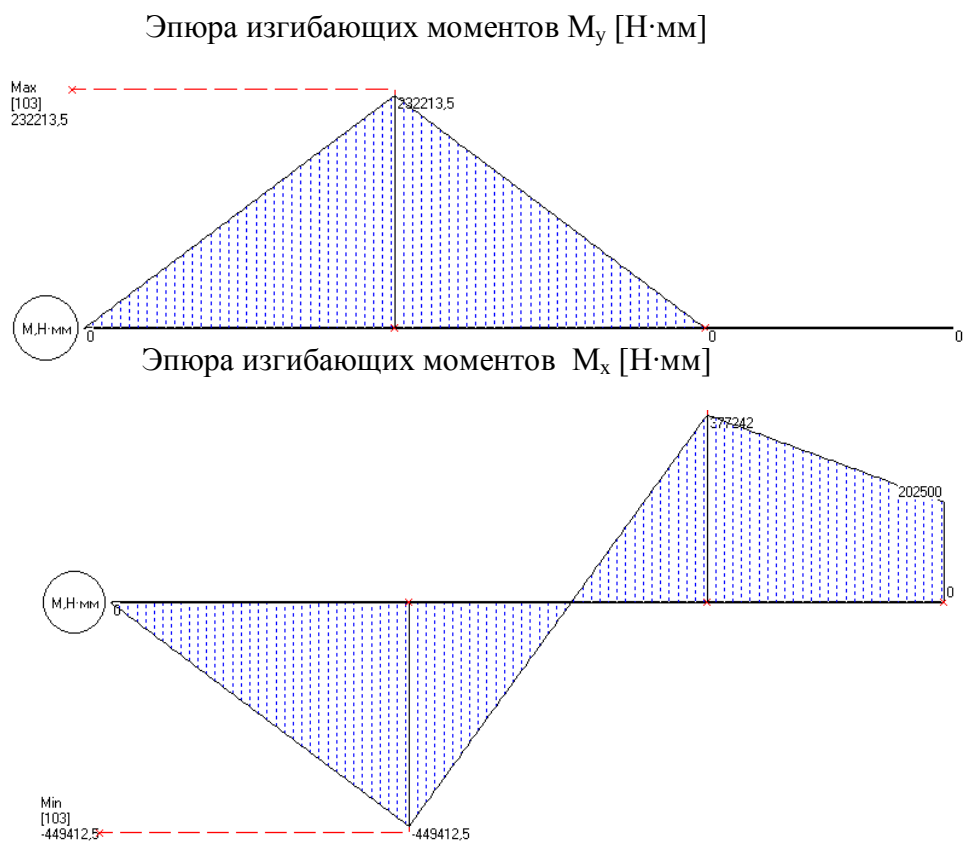
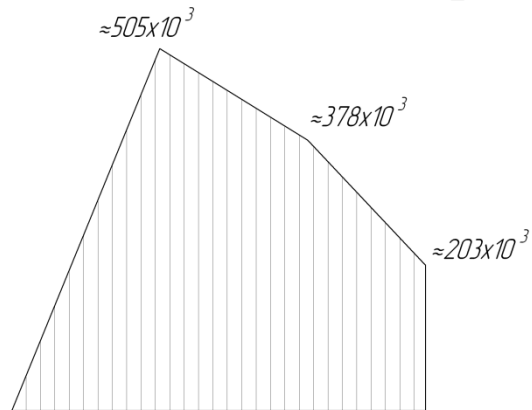


Рис.8 Циклограммы напряжений при расчете вала на усталостную прочность

Построение эпюр изгибающих моментов посредством программы "Балка"



Эпюра суммарного изгибающего момента, M_{Σ} (Нмм)



Эпюра крутящего момента, T_3 (Нмм)

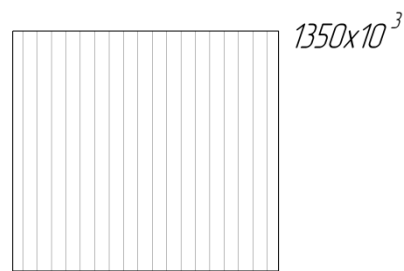


Рис. 9 Эпюры суммарного изгибающего и крутящего момента

Диаметр опасного сечения $d_{оп} = 67\text{мм}$ (под колесом);

Условие усталостной прочности: $s_a = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s_a] = 1,5 \dots 2,0$ где

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a K_{\sigma}}{K_d K_F} + \psi_{\sigma} \sigma_m} \quad \text{и} \quad s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a K_{\sigma}}{K_d K_F} + \psi_{\tau} \tau_m} - \text{коэффициенты запаса выносливости по изгибу}$$

и кручению; $\sigma_a, \tau_a, \sigma_m = 0, \tau_m$ – амплитудные и средние напряжения соответственно, ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла ($\psi_{\tau} = 0,05$);

$K_d = 0,8$ - "масштабный фактор"; $K_F = 1,0$ - коэффициент, учитывающий шероховатость вала [1, с.301, рис.15.5; 15.6];

Концентраторами напряжений на валу являются шпоночный паз ($K_{\sigma} = 1,7$) и пресовая посадка колеса ($K_{\sigma} = 2,4$). В качестве расчетного – выбираем большее значение K_{σ} [1, с.300, табл.15.1];

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M_{\Sigma_{он}}}{W_{он}} \approx \frac{M_{\Sigma_{он}}}{0,1 d_{он}^3} = \frac{506000}{0,1(67)^3} \approx 19,3 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \frac{T_3 \cdot 10^3}{W_{пон}} = 0,5 \frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2 d_{он}^3} = 0,5 \cdot \frac{1350 \cdot 10^3}{0,2(67)^3} \approx 11,2 \text{ МПа};$$

$$s_{\sigma} = \frac{400}{\frac{19,3 \cdot 2,4}{0,8 \cdot 1,0}} = 6,9;$$

$$s_{\tau} = \frac{200}{\frac{11,2 \cdot 1,8}{0,8 \cdot 1,0}} = 7,9;$$

$$s_{A-A} = \frac{6,9 \cdot 7,9}{\sqrt{(6,9)^2 + (7,9)^2}} \approx 5,2 > [s] = 2,0$$

Вывод: работоспособность вала по критерию усталостной прочности - обеспечивается.

3.4.2 Расчет на статическую прочность

Условие статической прочности: $s_t \geq [s_t] = 2 \dots 2,5$

Коэффициент запаса по статической прочности определяется из выражения:

$$s_t = \frac{\sigma_{on}}{\sigma_E} = \frac{\sigma_T}{\beta_* \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_{кр}^2}} = \frac{600}{1,5 \cdot \sqrt{(19,3)^2 + 3 \cdot (22,4)^2}} \approx 9,2 > [s_t] = 2 \dots 2,5 - \text{статическая}$$

прочность вала – обеспечивается; где $\beta_* = 1,5$ – коэффициент, учитывающий кратковременную перегрузку привода (см. бланк ТЗ).

Вывод: работоспособность вала по критерию статической прочности - обеспечивается.

3.5 Проверочный расчет подшипников качения редуктора

3.5.1 Основы расчета

Причиной отказов подшипников качения являются:

1. Усталостное выкрашивание (pitting) тел качения и беговых дорожек колец при длительной работе (критерий – контактная выносливость);
2. Пластическое обмятие тел качения и беговых дорожек колец при кратковременных перегрузках (критерий – контактная прочность);
3. Абразивный износ при длительной работе (критерий – износостойкость);
4. Раскалывание тел качения и колес при ударных нагрузках;

Рекомендации по расчету подшипников качения в программе " Made-2008"

Экран 1 (эксплуатационные параметры)

Требуемый ресурс: 3300 час (задано);

Режим нагружения: вариант № 6 (см. таблицу исх. данных) – из меню;

Экран 2 (конструктивные параметры подшипниковых опор)

Частота вращения вала: (вводится значение: см. табл.1);

Относительно нагрузки вращается внутренне кольцо;

Коэффициент безопасности: 1,3;

Схема нагружения опор: (из меню для данного варианта конструкции **выбирается верхняя левая схема** – при отсутствии внешних осевых нагрузок);

Радиальные нагрузки: вводятся соответственно для левой и правой опор;

Подшипники в опорах 1 и 2: одинаковые (из меню);

Исполнение: основное (из меню);

Серия (из меню);

Обозначение: (из меню, в соответствии с предварительно выбранными ПК);

Нажатием "Esc" программа переводится в режим расчета;

Сохранение результатов

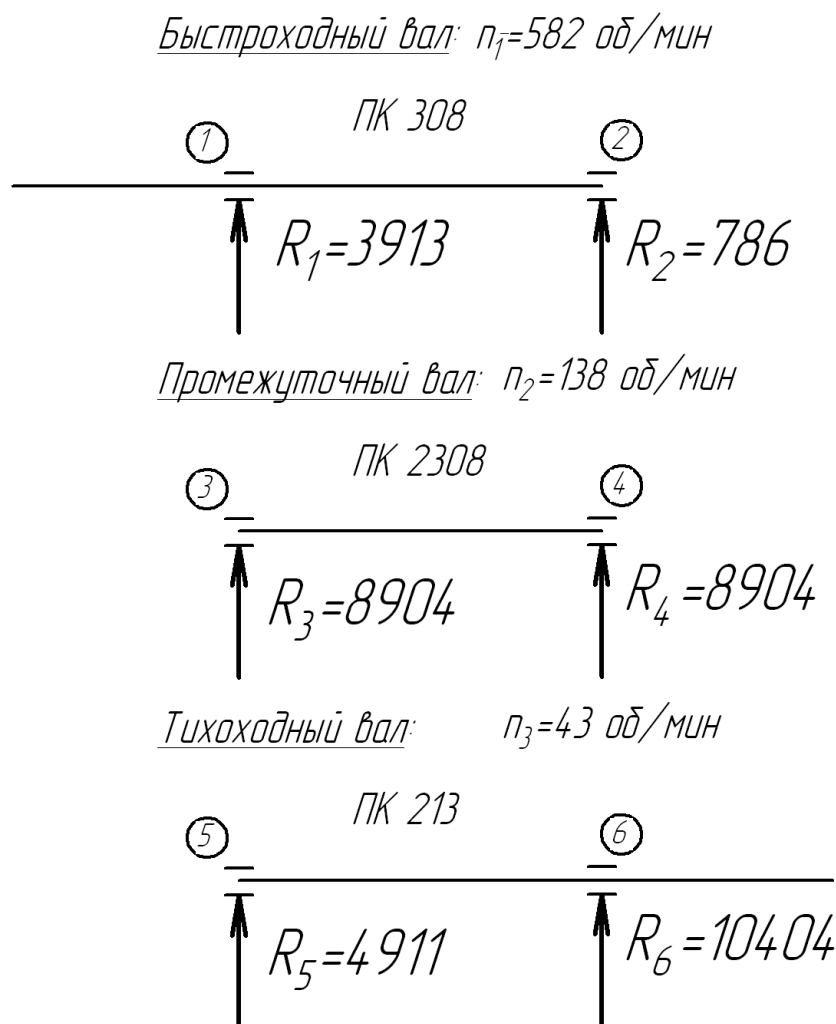


Рис. 10 Схемы нагружения опор валов

Проверочный расчет ПК проводится в программе "MADE-2008"

3.5.2 Результаты расчета

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ БЫСТРОХОДНОГО ВАЛА

ТРЕБУЕМЫЙ РЕСУРС 3300 ч

КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ 1.30

РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ типовая циклограмма нагружения N 6

КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.00

ОПОРЫ ВАЛА: плавающие

относительно нагрузки вращается внутреннее кольцо подшипника

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА 582.0 об./мин. ВНЕШНЯЯ ОСЕВАЯ СИЛА 0 Н

Опора

1

2

Подшипник

308

308

Радиальная реакция, Н

3913

786

Максимальная осевая реакция, Н	0	0
Статическая грузоподъемность, Н	22400	22400
Эквивалентная статическая нагрузка, Н	7826	1572
Ресурс при вероятности безотказной работы 0.9, ч	19400	100000
Вероятность безотказной работы при заданном ресурсе	0.993	0.999

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ВАЛА

ТРЕБУЕМЫЙ РЕСУРС 3300 ч	КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ 1.30
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ типовая циклограмма нагружения N 6	КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.00
ОПОРЫ ВАЛА: плавающие	
относительно нагрузки вращается внутреннее кольцо подшипника	
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА 138.0 об./мин.	ВНЕШНЯЯ ОСЕВАЯ СИЛА 0 Н
Опора	1 2
Подшипник	2308 2308
Радиальная реакция, Н	8904 8904
Максимальная осевая реакция, Н	0 0
Статическая грузоподъемность, Н	32500 32500
Эквивалентная статическая нагрузка, Н	17808 17808
Ресурс при вероятности безотказной работы 0.9, ч	23400 23400
Вероятность безотказной работы при заданном ресурсе	0.994 0.994

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ ТИХОХОДНОГО ВАЛА

ТРЕБУЕМЫЙ РЕСУРС 3300 ч	КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ 1.30
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ типовая циклограмма нагружения N 6	КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.00
ОПОРЫ ВАЛА: плавающие	
относительно нагрузки вращается внутреннее кольцо подшипника	
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА 43.0 об./мин.	ВНЕШНЯЯ ОСЕВАЯ СИЛА 0 Н
Опора	1 2
Подшипник	213 213
Радиальная реакция, Н	4911 10404
Максимальная осевая реакция, Н	0 0
Статическая грузоподъемность, Н	34000 34000
Эквивалентная статическая нагрузка, Н	9822 20808
Ресурс при вероятности безотказной работы 0.9, ч	100000 35600
Вероятность безотказной работы при заданном ресурсе	0.999 0.997

Вывод: работоспособность выбранных подшипников качения – обеспечивается;

3.6 Проверочный расчет соединений "вал-ступица"

Задача расчета: оценка работоспособности шпоночных соединений по критерию статической прочности при смятии.

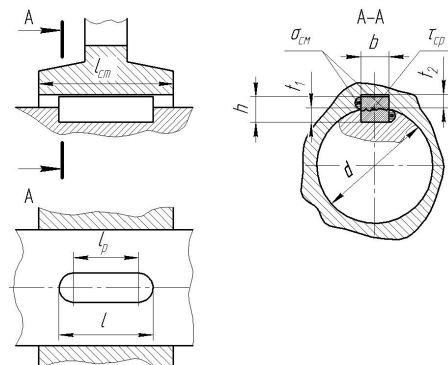


Рис.11 Расчетная схема шпоночного соединения

Шпонки проверяются на прочность на смятие боковых граней (рис.11):

$$\sigma_{см} = \frac{4T \cdot 10^3}{dh(b-l)} \leq [\sigma_{см}] = 130 \text{ МПа} \quad [\text{ПЗ-13}];$$

1. Проверка шпонки консоли быстроходного вала: 10x8x32 ГОСТ 23360-78; $T_1=113$ Нм; $d = 35$ мм;

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot 113 \cdot 10^3}{35 \cdot 8 \cdot (32 - 10)} \approx 73 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 130 \text{ МПа};$$

2. Проверка шпонки консоли тихоходного вала: 18x11x80 ГОСТ 23360-78; $T_3=1350$ Нм; $d = 60$ мм;

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot 1350 \cdot 10^3}{60 \cdot 11 \cdot (80 - 18)} \approx 132 \text{ МПа} > [\sigma_{см}] = 130 \text{ МПа};$$

Оценка перегрузки: $\delta = \frac{\sigma_{см} - [\sigma_{см}]}{[\sigma_{см}]} \cdot 100\% = \frac{132 - [130]}{[130]} \cdot 100\% \approx 1,5\% < [5\%]$ - что допустимо;

3. Проверка шпонки под колесом тихоходного вала: 20x13x80 ГОСТ 23360-78; $T_3=1350$ Нм; $d = 67$ мм;

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot 1350 \cdot 10^3}{67 \cdot 12 \cdot (80 - 20)} \approx 120 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 130 \text{ МПа};$$

Вывод: работоспособность шпоночных соединений привода по критерию прочности на смятие – обеспечивается.

4. Проверочный расчет прямобоковых шлицевых соединений промежуточного вала по критерию прочности на смятие шлицев: $\sigma_{см} \approx \frac{T_2 / 2 \cdot 10^3}{0,75 \cdot z \cdot A_{см} \cdot R_{ср}} \leq [\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа};$

где $z = 8$ – число шлицев; $A_{см} = \left(\frac{D-d}{2} - 2f\right) \cdot l = \left(\frac{46-42}{2} - 2 \cdot 0,4\right) \cdot 34 = 40,8 \text{ мм}^2$ - расчетная поверхность смятия; $l = 34$ мм – длина ступицы колеса; $R_{ср} = 0,25(D+d) = 0,25(46+42) = 56,5$ мм;

$$\sigma_{см} \approx \frac{446 / 2 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 8 \cdot 40,8 \cdot 56,5} \approx 16 \leq [\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}$$

Вывод: работоспособность шлицевых соединений – обеспечивается;

4. ВЫБОР И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ МУФТ

Для соединения выходного вала редуктора с валом исполнительного механизма рекомендуется использовать жесткие подвижные компенсирующие муфты, разновидностью которых является зубчатая муфта (рис.12). Достоинствами этих муфт являются высокая нагруз-

зочная способность, компактность, возможность компенсации незначительных по величине и в любом сочетании смещений валов, а также их технологичность, которая определяется использованием для нарезки зубьев стандартного зубонарезного инструмента.

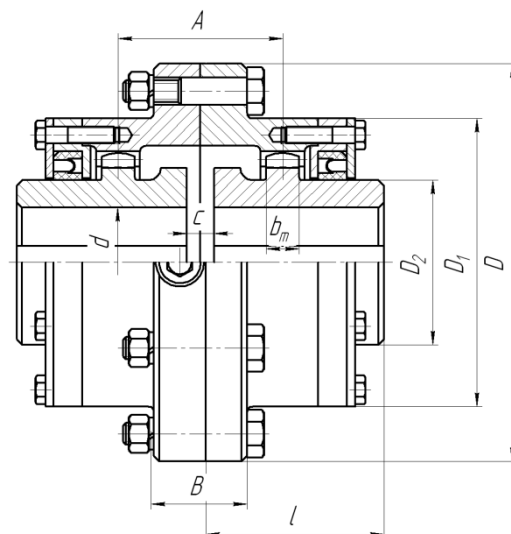


Рис.12 Схема зубчатой муфты

Основными параметрами для выбора муфты служат номинальные значения посадочных диаметров соединяемых валов и расчетный вращающий момент $T_{расч}$, для определения которого используется следующая зависимость [3, с.3]:

$$T_{расч} = K \cdot T \leq T_{табл},$$

где T – номинальный (действующий) вращающий момент, Нм;

K – коэффициент, учитывающий режим работы;

$$K = K_б \cdot K_д,$$

где $K_б$ – коэффициент безопасности, учитывающий характер последствий при выходе муфты из строя ($K_д = 1,0 \dots 2,0$); $K_д$ – коэффициент динамичности, учитывающий характер передаваемой нагрузки (постоянная, ударная, реверсивная), тип двигателя (электродвигатель, турбина, ДВС) и рабочей машины ($K_д = 1,0 \dots 2,0$).

Назначаем: - коэффициент безопасности $K_б = 1,5$; - коэффициент динамичности $K_д = 1,5$; Тогда $T_{расч} = 1,5 \cdot 1,5 \cdot 1350 \approx 3038$ Нм.

С учетом посадочного диаметра консоли выходного (тихоходного) вала $d_3 = 60$ мм, по таблице 1 выбираем зубчатую муфту №3 с расчетным моментом $T_{расч} = 3150$ Нм.

5. СИСТЕМА СМАЗЫВАНИЯ И ВЫБОР СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ПЕРЕДАЧ И ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Смазывание редукторной передачи осуществляется посредством окунания зубчатых колес в масляную ванну. Сорт масла (по кинематической вязкости) выбирается в зависимости от контактных напряжений и окружной скорости колес.

Определяется усредненная кинематическая вязкость выбираемого масла:

Для быстроходной зубчатой передачи: при величине контактных напряжений $\sigma_H = 553$ МПа и скорости скольжения $v_s = 1,30$ м/с по таблице [4, с.253, табл.10.8] определяем необходимую вязкость: $\nu_6 = 34$ м²/с. Для тихоходной зубчатой передачи: при величине контактных напряжений $\sigma_H = 868$ МПа и скорости скольжения $v_s = 0,52$ м/с по таблице [4, с.253,

табл.10.8] кинематическая вязкость составляет: $\nu_t = 60 \text{ м}^2/\text{с}$. Усредненная кинематическая вязкость определяется как $\nu_{cp} = \frac{\nu_B + \nu_T}{2} = \frac{34 + 60}{2} = 47 \text{ м}^2/\text{с}$;

Далее, по таблице [4, с.253, табл.10.10] выбирается сорт масла: И-50А ГОСТ 20799-88, с кинематической вязкостью 47-55 $\text{м}^2/\text{с}$.

Подшипники редуктора смазываются "масляным туманом" при разбрызгивании жидкой смазки.

Литература

1. Детали машин. Справочные материалы по проектированию /сост. Ю.Н. Макаров, В.И. Егоров и др.; СПб, СПбГТУ, 1995–76 с.;
2. Курсовое проектирование деталей машин: /С.А. Чернавский и др.– М.: Машиностроение, 1988.–416 с.;
3. Муфты для постоянного соединения валов. Конструкции и расчет /сост. С.О.Лазарев, В.Д.Савельев/ СПГТУ, СПб; 1995; 28 с.;

ПРИЛОЖЕНИЯ к пояснительной записке – оформляются

