

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

В.Г. КЛОКОВ

ДЕТАЛИ МАШИН

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

2-е издание, дополнительное

Рекомендовано Государственным учреждением высшего профессионального образования «Московский государственный технологический университет «Станкин» в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки в области техники и технологии»

Москва
2009

УДК 621.8
ББК 34.44
К50

Рецензент:

Н.В. Гулиа, д.т.н., проф., зав. кафедрой деталей машин (МГИУ)

Утверждено на заседании
кафедры деталей машин:
протокол № 9 от 29.11.2006

Клоков В.Г.

К50 Детали машин. Курсовое проектирование: Учебно-методическое пособие. 2-е изд., доп. – М.: МГИУ, 2009. – 188 с.

ISBN 978-5-2760-1693-1

Учебно-методическое пособие содержит сведения, необходимые для выполнения курсового проекта. В нем изложены основные принципы расчета механических передач, основы конструирования деталей и узлов общего назначения, приведены необходимые справочные материалы.

Пособие предназначено для студентов технических специальностей, изучающих курс «Детали машин». Может быть использовано студентами при написании дипломных работ.

УДК 621.8
ББК 34.44

ISBN 978-5-2760-1693-1

© Клоков В.Г., 2007
© МГИУ, 2007

Оглавление

Введение.....	7
Условные обозначения.....	8
1. Общие вопросы курсового проектирования.....	10
1.1. Исходные данные для расчета (схема привода, формулировка задания). Объем и содержание курсового проекта.....	10
1.2. Кинематический и силовой расчет привода.....	11
1.2.1. Кинематический расчет.....	11
1.2.2. Выбор электродвигателя.....	14
1.2.3. Общие сведения о редукторах.....	15
2. Расчет и проектирование передач и их элементов.....	17
2.1. Расчет и проектирование цилиндрических зубчатых передач с внешним зацеплением.....	17
2.2. Выбор материалов для шестерни и колеса.....	18
2.3. Определение допускаемых контактных напряжений.....	21
2.4. Проектный расчет закрытых цилиндрических передач.....	23
2.5. Проверочный расчет на контактную прочность закрытых цилиндрических передач.....	29
2.6. Расчет цилиндрических зубчатых передач по прочности зуба на изгиб.....	30
2.7. Расчет цилиндрических зубчатых передач на кратковременную пусковую перегрузку.....	34
3. Примеры расчета приводов.....	35
3.1. Пример расчета привода ленточного конвейера с прямозубым цилиндрическим редуктором и клиноременной передачей.....	35
3.2. Пример расчета привода ленточного конвейера с косозубым цилиндрическим редуктором и цепной передачей.....	45
3.3. Пример расчета привода ленточного конвейера с шевронным цилиндрическим редуктором и цепной передачей.....	57
4. Первый этап эскизной компоновки редуктора.....	69
4.1. Вычерчивание контура зубчатых колес и стенок редуктора.....	69
4.2. Проектирование быстроходного вала.....	72
4.2.1. Определение диаметральных размеров быстроходного вала.....	72

4.2.2. Определение линейных размеров быстроходного вала	74
4.2.3. Определение расчетных размеров a' , b' , c'	75
4.3. Проектирование тихоходного вала	75
4.3.1. Определение диаметральных размеров тихоходного вала....	75
4.3.2. Определение линейных размеров тихоходного вала.....	77
4.4. Вычерчивание быстроходного и тихоходного валов редуктора на эскизной компоновке	78
4.5. Выбор материалов для изготовления валов.....	78
5. Проверочный расчет тихоходного вала на прочность и усталостную выносливость.....	80
5.1. Определение усилий в зацеплении и сил, действующих на тихоходные валы	80
5.1.1. Прямозубая цилиндрическая передача.....	80
5.1.2. Косозубая цилиндрическая передача	80
5.1.3. Шевронная цилиндрическая передача	81
5.1.4. Определение нагрузок на концевых участках валов от муфт, клиноременных и цепных передач	81
5.2. Расчет вала на статическую прочность.....	82
5.3. Расчет вала на усталостную выносливость	85
6. Подбор шпонок и их проверочный расчет.....	89
7. Расчет подшипников качения для валов редуктора.....	90
8. Второй этап эскизной компоновки редуктора	93
9. Подбор муфт и расчет их рабочих элементов.....	93
10. Выбор смазки и уплотнительных устройств.....	95
11. Пример расчета и проектирования быстроходного и тихоходного валов прямозубого цилиндрического редуктора. Подбор шпонок и их проверочный расчет. Расчет подшипников качения для валов редуктора. Подбор муфт и расчет их рабочих элементов	99
11.1. Проектирование быстроходного вала	99
11.1.1. Определение диаметральных размеров быстроходного вала	99
11.1.2. Определение линейных размеров быстроходного вала.....	101
11.2. Проектирование тихоходного вала	101
11.2.1. Определение диаметральных размеров тихоходного вала.....	101
11.2.2. Определение линейных размеров тихоходного вала	103
11.3. Определение расчетных размеров a , b , c	103

11.4. Вычерчивание быстроходного и тихоходного валов редуктора на эскизной компоновке.....	104
11.5. Выбор материалов для изготовления валов.....	104
11.6. Проверочный расчет тихоходного вала на прочность и выносливость	104
11.6.1. Определение усилий в зацеплении и сил, действующих на вал.....	104
11.6.2. Схема нагружения тихоходного вала	105
11.7. Определение реакций в опорах	105
11.7.1. Горизонтальная плоскость	105
11.7.2. Вертикальная плоскость.....	107
11.7.3. Плоскость неопределенного направления	107
11.8. Расчет на статическую прочность	108
11.9. Расчет тихоходного вала на усталостную выносливость	111
11.10. Подбор шпонок и их проверочный расчет.....	113
11.11. Расчет подшипников качения для валов редуктора.....	114
11.11.1. Расчет подшипников качения тихоходного вала	114
11.11.2. Расчет подшипников быстроходного вала.....	116
11.12. Второй этап эскизной компоновки редуктора.....	119
11.13. Подбор комбинированной муфты и расчет ее рабочих элементов	119
12. Пример расчета и проектирования быстроходного и тихоходного валов косоугольного цилиндрического редуктора. Подбор шпонок и их проверочный расчет. Расчет подшипников качения для валов редуктора. Подбор муфт и расчет их рабочих элементов	120
12.1. Проектирование быстроходного вала	120
12.1.1. Определение диаметральных размеров быстроходного вала	120
12.1.2. Определение линейных размеров быстроходного вала	122
12.2. Проектирование тихоходного вала	122
12.2.1. Определение диаметральных размеров тихоходного вала.....	122
12.2.2. Определение линейных размеров тихоходного вала.....	124
12.3. Определение расчетных размеров a , b , c	124
12.4. Вычерчивание быстроходного и тихоходного валов редуктора на эскизной компоновке.....	124
12.5. Выбор материалов для изготовления валов.....	125

12.6. Проверочный расчет тихоходного вала на прочность и выносливость	125
12.6.1. Определение усилий в зацеплении и сил, действующих на вал.....	125
12.6.2. Схема нагружения тихоходного вала	125
12.7. Определение реакций в опорах	127
12.7.1. Горизонтальная плоскость	127
12.7.2. Вертикальная плоскость.....	128
12.7.3. Плоскость неопределенного направления	128
12.8. Расчет на статическую прочность	129
12.9. Расчет тихоходного вала на усталостную выносливость	132
12.10. Подбор шпонок и их проверочный расчет.....	134
12.11. Расчет подшипников качения для валов редуктора.....	135
12.11.1. Расчет подшипников тихоходного вала	135
12.11.2. Расчет подшипников быстроходного вала.....	138
12.12. Второй этап эскизной компоновки редуктора.....	140
12.13. Подбор муфт и расчет их рабочих элементов	140
12.13.1. Муфта МУВП для соединения быстроходного вала редуктора с валом электродвигателя.....	140
12.13.2. Комбинированная муфта для соединения тихоходного вала редуктора с валом конвейера.....	141
13. Расчет болтовых соединений	142
14. Расчет и проектирование открытых передач	144
14.1. Расчет и проектирование клиноременных передач	144
14.1.1. Пример расчета клиноременной передачи.....	152
14.2. Расчет и проектирование цепных передач с роликовой цепью	156
14.2.1. Пример расчета цепной передачи с роликовой цепью	163
Заключение.....	168
Список литературы.....	169
Приложение	170

Введение

Данное пособие предназначено для студентов, выполняющих курсовой проект по деталям машин. Задача курсового проекта состоит в том, чтобы привить студентам навыки выбора материала и рациональной термообработки, расчета и проектирования как всего привода, так и отдельных его элементов. Студент также должен освоить требования к оформлению технической документации, составлению спецификаций, оформлению расчетно-пояснительной записки.

Многие размеры элементов конструкций при проектировании не рассчитываются, а принимаются в соответствии с опытом проектирования аналогичных конструкций. Этот опыт обобщен в ГОСТах. Знакомство с ГОСТами и рекомендациями, основанными на опыте разработки подобных конструкций, умение ими пользоваться является одной из задач курсового проектирования.

Условные обозначения

- F_n – сила нормального давления
 F_a – осевая сила
 F_t – окружная сила
 F_r – радиальная сила
 F_M – нагрузка от муфты
 T – вращающий момент на валу
 $M_{изг}$ и $M_{кр}$ – изгибающий и крутящий моменты
 σ_b и τ_b – пределы прочности материала
 σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала
 σ_T и τ_T – пределы текучести материала
 $[\sigma]_H$ и $[\sigma]_F$ – допускаемые напряжения при расчете на контактные напряжения и изгиб
 S – коэффициент безопасности (коэффициент запаса прочности)
 S_n – коэффициент безопасности при расчете на контактные напряжения
 S_F – коэффициент безопасности при расчете на изгиб
 σ_{Flim} – предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба
 σ_{Hlim} – предел контактной выносливости
 N_H и N_F – число циклов нагружения при расчете на контактную прочность и изгиб
 N_{HE} и N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения при расчете на контактную прочность и изгиб
 N_{HG} и N_{FG} – базовое число циклов нагружения при расчете на контактную прочность и изгиб
 a_w и a – межосевые расстояния
 l – длина
 A – площадь сечения
 m , m_n , m_t – модули зубчатого зацепления
 D , d – диаметры
 b , b_w – ширина зубчатого венца
 ψ_{ba} , ψ_{bd} – коэффициенты ширины зуба
 β – угол наклона зуба
 m – показатель степени кривой выносливости

$\alpha, \alpha_w = 20^\circ$ – углы зацепления
 ε_α – коэффициент торцового перекрытия
 z – число зубьев зубчатого колеса или звездочки цепной передачи (или число ремней в ременной передаче)
 K_H, K_F – коэффициенты нагрузки
 $K_{H\beta}, K_{F\beta}$ – коэффициенты концентрации нагрузки по длине контактных линий
 K_{Ha}, K_{Fa} – коэффициенты неравномерности распределения нагрузки между зубьями, одновременно находящимися в зацеплении
 $Y_\beta, Y_{F\beta}$ – коэффициенты повышения прочности косозубых и шевронных передач при расчете на изгиб
 K_{HV}, K_{FV} – коэффициенты динамической нагрузки
 Y_F – коэффициент формы зуба
 P_u – шаг цепи
 P – мощность
 p_u – давление в шарнире цепи
 n – частота вращения
 U – передаточное число
 η – КПД
 HB, HRC – твердость
 t_E, T_E – эквивалентное время работы
 $K_{ниск} = \frac{T_{ниск}}{T}$ – коэффициент пусковой перегрузки
 C, C_o – динамическая и статическая грузоподъемность подшипников
 P, P_E – эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник
 L, L_h – долговечность подшипников

1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

1.1. Исходные данные для расчета (схема привода, формулировка задания). Объем и содержание курсового проекта

В качестве задания для выполнения курсового проекта чаще всего служат приводы для различных конвейеров, транспортеров, питателей, смесителей и т.д. Обычно такой привод состоит из редуктора (цилиндрического, конического, червячного) и открытой передачи (ременной или цепной). В задании также приводятся сведения о режиме работы, характере нагрузки и требуемой долговечности.

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части.

Расчетно-пояснительная записка выполняется на стандартных листах формата А4.

Содержание и оформление курсового проекта должно отвечать требованиям ЕСКД.

Расчетно-пояснительная записка должна содержать:

1. Техническое задание на проект (схема привода и исходные данные).
2. Краткое описание привода, назначение и принципы действия узлов и деталей, входящих в привод.
3. Кинематический и силовой расчет привода.
4. Выбор электродвигателя.
5. Расчет закрытой передачи (зубчатой или червячной).
6. Проектирование валов редуктора.
7. Проверочный расчет валов редуктора на статическую прочность и усталостную выносливость.
8. Подбор шпоночных и шлицевых соединений и их проверочный расчет.
9. Подбор подшипников качения для валов редуктора.
10. Выбор посадок основных деталей редуктора.
11. Определение размеров корпусных деталей.

12. Расчет болтовых соединений (болты крепления крышки к корпусу редуктора и фундаментных болтов).
13. Выбор смазки. Смазка зацепления и подшипников.
14. Тепловой расчет (только для червячного редуктора).
15. Подбор муфт (муфты) и расчет их (ее) рабочих элементов.
16. Расчет открытой передачи (клиноременной, цепной).
17. Список использованной литературы.
18. Оглавление разделов расчетно-пояснительной записки с указанием номеров страниц.
19. Спецификации к сборочным чертежам и чертежу общего вида привода.
20. Эскизный чертеж (миллиметровка).

Графическая часть проекта должна содержать:

Лист 1. Общий вид привода.

Лист 2. Сборочный чертеж редуктора в трех проекциях; для горизонтального редуктора две основные проекции – фронтальная и вид сверху выполняются в масштабе 1:1, а изображение третьей проекции (вид сбоку) допускается в любом стандартном масштабе уменьшения (1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5 и т.д.), а для вертикального редуктора – фронтальная проекция и вид сбоку – в масштабе 1:1, а вид сверху – в уменьшенном масштабе.

Лист 3. Рабочие чертежи четырех–пяти деталей по указанию преподавателя (чаще всего, это чертеж быстроходного вала-шестерни, сопряженного колеса, чертеж тихоходного вала, крышки подшипника сквозной или глухой, чертеж корпусных деталей).

Лист 4. Сборочный чертеж муфт (муфты).

Лист 5. Чертеж клиноременной или цепной передачи.

1.2. Кинематический и силовой расчет привода

1.2.1. Кинематический расчет

В задании на курсовой проект указываются исходные данные для проектирования, т.е. необходимая скорость движения исполнительного механизма – ленты для ленточного конвейера или цепи для цепного конвейера (V , м/с), необходимое усилие на ведущем барабане (или звездочке) конвейера (F_t , Н) или не-

обходимая мощность (P , кВт), диаметр приводного барабана ($D_{бар}$, м) или число зубьев звездочки Z и шаг цепи $P_ц$.

На рис. 1,а, б представлены схемы привода ленточного конвейера с одноступенчатым редуктором, клиноременной (рис. 1,а) и цепной (рис. 1,б) передачей.

В приводах, состоящих из зубчатого или червячного редуктора и открытых передач с гибкой связью (ременных, цепных), чаще всего применяются трехфазные асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором серии АИР переменного тока, имеющие синхронные частоты вращения 750 мин^{-1} , 1000 мин^{-1} , 1500 мин^{-1} и 3000 мин^{-1} .

Асинхронная частота вращения (т.е. частота вращения вала электродвигателя под нагрузкой) у таких двигателей всегда меньше, чем синхронная и она приводится в каталогах на электродвигатели (табл. П1).

В дальнейшем под $n_{эл.двиг}$ понимается асинхронная частота вращения вала электродвигателя.

Общее передаточное число привода ленточного конвейера определяется:

$$U_{общ} = \frac{n_{эл.двиг}}{n_{бар}}, \quad (1.1)$$

где
$$n_{бар} = \frac{60V}{\pi D_{бар}} \text{ мин}^{-1}. \quad (1.2)$$

Общее передаточное число цепного конвейера с тяговой звездочкой определяется:

$$n_{зв} = \frac{60V}{\pi D_{зв}} \text{ мин}^{-1}, \quad (1.3)$$

где
$$D_{зв} = \frac{P_ц}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)} \text{ м}; \quad (1.4)$$

$P_ц$ – шаг цепи; z – число зубьев тяговой звездочки.

Общее передаточное число включает в себя передаточное число редуктора и передаточное число ременной или цепной передачи:

$$U_{общ} = U_{ред} \cdot U_{рем.пер} \quad \text{или} \quad U_{общ} = U_{ред} \cdot U_{цеп.пер} \quad (1.5)$$

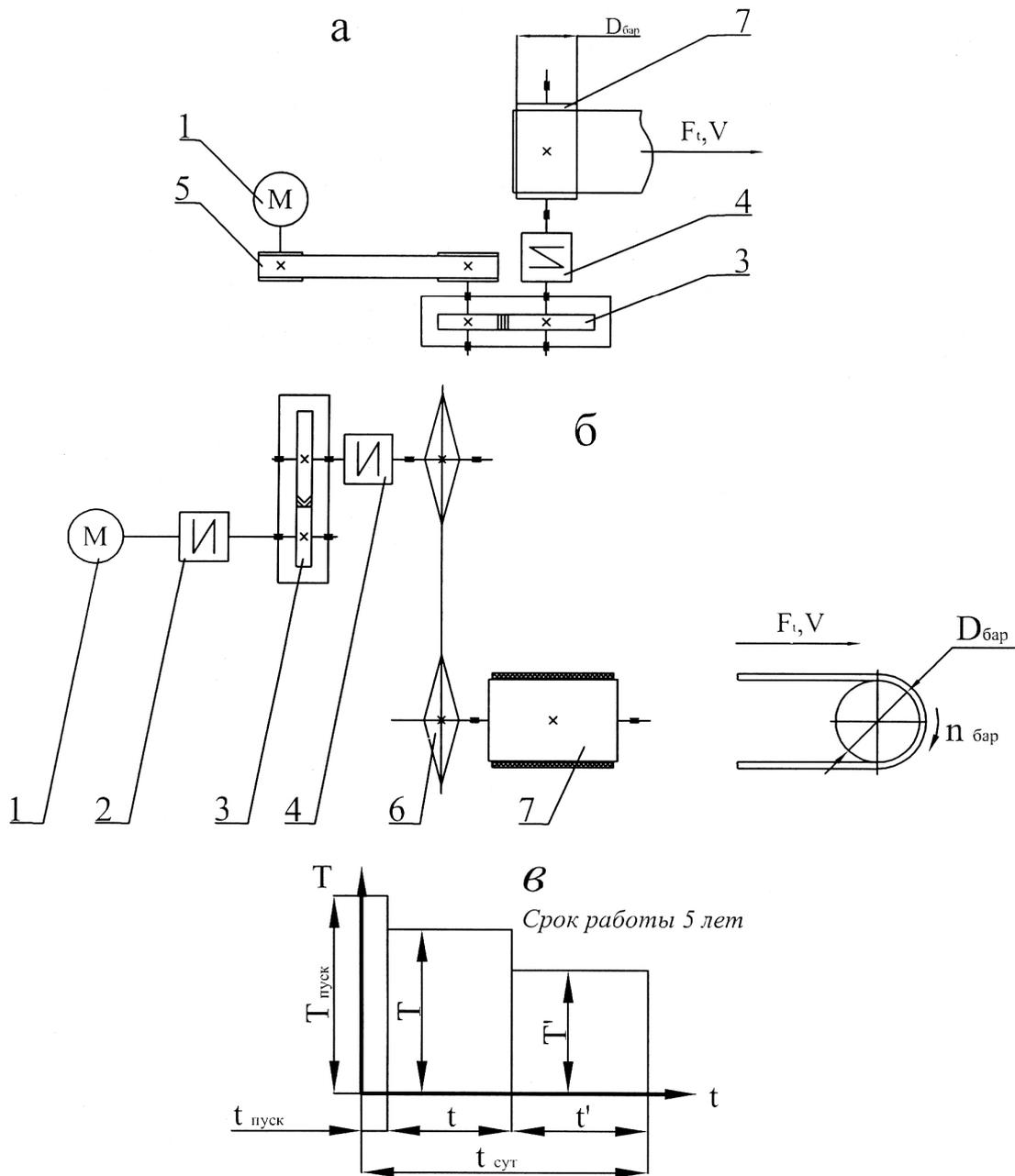


Рис. 1. Привод ленточного конвейера:

а) привод с клиноременной передачей; б) привод с цепной передачей;

в) суточный график нагрузки (циклограмма нагрузки)

1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – редуктор;

4 – муфта комбинированная; 5 – передача клиноременная;

6 – передача цепная; 7 – барабан приводной

Передаточные числа одноступенчатых зубчатых и червячных редукторов, а также ременных и цепных передач выбирают по таблице 1.

$$\text{Тогда } U_{ред} = \frac{U_{общ}}{U_{рем.пер}} \quad \text{или} \quad U_{ред} = \frac{U_{общ}}{U_{цеп.пер}}. \quad (1.6)$$

Таблица 1

Передаточные числа одноступенчатых механических передач [1]

Вид передачи	$U_{оптимальное}$	U_{max}
Зубчатая цилиндрическая закрытая (редуктор)	3...6	До 8
Зубчатая коническая закрытая (редуктор)	2...5	До 6,3
Червячная закрытая (редуктор)	10...50	До 80
Ременная	2...4	До 6
Цепная	2...5	До 8

Если в задании обусловлено применение стандартных передаточных чисел, то их выбирают из следующего ряда:

$$U_{ст} = 1,8; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1. \quad (1.7)$$

Допускаемое отклонение $\pm 4\%$.

1.2.2. Выбор электродвигателя

Электродвигатель выбирается по потребной мощности исходя из заданного окружного усилия F_t и окружной скорости V на приводном валу барабана по формуле:

$$P_{номр} = \frac{F_t \cdot V}{1000} \text{ кВт}, \quad (1.8)$$

а потребная мощность электродвигателя:

$$P_{эл.двиг. номр} = \frac{P_{номр}}{\eta_{общ}} \text{ кВт}. \quad (1.9)$$

В формулах (1.8) и (1.9) F_t (Н) и V (м/с), а общий КПД привода $\eta_{общ}$ определяется как произведение КПД отдельных механизмов, входящих в кинематическую схему.

Например, для схемы, приведенной на рис. 1,а:

$$\eta_{общ} = \eta_{рем.пер} \cdot \eta_{зац} \cdot \eta_{подш}^3 \cdot \eta_{муфты}; \quad (1.10)$$

для схемы, приведенной на рис. 1,б:

$$\eta_{общ} = \eta_{муфты}^2 \cdot \eta_{подш}^4 \cdot \eta_{зац} \cdot \eta_{цеп.пер} \quad (1.11)$$

Значения КПД для различных передач приведены в таблице 2 (без учета потерь в подшипниках).

Таблица 2

Значения КПД механических передач [4]

Вид передачи	η
Зубчатая цилиндрическая закрытая (редуктор)	0,96...0,98
Зубчатая коническая (редуктор)	0,95...0,97
Червячная закрытая (редуктор) при числе заходов червяка:	
$z_1 = 1$	0,70...0,75
$z_1 = 2$	0,75...0,80
$z_1 = 3$	0,80...0,85
$z_1 = 4$	0,85...0,90
Ременная	0,94...0,96
Цепная	0,92...0,95
Муфта	0,98...0,99
Подшипники качения (одна пара)	0,99

По найденной мощности $P_{эл. двиг. номр.}$ выбирают электродвигатель с ближайшим большим значением мощности, т.е. $P_{эл. двиг.} \geq P_{эл. двиг. номр.}$. Допускаемая перегрузка при длительной работе не более 5%.

После этого следует выписать все значения асинхронных частот вращения валов электродвигателей для дальнейшего окончательного выбора.

Например, для электродвигателей серии АИР мощностью 5,5 кВт асинхронная частота вращения может быть 2850 мин⁻¹; 1432 мин⁻¹; 960 мин⁻¹; 712 мин⁻¹ (табл. П1) Соответственно необходимо определить четыре возможных значения $U_{общ}$ по формуле (1.1) найти все возможные значения $U_{ред}$ по формуле (1.6) и выбрать наиболее рациональное в соответствии с таблицей 1.

Чертеж выбранного электродвигателя необходимо выполнить на формате А-4 с простановкой соответствующих размеров (рис. к табл. П2).

1.2.3. Общие сведения о редукторах

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатой или червячной передачи, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи вращающего момента от двигателя к исполнительному механизму.

Он состоит из корпуса (чаще всего литого чугунного), зубчатых или червячных передач, валов, подшипников, уплотняющих устройств и др. Редукторы служат для уменьшения частоты вращения и увеличения вращающего момента.

В зависимости от расположения валов редуктора в пространстве различают горизонтальные, вертикальные и наклонные редукторы.

Передаточные числа одноступенчатых редукторов обычно $U \leq 6,3$, т.к. при больших значениях U целесообразно применять двух и более ступенчатые передачи.

Цилиндрические редукторы могут иметь колеса с прямыми, косыми или шевронными зубьями, а конические – с прямыми, косыми и криволинейными зубьями.

Основные характеристики редуктора это номинальный вращающий момент на тихоходном валу T_2 и передаточное число U .

Опорами валов редукторов служат подшипники качения. Смазывание зацепления в большинстве случаев осуществляется погружением колеса в масляную ванну, а смазывание подшипников – разбрызгиванием.

Для одноступенчатых редукторов все параметры, относящиеся к быстроходному валу имеют индекс 1 (например, n_1 ; F_{t1} ; P_1 и т.д.), а параметры, относящиеся к тихоходному валу – индекс 2 (например, n_2 ; F_{t2} ; P_2 и т.д.).

Степень точности изготовления зубчатых передач рекомендуют выбирать в зависимости от окружной скорости V м/с по таблице 3.

Таблица 3

Рекомендуемые значения степени точности изготовления передачи в зависимости от окружной скорости [4]

Степень точности	Окружная скорость V , м/с (не более)			
	Прямозубые		Непрямозубые	
	Цилиндрические	Конические	Цилиндрические	Конические
6 (высокоточные)	20	12	30	20
7 (точные)	12	8	20	10
8 (средней точности)	6	4	10	7
9 (пониженной точности)	2	1,5	4	3

2. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

2.1. Расчет и проектирование цилиндрических зубчатых передач с внешним зацеплением

Для расчета передачи необходимо определить значение частоты вращения валов и вращающих моментов на них. В некоторых расчетных схемах (схемы с цепной передачей) частота вращения быстроходного вала передачи (т.е. шестерни) равна частоте вращения электродвигателя (см. рис. 1,б), а частоту вращения тихоходного вала (т.е. вала колеса) определяют по формуле:

$$n_2 = \frac{n_{\text{эл.двиг}}}{U_{\text{ред}}} \text{ мин}^{-1}. \quad (2.1)$$

В этом случае мощность на быстроходном валу передачи P_1 определяется следующим образом:

$$P_1 = P_{\text{эл.двиг. потр}} \cdot \eta_{\text{муфты}} \cdot \eta_{\text{подш.}} \text{ кВт}, \quad (2.2)$$

а мощность на тихоходном валу P_2 :

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{зац}} \cdot \eta_{\text{подш.}} \text{ кВт}. \quad (2.3)$$

Мощность на ведущем валу цепной передачи P_3 определяется:

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{муфты}} \cdot \eta_{\text{подш.}} \text{ кВт}. \quad (2.4)$$

В других схемах между валом электродвигателя и быстроходным валом редуктора находится клиноременная передача (см. рис. 1,а). В этом случае частота вращения быстроходного вала редуктора определяется:

$$n_1 = \frac{n_{\text{эл.двиг}}}{U_{\text{рем.пер}}} \text{ мин}^{-1}, \quad (2.5)$$

а тихоходного

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{\text{ред}}} \text{ мин}^{-1}. \quad (2.6)$$

Мощность на быстроходном валу редуктора P_1 в этом случае определяется:

$$P_1 = P_{\text{эл.двиг. потр}} \cdot \eta_{\text{рем пер.}} \cdot \eta_{\text{подш.}} \text{ кВт}, \quad (2.7)$$

а мощность на тихоходном валу:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{зац} \cdot \eta_{подш} \text{ кВт.} \quad (2.8)$$

Результаты кинематического расчета целесообразно свести в следующую таблицу:

Таблица 4

№ вала	n , мин ⁻¹	P , кВт	T , Н·м
0
1
2
...

Примечание: $P_0 = P_{эл.двиг. потр}$ кВт (формула 1.9); $n_0 = n_{эл.двиг}$ мин⁻¹.

2.2. Выбор материалов для шестерни и колеса

Основным материалом для изготовления зубчатых колес служат углеродистые и легированные стали. Условно все передачи в зависимости от твердости разделены на прирабатывающиеся (с твердостью $HB \leq 350$) и неприрабатывающиеся (с твердостью $HB > 350$).

В таблице 5 [3] представлены механические свойства и термическая обработка некоторых марок сталей, которые наиболее часто применяют при изготовлении прирабатывающихся зубчатых передач. Приводятся рекомендуемые сочетания сталей для изготовления шестерни и колеса. Для уменьшения номенклатуры сталей часто применяют одну марку, но с разной термообработкой.

Для обеспечения лучшей прирабатываемости зубчатых пар необходимо соблюдать условие, чтобы шестерня была бы более твердой и прочной, чем колесо. Рекомендуется следующая эмпирическая зависимость [2]:

$$HB_{2min} = HB_{1min} - (15)(20...30)(50), \quad (2.9)$$

где HB_{1min} – минимальная твердость материала шестерни;

HB_{2min} – минимальная твердость материала колеса (таблица 5).

Рекомендуемые марки сталей для шестерни и колеса при $HВ \leq 350$

Шестерня						Колесо					
Марка стали	Сечение, мм	Термообработка	$\sigma_{\text{в}}$ МПа	$\sigma_{\text{т}}$ МПа	НВ	Марка стали	Сечение, мм	Термообработка	$\sigma_{\text{в}}$ МПа	$\sigma_{\text{т}}$ МПа	НВ
40 ГОСТ 1050-88	40-100	Закалка 830–870°C, вода, отпуск 550–600°C, воздух	750	335	200–236	40 ГОСТ 8479-70	100–300	Закалка 850–870°C, вода, отпуск 550–580°C, воздух	570	315	167–217
40 ГОСТ 8479-70	До 100	Закалка 850°C, масло, отпуск 550°C, воздух	590	345	174–217	40 ГОСТ 8479-70	До 300	Нормализация 860–880°C, воздух	530	275	157–197
45 ГОСТ 1050-88	40–100	Закалка 820–860°C, вода, отпуск 550–600°C, воздух	780	375	240–267	45 ГОСТ 1050-88	До 250	Нормализация 850–860°C, воздух	600	335	200–236
45 ГОСТ 8479-70	До 100	Нормализация 800°C, воздух	620	395	189–229	45 ГОСТ 8479-70	100–300	Нормализация 865–895°C, воздух	590	345	174–217
20Х ГОСТ 8479-70	До 100	Закалка 870–890°C, масло, отпуск 150–200°C, воздух	590	345	174–217	20Х ГОСТ 8479-70	100–300	Закалка 865–895°C, масло, отпуск 150–200°C, воздух	530	275	156–197
18Х2Н4МА ГОСТ 8479-70	До 100	Закалка 860–880°C, масло, отпуск 525–575°C, воздух	930	785	293–331	18Х2Н4МА ГОСТ 8479-70	300–500	Закалка 860–880°C, масло, отпуск 525–575°C, воздух	835	685	262–311
18Х2Н4МА ГОСТ 4543-71	Любое	Закалка 935–965°C, масло, отпуск 170–230°C, воздух	1130	835	300–344	18Х2Н4МА ГОСТ 8479-70	100–300	Закалка 860–880°C, масло, отпуск 525–575°C, воздух	880	735	277–321
35Х ГОСТ 8479-70	До 100	Закалка 850–870°C, масло, отпуск 560–640°C, воздух	655	490	212–247	35Х ГОСТ 8479-70	100–300	Закалка 850–870°C, масло, отпуск 560–640°C, воздух	615	395	187–229
35ХГСА ГОСТ 8479-70	До 100	Закалка 870–880°C, масло, отпуск 640–650°C, вода	835	685	262–311	35ХГСА ГОСТ 8479-70	100–300	Закалка 880°C, масло, отпуск 640°C, вода	735	590	235–277

Продолжение табл. 5

Шестерня						Колесо					
Марка стали	Сечение, мм	Термообработка	σ_e МПа	σ_T МПа	НВ	Марка стали	Сечение, мм	Термообработка	σ_e МПа	σ_T МПа	НВ
35ХГСА ГОСТ 4543-71	До 100	Закалка 880°С, масло, отпуск 600°С, воздух	970	810	280	40Х ГОСТ 8479-70	До 300	Закалка 860°С, масло, отпуск 500°С, воздух	900	700	257–287
40Х ГОСТ 8479-70	До 100	Закалка 860°С, масло, отпуск 500,воздух	900	700	257–287	Сталь 45 ГОСТ 8479-70	До 250	Нормализация 870°С, воздух	800	550	223–250
45Х ГОСТ 4543-71	До 250	Закалка 840–860°С, масло, отпуск 520–550°С, воздух	980	785	248–293	45Х ГОСТ 8479-70	До 300	Закалка 840°С, масло, отпуск 550°С, воздух	655	490	218–248
45Х ГОСТ 8479-70	До 100	Нормализация 820–850°С, воздух	590	345	174–217	45Х ГОСТ 8479-70	300– 500	Нормализация 850–870°С, воздух, отпуск 560–650°С, воздух	530	275	156–197
40ХН ГОСТ 8479-70	До 100	Закалка 840–860°С, масло, отпуск 550–600°С, воздух	735	590	235–277	40ХН ГОСТ 8479-70	300– 500	Закалка 840–860°С, масло, отпуск 550–650°С, воздух	635	440	197–235
40ХН ГОСТ 8479-70	До 100	Закалка 790°С, масло, отпуск 540°С, воздух	900	700	265–295	40Х ГОСТ 8479-70	До 300	Закалка 860°С, масло, отпуск 600°С, воздух	800	550	230–257
40ХН2МА ГОСТ 4543-71	До 250	Закалка 850–870°С, масло, отпуск 600–630°С, вода	1080	930	310–354	40ХН2МА ГОСТ 8479-70	100– 300	Закалка 860–870°С, масло, отпуск 650°С, вода	880	735	277–321
50 ГОСТ 8479-70	До 120	Закалка 850–870°С, вода, отпуск 580– 600°С, воздух	740	470	180–207	50 ГОСТ 8479-70	100– 300	Нормализация 860°С, воздух, отпуск 580–610°С, воздух	610	305	165–197
50Г2 ГОСТ 4543-20	До 250	Закалка 840–850°С, масло, отпуск 630–650°С, воздух	730	420	200–236	50Г2 ГОСТ 8479-70	100– 300	Нормализация 840–860°С, воздух, отпуск 600–650°С, воздух	570	315	167–207

Необходимо заметить, что при твердости рабочей поверхности зубьев $HV > 350$ редуктор получается более компактным по габаритам, чем при $HV < 350$, но при этом технология изготовления зубчатых колес усложняется.

2.3. Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения зависят от режима работы, который дан в задании в виде циклограммы (рис. 1,в).

Срок работы редуктора (чаще всего – 5 лет) и время работы в сутки также указаны в задании. Число рабочих дней в году при пятидневной рабочей неделе принимается – 260, а при шестидневной – 300 дней в году.

На основании циклограммы режима работы определяют эквивалентное число циклов нагружения зубьев зубчатого колеса в течение всего срока службы передачи N_{HE} при расчете на контактную прочность. Для этого необходимо вначале найти эквивалентное время работы передачи в течение суток:

$$t_{HE} = t + t' \left(\frac{T'}{T} \right)^{\frac{m}{2}} \text{ час.}, \quad (2.10)$$

где $m = 6$ для сталей; значения t и t' выбирают из циклограммы режима работы в задании:

$$t' = t_{\text{сум}} - t \text{ час.}, \quad (2.11)$$

затем определяют эквивалентное время работы передачи за весь срок службы – T_{HE} :

$$T_{HE} = t_{HE} \cdot \delta \cdot L, \quad (2.12)$$

где δ – число рабочих дней в году; L – заданный срок службы, лет.

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев в течение всего срока службы передачи определяют:

$$N_{HE} = 60 \cdot n \cdot T_{HE} \text{ циклов}, \quad (2.13)$$

где n – частота вращения соответствующего вала, мин^{-1} .

Полученное значение эквивалентного числа циклов нагружения N_{HE} сравнивают с базовым числом циклов нагружения N_{HG} , которое определяется, в основном, твердостью рабочих поверхностей зубьев и может быть выбрано из таблицы 6 или определено по формуле:

$$N_{HG} = 30 \cdot HB_{cp}^{2,4} . \quad (2.14)$$

Таблица 6

Средняя твердость поверхности зубьев	HB_{cp}	< 200	250	300	350	–	–	–	–
	HRC	–	27	33	38	40	45	50	55
N_{HG} циклов ($\cdot 10^7$)		1,0	1,7	2,5	3,6	4,4	6,0	8,0	10

Промежуточные значения определяются интерполированием.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H$ определяются по формуле:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \cdot \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}} \text{ МПа при } N_{HE} < N_{HG} \quad (2.15)$$

или
$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \text{ при } N_{HE} > N_{HG}, \quad (2.16)$$

где σ_{Hlim} – предел контактной выносливости, который определяется:

- для нормализованных и улучшенных зубьев с твердостью $HB \leq 350$

$$\sigma_{Hlim} = 2HB_{cp} + 70 \text{ МПа}; \quad (2.17)$$

- для объемнозакаленных зубьев с твердостью $HRC 35 \div 45$

$$\sigma_{Hlim} = 18HRC_{cp} + 150 \text{ МПа}. \quad (2.18)$$

S_H – коэффициент безопасности; для нормализованных и улучшенных зубьев его можно принимать равным $S_H = 1,1$, для поверхностно закаленных $S_H \geq 1,2$.

Таким образом определяются допускаемые контактные напряжения для шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$.

Допускаемые контактные напряжения для прямозубых цилиндрических передач $[\sigma]_H$ принимают равными меньшему из двух значений допускаемых напряжений, т.е. для материала колеса $[\sigma]_{H2}$.

Допускаемые напряжения для косозубых и шевронных цилиндрических передач можно принимать:

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \text{ МПа}, \quad (2.19)$$

$$\text{при этом должно быть } [\sigma]_H \leq 1,25 [\sigma]_{H2}. \quad (2.20)$$

2.4. Проектный расчет закрытых цилиндрических передач

При проектном расчете определяют геометрические параметры передачи.

Межосевое расстояние a_w для прямозубой передачи с внешним зацеплением и стальными колесами рассчитывают по формуле:

$$a_w = 450 \cdot (U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{[\sigma]_H^2 \cdot U \cdot \psi_{ba}}} \text{ мм.} \quad (2.21)$$

Для косозубой и шевронной передач с внешним зацеплением формула выглядит следующим образом:

$$a_w = 410 \cdot (U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{[\sigma]_H^2 \cdot U \cdot \psi_{ba}}} \text{ мм,} \quad (2.22)$$

где T_1 – номинальный расчетный вращающий момент на валу шестерни, Н·м;

U – передаточное число;

$[\sigma]_H$ – расчетное допускаемое контактное напряжение, МПа;

ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния, который можно принимать при симметричном расположении колес относительно опор равным:

$$\psi_{ba} = 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0.$$

K_H – коэффициент нагрузки при расчете на контактную прочность*:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha}. \quad (2.23)$$

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки по длине контактных линий, который определяют по таблице 7 в зависимости от коэффициента ширины колеса относительно диаметра ψ_{bd} . Коэффициент ψ_{bd} рассчитывают по формуле [4]:

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (U + 1). \quad (2.24)$$

Таблица 7

Значения коэффициента $K_{H\beta}$ при твердости рабочих поверхностей шестерни и колеса $HV < 350$

Расположение передач относительно опор	Значения $K_{H\beta}$ при ψ_{bd}							
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
Симметричное	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,10
Несимметричное	1,03	1,05	1,07	1,12	1,15	1,19	1,25	1,28
Консольное	1,06	1,12	1,19	1,27	–	–	–	–

Промежуточные значения определяются интерполированием.

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки.

При твердости колес $HV < 350$ значение K_{HV} можно принимать по таблице 8 в зависимости от степени точности передачи и окружной скорости.

Таблица 8

Значения K_{HV}

Степень точности изготовления	Прямозубая передача при V , м/с		Косозубая и шевронная передача при V , м/с	
	$V < 5$ м/с	$V = 5 \dots 10$ м/с	$V < 5$ м/с	$V = 5 \dots 10$ м/с
7	1,04–1,20	1,2–1,40	1,02–1,08	1,08–1,16
8	1,05–1,24	1,24–1,48	1,02–1,10	1,10–1,19
9	1,12–1,28	1,28–1,56	1,06–1,11	1,18–1,22

* Для предварительных расчетов допустимо принимать K_H и $K_F = 1,3 \dots 1,5$ [2].

$K_{H\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями, который определяют по таблице 9.

Таблица 9

Значения коэффициента $K_{H\alpha}$

Степень точности изготовления	при $V < 5$ м/с	при $V = 5 \dots 10$ м/с
7	1,03	1,07
8	1,07	1,13
9	1,13	1,17

Полученное значение a_w округляют до ближайшего стандартного значения $a_{w\text{см}}$ (ГОСТ 2185-66) из следующего ряда:

$$a_{w\text{см}} = 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200 \dots \text{мм.} \quad (2.25)$$

Рабочая ширина колеса определяется:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{w\text{см}}, \quad (2.26)$$

а рабочая ширина шестерни: $b_1 = b_2 + 5$ мм. (2.27)

Модуль передачи рассчитывают для прямозубых передач по формуле:

$$m = (0,01 - 0,02) \cdot a_{w\text{см}} \text{ мм,} \quad (2.28)$$

а для косозубых и шевронных передач по этой же формуле определяют нормальный модуль:

$$m_n = (0,01 - 0,02) \cdot a_{w\text{см}} \text{ мм.} \quad (2.29)$$

В полученном интервале значений m и m_n рекомендуют принимать меньшее значение модуля из стандартного ряда m или m_n :

$$m_{\text{см}} \text{ или } m_{n\text{см}} = 1,0; 1,125; 1,25; 1,375; 1,5; 1,75; 2,0; 2,25; 2,5; 2,75; 3,0; 3,5; 4,0; \dots \text{мм.} \quad (2.30)$$

В силовых прирабатывающихся передачах модуль меньше 1 мм не применяется.

Определение числа зубьев шестерни и колеса

1. Прямозубая передача

Суммарное число зубьев передачи определяют по формуле:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_{wcm}}{m_{cm}}, \quad (2.31)$$

причем стандартный модуль m_{cm} подбирают таким образом, чтобы Z_{Σ} было бы целым числом.

Число зубьев шестерни (округляют до целого числа):

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{U + 1}. \quad (2.32)$$

Число зубьев колеса:

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1. \quad (2.33)$$

Число зубьев шестерни должно быть $Z_1 \geq Z_{1\min} = 17$ зубьев.

2. Косозубая передача

Суммарное число зубьев косозубой передачи (предварительно принимая $\beta' = 12^\circ$, $\cos 12^\circ = 0,9781$):

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_{wcm} \cdot \cos \beta'}{m_{n cm}} \quad (\text{округляют до целого числа}). \quad (2.34)$$

Затем находят действительное значение угла наклона зубьев:

$$\beta = \arccos \frac{m_{n cm} \cdot Z_{\Sigma}}{2a_{wcm}}. \quad (2.35)$$

По формуле (2.35) однозначно находят угол β , величина которого остается дробной, ее округлять нельзя. Точность вычислений 0,0001.

Угол наклона зубьев должен быть в пределах $\beta = (8^\circ \dots 15^\circ)^1$.

¹ По нормам машиностроения МН 2734-62 в целях унификации все шестерни принято делать с левым, а колеса – с правым наклоном зубьев. Левым наклоном называют такое направление зуба, при котором любая его точка движется против часовой стрелки при удалении вдоль зуба, если смотреть со стороны торца.

Число зубьев шестерни (округляют до целого числа):

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma_{\text{кос}}}}{U + 1}. \quad (2.36)$$

Число зубьев колеса:

$$Z_2 = Z_{\Sigma_{\text{кос}}} - Z_1. \quad (2.37)$$

Число зубьев шестерни должно быть $Z_1 \geq Z_{1 \text{ min}} = 17 \cos^3 \beta$.

Косозубую передачу необходимо проверить по осевому шагу P_x , чтобы убедиться, что она работает как косозубая, а не как прямозубая. Для этого необходимо следующее условие:

$$\text{осевой шаг } P_x = \frac{3,14 m_{n \text{ cm}}}{\sin \beta} \text{ должен быть меньше } b_2. \quad (2.38)$$

3. Шевронная передача

Модуль передачи определяют в зависимости от межосевого расстояния:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_{w \text{ cm}} \text{ мм}. \quad (2.39)$$

и принимают стандартное значение (2.30).

Суммарное число зубьев шевронной передачи (предварительно принимая $\beta' = 30^\circ$, $\cos 30^\circ = 0,866$):

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 a_{w \text{ cm}} \cdot \cos \beta'}{m_{n \text{ cm}}} \text{ (округлить до целого числа)}. \quad (2.40)$$

Действительное значение угла наклона зубьев:

$$\beta = \arccos \frac{m_{n \text{ cm}} \cdot Z_{\Sigma}}{2 a_{w \text{ cm}}}. \quad (2.41)$$

Угол наклона зубьев β должен быть в пределах $\beta = 25^\circ - 40^\circ$.

Число зубьев шестерни (необходимо округлить до целого числа):

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{U + 1}. \quad (2.42)$$

$$\text{Число зубьев колеса: } Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 \quad (2.43)$$

Число зубьев шестерни должно быть $Z_1 \geq Z_{1\min} = 17 \cos^3 \beta$.

Для всех типов передач после определения числа зубьев Z_1 и Z_2 необходимо уточнить передаточное число U' :

$$U' = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (2.44)$$

Отклонение от принятого ранее передаточного числа:

$$\Delta U = \frac{U - U'}{U} \cdot 100\% \text{ при } [\Delta U] = \pm 4\%. \quad (2.45)$$

Определение геометрических размеров колес

Определение диаметров делительных окружностей

1. Прямозубая передача

Делительный диаметр шестерни $d_1 = m_{cm} \cdot Z_1$ мм

Делительный диаметр колеса $d_2 = m_{cm} \cdot Z_2$ мм

2. Косозубая и шевронная передачи

Делительный диаметр шестерни $d_1 = \frac{m_{n cm}}{\cos \beta} \cdot Z_1$ мм

Делительный диаметр колеса $d_2 = \frac{m_{n cm}}{\cos \beta} \cdot Z_2$ мм

Точность вычислений 0,0001.

После этого необходима проверка межосевого расстояния:

$$a_{w cm} = \frac{d_1 + d_2}{2} \text{ мм.}$$

Должно быть получено точное значение стандартного межосевого расстояния, выбранного ранее.

Определение диаметров окружностей вершин и впадин зубьев

1. Прямозубая передача

Диаметр вершин зубьев шестерни $d_{a1} = d_1 + 2m_{cm}$ мм
Диаметр впадин зубьев шестерни $d_{f1} = d_1 - 2,5m_{cm}$ мм
Диаметр вершин зубьев колеса $d_{a2} = d_2 + 2m_{cm}$ мм
Диаметр впадин зубьев колеса $d_{f2} = d_2 - 2,5m_{cm}$ мм
Точность вычислений 0,01.

2. Косозубая и шевронная передачи

Диаметр вершин зубьев шестерни $d_{a1} = d_1 + 2m_{n\ cm}$ мм
Диаметр впадин зубьев шестерни $d_{f1} = d_1 - 2,5m_{n\ cm}$ мм
Диаметр вершин зубьев колеса $d_{a2} = d_2 + 2m_{n\ cm}$ мм
Диаметр впадин зубьев колеса $d_{f2} = d_2 - 2,5m_{n\ cm}$ мм

2.5. Проверочный расчет на контактную прочность закрытых цилиндрических передач

После расчета передачи уточняют значения принятых ранее коэффициентов ($K_{H\beta}$, K_{HV} , $K_{H\alpha}$) и производят проверочный расчет.

Проверочный расчет прямозубой передачи производят по формуле:

$$\sigma_H = \frac{9600}{a_{wcm}} \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_H \cdot (U' + 1)^3}{b_2 \cdot U'}} \leq [\sigma]_H \text{ МПа}, \quad (2.46)$$

а косозубой и шевронной передач – по формуле:

$$\sigma_H = \frac{8400}{a_{wcm}} \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_H \cdot (U' + 1)^3}{b_2 \cdot U'}} \leq [\sigma]_H \text{ МПа}, \quad (2.47)$$

где U' – уточненное передаточное число, подсчитанное по формуле (2.44).

После определения рабочих контактных напряжений производят сравнение его с допускаемыми напряжениями:

$$\Delta\sigma = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\%.$$

Если расчетное напряжение σ_H меньше допускаемого $[\sigma_H]$ в пределах до 15% или σ_H больше $[\sigma_H]$ в пределах до 5%, то принятые параметры передачи принимают за окончательные. Если же $\Delta\sigma$ превышает указанную величину, то необходимо изменить либо выбранные материалы, либо геометрические параметры передачи ψ_{ba} или a_w и произвести расчет заново.

2.6. Расчет цилиндрических зубчатых передач по прочности зуба на изгиб

Этот расчет носит проверочный характер.

При расчете на изгиб всем обозначениям соответствует индекс F (от англ. *foot* – ножка).

Для расчета необходимо найти допускаемое напряжение изгиба. Как и допускаемое контактное напряжение, оно определяется в зависимости от режима нагружения (см. рис. 1,в).

Вначале определяют эквивалентное время работы передачи в течение суток:

$$t_{FE} = t + t' \left(\frac{T'}{T} \right)^6 \text{ час.}, \quad (2.48)$$

где t и t' выбирают из циклограммы режима работы в задании.

Затем определяют эквивалентное время работы передачи за весь срок службы T_{FE} :

$$T_{FE} = t_{FE} \cdot \partial \cdot L = t_{FE} \cdot 260 \cdot 5 \text{ час.} \quad (2.49)$$

Значения ∂ и L см. выше.

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев в течение всего срока службы передачи при расчете на изгиб определяют:

$$N_{FE} = 60 \cdot n \cdot T_{FE} \text{ циклов.} \quad (2.50)$$

Полученное значение эквивалентного числа циклов нагружения N_{FE} сравнивают с базовым числом циклов нагружения N_{FG} , которое при расчете на изгиб можно принимать $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ циклов.

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$ определяют по формуле:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\text{lim}}}{S_F} \cdot \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}} \cdot Y_A \text{ МПа}, \quad (2.51)$$

где $\sigma_{F\text{lim}}$ – предел изгибной выносливости при нереверсивной работе и твердости поверхности зубьев $HB < 350$, который определяют по формуле:

$$\sigma_{F\text{lim}} = 1,8HB_{cp} \text{ МПа}. \quad (2.52)$$

$S_F = 1,55-1,75$ – коэффициент безопасности для нормализованных и улучшенных зубьев.

Y_A – коэффициент режима работы; для нереверсивной передачи $Y_A = 1$, для реверсивной $Y_A = 0,7 \dots 0,8$.

Если число циклов нагружения $N_{FE} > N_{FG}$, то $\sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}}$ принимают равным 1.

Расчетная формула для расчета на изгиб зубьев колеса прямозубой передачи:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t2} \cdot Y_{FS2} \cdot K_F}{b_2 \cdot m_{cm}} \leq [\sigma]_F \text{ МПа}. \quad (2.53)$$

Для зубьев колеса косозубой и шевронной передачи:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t2} \cdot Y_{FS2} \cdot K_F \cdot Y_{F\beta}}{b_2 \cdot m_{ncm}} \leq [\sigma]_F \text{ МПа}, \quad (2.54)$$

где $F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$ – окружное усилие на колесе, Н;

T_2 – вращающий момент на валу колеса, Н·м;

d_2 – делительный диаметр колеса, м;

b_2 – ширина зубчатого колеса, мм;

m_{ncm} – стандартный нормативный модуль, мм;

Y_{FS2} – коэффициент формы зуба, значения которого выбираются для некорригированных передач в зависимости от числа зубьев Z для прямозубых передач и Z_V – для косозубых и шевронных по таблице 10 [7].

$$Z_V = \frac{Z}{\cos^3 \beta}. \quad (2.55)$$

Таблица 10

Значения коэффициента Y_{FS} в зависимости от Z или Z_V

Z или Z_V	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Y_{FS}	4,28	4,23	4,15	4,09	4,05	4,01	3,97	3,93	3,9	3,88
Z или Z_V	27	28	29	30	40	50	60	80	100 и более	
Y_{FS}	3,86	3,84	3,82	3,8	3,7	3,66	3,62	3,61	3,6	

K_F – коэффициент нагрузки при расчете на изгиб:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha}; \quad (2.56)$$

$K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, который выбирают по таблице 11 в зависимости от коэффициента ширины шестерни относительно диаметра ψ_{bd} . При $HB < 350$ ψ_{bd} рассчитывают по формуле 2.24.

Таблица 11

Значения коэффициента $K_{F\beta}$

ψ_{bd}	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
$K_{F\beta}$	1,0	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12	1,17	1,2

K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки выбирают из таблицы 12 в зависимости от степени точности и окружной скорости V , м/с.

Таблица 12

Значения коэффициента K_{FV} для передач с $HB < 350$

Степень точности	Окружная скорость V , м/с					
	1	2	3	5	8	10
7	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,64}{1,25}$	$\frac{1,80}{1,32}$
	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,77}{1,30}$	$\frac{1,96}{1,38}$
9	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,22}{1,08}$	$\frac{1,33}{1,12}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{1,90}{1,36}$	$\frac{-}{1,45}$

В числителе приведены значения для прямозубых колес, в знаменателе – для косозубых.

$K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между парами зубьев, одновременно находящихся в зацеплении. Его выбирают в зависимости от окружной скорости V , м/с и степени точности изготовления передачи по таблице 13.

Таблица 13

Значения коэффициента $K_{F\alpha}$

Степень точности изготовления передачи	Окружная скорость V , м/с		
	$V < 5$ м/с	$V = 5...10$ м/с	$V = 10...15$ м/с
7	1,07	1,20	1,25
8	1,22	1,30	1,40
9	1,35	–	–

$Y_{F\beta}$ – коэффициент повышения прочности косозубых и шевронных передач по напряжениям изгиба:

$$Y_{F\beta} = \frac{Y_{\beta}}{\varepsilon_{\alpha}}; \quad (2.57)$$

Y_{β} – коэффициент повышения прочности косозубых и шевронных передач вследствие наклона контактной линии к основанию зуба:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140^{\circ}}; \quad (2.58)$$

ε_{α} – коэффициент торцового перекрытия:

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (2.59)$$

Расчет на изгиб производится для той зубчатки, у которой отношение $\frac{[\sigma]_F}{Y_{FS}}$ меньше.

2.7. Расчет цилиндрических зубчатых передач на кратковременную пусковую перегрузку

По контактными напряжениями

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пуск}}}{T}} \leq [\sigma]_{H \max}, \quad (2.60)$$

где $\sigma_{H \max}$ – максимальное контактное напряжение, возникающее во время пуска;

σ_H – расчетное контактное напряжение, определяемое по формулам (2.46) и (2.47);

$T_{\text{пуск}}$ – максимальный момент, возникающий во время пуска;

T – номинальный вращающий момент.

Отношение $\frac{T_{\text{пуск}}}{T}$ дано в задании (см. циклограмму нагрузки).

$[\sigma]_{H \max}$ – максимальное допускаемое контактное напряжение при пусковой перегрузке определяемое для нормализованных и улучшенных зубьев с $HV \leq 350$ по формуле:

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot \sigma_T \text{ МПа.} \quad (2.61)$$

По напряжением изгиба

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\text{пуск}}}{T} \leq [\sigma]_{F \max}, \quad (2.62)$$

где $\sigma_{F \max}$ – максимальное напряжение изгиба при пусковой перегрузке;

σ_F – расчетное напряжение изгиба, определяемое по формулам (2.53) и (2.54);

$T_{\text{пуск}}$ – максимальный момент, возникающий во время пуска;

T – номинальный вращающий момент;

Отношение $\frac{T_{\text{пуск}}}{T}$ дано в задании (см. циклограмму нагрузки).

$[\sigma]_{F \max}$ – максимальное допускаемое напряжение изгиба при пусковой перегрузке, определяемое для нормализованных и улучшенных зубьев с $HV \leq 350$ по формуле:

$$[\sigma]_{F \max} = 2,74 \cdot HV_{cp} \text{ МПа.} \quad (2.63)$$

3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПРИВОДОВ

3.1. Пример расчета привода ленточного конвейера с прямозубым цилиндрическим редуктором и клиноременной передачей

Рассчитать привод ленточного конвейера по схеме рис. 2 с прямозубым цилиндрическим редуктором по следующим данным:

- Окружное усилие на ведущем барабане конвейера $F_t = 1050$ Н
- Скорость ленты конвейера (окружная скорость на барабане) $V = 2,1$ м/с.
- Диаметр барабана $D_{бар} = 0,325$ м.
- Время работы в сутки $t_{сут} = 8$ час., $t = 5$ час., $t' = t_{сут} - t = 8 - 5 = 3$ час.
- Отношение $\frac{T'}{T} = 0,9$; $T_{пуск} = 2,2T$ ($K_{пуск} = \frac{T_{пуск}}{T} = 2,2$).

1. Частота вращения барабана конвейера:

$$n_{бар} = \frac{60V}{\pi D_{бар}} = \frac{60 \cdot 2,1}{3,14 \cdot 0,325} = 123,5 \text{ мин}^{-1}.$$

2. Мощность на приводном валу конвейера:

$$P_{потр} = \frac{F_t V}{1000} = \frac{1050 \cdot 2,1}{1000} = 2,205 \text{ кВт}.$$

3. Мощность на валу электродвигателя:

$$P_{эл.двиг. потр} = \frac{P_{потр}}{\eta_{общ}} = \frac{2,205}{0,895} = 2,46 \text{ кВт},$$

где $\eta_{общ} = \eta_{кл. рем} \cdot \eta_{подш}^3 \cdot \eta_{зац} \cdot \eta_{муфты} = 0,96 \cdot 0,99^3 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,895$.

Значения $\eta_{кл. рем}$, $\eta_{подш}$, $\eta_{зац}$, $\eta_{муфты}$ выбраны из таблицы 2.

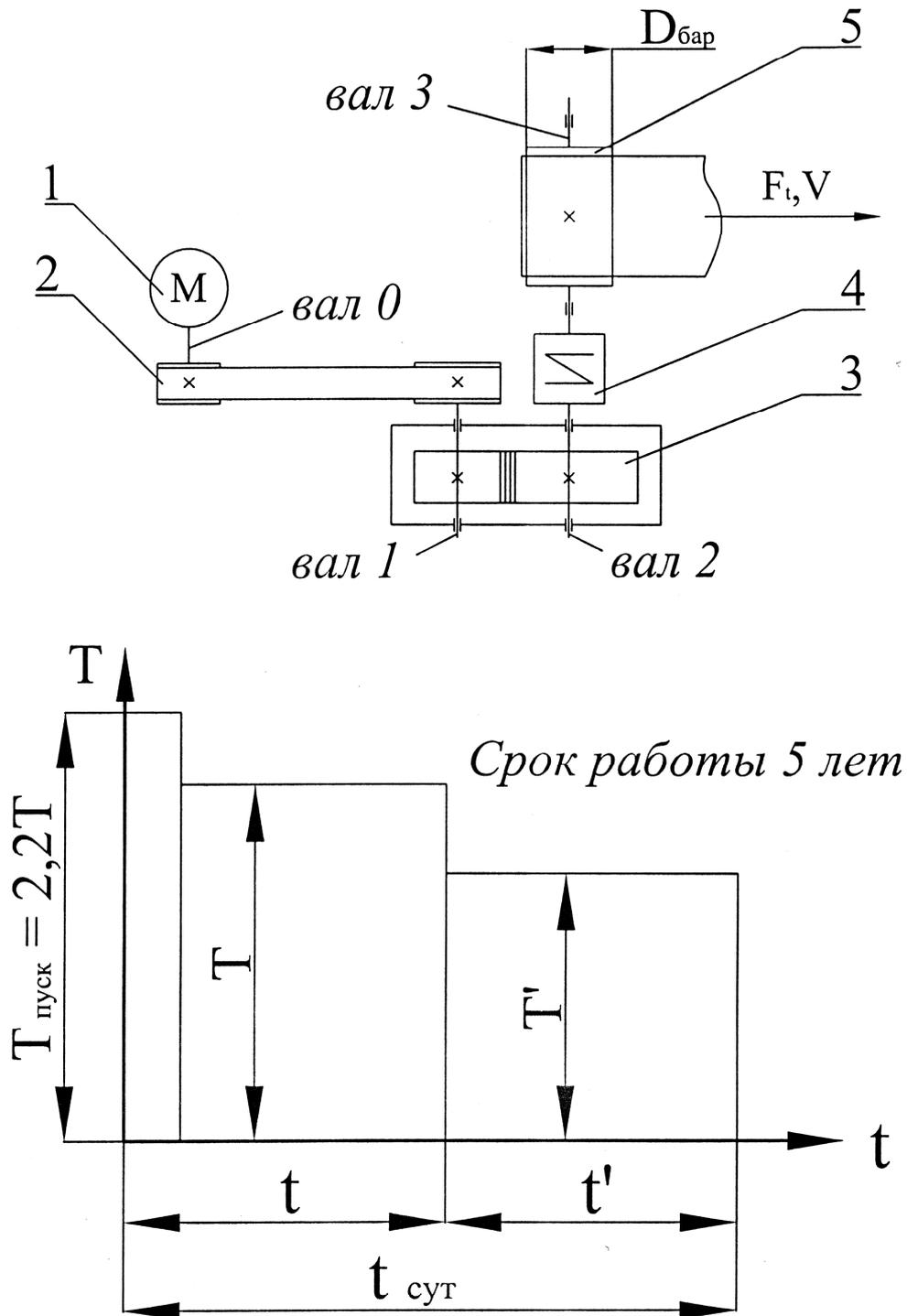


Рис. 2. Привод ленточного конвейера с прямозубым редуктором:
 1 – электродвигатель; 2 – передача клиноременная; 3 – редуктор горизонтальный; 4 – муфта комбинированная; 5 – барабан приводной

Выбираем по каталогу электродвигатели, удовлетворяющие по мощности (табл. П1), т.е. с мощностью $P = 3$ кВт. Это электродвигатели: 90L2, 100S4, 112MA6, 112MB8, имеющие соответственно асинхронную частоту вращения: 2850 мин^{-1} , 1410 мин^{-1} , 950 мин^{-1} , 709 мин^{-1} .

4. Передаточные числа привода и редуктора.

$$U_{\text{привода}} = \frac{n_{\text{эл.двиг}}}{n_{\text{бар}}}; \quad U_{\text{привода}} = U_{\text{ред}} \cdot U_{\text{кл.рем}}$$

Принимаем предварительно $U_{\text{кл.рем}} = 3$, тогда

$U_{\text{привода 1}} = \frac{U_{\text{привода}}}{2850} = 23,08$	$U_{\text{редуктора 1}} = \frac{U_{\text{редуктора}}}{23,08} = 7,69$
$U_{\text{привода 2}} = \frac{1410}{123,5} = 11,42$	$U_{\text{редуктора 2}} = \frac{11,42}{3} = 3,8$
$U_{\text{привода 3}} = \frac{950}{123,5} = 7,69$	$U_{\text{редуктора 3}} = \frac{7,69}{3} = 2,56$
$U_{\text{привода 4}} = \frac{709}{123,5} = 5,74$	$U_{\text{редуктора 4}} = \frac{5,74}{3} = 1,91$

В соответствии с рекомендациями таблицы 1 для одноступенчатого редуктора больше подходит $U_{\text{редуктора 2}} = 3,8$, поэтому в приводе конвейера используем электродвигатель 100S4.

5. Частоты вращения валов:

$$n_0 = n_{\text{эл.двиг}} = 1410 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_1 = \frac{n_0}{U_{\text{кл.рем}}} = \frac{1410}{3} = 470 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{\text{ред}}} = \frac{470}{3,8} = 123,7 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_3 = n_2 = 123,7 \text{ мин}^{-1}$$

6. Мощности на валах:

$$P_0 = P_{\text{эл.двиг.номр}} = 2,46 \text{ кВт}$$

$$P_1 = P_0 \cdot \eta_{\text{кл.рем}} \cdot \eta_{\text{подш}} = 2,46 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 2,34 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{зац}} \cdot \eta_{\text{подш}} = 2,34 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 2,25 \text{ кВт}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{подш}} = 2,25 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 2,205 \text{ кВт}$$

7. Вращающие моменты на валах:

$$T_0 = 9550 \frac{P_0}{n_0} = 9550 \frac{2,46}{1410} = 16,7 \text{ Н·м}$$

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{2,34}{470} = 47,5 \text{ Н·м}$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \frac{2,25}{123,7} = 174 \text{ Н·м}$$

$$T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3} = 9550 \frac{2,205}{123,7} = 170,2 \text{ Н·м}$$

Полученные результаты заносим в таблицу:

№ вала	n , мин ⁻¹	P , кВт	T , Н·м
0	1410	2,46	16,7
1	470	2,34	47,5
2	123,7	2,25	174
3	123,7	2,205	170,2

8. Эквивалентное время работы передачи в сутки при расчете на контактную прочность (из циклограммы задания) (2.10):

$$t_{HE} = t + t' \left(\frac{T'}{T} \right)^{\frac{m}{2}} = 5 + 3 \cdot 0,9^3 = 7,19 \text{ час.}, \quad \text{где } m = 6.$$

Эквивалентное время работы передачи в течение всего срока службы (2.12):

$$T_{HE} = t_{HE} \cdot \partial \cdot L = 7,19 \cdot 260 \cdot 5 = 9347 \text{ час.},$$

где $\delta = 260$ – число рабочих дней в году;

$L = 5$ лет – срок работы передачи.

9. Эквивалентное число циклов нагружения зубьев колеса и шестерни (2.13):

$$N_{HE2} = 60 \cdot n_2 \cdot T_{HE} = 60 \cdot 123,7 \cdot 9347 = 69261270 = 6,9 \cdot 10^7 \text{ циклов}$$

$$N_{HE1} = N_{HE2} \cdot U_{ред} = 6,9 \cdot 10^7 \cdot 3,8 = 26,2 \cdot 10^7 \text{ циклов}$$

10. Выбор материала шестерни и колеса.

Принимаем по таблице 5 для шестерни сталь 40ХН с $\sigma_s = 900$ МПа, $\sigma_T = 700$ МПа, $HB = 265 - 295$. Термообработка: закалка 790°C , масло + отпуск 540°C , воздух.

Для колеса в соответствии с рекомендациями (2.9):

$$HB_{2min} = HB_{1min} - (15)(20...30)(50),$$

подбираем по таблице 5 сталь 40Х с $\sigma_s = 800$ МПа, $\sigma_T = 550$ МПа, $HB = 230 - 257$. Термообработка: закалка 860°C , масло + отпуск 600°C , воздух.

11. Средняя твердость шестерни:

$$HB_1 = \frac{HB_{1min} + HB_{1max}}{2} = \frac{265 + 295}{2} = 280.$$

Средняя твердость колеса:

$$HB_2 = \frac{HB_{2min} + HB_{2max}}{2} = \frac{230 + 257}{2} = 244.$$

При средней твердости шестерни $HB_1 = 280$ базовое число циклов нагружения $N_{HG1} = 2,2 \cdot 10^7$, а для колеса при $HB_2 = 244$ базовое число циклов нагружения $N_{HG2} = 1,7 \cdot 10^7$ (таблица 6).

Поскольку $N_{HE2} > N_{HG2}$ и $N_{HE1} > N_{HG1}$, то $\sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}} = 1$.

12. Предел контактной выносливости для колеса (2.17):

$$\sigma_{Hlim2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 244 + 70 = 558 \text{ МПа.}$$

Допускаемое контактное напряжение для колеса (2.16):

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_H} = \frac{558}{1,1} = 507 \text{ МПа.}$$

Предел контактной выносливости для шестерни:

$$\sigma_{H \text{ lim1}} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа.}$$

Допускаемое контактное напряжение для шестерни:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H \text{ lim1}}}{S_H} = \frac{630}{1,1} = 573 \text{ МПа.}$$

Коэффициент безопасности $S_H = 1,1$.

Расчет ведем по меньшему значению допускаемых контактных напряжений, т.е. по $[\sigma]_{H2} = 507 \text{ МПа}$.

13. Межосевое расстояние для прямозубой передачи (2.21):

$$a_w = 450 (U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{[\sigma]_H^2 \cdot U \cdot \psi_{ba}}} \text{ мм.}$$

При твердости зубьев $HB < 350$ и симметричном расположении колес относительно опор принимаем $\psi_{ba} = 0,5$ (стр. 25), тогда ψ_{bd} будет равен (2.24):

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} (U + 1) = 0,5 \cdot 0,5 (3,8 + 1) = 1,2.$$

По таблице 7 находим значение $K_{H\beta} = 1,07$.

Предполагая, что окружная скорость передачи $V_2 < 5 \text{ м/с}$ и принимая 8-ю степень точности изготовления передачи (в соответствии с рекомендациями таблицы 3), находим значение $K_{HV} = 1,15$ (таблица 8) и $K_{H\alpha} = 1,07$ (таблица 9).

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} = 1,07 \cdot 1,15 \cdot 1,07 = 1,32$$

$$a_w = 450 (3,8 + 1) \sqrt[3]{\frac{47,5 \cdot 1,32}{507^2 \cdot 3,8 \cdot 0,5}} = 108,9 \text{ мм.}$$

Найденное межосевое расстояние округляем до ближайшего стандартного значения (2.25): $a_{w \text{ cm}} = 112 \text{ мм}$.

14. Ширина зубчатых колес:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{w \text{ cm}} = 0,5 \cdot 112 = 56 \text{ мм;}$$

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} = 56 + 5 = 61 \text{ мм.}$$

15. Модуль передачи (2.28):

$$0,01 \cdot a_{wcm} < m < 0,02 \cdot a_{wcm}, \text{ т.е. } 0,01 \cdot 112 < m < 0,02 \cdot 112$$

$$1,12 < m < 2,24 \text{ мм.}$$

Принимаем $m_{cm} = 2$ мм (2.30).

16. Суммарное число зубьев прямозубой передачи (2.31):

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_{wcm}}{m_{cm}} = \frac{2 \cdot 112}{2} = 112 \text{ зубьев.}$$

17. Число зубьев шестерни (2.32):

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{U+1} = \frac{112}{3,8+1} = 23,3; \text{ принимаем } Z_1 = 23 \text{ зуба.}$$

18. Число зубьев колеса (2.33):

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 = 112 - 23 = 89 \text{ зубьев}$$

19. Уточнение передаточного числа (2.44):

$$U' = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{89}{23} = 3,87$$

Отклонение от принятого ранее передаточного числа (2.45):

$$\Delta U = \frac{U - U'}{U} \cdot 100\% = \frac{3,8 - 3,87}{3,8} \cdot 100\%, = -1,8\%,$$

что находится в пределах допустимого $[\Delta U] = \pm 4\%$.

20. Геометрические размеры колес.

Делительный диаметр шестерни:

$$d_1 = m_{cm} \cdot Z_1 = 2 \cdot 23 = 46 \text{ мм}$$

Делительный диаметр колеса:

$$d_2 = m_{cm} \cdot Z_2 = 2 \cdot 89 = 178 \text{ мм}$$

Межосевое расстояние:

$$a_{wcm} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{46 + 178}{2} = 112 \text{ мм}$$

Диаметр вершин зубьев шестерни:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_{cm} = 46 + 2 \cdot 2 = 50 \text{ мм}$$

Диаметр вершин зубьев колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2m_{cm} = 178 + 2 \cdot 2 = 182 \text{ мм}$$

Диаметр впадин зубьев шестерни:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_{cm} = 46 - 2,5 \cdot 2 = 41 \text{ мм}$$

Диаметр впадин зубьев колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_{cm} = 178 - 2,5 \cdot 2 = 173 \text{ мм}$$

21. Проверочный расчет на контактную прочность (2.46):

$$\sigma_H = \frac{9600}{a_{wcm}} \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_H \cdot (U' + 1)^3}{b_2 \cdot U'}} \leq [\sigma]_H \text{ МПа}$$

$$\sigma_H = \frac{9600}{112} \sqrt{\frac{47,5 \cdot 1,32 \cdot (3,87 + 1)^3}{56 \cdot 3,87}} = 495,4 \text{ МПа}$$

Отклонение от $[\sigma]_H$:

$$\Delta\sigma = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{507 - 495,4}{507} \cdot 100\% = 2,3\%$$

при допускаяемом отклонении $-5\% < [\Delta\sigma] < 15\%$.

Условие прочности выполняется.

22. Проверка зубьев на изгиб.

Эквивалентное время работы передачи в сутки при расчете на изгиб (2.48):

$$t_{FE} = t + t' \left(\frac{T'}{T} \right)^m = 5 + 3 \cdot (0,9)^6 = 6,6 \text{ час.}, \text{ где } m = 6.$$

23. Эквивалентное время работы передачи в течение всего срока службы (2.49):

$$T_{FE} = t_{FE} \cdot \partial \cdot L = t_{FE} \cdot 260 \cdot 5 = 6,6 \cdot 1300 = 8580 \text{ час.}$$

24. Эквивалентное число циклов нагружения зубьев колеса (2.50):

$$N_{FE2} = 60 \cdot n_2 \cdot T_{FE} = 60 \cdot 123,7 \cdot 8580 = 63680760 = \\ = 63,68 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Таким образом, передача работает при постоянной нагрузке, т.к.

$$N_{FE2} > N_{FG2} = 4 \cdot 10^6 \text{ циклов} \quad \text{и} \quad \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}} = 1.$$

25. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$.

Предел изгибной выносливости для зубьев шестерни (2.52):

$$\sigma_{F \lim 1} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа.}$$

Предел изгибной выносливости для зубьев колеса (2.52):

$$\sigma_{F \lim 2} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 244 = 439 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни (2.51):

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F \lim 1} \cdot Y_A}{S_F} = \frac{504 \cdot 1}{1,75} = 288 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения изгиба для колеса (2.51):

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F \lim 2} \cdot Y_A}{S_F} = \frac{439 \cdot 1}{1,75} = 250 \text{ МПа,}$$

где коэффициент безопасности $S_F = 1,75$, а коэффициент режима работы для нереверсивной передачи $Y_A = 1$.

26. Окружное усилие на колесе:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 174}{0,178} = 1955 \text{ Н.}$$

27. Коэффициент формы зубьев при расчете на изгиб по местным напряжениям Y_{FS} для прямозубых передач определяют в зависимости от Z из таблицы 10:

$$Y_{FS1} = 3,97 \text{ (при } Z_1 = 23 \text{ зуба);}$$

$$Y_{FS2} = 3,6 \text{ (при } Z_2 = 89 \text{ зубьев).}$$

28. Напряжения изгиба зубьев для прямозубых передач.

Расчет на изгиб производится для той зубчатки, у которой отношение $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$ меньше.

$$\text{Для шестерни: } \frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{FS1}} = \frac{288}{3,97} = 72,5 \text{ МПа.}$$

$$\text{Для колеса: } \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{FS2}} = \frac{250}{3,6} = 69,4 \text{ МПа.}$$

Для колеса это отношение меньше, поэтому расчет ведем по зубу колеса (2.53).

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t2} \cdot Y_{FS2} \cdot K_F}{b_2 \cdot m_{cm}} \leq [\sigma]_{F2} \text{ МПа.}$$

Коэффициент нагрузки при расчете на изгиб (2.56):

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

Значение $K_{F\beta}$ выбираем из таблицы 11 в зависимости от коэффициента ширины шестерни относительно диаметра ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = 1,2 \text{ (см. п. 13);}$$

$$K_{F\beta} = 1,12.$$

Значение K_{FV} выбираем из таблицы 12 для передач с $HB < 350$ в зависимости от степени точности и окружной скорости:

$$V = \frac{\pi d_2 \cdot n_2}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,178 \cdot 123,7}{60} = 1,15 \text{ м/с.}$$

При 8-й степени точности $K_{FV} = 1,1$.

Значение $K_{F\alpha}$ выбираем из таблицы 13:

$$K_{F\alpha} = 1,22.$$

Тогда $K_F = 1,12 \cdot 1,1 \cdot 1,22 = 1,5$.

Напряжение изгиба для зубьев колеса:

$$\sigma_{F2} = \frac{1955 \cdot 3,6 \cdot 1,5}{56 \cdot 2} = 94,3 \text{ МПа.}$$

Поскольку $\sigma_{F2} = 94,3 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 250$, то условие прочности выполняется.

29. Расчет на кратковременные перегрузки.

• По контактным напряжениям

Максимальное допускаемое контактное напряжение при пусковой перегрузке (2.61):

$$[\sigma]_{H \max 2} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 550 = 1540 \text{ МПа},$$

где $\sigma_T = 550 \text{ МПа}$ – для материала колеса.

Максимальное контактное напряжение, возникающее во время пуска (2.60):

$$\sigma_{H \max 2} = \sigma_{H2} \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{пуск}}}{T}} = 495,4 \cdot \sqrt{2,2} = 735 \text{ МПа}.$$

Поскольку $\sigma_{H \max 2} = 735 \text{ МПа} < [\sigma]_{H \max 2} = 1540 \text{ МПа}$, то условие прочности выполняется.

• По напряжениям изгиба

Максимальное допускаемое напряжение изгиба при пусковой перегрузке (2.63):

$$[\sigma]_{F \max 2} = 2,74 \cdot HB_2 = 2,74 \cdot 244 = 669 \text{ МПа}.$$

Максимальное напряжение изгиба, возникающее во время пуска (2.62):

$$\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F2} \cdot \frac{T_{\text{пуск}}}{T} = 94,3 \cdot 2,2 = 207 \text{ МПа}.$$

Поскольку $\sigma_{F \max 2} = 207 \text{ МПа} < [\sigma]_{F \max 2} = 669 \text{ МПа}$, то условие прочности выполняется.

Отношение $\frac{T_{\text{пуск}}}{T} = 2,2$ берется из циклограммы нагрузки в задании.

3.2. Пример расчета привода ленточного конвейера с косозубым цилиндрическим редуктором и цепной передачей

Рассчитать привод ленточного конвейера по схеме рис. 3 с косозубым цилиндрическим редуктором по следующим данным:

- Окружное усилие на ведущем барабане конвейера $F_t = 5250$ Н.
- Скорость ленты конвейера (окружная скорость на барабане) $V = 2,0$ м/с.
- Диаметр барабана $D_{бар} = 0,3$ м.
- Время работы в сутки $t_{сут} = 8$ час., $t = 6$ час., $t' = t_{сут} - t = 8 - 6 = 2$ час.
- Отношение $\frac{T'}{T} = 0,8$; $T_{пуск} = 1,4T$; $K_{пуск} = \frac{T_{пуск}}{T} = 1,4$

1. Частота вращения барабана конвейера:

$$n_{бар} = \frac{60V}{\pi D_{бар}} = \frac{60 \cdot 2,0}{3,14 \cdot 0,3} = 127,39 \text{ мин}^{-1} \approx 127,4 \text{ мин}^{-1}.$$

2. Мощность на приводном валу конвейера:

$$P_{потр} = \frac{F_t \cdot V}{1000} = \frac{5250 \cdot 2,0}{1000} = 10,5 \text{ кВт.}$$

3. Мощность на валу электродвигателя:

$$P_{эл.двиг. потр} = \frac{P_{потр}}{\eta_{общ}} = \frac{10,5}{0,87} = 12,07 \text{ кВт,}$$

где $\eta_{общ} = \eta_{муфты}^2 \cdot \eta_{подш}^4 \cdot \eta_{защ} \cdot \eta_{цеп.перед} =$
 $= 0,99^2 \cdot 0,99^4 \cdot 0,97 \cdot 0,95 = 0,87$

Значения $\eta_{муфты}$, $\eta_{подш}$, $\eta_{защ}$, $\eta_{цеп.перед}$ выбраны из таблицы 2.

Выбираем по каталогу электродвигатели, удовлетворяющие по мощности (табл. П1), т.е. с мощностью $P = 15$ кВт. Это электродвигатели: 160S2, 160S4, 160M6, 180M8, имеющие соответственно асинхронную частоту вращения: 2910 мин^{-1} , 1455 мин^{-1} , 970 мин^{-1} , 731 мин^{-1} .

4. Передаточные числа привода и редуктора:

$$U_{привода} = \frac{n_{эл.двиг.}}{n_{бар}}; \quad U_{привода} = U_{ред} \cdot U_{цеп.пер}$$

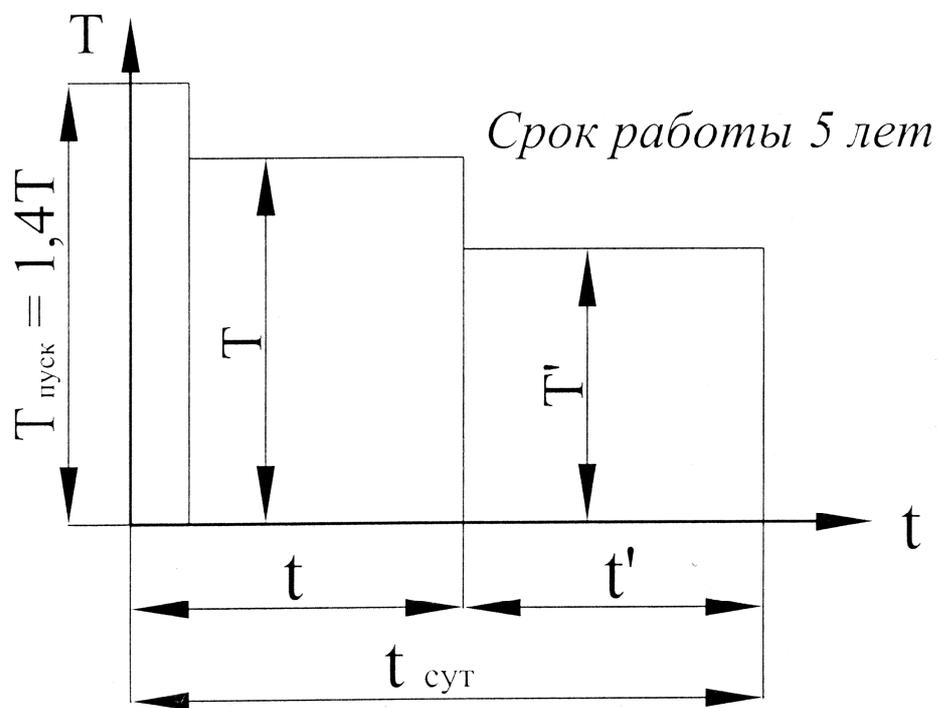
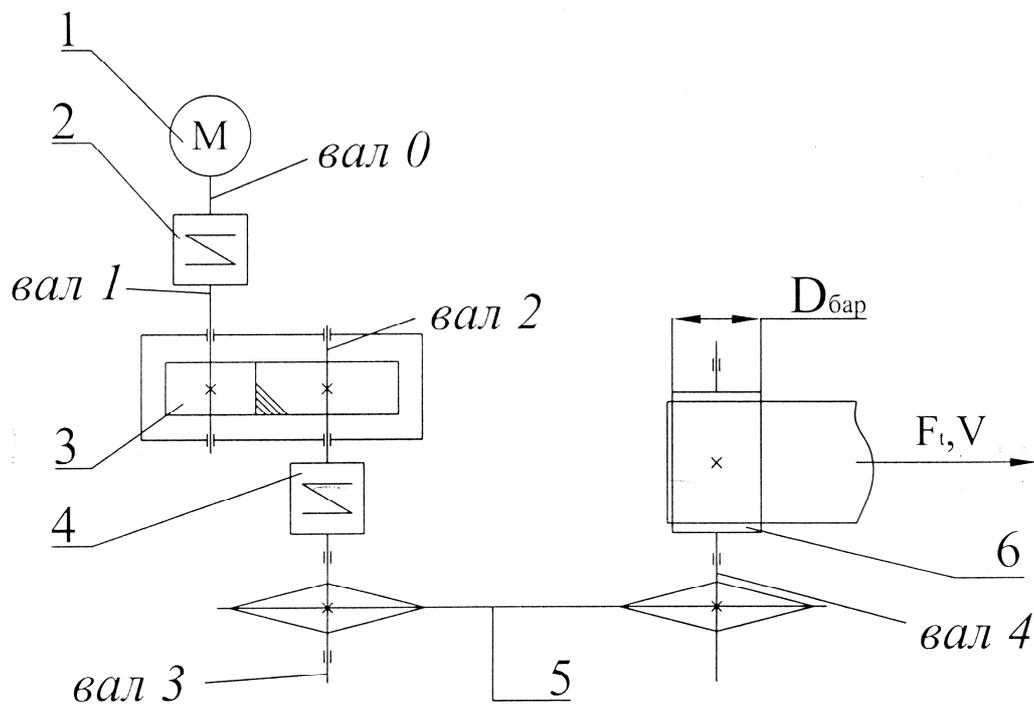


Рис. 3. Привод ленточного конвейера с косозубым редуктором:
 1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – редуктор горизонтальный; 4 – муфта комбинированная; 5 – передача цепная; 6 – барабан приводной

Принимаем предварительно $U_{цеп.пер} = 3$, тогда

$U_{привода}$	$U_{редуктора}$
$U_{привода 1} = \frac{2910}{127,4} = 22,84$	$U_{редуктора 1} = \frac{22,84}{3} = 7,6$
$U_{привода 2} = \frac{1455}{127,4} = 11,42$	$U_{редуктора 2} = \frac{11,42}{3} = 3,8$
$U_{привода 3} = \frac{970}{127,4} = 7,61$	$U_{редуктора 3} = \frac{7,61}{3} = 2,54$
$U_{привода 4} = \frac{731}{127,4} = 5,74$	$U_{редуктора 4} = \frac{5,74}{3} = 1,91$

В соответствии с рекомендациями таблицы 1 для одноступенчатого редуктора больше подходит $U_{редуктора 2} = 3,8$, поэтому в приводе конвейера используем электродвигатель 160S4.

5. Частоты вращения валов:

$$n_0 = n_{эл.двиг} = 1455 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_1 = n_0 = 1455 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{ред}} = \frac{1455}{3,8} = 382,9 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_3 = n_2 = 382,9 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_4 = \frac{n_3}{U_{цеп.пер}} = \frac{382,9}{3} = 127,6 \text{ мин}^{-1}$$

6. Мощности на валах:

$$P_0 = P_{эл.двиг.потр} = 12,07 \text{ кВт}$$

$$P_1 = P_0 \cdot \eta_{муф} \cdot \eta_{подш} = 12,07 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 11,83 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{зац} \cdot \eta_{подш} = 11,83 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 11,36 \text{ кВт}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{муф} \cdot \eta_{подш} = 11,36 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 11,13 \text{ кВт}$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{цеп.пер} \cdot \eta_{подш} = 11,13 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 10,5 \text{ кВт}$$

7. Вращающие моменты на валах:

$$T_0 = 9550 \frac{P_0}{n_0} = 9550 \frac{12,07}{1455} = 79,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{11,83}{1455} = 77,65 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \frac{11,36}{382,9} = 283,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3} = 9550 \frac{11,13}{382,9} = 277,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_4 = 9550 \frac{P_4}{n_4} = 9550 \frac{10,5}{127,6} = 785,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Полученные результаты заносим в таблицу:

№ вала	n , мин ⁻¹	P , кВт	T , Н·м
0	1455	12,07	79,2
1	1455	11,83	77,65
2	382,9	11,36	283,3
3	382,9	11,13	277,6
4	127,6	10,5	785,9

8. Эквивалентное время работы редуктора в сутки при расчете на контактную прочность (из циклограммы задания) (2.10):

$$t_{HE} = t + t' \left(\frac{T'}{T} \right)^{\frac{m}{2}} = 6 + 2 \cdot 0,8^3 = 7,02 \text{ час.}, \text{ где } m = 6.$$

Эквивалентное время работы передачи в течение всего срока службы (2.12):

$$T_{HE} = t_{HE} \cdot \delta \cdot L = 7,02 \cdot 260 \cdot 5 = 9126 \text{ час.},$$

где $\delta = 260$ – число рабочих дней в году;

$L = 5$ лет – срок работы передачи.

9. Эквивалентное число циклов нагружения зубьев колеса и шестерни (2.13):

$$N_{HE2} = 60 \cdot n_2 \cdot T_{HE} = 60 \cdot 382,9 \cdot 9126 = 20,9 \cdot 10^7 \text{ циклов}$$

$$N_{HE1} = N_{HE2} \cdot U_{ред} = 20,9 \cdot 10^7 \cdot 3,8 = 79,4 \cdot 10^7 \text{ циклов}$$

10. Выбор материала шестерни и колеса.

Принимаем по таблице 5 для шестерни сталь 40ХН с $\sigma_s = 900$ МПа, $\sigma_T = 700$ МПа, $HB = 265\text{--}295$. Термообработка: закалка 790°C , масло + отпуск 540°C , воздух.

Для колеса в соответствии с рекомендациями (2.9):

$$HB_{2\min} = HB_{1\min} - (15)(20\dots30)(50),$$

подбираем по таблице 5 сталь 40Х с $\sigma_s = 800$ МПа, $\sigma_T = 550$ МПа, $HB = 230\text{--}257$. Термообработка: закалка 860°C , масло + отпуск 600°C , воздух.

11. Средняя твердость шестерни:

$$HB_1 = \frac{HB_{1\min} + HB_{1\max}}{2} = \frac{265 + 295}{2} = 280.$$

Средняя твердость колеса:

$$HB_2 = \frac{HB_{2\min} + HB_{2\max}}{2} = \frac{230 + 257}{2} = 244.$$

При средней твердости шестерни $HB_1 = 280$ базовое число циклов нагружения $N_{HG1} = 2,2 \cdot 10^7$, а для колеса при $HB_2 = 244$ базовое число циклов нагружения $N_{HG2} = 1,7 \cdot 10^7$ (таблица 6).

Поскольку $N_{HE1} > N_{HG1}$ и $N_{HE2} > N_{HG2}$, то $\sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}} = 1$.

12. Предел контактной выносливости для колеса (2.17):

$$\sigma_{H\lim2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 244 + 70 = 558 \text{ МПа.}$$

Допускаемое контактное напряжение для колеса (2.16):

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H\lim2}}{S_H} = \frac{558}{1,1} = 507 \text{ МПа.}$$

Предел контактной выносливости для шестерни:

$$\sigma_{H\lim1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа.}$$

Допускаемое контактное напряжение для шестерни:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H\lim1}}{S_H} = \frac{630}{1,1} = 573 \text{ МПа.}$$

Коэффициент безопасности $S_H = 1,1$.

За расчетное допускаемое контактное напряжение в косозубых передачах принимается:

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (573 + 507) = 486 \text{ МПа.}$$

13. Межосевое расстояние для косозубой передачи (2.22):

$$a_w = 410 (U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{[\sigma]_H^2 \cdot U \cdot \psi_{ba}}} \text{ мм.}$$

При твердости зубьев $HB < 350$ и симметричном расположении колес относительно опор принимаем $\psi_{ba} = 0,4$, тогда ψ_{bd} равен (2.24):

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (U + 1) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (3,8 + 1) = 0,96.$$

По таблице 7 находим значение $K_{H\beta} = 1,06$. Полагая, что окружная скорость колеса $V_2 < 5$ м/с и принимая 8-ю степень точности изготовления передачи (в соответствии с рекомендациями таблицы 3), находим значение $K_{HV} = 1,06$ (таблица 8) и $K_{H\alpha} = 1,07$ (таблица 9).

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} = 1,06 \cdot 1,06 \cdot 1,07 = 1,2$$

$$a_w = 410 (3,8 + 1) \sqrt[3]{\frac{77,65 \cdot 1,2}{486^2 \cdot 3,8 \cdot 0,4}} = 125,6 \text{ мм.}$$

Найденное межосевое расстояние округляем до ближайшего стандартного значения $a_{wcm} = 125$ мм (2.25).

14. Ширина зубчатых колес:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{wcm} = 0,4 \cdot 125 = 50 \text{ мм}$$

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} = 50 + 5 = 55 \text{ мм.}$$

15. Модуль передачи (2.29):

$$0,01 \cdot a_{wcm} < m_n < 0,02 \cdot a_{wcm}, \text{ т.е. } 0,01 \cdot 125 < m_n < 0,02 \cdot 125 \\ 1,25 < m_n < 2,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $m_{ncm} = 2$ мм (2.30).

16. Суммарное число зубьев косозубой передачи (предварительно принимая $\beta' = 12^\circ$ и $\cos 12^\circ = 0,9781$) (2.34):

$$Z_\Sigma = \frac{2a_{wcm} \cos \beta'}{m_{ncm}} = \frac{2 \cdot 125 \cdot 0,9781}{2} = 122,3 \approx 122 \text{ зуба.}$$

17. Действительное значение угла наклона зубьев (2.35):

$$\beta = \arccos \frac{m_{ncm} \cdot Z_\Sigma}{2a_{wcm}} = \frac{2 \cdot 122}{2 \cdot 125} = \arccos 0,976$$

$$\beta = 12^\circ 35' \quad \text{при } [\beta] = 8^\circ - 15^\circ$$

18. Осевой шаг (2.38):

$$P_x = \frac{3,14m_{ncm}}{\sin \beta} = \frac{3,14 \cdot 2,0}{0,2178} = 28,8 \text{ мм при } b_2 = 50 \text{ мм.}$$

19. Число зубьев шестерни (2.36):

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{U+1} = \frac{122}{3,8+1} = 25,4; \text{ принимаем } Z_1 = 25 \text{ зубьев;}$$

$$Z_{1\min} = 17 \cos^3 \beta = 17 \cdot 0,976^3 = 16 \text{ зубьев;}$$

$$Z_1 > Z_{1\min}.$$

20. Число зубьев колеса (2.37):

$$Z_2 = Z_{\Sigma \text{ кос}} - Z_1 = 122 - 25 = 97 \text{ зубьев.}$$

21. Уточнение передаточного числа (2.44):

$$U' = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{97}{25} = 3,88.$$

Отклонение от принятого ранее передаточного числа (2.45):

$$\Delta U = \frac{U - U'}{U} \cdot 100\% = \frac{3,8 - 3,88}{3,8} \cdot 100\% = -2\%,$$

что находится в пределах допустимого $[\Delta U] = \pm 4\%$.

22. Геометрические размеры колес.

Делительный диаметр шестерни:

$$d_1 = \frac{m_{ncm}}{\cos \beta} \cdot Z_1 = \frac{2}{0,976} \cdot 25 = 51,23 \text{ мм.}$$

Делительный диаметр колеса:

$$d_2 = \frac{m_{ncm}}{\cos \beta} \cdot Z_2 = \frac{2}{0,976} \cdot 97 = 198,77 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние:

$$a_{wcm} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{51,23 + 198,77}{2} = 125 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев шестерни:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_{ncm} = 51,23 + 2 \cdot 2 = 55,23 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2m_{ncm} = 198,77 + 2 \cdot 2 = 202,77 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев шестерни :

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_{ncm} = 51,23 - 2,5 \cdot 2 = 46,23 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_{ncm} = 198,77 - 2,5 \cdot 2 = 193,77 \text{ мм.}$$

23. Проверочный расчет на контактную прочность (2.47):

$$\sigma_H = \frac{8400}{a_{wcm}} \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_H (U' + 1)^3}{b_2 \cdot U'}} \leq [\sigma]_H$$

$$\sigma_H = \frac{8400}{125} \sqrt{\frac{77,65 \cdot 1,2 \cdot (3,88 + 1)^3}{50 \cdot 3,88}} = 502 \text{ МПа}$$

Отклонение от $[\sigma]_H$:

$$\Delta\sigma\% = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{486 - 502}{486} \cdot 100\% = -3,3\%$$

при допускаемом отклонении $-5\% < [\Delta\sigma] < 15\%$.

Условие прочности выполняется.

24. Проверка зубьев на изгиб.

Эквивалентное время работы передачи в сутки при расчете на изгиб (2.48):

$$t_{FE} = t + t' \left(\frac{T'}{T} \right)^m = 6 + 2 \cdot (0,8)^6 = 6,52 \text{ час.}, \text{ где } m = 6.$$

25. Эквивалентное время работы передачи в течение всего срока службы (2.49):

$$T_{FE} = t_{FE} \cdot \partial \cdot L = t_{FE} \cdot 260 \cdot 5 = 6,52 \cdot 1300 = 8476 \text{ час.}$$

26. Эквивалентное число циклов нагружения зубьев колеса:

$$N_{FE2} = 60 \cdot n_2 \cdot T_{FE} = 60 \cdot 382,9 \cdot 8476 = 194 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Таким образом, передача работает при постоянной нагрузке, т.к.

$$N_{FE2} > N_{FG} = 4 \cdot 10^6 \text{ циклов} \quad \text{и} \quad \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}} = 1.$$

27. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\text{lim}}}{S_F} \cdot Y_A \text{ МПа.}$$

Предел изгибной выносливости для зубьев шестерни $\sigma_{F\text{lim}1}$ (2.52):

$$\sigma_{F\text{lim}1} = 1,8 \cdot HB_1 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа.}$$

Предел изгибной выносливости для зубьев колеса $\sigma_{F\text{lim}2}$ (2.52):

$$\sigma_{F\text{lim}2} = 1,8 \cdot HB_2 = 1,8 \cdot 244 = 439 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни (2.51):

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F\text{lim}1}}{S_F} \cdot Y_A = \frac{504}{1,7} = 296 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения изгиба для колеса (2.51):

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F\text{lim}2}}{S_F} \cdot Y_A = \frac{439}{1,7} = 258 \text{ МПа,}$$

где коэффициент безопасности $S_F = 1,7$, а коэффициент режима работы для нереверсивной передачи $Y_A = 1$.

28. Окружное усилие на колесе:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 283,3}{0,199} = 2847 \text{ Н.}$$

29. Коэффициент формы зубьев при расчете на изгиб по местным напряжениям Y_{FS} для косозубых передач определяют в зависимости от Z_V из таблицы 10:

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{25}{0,976^3} \approx 27 \text{ зубьев}$$

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{97}{0,976^3} \approx 104 \text{ зуба}$$

$$Y_{FS1} = 3,86$$

$$Y_{FS2} = 3,6$$

30. Напряжения изгиба для зубьев косозубой передачи.

Расчет на изгиб производится для той зубчатки, у которой отношение $\frac{[\sigma]_F}{Y_{FS}}$ меньше.

$$\text{Для шестерни: } \frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{FS1}} = \frac{296}{3,86} = 76,7 \text{ МПа.}$$

$$\text{Для колеса: } \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{FS2}} = \frac{258}{3,6} = 71,7 \text{ МПа.}$$

Для колеса это отношение меньше, поэтому расчет ведем по зубу колеса.

Коэффициент нагрузки при расчете на изгиб (2.56):

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

Значение $K_{F\beta}$ выбираем из таблицы 11 в зависимости от коэффициента ширины шестерни относительно диаметра ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = 0,96 \text{ см. п. 13; } K_{F\beta} = 1,1.$$

Значение K_{FV} выбираем из таблицы 12 для передач с $HB < 350$ в зависимости от степени точности и окружной скорости:

$$V = \frac{\pi d_2 n_2}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,199 \cdot 382,9}{60} = 3,99 \text{ м/с.}$$

При 8-ой степени точности $K_{FV} = 1,16$.

Значение $K_{F\alpha}$ выбираем из таблицы 13: $K_{F\alpha} = 1,22$.

Коэффициент нагрузки: $K_F = 1,1 \cdot 1,16 \cdot 1,22 = 1,56$.

Коэффициент повышения прочности зубьев косозубых передач по напряжениям изгиба $Y_{F\beta}$ определяется (2.57):

$$Y_{F\beta} = \frac{Y_{\beta}}{\varepsilon_{\alpha}}$$

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140^{\circ}} = 1 - \frac{12^{\circ}35'}{140^{\circ}} = 0,91$$

Коэффициент торцового перекрытия ε_{α} (2.59):

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{25} + \frac{1}{97} \right) \right] 0,976 = 1,68$$

$$Y_{F\beta} = \frac{0,91}{1,68} = 0,54$$

Напряжение изгиба для зубьев колеса (2.54):

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t2} \cdot Y_{FS2} \cdot K_F \cdot Y_{F\beta}}{b_2 \cdot m_{ncm}} = \frac{2847 \cdot 3,6 \cdot 1,56 \cdot 0,54}{50 \cdot 2} = 86,3 \text{ МПа.}$$

Поскольку $\sigma_{F2} = 86,3 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 258 \text{ МПа}$, то условие прочности выполняется.

31. Расчет на кратковременные перегрузки.

• По контактным напряжениям

Максимальное допускаемое контактное напряжение при пусковой перегрузке (2.61):

$$[\sigma]_{H \max 2} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 550 = 1540 \text{ МПа,}$$

где $\sigma_T = 550 \text{ МПа}$ для материала колеса.

$$\sigma_{H \max 2} = \sigma_{H2} \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{пуск}}}{T}} = 502 \cdot \sqrt{1,4} = 594 \text{ МПа.}$$

Поскольку $\sigma_{H \max 2} = 594 \text{ МПа} < [\sigma]_{H \max 2} = 1540 \text{ МПа}$, то условие прочности выполняется.

- По напряжениям изгиба

Максимальное допускаемое напряжение изгиба при пусковой перегрузке (2.63):

$$[\sigma]_{F \max 2} = 2,74 \cdot HB_2 = 2,74 \cdot 244 = 669 \text{ МПа.}$$

Максимальное напряжение изгиба при пусковой перегрузке (2.62):

$$\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F2} \cdot \frac{T_{\text{пуск}}}{T} = 86,3 \cdot 1,4 = 121 \text{ МПа.}$$

Поскольку $\sigma_{F \max 2} = 121 \text{ МПа} < [\sigma]_{F \max 2} = 669 \text{ МПа}$, то условие прочности выполняется.

3.3. Пример расчета привода ленточного конвейера с шевронным цилиндрическим редуктором и цепной передачей

Рассчитать привод ленточного конвейера по схеме рис. 4 с шевронным цилиндрическим редуктором по следующим данным:

- Окружное усилие на ведущем барабане конвейера $F_t = 6000 \text{ Н}$.
- Скорость ленты конвейера (окружная скорость на барабане) $V = 1,8 \text{ м/с}$.
- Диаметр барабана $D_{\text{бар}} = 0,275 \text{ м}$.
- Время работы в сутки $t_{\text{сут}} = 8 \text{ час.}$, $t = 5 \text{ час.}$, $t' = t_{\text{сут}} - t = 8 - 5 = 3 \text{ час.}$
- Отношение $\frac{T'}{T} = 0,9$; $T_{\text{пуск}} = 1,6T$ ($K_{\text{пуск}} = \frac{T_{\text{пуск}}}{T} = 1,6$).

1. Частота вращения барабана конвейера:

$$n_{\text{бар}} = \frac{60V}{\pi D_{\text{бар}}} = \frac{60 \cdot 1,8}{3,14 \cdot 0,275} = 125 \text{ мин}^{-1}.$$

2. Мощность на приводном валу конвейера:

$$P_{\text{номр}} = \frac{F_t \cdot V}{1000} = \frac{6000 \cdot 1,8}{1000} = 10,8 \text{ кВт.}$$

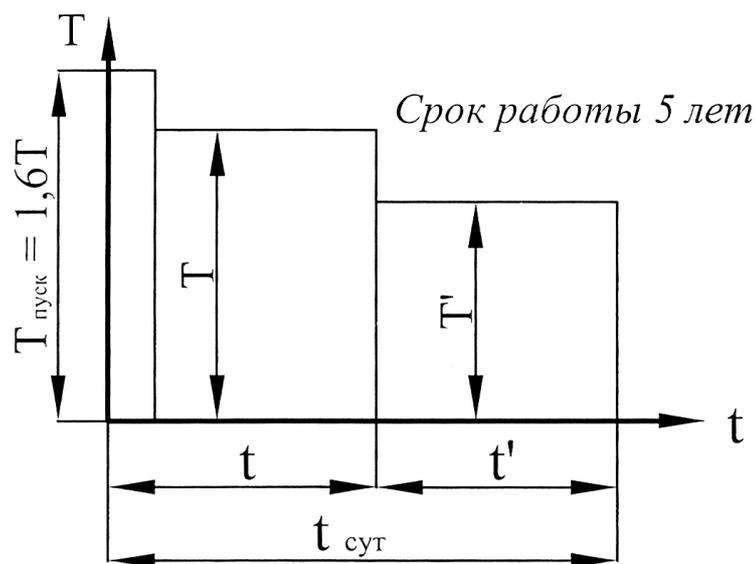
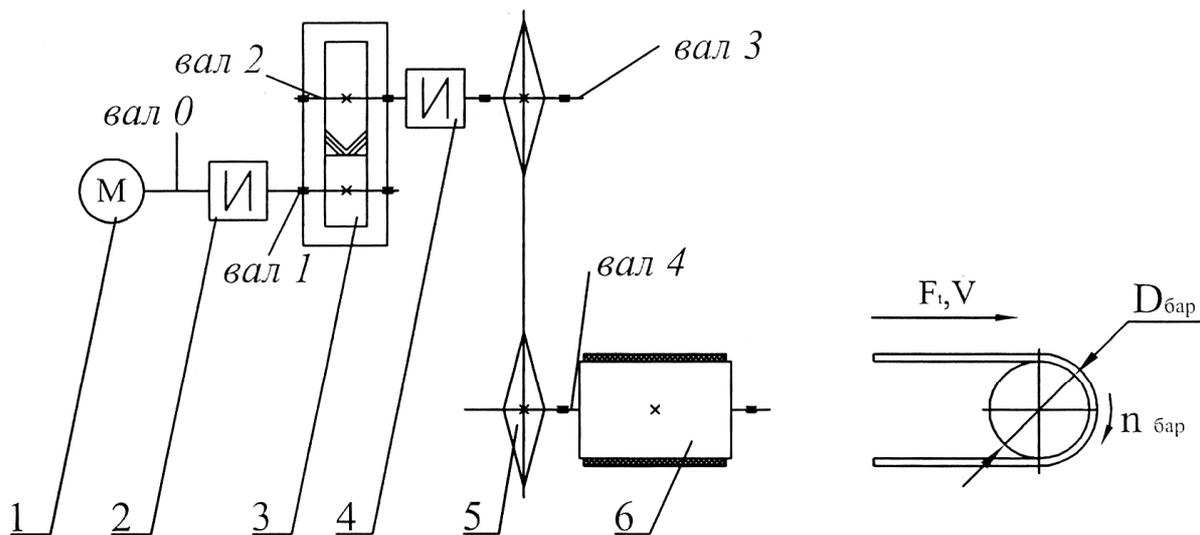


Рис. 4. Привод ленточного конвейера с шевронным редуктором:
 1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – редуктор вертикальный;
 4 – муфта комбинированная; 5 – передача цепная;
 6 – барабан приводной

3. Мощность на валу электродвигателя:

$$P_{\text{эл.двиг. потр}} = \frac{P_{\text{потр}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{10,8}{0,87} = 12,4 \text{ кВт},$$

$$\begin{aligned} \text{где } \eta_{\text{общ}} &= \eta_{\text{муфты}}^2 \cdot \eta_{\text{подш.}}^4 \cdot \eta_{\text{зац}} \cdot \eta_{\text{цеп.пер}} = \\ &= 0,99^2 \cdot 0,99^4 \cdot 0,97 \cdot 0,95 = 0,87. \end{aligned}$$

Значения $\eta_{\text{муфты}}$, $\eta_{\text{подш.}}$, $\eta_{\text{зац}}$ · $\eta_{\text{цеп.пер}}$ выбраны из таблицы 2.

Выбираем по каталогу электродвигатели, удовлетворяющие по мощности (табл. П2), т.е. с мощностью $P = 15$ кВт. Это электродвигатели 160S2, 160S4, 160M6, 180M8, имеющие соответственно асинхронную частоту вращения: 2910 мин⁻¹, 1455 мин⁻¹, 970 мин⁻¹, 731 мин⁻¹.

4. Передаточные числа привода и редуктора:

$$U_{\text{привода}} = \frac{n_{\text{эл.двиг.}}}{n_{\text{бар}}};$$

$$U_{\text{привода}} = U_{\text{ред}} \cdot U_{\text{цеп.пер}}$$

Принимаем предварительно $U_{\text{цеп.пер}} = 2,5$, тогда

$U_{\text{привода } 1} = \frac{U_{\text{привода}}}{2910} = 23,28$	$U_{\text{редуктора } 1} = \frac{U_{\text{редуктора}}}{23,28} = 9,312$
$U_{\text{привода } 2} = \frac{1455}{125} = 11,64$	$U_{\text{редуктора } 2} = \frac{11,64}{2,5} = 4,66$
$U_{\text{привода } 3} = \frac{970}{125} = 7,76$	$U_{\text{редуктора } 3} = \frac{7,76}{2,5} = 3,1$
$U_{\text{привода } 4} = \frac{731}{125} = 5,85$	$U_{\text{редуктора } 4} = \frac{5,85}{2,5} = 2,34$

В соответствии с рекомендациями таблицы 1 для одноступенчатого редуктора больше подходит $U_{\text{редуктора } 2} = 4,66$, поэтому в приводе конвейера используем электродвигатель 160S4.

5. Частоты вращения валов:

$$n_0 = n_{\text{эл.двиг}} = 1455 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_1 = n_0 = 1455 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{ред}} = \frac{1455}{4,66} = 312,2 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_3 = n_2 = 312,2 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_4 = \frac{n_3}{U_{цеп.пер}} = \frac{312,2}{2,5} = 124,9 \text{ мин}^{-1}$$

6. Мощности на валах:

$$P_0 = P_{эл.движ.потр} = 12,4 \text{ кВт}$$

$$P_1 = P_0 \cdot \eta_{муфты} \cdot \eta_{подш} = 12,4 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 12,15 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{защ} \cdot \eta_{подш} = 12,15 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 11,67 \text{ кВт}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{муфты} \cdot \eta_{подш} = 11,67 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 11,44 \text{ кВт}$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{цеп.пер} \cdot \eta_{подш} = 11,44 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 10,8 \text{ кВт}$$

7. Вращающие моменты на валах:

$$T_0 = 9550 \frac{P_0}{n_0} = 9550 \frac{12,4}{1455} = 81,4 \text{ Н·м}$$

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{12,15}{1455} = 79,7 \text{ Н·м}$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \frac{11,67}{312,2} = 357 \text{ Н·м}$$

$$T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3} = 9550 \frac{11,44}{312,2} = 349,9 \text{ Н·м}$$

$$T_4 = 9550 \frac{P_4}{n_4} = 9550 \frac{10,8}{124,9} = 825,8 \text{ Н·м}$$

Полученные результаты заносим в таблицу:

№ вала	n , мин ⁻¹	P , кВт	T , Н·м
0	1455	12,4	81,4
1	1455	12,15	79,7
2	312,2	11,67	357
3	312,2	11,44	349,9
4	124,9	10,8	825,8

8. Эквивалентное время работы редуктора в сутки при расчете на контактную прочность (из циклограммы задания) (2.10):

$$t_{HE} = t + t' \left(\frac{T'}{T} \right)^{\frac{m}{2}} = 5 + 3 \cdot 0,9^{6/2} = 7,19 \text{ час.},$$

где $m = 6$.

Эквивалентное время работы передачи в течение всего срока службы (2.12):

$$T_{HE} = t_{HE} \cdot \partial \cdot L = 7,19 \cdot 260 \cdot 5 = 9347 \text{ час.},$$

где $\partial = 260$ – число рабочих дней в году;

$L = 5$ лет – срок работы передачи.

9. Эквивалентное число циклов нагружения зубьев колеса и шестерни (2.13):

$$N_{HE2} = 60 \cdot n_2 \cdot T_{HE} = 60 \cdot 312,2 \cdot 9347 = 17,5 \cdot 10^7 \text{ циклов}$$

$$N_{HE1} = N_{HE2} \cdot U_{ред} = 17,5 \cdot 10^7 \cdot 4,66 = 81,6 \cdot 10^7 \text{ циклов}$$

10. Выбор материала шестерни и колеса.

Принимаем по таблице 5 для шестерни сталь 35ХГСА с $\sigma_{\sigma} = 835$ МПа, $\sigma_{\tau} = 685$ МПа, $HB = 262\text{--}311$. Термообработка: закалка 870°C , масло + отпуск $640\text{--}650^{\circ}\text{C}$, вода.

Для колеса в соответствии с рекомендациями (2.9):

$$HB_{2\min} = HB_{1\min} - (15)(20\dots30)(50),$$

подбираем по таблице 5 сталь 35ХГСА с $\sigma_{\sigma} = 735$ МПа, $\sigma_{\tau} = 590$ МПа, $HB = 235\text{--}277$. Термообработка: закалка 880°C , масло + отпуск 640°C , вода.

11. Средняя твердость шестерни:

$$HB_1 = \frac{262 + 311}{2} = 287.$$

Средняя твердость колеса:

$$HB_2 = \frac{235 + 277}{2} = 256.$$

При средней твердости шестерни $HB_1 = 287$ базовое число циклов нагружения $N_{HG1} = 2,3 \cdot 10^7$, а для колеса при $HB_2 = 256$ базовое число циклов нагружения $N_{HG2} = 1,7 \cdot 10^7$ (таблица 6).

Поскольку $N_{HE1} > N_{HG1}$ и $N_{HE2} > N_{HG2}$, то $\sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}} = 1$.

12. Предел контактной выносливости для колеса (2.17):

$$\sigma_{Hlim2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 256 + 70 = 582 \text{ МПа.}$$

Допускаемые контактные напряжения для колеса (2.16):

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_H} = \frac{582}{1,1} = 529 \text{ МПа.}$$

Предел контактной выносливости для шестерни:

$$\sigma_{Hlim1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 287 + 70 = 644 \text{ МПа.}$$

Допускаемые контактные напряжения для шестерни:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_H} = \frac{644}{1,1} = 585 \text{ МПа.}$$

Коэффициент безопасности $S_H = 1,1$.

За расчетное допускаемое контактное напряжение в шевронных передачах принимается:

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (585 + 529) = 501 \text{ МПа.}$$

13. Межосевое расстояние для шевронной передачи (2.22):

$$a_w = 410 \cdot (U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{[\sigma]_H^2 \cdot U \cdot \psi_{ba}}} \text{ мм.}$$

При твердости зубьев $HB < 350$ и симметричном расположении колес относительно опор принимаем $\psi_{ba} = 0,4$, тогда ψ_{bd} равен (2.24):

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} (U + 1) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (4,66 + 1) = 1,13.$$

По таблице 7 находим значение $K_{H\beta} = 1,065$.

Полагая, что окружная скорость колеса $V_2 < 5$ м/с и принимая 8-ю степень точности изготовления передачи (в соответствии с рекомендациями таблицы 3), находим значение $K_{HV} = 1,06$ (таблица 8) $K_{H\alpha} = 1,07$ (таблица 9).

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} = 1,065 \cdot 1,06 \cdot 1,07 = 1,2$$

$$a_w = 410 \cdot (4,66 + 1) \sqrt[3]{\frac{79,7 \cdot 1,2}{501^2 \cdot 4,66 \cdot 0,4}} = 136,7 \text{ мм}$$

Найденное межосевое расстояние округляем до ближайшего стандартного значения $a_{wcm} = 140 \text{ мм}$ (2.25).

14. Ширина зубчатых колес:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{wcm} = 0,4 \cdot 140 = 56 \text{ мм}$$

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} = 56 + 5 = 61 \text{ мм}$$

При нарезании шевронной передачи необходимо предусмотреть канавку для выхода режущего инструмента посередине шевронных колесо. Размеры канавки «а» выбирают в зависимости от нормального модуля из следующей таблицы:

m_n	1	1,5	2	2,5	3
a	20	25	32	38	42

15. Модуль передачи (2.29):

$$0,01 \cdot a_{wcm} < m_n < 0,02 \cdot a_{wcm}, \text{ т.е. } 0,01 \cdot 140 < m_n < 0,02 \cdot 140$$

$$1,4 \text{ мм} < m_n < 2,8 \text{ мм}$$

Принимаем $m_{nct} = 2 \text{ мм}$ (2.30).

16. Суммарное число зубьев шевронной передачи (предварительно принимая $\beta' = 30^\circ$ и $\cos\beta' = 0,866$) (2.40):

$$Z_\Sigma = \frac{2a_{wcm} \cdot \cos\beta'}{m_{ncm}} = \frac{2 \cdot 140 \cdot 0,866}{2} = 121,2 \text{ зубьев}$$

Принимаем $Z_\Sigma = 121 \text{ зуб}$.

17. Действительное значение угла наклона зубьев (2.41):

$$\beta = \arccos \frac{m_{ncm} \cdot Z_\Sigma}{2a_{wcm}} = \frac{2 \cdot 121}{2 \cdot 140} = 0,8643; \beta = 30^\circ 12'$$

при $[\beta] = 25^\circ - 40^\circ$.

18. Число зубьев шестерни (2.42):

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{U+1} = \frac{121}{4,66+1} = 21,4. \text{ Округляем до 21 зуба.}$$

19. Число зубьев колеса (2.43):

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 = 121 - 21 = 100 \text{ зубьев.}$$

20. Уточнение передаточного числа (2.44):

$$U' = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{100}{21} = 4,76.$$

Отклонение от принятого ранее передаточного числа (2.45):

$$\Delta U = \frac{U - U'}{U} \cdot 100\% = \frac{4,66 - 4,76}{4,66} \cdot 100\% = -2,1\%,$$

что находится в пределах допустимого $[\Delta U] = \pm 4\%$.

21. Геометрические размеры колес.

Делительный диаметр шестерни:

$$d_1 = \frac{m_{n\text{cm}}}{\cos\beta} \cdot Z_1 = \frac{2}{0,8643} \cdot 21 = 48,6 \text{ мм.}$$

Делительный диаметр колеса:

$$d_2 = \frac{m_{n\text{cm}}}{\cos\beta} \cdot Z_2 = \frac{2}{0,8643} \cdot 100 = 231,4 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние:

$$a_{w\text{cm}} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{48,6 + 231,4}{2} = 140 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев шестерни:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_{n\text{cm}} = 48,6 + 2 \cdot 2 = 52,6 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2m_{n\text{cm}} = 231,4 + 2 \cdot 2 = 235,4 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев шестерни :

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_{n\text{cm}} = 48,6 - 2,5 \cdot 2 = 43,6 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n \text{ см} = 231,4 - 2,5 \cdot 2 = 226,4 \text{ мм.}$$

22. Проверочный расчет на контактную прочность (2.47):

$$\sigma_H = \frac{8400}{a_{wcm}} \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_H \cdot (U' + 1)^3}{b_2 \cdot U'}} \leq [\sigma]_H$$

$$\sigma_H = \frac{8400}{140} \sqrt{\frac{79,7 \cdot 1,2 \cdot (4,76 + 1)^3}{56 \cdot 4,76}} = 497,4 \text{ МПа}$$

Отклонение от $[\sigma]_H$:

$$\Delta\sigma = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{501 - 497,4}{501} \cdot 100\% = 0,7\%$$

при допускаемом отклонении $-5\% < [\Delta\sigma] < 15\%$.

Условие прочности выполняется.

23. Проверка зубьев на изгиб.

Эквивалентное время работы передачи в сутки при расчете на изгиб (2.48):

$$t_{FE} = t + t' \left(\frac{T'}{T} \right)^m = 5 + 3 \cdot (0,9)^6 = 6,6 \text{ час.}, \text{ где } m = 6.$$

24. Эквивалентное время работы передачи в течение всего срока службы (2.49):

$$T_{FE} = t_{FE} \cdot \partial \cdot L = t_{FE} \cdot 260 \cdot 5 = 6,6 \cdot 1300 = 8580 \text{ час.}$$

25. Эквивалентное число циклов нагружения зубьев колеса:

$$N_{FE2} = 60 \cdot n_2 \cdot T_{FE} = 60 \cdot 312,2 \cdot 8580 = 160,7 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Таким образом, передача работает при постоянной нагрузке, т.к.

$$N_{FE2} > N_{FG} = 4 \cdot 10^6 \text{ циклов и } \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}} = 1.$$

26. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$.

Предел изгибной выносливости для зубьев шестерни $\sigma_{F\lim1}$ (2.52):

$$\sigma_{F\lim1} = 1,8\text{HB}_1 = 1,8 \cdot 287 = 517 \text{ МПа.}$$

Предел изгибной выносливости для зубьев колеса $\sigma_{F\lim2}$ (2.52):

$$\sigma_{F\lim2} = 1,8\text{HB}_2 = 1,8 \cdot 256 = 461 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни (2.51):

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F\lim1}}{S_F} \cdot Y_A = \frac{517}{1,7} \cdot 1 = 304 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения изгиба для колеса (2.51):

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F\lim2}}{S_F} \cdot Y_A = \frac{461}{1,7} \cdot 1 = 271 \text{ МПа,}$$

где коэффициент безопасности $S_F = 1,7$, а коэффициент режима работы для нереверсивной передачи $Y_A = 1$.

27. Окружное усилие на колесе:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 357}{0,2314} = 3086 \text{ Н.}$$

28. Коэффициент формы зубьев при расчете на изгиб по местным напряжениям Y_{FS} для шевронных передач определяют в зависимости от Z_V из таблицы 10:

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{0,8643^3} \approx 33 \text{ зуба}$$

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{100}{0,8643^3} \approx 155 \text{ зубьев}$$

$$Y_{FS1} = 3,77 \text{ (интерполируя)}$$

$$Y_{FS2} = 3,60$$

29. Напряжения изгиба для зубьев шевронной передачи.
 Расчет на изгиб производится для той зубчатки, у которой отношение $\frac{[\sigma]_F}{Y_{FS}}$ меньше.

$$\text{Для шестерни: } \frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{FS1}} = \frac{304}{3,77} = 80,6 \text{ МПа}$$

$$\text{Для колеса: } \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{FS2}} = \frac{271}{3,6} = 75,3 \text{ МПа}$$

Для колеса это отношение меньше, поэтому расчет ведем по зубу колеса.

Коэффициент нагрузки при расчете на изгиб (2.56):

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

Значение $K_{F\beta}$ выбираем из таблицы 11 в зависимости от коэффициента ширины шестерни относительно диаметра ψ_{bd} :

$$(\psi_{bd} = 1,13 \text{ п. 13}); K_{F\beta} = 1,11.$$

Значение K_{FV} выбираем из таблицы 12 для передач с $HB < 350$ в зависимости от степени точности и окружной скорости:

$$V = \frac{\pi d_2 n_2}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,2314 \cdot 312,2}{60} = 3,78 \text{ м/с.}$$

При 8-й степени точности $K_{FV} = 1,15$.

Значение $K_{F\alpha}$ выбираем из таблицы 13: $K_{F\alpha} = 1,22$.

$$K_F = 1,11 \cdot 1,15 \cdot 1,22 = 1,56$$

Коэффициент повышения прочности зубьев шевронных передач по напряжениям изгиба $Y_{F\beta}$ определяется (2.57):

$$Y_{F\beta} = \frac{Y_{\beta}}{\varepsilon_{\alpha}}$$

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140^{\circ}} = 1 - \frac{30^{\circ}12'}{140^{\circ}} = 0,784.$$

Коэффициент торцового перекрытия (2.59):

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{21} + \frac{1}{100} \right) \right] \cdot 0,8643 = 1,47.$$

$$Y_{F\beta} = \frac{0,784}{1,47} = 0,53$$

Напряжение изгиба для зубьев колеса (2.54):

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t2} \cdot Y_{FS2} \cdot K_F \cdot Y_{F\beta}}{b_2 \cdot m_{ncm}} = \frac{3086 \cdot 3,6 \cdot 1,56 \cdot 0,53}{56 \cdot 2} = 82 \text{ МПа.}$$

Поскольку $\sigma_{F2} = 82 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 271 \text{ МПа}$, то условие прочности выполняется.

30. Расчет на кратковременные перегрузки.

• По контактным напряжениям

Максимальное допускаемое контактное напряжение при пусковой перегрузке (2.61):

$$[\sigma]_{H \max 2} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 590 = 1652 \text{ МПа,}$$

где $\sigma_T = 590 \text{ МПа}$ для материала колеса.

$$\sigma_{H \max 2} = \sigma_{H2} \sqrt{\frac{T_{\text{пуск}}}{T}} = 497,4 \cdot \sqrt{1,6} = 629 \text{ МПа.}$$

Поскольку $\sigma_{H \max 2} = 629 \text{ МПа} < [\sigma]_{H \max 2} = 1652 \text{ МПа}$, то условие прочности выполняется.

• По напряжениям изгиба

Максимальное допускаемое напряжение изгиба при пусковой перегрузке (2.63):

$$[\sigma]_{F \max 2} = 2,74 \cdot HB_2 = 2,74 \cdot 256 = 701 \text{ МПа.}$$

Максимальное напряжение изгиба при пусковой перегрузке (2.62):

$$\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F2} \cdot \frac{T_{\text{пуск}}}{T} = 82 \cdot 1,6 = 131,2 \text{ МПа.}$$

Поскольку $\sigma_{F \max 2} = 131,2 \text{ МПа} < [\sigma]_{F \max 2} = 701 \text{ МПа}$, то условие прочности выполняется.

4. ПЕРВЫЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА

4.1. Вычерчивание контура зубчатых колес и стенок редуктора

После определения геометрических размеров передачи можно приступить к предварительному конструированию редуктора. Для этого на миллиметровке формата А1 делают эскизную компоновку двух проекций редуктора. Вначале наносят осевые линии межосевого расстояния $a_{w\text{ см}}$, затем размеры шестерни и колеса – d_1, d_2, b_1, b_2 . Размер Δ – зазор между торцем шестерни и внутренней стенкой редуктора можно выбирать в пределах 8–10 мм (рис. 5, 6).

Ширину фланца можно предварительно выбрать $b_\phi \approx 40 \dots 50$ мм с последующим уточнением при окончательной компоновке редуктора. Большие значения b_ϕ принимаются для редукторов, передающих мощность $P = 10 \dots 20$ кВт. Расстояние между дном корпуса и зубьями колеса можно предварительно принять $h_{\min} \approx 40 \dots 50$ мм. Величина h_{\min} окончательно принимается при определении необходимого объема масляной ванны. Объем масляной ванны можно определить по формуле:

$$V = (0,25 \dots 0,8)P_1, \quad (4.1)$$

где P_1 – мощность на быстроходном валу редуктора, кВт.

Для вертикальных редукторов с нижним расположением быстроходного вала h_{\min} выбирается конструктивно в зависимости от наличия паразитной шестерни или специальных разбрызгивателей [3].

Толщину стенки корпуса редуктора δ можно принимать 8–10 мм, а толщину стенки крышки редуктора $\delta' \approx 0,9 \delta$, но не менее 6 мм.

После выполнения предварительной эскизной компоновки редуктора можно приступить к проектированию быстроходного и тихоходного валов.

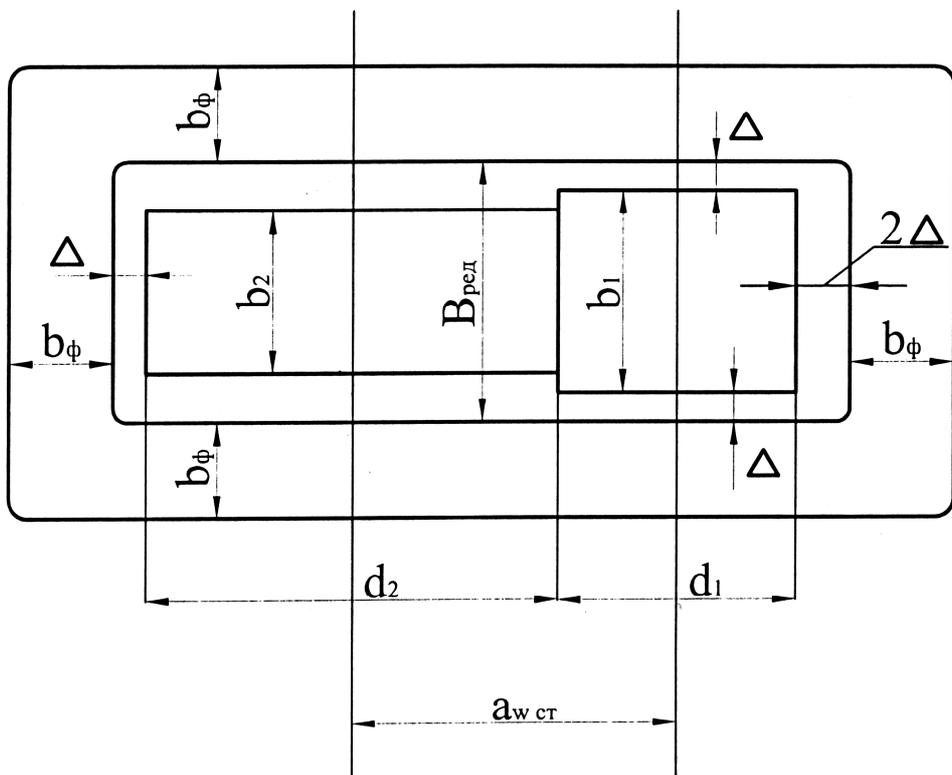
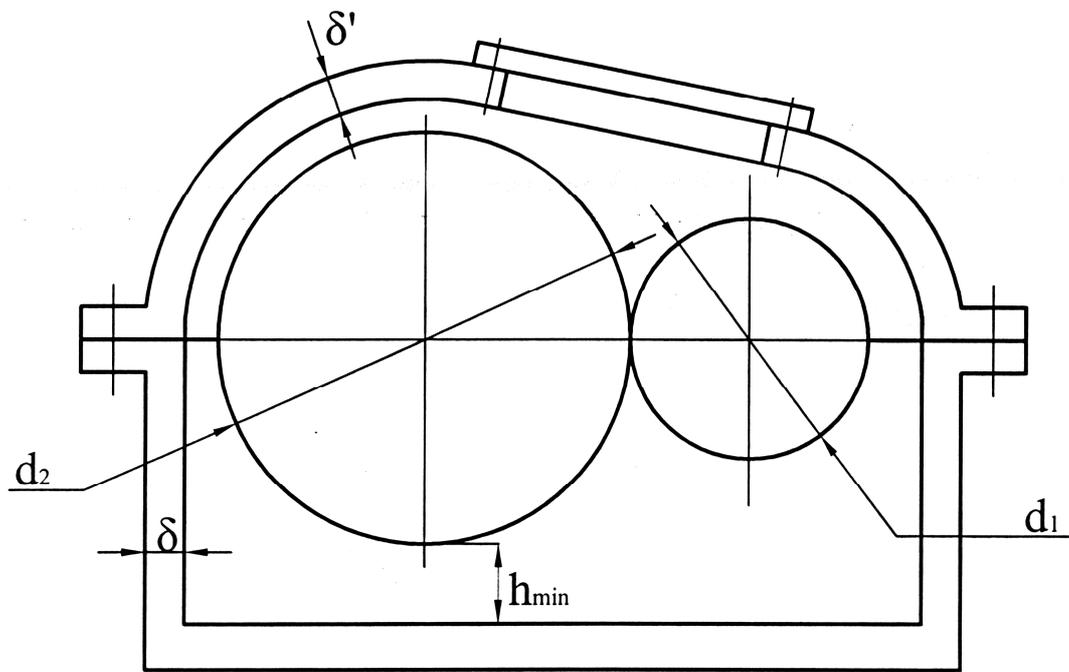


Рис. 5. Эскизная компоновка горизонтального редуктора

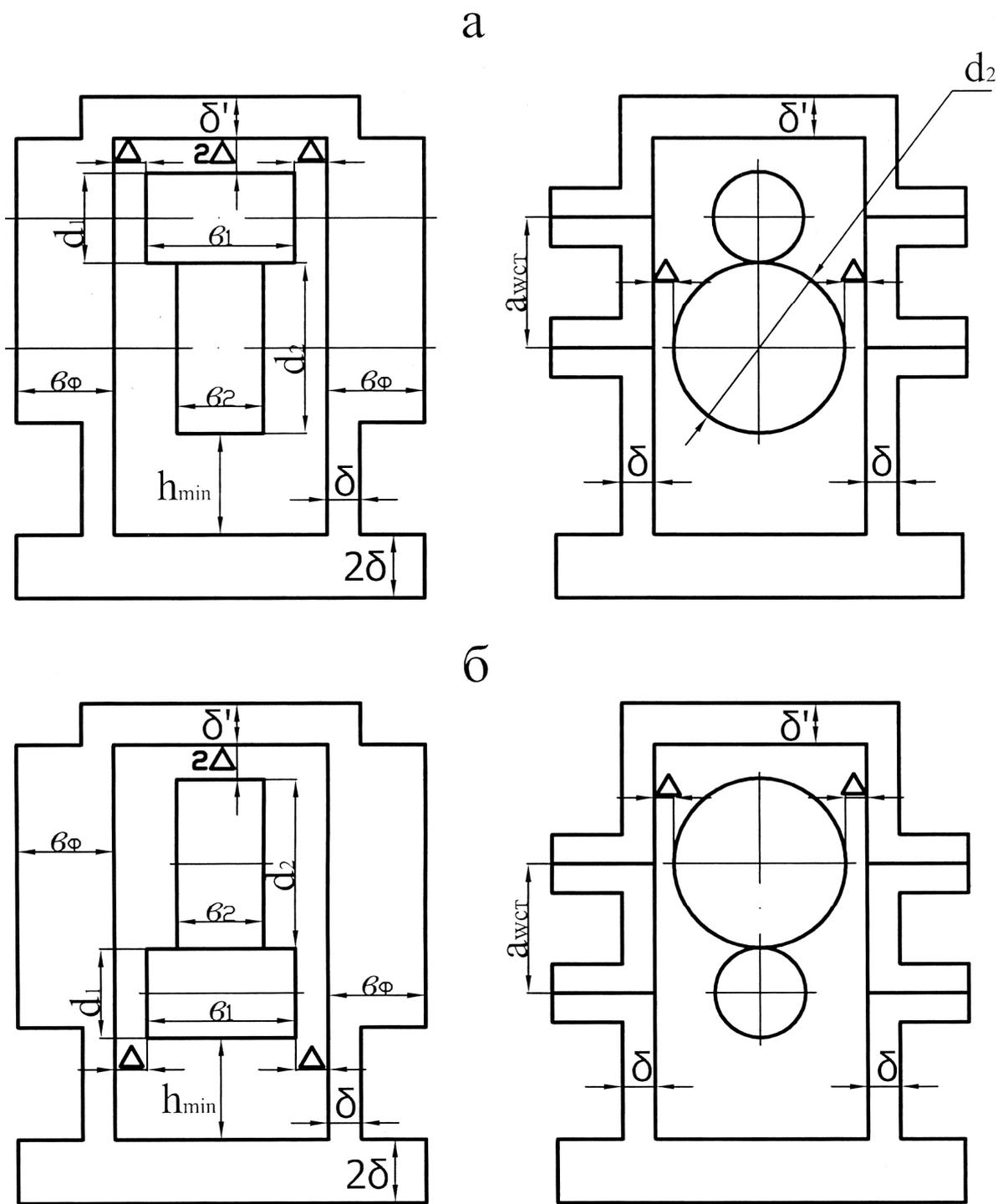


Рис. 6. Эскизная компоновка вертикального редуктора:
 а) с верхним расположением быстроходного вала;
 б) с нижним расположением быстроходного вала

4.2. Проектирование быстроходного вала

Поскольку диаметр впадин шестерни d_{f1} бывает небольшим, то технологичнее быстроходный вал выполнять заодно целое с шестерней, поэтому он называется вал-шестерня.

Эскизная компоновка быстроходного вала изображена на рис. 7. Римскими цифрами I, II, III обозначены зоны для установки тех или иных деталей. Так, в зоне I устанавливается муфта (точнее полумуфта) для соединения быстроходного вала редуктора с валом электродвигателя или для установки шкива клиноременной передачи. Чаще всего в качестве муфты может быть МУВП, т.е. муфта упругая втулочно-пальцевая.

В зоне II устанавливаются уплотнения для предотвращения утечки масла из редуктора. В качестве таких уплотнений используют манжетные уплотнения (табл. П9).

В зоне III устанавливаются подшипники качения.

4.2.1. Определение диаметральных размеров быстроходного вала

Если быстроходный вал редуктора соединяется с валом электродвигателя непосредственно через муфту, то диаметр d_2 определяется по эмпирической формуле:

$$d_2 \approx (0,8 \dots 1,0) d_1, \quad (4.2)$$

(округлить до целого числа из стандартного ряда 4.4),

где d_1 – диаметр выходного конца электродвигателя (табл. П2).

Если же быстроходный вал редуктора соединяется с валом электродвигателя через клиноременную передачу, то диаметр d_2 определяют по приближенной формуле:

$$d_2 = (140 \dots 150) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \text{ мм}, \quad (4.3)$$

где P_1 – мощность, передаваемая быстроходным валом, кВт;

n_1 – частота вращения быстроходного вала, мин⁻¹.

Диаметр d_2 округляется до целого числа из стандартного ряда (4.4).

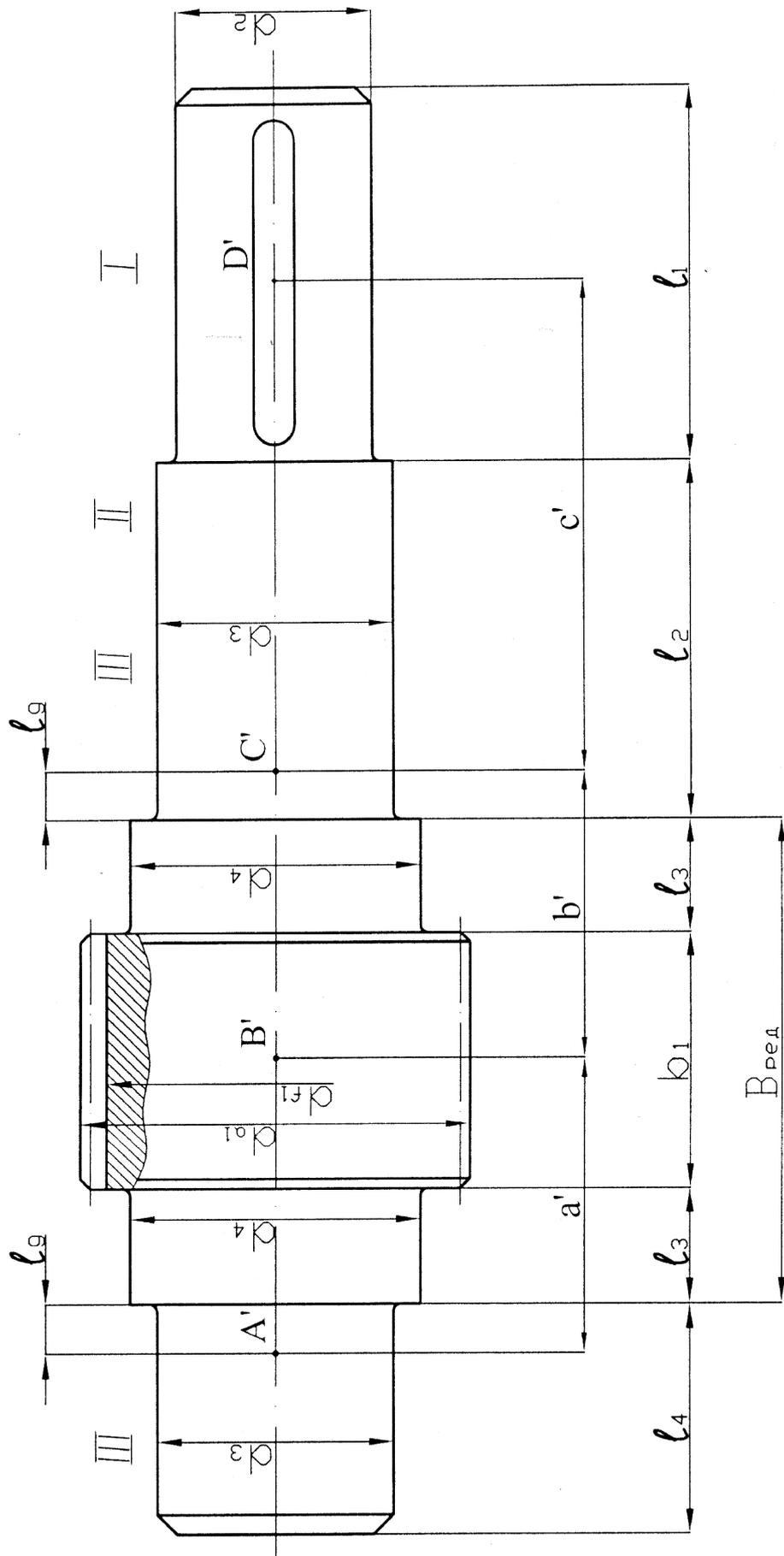


Рис. 7. Схема быстроходного вала

Стандартный ряд включает в себя следующие размеры:

$$d = 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 33, 34, \\ 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 53, 55, 56, 60, 63, 65, 70, \\ 75, 80, 85, 90, 95, 100 \text{ мм и далее через } 10 \text{ мм.} \quad (4.4)$$

Диаметр d_3 определяют по формуле: $d_3 = d_2 + x =$ число, оканчивающееся на 0 или 5, т.к. на этом диаметре устанавливают подшипники ($x \geq 3$).

Например, диаметр выходного конца электродвигателя 112М $d_1 = 32$ мм, тогда $d_2 = 0,8 \cdot 32 = 25,6$ округляем до $d_2 = 26$ мм.

- Диаметр $d_3 = d_2 + 4 \text{ мм} = 26 + 4 = 30$ мм. Следовательно, $x = 4$ мм.

- Диаметр d_4 определяется: $d_4 = d_3 + 5$ мм.

- Диаметр d_{a1} – диаметр выступов зубьев шестерни, а d_{f1} – диаметр впадин зубьев шестерни, которые определяются при расчете зубчатых колес.

4.2.2. Определение линейных размеров быстроходного вала

Длина участка вала l_1 определяется в зависимости от длины полумуфты, которая будет служить для соединения валов. Как уже было сказано, чаще всего в качестве таких муфт применяют МУВП, размеры которых даны в табл. ПЗ (длина l на рис. П2). Можно принимать $l_1 = l$; $l_2 = 50 \dots 60$ мм; $l_3 = 8 \dots 10$ мм.

Предварительно можно выбирать муфты с короткими концами валов, а окончательно – после расчета шпонок.

Если на участке l_1 устанавливается шкив клиноременной передачи, то длину вала l_1 определяют по приближенной формуле: $l_1 \approx 1,5d_2$ мм.

b_1 – ширина шестерни, которая определяется при расчете зубчатых передач.¹

Размер l_4 можно принимать на 2–3 мм больше, чем ширина шарикоподшипника В. При эскизной компоновке можно принимать

$$l_4 = 20\text{--}22 \text{ мм.}$$

¹ При определении b_1 и b_2 для шевронных передач необходимо предусмотреть канавку для выхода режущего инструмента шириной a (стр. 63).

Теперь можно определить ориентировочное значение ширины внутренней поверхности корпуса редуктора $B_{ред}$:

$$B_{ред} = b_1 + 2 l_3 = b_1 + 16...20 \text{ мм.}$$

4.2.3. Определение расчетных размеров a' , b' , c'

$$a' = l_9 + l_3 + \frac{b_1}{2} \text{ мм}$$

$$b' = \frac{b_1}{2} + l_3 + l_9 \text{ мм}$$

$$c' = \frac{l_1}{2} + l_2 - l_9 \text{ мм}$$

4.3. Проектирование тихоходного вала

Эскизная компоновка тихоходного вала изображена на рис. 8.

4.3.1. Определение диаметральных размеров тихоходного вала

- Диаметр d_5 определяется по приближенной формуле (4.3):

$$d_5 = (140...150) \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}} \text{ мм}$$

(округлить до целого числа из стандартного ряда (4.4),

где P_2 – мощность на тихоходном валу, кВт; n_2 – частота его вращения, мин^{-1} . Диаметр d_5 округляется до ближайшего больше целого числа, что необходимо для компенсации ослабления вала шпоночным пазом.

- Диаметр d_6 определяется также, как и диаметр d_3 по формуле: $d_6 = d_5 + x = \text{число}$, оканчивающееся на 0 или 5, т.к. на этом участке вала устанавливают подшипники ($x \geq 3$). Например, если по расчету d_5 оказался равным 41,7 мм, то его надо округлять до 42 мм, а диаметр d_6 рассчитывается так: $d_6 = 42 + x = 45$ мм. В данном случае $x = 3$ мм.

- Диаметр $d_7 = d_6 + 5$ мм.
- Диаметр $d_8 = d_7 + 5$ мм.

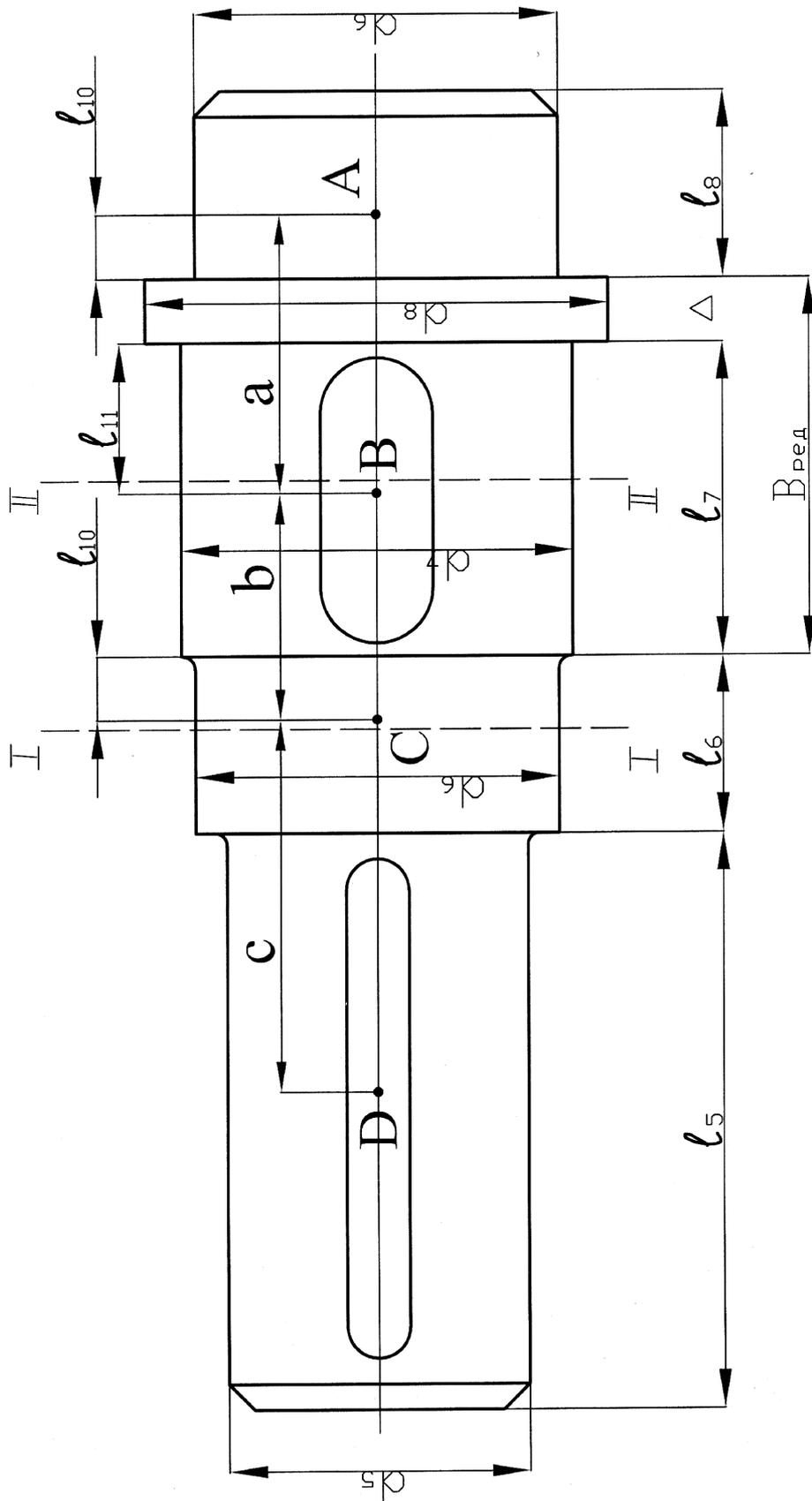


Рис. 8. Схема тихоходного вала

4.3.2. Определение линейных размеров тихоходного вала

Длина участка вала l_5 определяется по длине комбинированной полумуфты, которая будет соединять тихоходный вал редуктора с валом конвейера. Конструкций комбинированных муфт достаточно много, одна из них приведена на рис. П2. Для такой муфты длина l_5 может быть определена как длина стандартной полумуфты МУВП (l) для данного диаметра d_5 (табл. П3). Как и для быстроходного вала предварительно можно выбрать муфту с короткими концами валов, а окончательно – после расчета шпонок.¹

Длина вала l_6 , как и длина быстроходного вала l_2 , может быть принята предварительно

$$l_6 = 50 \dots 60 \text{ мм}$$

с последующей корректировкой после вычерчивания подшипникового узла. Длина вала l_7 определяется по формуле:

$$l_7 = b_2 + 13 \dots 15 \text{ мм},$$

где b_2 – ширина колеса, полученная при расчете зубчатых передач².

$$\text{Размер } \Delta = 8 \dots 10 \text{ мм, а } l_8 = B_{\text{подш}} + 2 \dots 3 \text{ мм.}$$

При эскизной компоновке l_8 можно принимать 20...25 мм.

Определив таким образом размеры валов, вычерчивают их на эскизной компоновке и измеряют размеры a, b, c , и a', b', c' между точками A, B, C, D и A', B', C', D' тихоходного и быстроходного валов соответственно (рис. 8 и 7). Можно считать, что точки A' и C' находятся от ступени вала на расстоянии, равном половине ширины подшипника, т.е. $l_9 = \frac{B_{\text{подш}}}{2} \approx 9 \dots 11$ мм, а точки A и C находятся на $l_{10} = 10 \dots 12$ мм.

Точка B' находится в середине размера b_1 , а точка B находится на расстоянии $l_{11} = \frac{b_2}{2}$.

¹ Длину вала l_5 можно также определить по приближенной формуле $l_5 \approx 1,5 d_5$ мм.

² См. примечание на с. 74.

Точки D' и D находятся в середине размеров l_1 и l_5 соответственно.

4.4. Вычерчивание быстроходного и тихоходного валов редуктора на эскизной компоновке

При вычерчивании валов на эскизной компоновке необходимо согласовать положение входного конца быстроходного вала и выходного конца тихоходного вала с заданием. На этом же этапе предварительно намечают контуры подшипников. Вначале предполагают установку шариковых подшипников легкой серии (табл. П5).

4.5. Выбор материалов для изготовления валов

Прежде чем приступить к расчету валов, необходимо выбрать материал для его изготовления.

Для быстроходного вала, который чаще всего выполняется как вал-шестерня, т.е. из того же материала, что и шестерня, материал уже задан, а тихоходный вал может быть изготовлен либо из углеродистых сталей марок 35, 40, 45, 50, либо из легированных сталей марок 35Х, 40Х, 40ХН, 35ХГСА и др. (таблица 14).

Следует обратить внимание, что механические свойства материалов, приводимые в различной справочной литературе, зависят от термообработки, способа получения заготовки, размеров заготовки и др.

Таблица 14

Механические свойства поковок (ГОСТ 8479-70) [6]

Марка стали	Диаметр заготовки	Термообработка	σ_T , МПа, не менее	σ_B , МПа, не менее	НВ	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа	τ_T , МПа	Ψ_σ	Ψ_τ
35	До 100 мм	Нормализация	250	500	140–170	245	145	150	0,1	0,05
40	До 100 мм	Нормализация	275	530	157–197	230	150	170	0,1	0,05
45	До 100 мм	Нормализация	395	620	189–229	265	220	190	0,1	0,05
50	До 100 мм	Нормализация	305	610	165–197	280	165	180	0,1	0,05
35Х	До 100 мм	Улучшение	490	655	212–248	262	160	294	0,12	0,1
35ХГСА	До 100 мм	Нормализация	540	689	187–229	270	168	320	0,15	0,1
40Х	До 100 мм	Нормализация	345	590	174–217	345	170	195	0,1	0,05
40ХН	До 100 мм	Нормализация	315	570	167–207	228	140	190	0,1	0,05
40ХН	До 100 мм	Улучшение	590	735	235–277	392	235	390	0,1	0,05

5. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТИХОХОДНОГО ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ И УСТАЛОСТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

5.1. Определение усилий в зацеплении и сил, действующих на тихоходные валы

5.1.1. Прямозубая цилиндрическая передача

В прямозубой передаче сила нормального давления F_{n2} , направленная по нормали к поверхности зуба в полюсе зацепления, разлагается на силу F_{t2} и F_{r2} (рис. 11).

Сила F_{t2} называется окружной силой и определяется по формуле:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} \text{ Н}, \quad (5.1)$$

где T_2 – передаваемый вращающий момент на валу колеса, Н·м;
 d_2 – делительный диаметр колеса, м.

Сила F_{r2} – радиальная сила, определяется по формуле:

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}\alpha_w = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}20^\circ = F_{t2} \cdot 0,364 \text{ Н}, \quad (5.2)$$

где угол зацепления $\alpha_w = 20^\circ$.

Переноса силы из полюса зацепления на геометрическую ось вала можно сказать, что вал нагружен: вращающим моментом T_2 , изгибающими силами F_{t2} и F_{r2} .

5.1.2. Косозубая цилиндрическая передача

В косозубой передаче сила нормального давления F_{n2} дает три взаимно перпендикулярных составляющих F_{t2} , F_{r2} и F_{a2} (рис. 16), где F_{a2} – осевая сила.

Перенеся силы из полюса зацепления на геометрическую ось вала, можно сказать, что вал нагружен

вращающим моментом T_2 от пары $P_2 - P_2$;

изгибающими силами F_{t2} и F_{r2} ;

изгибающим моментом от пары $F_{a2} - F_{a2}$ ($M_{изг} = F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}$)*;

* Здесь d_2 – делительный диаметр колеса.

сжимающей (растягивающей) силой F_{a2} , направленной вдоль оси вала.

Окружную силу определяют по формуле (5.1), а радиальную силу – по формуле:

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} \text{ Н}, \quad (5.3)$$

где β – угол наклона зубьев, определенный при расчете зубчатых передач.

Осевую силу F_{a2} определяют по формуле:

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta \text{ Н}. \quad (5.4)$$

5.1.3. Шевронная цилиндрическая передача

В шевронных передачах окружная сила F_{t2} определяется по формуле (5.1), радиальная сила F_{r2} – по формуле (5.3), а осевая сила $F_{a2} = 0$, т.к. осевые силы на полушевронах взаимно уравновешиваются.

В шевронной передаче вал нагружен:

- вращающим моментом T_2 от пары $F_{t2} - F_{t2}$;
- изгибающими силами F_{t2} и F_{r2} .

5.1.4. Определение нагрузок на концевых участках валов от муфт, клиноременных и цепных передач

Вследствие неизбежной несоосности соединяемых валов муфты нагружают вал дополнительной радиальной силой F_m , которая для входных и выходных концов одноступенчатых редукторов может быть приближенно определена по формуле*:

$$F_m = 125 \sqrt{T} \text{ Н}, \quad (5.5)$$

где T – передаваемый валом вращающий момент, Н·м.

Поскольку направление силы F_m не определено, то следует направлять ее таким образом, чтобы она увеличивала нагрузку на вал от сил в зацеплении, т.е. нужно рассматривать наиболее неблагоприятный случай нагружения.

* Для определения радиальной силы F_m от муфты на быстроходном валу редуктора общего машиностроения рекомендована формула: $F_m = (50 \dots 125) \sqrt{T_1} \text{ Н}$ [4].

Нагрузки на валы от клиноременных и цепных передач определяются при расчете этих передач. В общем случае они также могут быть определены по формуле (5.5).

После определения нагрузок необходимо составить расчетную схему вала, нанести на нее все внешние силы, действующие на него, проецируя их на две взаимноперпендикулярные плоскости, – горизонтальную и вертикальную, найти реакции в опорах и построить эпюры изгибающих и крутящих моментов. Исходя из этих эпюр, предположительно устанавливают опасные сечения, для которых и проводят расчет на статическую прочность и усталостную выносливость.

Лучше всего для этого представить рисунок передачи в аксонометрии и приложить все действующие силы с учетом направления движения конвейера, определенного в задании.

Опасные сечения находятся, как правило, в зоне действия наибольших моментов, а также в зоне наличия концентраторов напряжений. Например, для тихоходного вала (см. рис. 8) такими сечениями предположительно являются сечения I–I и II–II.

5.2. Расчет вала на статическую прочность*

Этот расчет необходимо провести, чтобы убедиться в отсутствии пластических деформаций во время пусковых перегрузок.

При расчете в каждом из рассматриваемых сечений валов определяют нормальные и касательные напряжения при действии максимальных нагрузок. Максимальные нормальные и касательные напряжения определяют по формулам:

$$\sigma_{изг\ max} = \frac{M_{изг\ max} \cdot 10^3}{W_{изг}} \text{ МПа}; \quad (5.6)$$

$$\tau_{max} = \frac{T_{max} \cdot 10^3}{W_{кр}} \text{ МПа} \quad (5.7)$$

* Расчет на статическую прочность можно также производить и по эквивалентному напряжению: $\sigma_{эке} = \sqrt{\sigma_{н\sigma}^2 + 3\tau_{н\sigma}^2} [\sigma] \leq \sigma$, где $[\sigma] \approx 0,8 \sigma_T$.

$$\sigma_{сж (раст)max} = \frac{F_{amax}}{A} \text{ МПа} \quad (5.8)$$

$$\sigma_{max} = \sigma_{изг max} + \sigma_{сж (раст) max} \text{ МПа}, \quad (5.9)$$

где
$$M_{изг max} = K_{пуск} \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \text{ Н} \cdot \text{м} - \quad (5.10)$$

максимальный изгибающий момент в период пуска;

$K_{пуск}$ – коэффициент пусковой перегрузки, который дается в задании как отношение $\frac{T_{пуск}}{T}$.

$$T_{max} = K_{пуск} \cdot T_2 \text{ Н} \cdot \text{м} - \quad (5.11)$$

максимальный крутящий момент, а T_2 , Н·м – номинальный крутящий момент на валу колеса.

$$F_{a max} = K_{пуск} \cdot F_a \text{ Н} - \quad (5.12)$$

максимальная осевая сила (в косозубых передачах).

A – площадь рассматриваемого поперечного сечения вала, мм²;

$W_{изг}$ – момент сопротивления сечения вала при изгибе, мм³.

Момент сопротивления при изгибе для сечения с одним шпоночным пазом определяют по формуле (5.13) или по таблице 15¹.

$$W_{изг} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} \approx 0,1d^3 - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} \text{ мм}^3. \quad (5.13)$$

Момент сопротивления при изгибе для круглого сечения:

$$W_{изг} = 0,1d^3 \text{ мм}^3. \quad (5.14)$$

Момент сопротивления при кручении для вала с одним шпоночным пазом:

$$W_{кр} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} \approx 0,2d^3 - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} \text{ мм}^3. \quad (5.15)$$

Момент сопротивления при кручении для круглого сечения:

$$W_{кр} = 0,2d^3 \text{ мм}^3. \quad (5.16)$$

¹ Расчетные параметры, определенные по формулам (5.13) и (5.15), дают приближенные значения, а более точные значения приведены в табл. 15.

Площадь поперечного сечения для вала с одним шпоночным пазом:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} - bt_1 \text{ мм}^2. \quad (5.17)$$

Таблица 15

Геометрические параметры для сечений валов с одним шпоночным пазом

<i>d</i> , мм	<i>b</i> × <i>h</i> , мм	<i>t</i> ₁	<i>W</i> _{изг} , мм ³	<i>W</i> _{кр} , мм ³	<i>A</i> , мм ²
20	6×6	3,5	655	1440	
21			770	1680	
22			897	1940	
23	8×7	4	1038	2230	
24			1192	2599	
25			1275	2810	
26			1453	3180	
28			1854	4090	
30			2320	4970	
32	10×8	5	2730	5940	
34			3330	7190	
35			3660	7870	
36			4010	8590	
38			4775	10366	
40	12×8	5	5481	11881	1196
42			6450	11881	
45	14×9	5,5	7800	16740	1513
48			9620	20500	
50			10910	23695	
53	16×10	6	12869	28036	2279
55			14510	30800	
56			15290	33265	
58			16810	36000	
60	18×11	7	18760	40000	2700
63			21938	47411	
65			24300	51200	
67	20×12	7,5	26180	56820	3730
70			30200	63800	
72			33000	69700	
75			37600	79000	

d – диаметр вала в рассматриваемом сечении;
b – ширина шпоночного паза; *t*₁ – глубина шпоночного паза.

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$S_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}}, \quad (5.18)$$

а коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau_{max}}. \quad (5.19)$$

Значения пределов текучести материалов σ_T и τ_T приведены в таблице 14.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести при совместном действии нормальных и касательных напряжений определяется по формуле:

$$S_T = \frac{S_{T\sigma} \cdot S_{T\tau}}{\sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}} \geq [S_T] \quad (5.20)$$

$$[S_T] = 1,5 \dots 2.$$

5.3. Расчет вала на усталостную выносливость

Для каждого из опасных сечений необходимо произвести расчет на усталостную выносливость.

Уравнение усталостной выносливости имеет вид:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (5.21)$$

где $[S] = 1,5 \dots 2$ – коэффициент запаса прочности;
 S_σ и S_τ – коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по формулам:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d \cdot K_F} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad (5.22)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d \cdot K_F} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (5.23)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости стали при симметричных циклах изгиба и кручения (таблица 14);

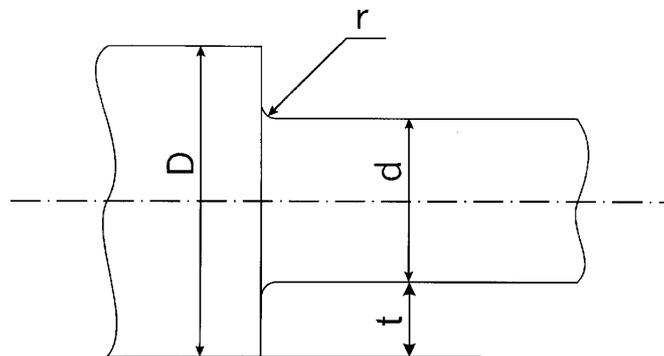
K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении для валов с галтелью выбирают по таблице 16, а для валов со шпоночным пазом – по таблице 17.

При установке на валу деталей с натягом эффективный коэффициент концентрации напряжений определяется по соотношению $\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}$ и $\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}$ (таблица 19).

Таблица 16

Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов с галтелями

$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}$	K_σ при σ_b , МПа			K_τ при σ_b , МПа		
		500	700	900	500	700	900
≤ 1	0,01	1,35	1,40	1,45	1,30	1,30	1,30
	0,02	1,45	1,50	1,55	1,35	1,35	1,40
	0,03	1,65	1,70	1,80	1,40	1,45	1,45
	0,05	1,60	1,70	1,80	1,45	1,45	1,55
	0,10	1,45	1,55	1,65	1,40	1,40	1,45
≤ 2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,4	1,4	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	1,55	1,6	1,65
	0,03	1,8	1,95	2,05	1,55	1,6	1,65
	0,05	1,75	1,9	2,0	1,6	1,6	1,65
≤ 3	0,01	1,9	2,0	2,1	1,55	1,6	1,65
	0,02	1,95	2,1	2,2	1,5	1,7	1,75
	0,03	1,95	2,1	2,25	1,65	1,75	1,75
≤ 5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,2	2,3	2,4
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,1	2,15	2,25



Радиус галтели принимают в зависимости от диаметра вала:
 при $d = 20...28$ мм, $r = 1,6$ мм; при $d = 32...45$ мм, $r = 2,0$ мм; при
 $d = 50...70$ мм, $r = 2,5$ мм;

Таблица 17

**Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов с одним
 шпоночными пазом**

σ_b , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	Концевой	Дисковой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05

Масштабный фактор K_d выбирают из таблицы 18.

Таблица 18

**Значения коэффициента K_d в зависимости от выбранного материала
 и диаметра вала**

Напряженное состояние и материал	K_d при диаметре вала d , мм										
	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
Изгиб для углеродистой стали	0,92	0,90	0,88	0,86	0,85	0,83	0,81	0,79	0,78	0,77	0,76
Изгиб для легированной стали Кручение для всех сталей	0,83	0,80	0,77	0,75	0,73	0,71	0,70	0,68	0,67	0,66	0,65

Таблица 19

**Значения коэффициента $\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}$ и $\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}$ для валов в местах установки
 деталей с натягом**

d , мм	$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}$ при σ_b , МПа					$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}$ при σ_b , МПа				
	500	600	700	800	900	500	600	700	800	900
30	2,6	2,9	3,3	3,6	4,0	1,5	1,7	2,0	2,2	2,4
35	2,67	3,0	3,4	3,75	4,15	1,57	1,77	2,05	2,25	2,5
40	2,75	3,1	3,5	3,9	4,3	1,65	1,85	2,1	2,3	2,6
45	2,82	3,2	3,6	4,0	4,4	1,7	1,90	2,15	2,35	2,65

50	2,9	3,3	3,7	4,1	4,5	1,75	1,95	2,2	2,4	2,7
55	2,95	3,35	3,77	4,17	4,6	1,77	1,97	2,25	2,45	2,75
60	3,0	3,4	3,85	4,25	4,7	1,8	2,0	2,3	2,5	2,8
65	3,05	3,45	3,92	4,32	4,77	1,82	2,05	2,35	2,55	2,85
70	3,1	3,5	4,0	4,4	4,85	1,85	2,1	2,4	2,6	2,9

При действии в рассматриваемом сечении нескольких источников концентрации напряжений в расчет принимаются наибольшие значения K_σ и K_τ .

Коэффициент K_F , учитывающий влияние шероховатости поверхности, можно принимать $K_F = 0,9 \dots 0,97$, причем при тонком шлифовании $K_F = 0,93 \dots 0,97$, а при чистовом шлифовании $K_F = 0,9 \dots 0,93$.

Коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла нагружений ψ_σ и ψ_τ выбирают из таблицы 14.

В формуле 5.22 σ_a – амплитуда циклов нормальных напряжений, равная наибольшим значениям напряжений $\sigma_{изг}$ во время работы, определяемая по формуле:

$$\sigma_a = \frac{M_{изг} \cdot 10^3}{W_{изг}} \text{ МПа.} \quad (5.24)$$

τ_a – амплитуда циклов касательных напряжений, величину которой определяют по формуле:

$$\tau_a = \frac{T \cdot 10^3}{2W_{кр}} \text{ МПа.} \quad (5.25)$$

$M_{изг}$ и T – изгибающий и крутящий моменты, действующие в соответствующем сечении вала.

При нереверсивной работе редуктора среднее напряжение цикла нормальных напряжений можно принимать $\sigma_m = 0$.

τ_m – среднее напряжение цикла касательных напряжений, определяют по формуле:

$$\tau_m = \tau_a = 0,5 \tau. \quad (5.26)$$

6. ПОДБОР ШПОНОК И ИХ ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ

Для соединения вала со ступицами или полумуфтами чаще всего применяют призматические шпонки, которые бывают со скругленными и плоскими концами. Шпонки стандартизированы и выбираются в зависимости от диаметра вала (табл. П4).

Стандартные шпонки изготавливают из чистотянутых стальных прутков – углеродистой или легированной стали с пределом прочности σ_s не ниже 600 МПа, например, из стали 45.

Шпонки работают и рассчитываются на смятие и на срез, однако, чаще всего выходят из строя из-за смятия боковых граней, поэтому их расчет ведут по уравнению:

$$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см} \quad (6.1)$$

где

$$\sigma_{см} = \frac{2T \cdot 10^3}{d \cdot l_p \cdot t_2} = \frac{2T \cdot 10^3}{d \cdot l_p (h - t_1)} \text{ МПа.} \quad (6.2)$$

При проектировании размеры ширины шпонки b и ее высоту h берут из табл. П4, а рабочую длину шпонки определяют по формуле:

$$l_p = \frac{2T \cdot 10^3}{d (h - t_1) [\sigma]_{см}} \text{ мм,} \quad (6.3)$$

где d – диаметр вала, мм;

$(h - t_1)$ – высота грани шпонки в ступице, работающая на смятие, мм;

h – высота шпонки, мм;

t_1 – глубина шпоночного паза у вала, мм;

$[\sigma]_{см} = 70\text{--}100$ МПа при чугунной ступице;

$[\sigma]_{см} = 100\text{--}120$ МПа при стальной ступице.

Бóльшие значения допускаемых напряжений принимают при спокойной нагрузке.

Рабочая длина шпонки l_p с плоскими торцами: $l_p = l$, а со скругленными торцами: $l_p = l + b$. Желательно после определения l_p округлить ее длину до стандартного значения (табл. П4).

7. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ДЛЯ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

По диаметрам опорных шеек валов d_4 у быстроходного вала и d_6 у тихоходного, подбирают по каталогу подшипники качения требуемого типа (табл. П5). Предварительно такими подшипниками могут быть шариковые подшипники легкой серии. Проверка на долговечность производится по формуле:

$$L_{h \text{ час}} = a_{23} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^\alpha \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \geq L_{h \text{ зад час}}, \quad (7.1)$$

где $L_{h \text{ час}}$ – ресурс подшипников при заданной нагрузке;

C – динамическая грузоподъемность данного подшипника, Н (табл. П5);

P – эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник (радиальная P_r или P_E при переменном режиме нагружения), Н;

n – частота вращения подшипника, мин^{-1} ;

a_{23} – коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность качества металла и условий эксплуатации подшипника. Его принимают:

$a_{23} = 0,7-0,8$ для шарикоподшипников;

$a_{23} = 0,6-0,8$ для конических роликоподшипников.

Показатель степени кривой контактной выносливости :

$\alpha = 3$ – для шариковых подшипников,

$\alpha = 3,33$ – для роликовых подшипников;

$L_{h \text{ зад}} = t_c \cdot \partial \cdot L$ – заданный срок работы подшипника.

Если редуктор работает в одну смену по 8 час. в течение 5 лет при постоянной нагрузке, то

$$L_{h \text{ зад}} = 8 \cdot 260 \cdot 5 = 10400 \text{ час.}$$

Эквивалентную нагрузку P_r (Н) для радиальных и радиально-упорных однорядных подшипников определяют по следующим формулам:

$$P_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_\delta \cdot K_T \text{ при } \frac{F_a}{V F_r} > e \quad (7.2)$$

$$\text{и} \quad P_r = F_r \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T \text{ при } \frac{F_a}{VF_r} \leq e, \quad (7.3)$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник, Н;

F_a – осевая нагрузка на подшипник, Н;

$K_\delta = 1,3-1,5$ – коэффициент безопасности для редукторов;

K_T – температурный коэффициент, который можно принимать равным 1 при температуре в редукторе меньше 100°C ;

V – коэффициент вращения кольца; $V = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника.

Коэффициенты радиальной нагрузки X и осевой нагрузки Y выбирают по таблице 20.

Коэффициент осевого нагружения « e » выбирают в зависимости от отношения $\frac{F_a}{C_0}$ для радиальных подшипников и от от-

ношения $\frac{F_a}{C_0}$ и α° для радиально-упорных подшипников по таблице 20.

Если подшипники работают при переменных режимах нагружения, то их расчет производится по эквивалентной динамической нагрузке P_E :

$$P_E = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 \cdot L_1 + P_2^3 \cdot L_2 + \dots + P_n^3 \cdot L_n}{L_1 + L_2 + \dots + L_n}} \text{ Н}, \quad (7.4)$$

где P_1, P_2, \dots – постоянная нагрузка на соответствующем режиме работы 1, 2, ...;

L_1, L_2, \dots – продолжительность действия нагрузки в млн. об. на режиме 1, 2, ...

Если L_1, L_2, \dots заданы в часах, то ее пересчитывают на млн. об. с учетом соответствующей частоты вращения:

$$L_i = \frac{60 \cdot n_i \cdot L_{hi}}{10^6} \text{ млн. об.} \quad (7.5)$$

Если в результате расчета оказалось, что L_h намного превышает $L_{h \text{ зад}}$, то рекомендуется установить подшипник более легкой серии, если же, наоборот, $L_h < L_{h \text{ зад}}$, то нужно выбрать

подшипник более тяжелой серии или большего размера (а может выбрать другой тип подшипника). Более подробный расчет подшипников приведен в специальной литературе, например [1] и [2].

Таблица 20

**Коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок
и коэффициент осевого нагружения e**

Подшипники	α°	Относительная нагрузка $\frac{F_a}{C_0}$	Однорядные подшипники				e
			$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
			X	Y	X	Y	
Шариковые радиальные однорядные	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	0,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
Шариковые радиально-упорные однорядные	12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,110				1,22	0,45
		0,170				1,13	0,48
		0,290				1,04	0,52
		0,430				1,01	0,54
	26	–	1	0	0,41	0,87	0,68
	36	–	1	0	0,37	0,86	0,95

Долговечность шариковых и роликовых подшипников L_h час. можно определить по величине $\frac{C}{P}$ и частоты вращения n мин⁻¹ при $a_{23} = 1$ по табл. П6 и П7.

8. ВТОРОЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА

На этом этапе вычерчиваются валы, подшипники, крышки подшипников, уплотнения, уточняются размеры и конфигурация корпуса и крышки редуктора, назначаются посадки сопрягаемых деталей (табл. П8).

9. ПОДБОР МУФТ И РАСЧЕТ ИХ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Муфты применяются для соединения валов и компенсации погрешностей изготовления и сборки. Из всего многообразия муфт для соединения вала электродвигателя с быстроходным валом редуктора чаще всего применяют муфты упругие втулочно-пальцевые МУВП (рис. П1). Эти муфты стандартизированы и их размеры даны в табл. П3. Предварительно они подбираются по передаваемому вращающему моменту T или по диаметру вала d и проверяются на смятие упругого резинового элемента и на изгиб пальца.

Проверка на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{D_1 \cdot l_{см} \cdot z \cdot d_n} \leq [\sigma]_{см} \text{ МПа}, \quad (9.1)$$

$[\sigma]_{см} = 2 \dots 4$ МПа – для резинового упругого элемента.

Проверка пальцев на изгиб:

$$\sigma_{изг} = \frac{2T_1 \cdot 10^3 (0,5l_{см} + B)}{D_1 \cdot z \cdot 0,1d_n^3} \leq [\sigma]_{изг} \text{ МПа}, \quad (9.2)$$

где T_1 – момент на быстроходном валу редуктора, Н·м;

D_1 – диаметр, на котором расположены пальцы, м;

$l_{см}$ – длина резиновой втулки, мм;

z – число пальцев;

d_n – диаметр пальца, мм;

B – зазор между полумуфтами, мм;

$[\sigma]_{изг}$ – выбирают из таблицы 21.

Материал для изготовления пальцев	Термообработка	$[\sigma]_{\text{изг}}$, МПа
Сталь 30	Нормализация	120–150
	Улучшение	140–170
Сталь 40	Нормализация	140–170
	Улучшение	160–200
Сталь 50	Нормализация	150–190
	Улучшение	280–320

Для соединения тихоходного вала редуктора с валом конвейера обычно применяют комбинированные муфты. Примером такой муфты может служить муфта, состоящая из МУВП и муфты с разрушающимся элементом (рис. П2). Эти муфты компактны и обладают высокой точностью срабатывания. В качестве разрушающегося элемента обычно используют штифты, выполненные из стали 45. Штифты помещают в стальных (обычно изготовленных из стали 40Х), закаленных втулках, имеющих высокую твердость ($H_{RC} = 50-55$) – поз.9 и 10 рис. П2.

Расчет такой муфты производят на смятие упругого элемента (9.1), проверяют пальцы на изгиб (9.2) и определяют диаметр срезного штифта.

$$d_{\text{шм}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^3 \cdot T_2 \cdot K \cdot 2}{\pi \cdot z \cdot D_1 \cdot \tau_{\text{ср}}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 10^3 \cdot T_2 \cdot K}{\pi \cdot z \cdot D_1 \cdot \tau_{\text{ср}}}} \text{ мм}, \quad (9.3)$$

где T_2 – момент на тихоходном валу редуктора, Н·м;

z – число штифтов; обычно $z = 1$, реже $z = 2$;

K – коэффициент случайных колебаний нагрузки; при спокойной работе и небольших разгонных массах (например, приводы конвейеров) можно принимать $K = 1,2...1,4$.

D_1 – диаметр, на котором расположен штифт (или штифты), мм;
 $\tau_{\text{ср}}$ – предел прочности на срез, МПа (например, для стали 45 $\tau_{\text{ср}} = 400$ МПа).

Полученный по расчету диаметр штифта округляют до ближайшего большего целого значения и уточняют диаметр расположения штифта D_1 .

10. ВЫБОР СМАЗКИ И УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Основным смазочным материалом для редукторов являются масла. Назначение масла – смазывание трущихся деталей и уменьшение потерь на трение, отвод теплоты и продуктов износа из зоны контакта, уменьшение износа, снижение шума и предохранение от коррозии.

Наиболее простой и распространенный способ смазки редукторов – картерный, применяется при окружных скоростях погружаемого колеса до 12 м/с. При большей скорости масло сбрасывается центробежной силой и не поступает в зону зацепления в должном количестве. Картерное смазывание осуществляется окунанием зубчатых колес в масло, заливаемое в корпус. Зубчатые колеса разбрызгивают масло, образуя масляный туман, который смазывает подшипники качения.

Уровень масла выбирают таким образом, чтобы зубчатое колесо погружалось в масло на высоту (4–5) m , но не менее 10 мм. Если в масляную ванну погружается шестерня (как, например, в вертикальном цилиндрическом редукторе с нижним расположением быстроходного вала), то глубина погружения не должна превышать две высоты зуба. В этом случае надо также иметь в виду, что уровень масла должен быть не выше центра нижнего тела качения подшипника, т.к. в противном случае возникают значительные гидравлические потери.

Тихоходные колеса могут погружаться до $1/3$ радиуса, а колеса конических передач погружаются в масло на всю длину зуба.

При нижнем расположении быстроходного вала в вертикальных редукторах, если уровень заливаемого масла не достает до шестерни, то применяются либо специальные разбрызгиватели, либо паразитные шестерни, изготовленные из пластмасс и свободно вращающиеся на оси.

Объем масляной ванны назначают из расчета (0,25–0,8) л на 1 кВт передаваемой мощности (большие значения принимаются при небольшой передаваемой мощности, а также при большей вязкости масла). При известных размерах поперечного сечения редуктора этот объем определяет величину h_{\min} .

Однако часто объем масляной ванны принимается исходя из опыта эксплуатации конкретных редукторов в конкретных условиях. В этом случае он может значительно отличаться от приведенных значений.

Ассортимент масел, предназначенных для смазывания промышленного оборудования, в том числе и редукторов, выделен по ГОСТ 17479-85 в отдельную группу с общим условным наименованием «Индустриальные масла».

Обозначение индустриальных масел состоит из группы знаков, разделенных между собой дефисом (например, И-Г-А-68).

Первая буква И обозначает принадлежность к индустриальным маслам.

Вторая – принадлежность к группе по назначению:

- *Л* – легконагруженные;
- *Г* – гидравлические системы;
- *Н* – направляющие скольжения;
- *Т* – тяжелонагруженные узлы.

Третья буква указывает на уровень эксплуатационных свойств:

- *А* – масла без присадок;
- *В* – масла с антиокислительными и антикоррозионными присадками;
- *С* – масла типа *В* с противоизносными присадками;
- *Д* – масла типа *С* с противозадирными присадками;
- *Е* – масла типа *Д* с противоскачковыми присадками).

Цифры в конце марки показывают класс кинематической вязкости при 40°C.

Как известно, важнейшим свойством масел, определяющим их смазывающую способность, является вязкость.

Вязкость – это свойство сопротивляться сдвигу одного слоя жидкости по отношению к другому. Для характеристики вязкости пользуются понятием кинематической вязкости ν мм²/с. (1 мм²/с называется сантистоксом). Вязкость масла обычно приводят в справочниках при температурах, близких к рабочим, т.е. 40°, 50°, 100°C.

Вязкость масла выбирается в зависимости от нагрузок (σ_H , МПа), окружной скорости (V , м/с) и рабочей температуры ($^{\circ}\text{C}$); в цилиндрических и конических редукторах она обычно составляет 40–50 $^{\circ}\text{C}$ (таблицы 22, 23).

Таблица 22

Рекомендуемые значения кинематической вязкости масла для смазывания зубчатых передач при температуре 40 $^{\circ}\text{C}$

Контактные напряжения σ_H , МПа	Кинематическая вязкость ν_{40} , мм ² /с при окружной скорости колеса V , м/с		
	До 2	2–5	Более 5
До 600	34	28	22
600–1000	60	50	40

Выбор сорта масла начинается с определения необходимой кинематической вязкости масла по таблице 22. Чем выше контактные напряжения, тем большей вязкостью должно обладать масло; с увеличением окружной скорости вязкость масла должна быть меньше. Затем выбирают соответствующее масло по таблице 23.

Таблица 23

Кинематическая вязкость ν_{40} мм ² /с	Марка масла
19–25	И-Л-А-22 (И-12А)
29–35	И-Г-А-32 (И-20А)
41–51	И-Г-А-46 (И-30А)
61–75	И-Г-А-68 (И-40А, И-50А)
24–30	И-Г-С-32 (ИГП-18)
39–50	И-Г-С-46 (ИГП-30)
55–65	И-Г-С-68 (ИГП-38)
28,8–35,2	И-Т-Д-32 (ИСП-25)
61,2–74,8	И-Т-Д-68 (ИРП-40)

Примечание. В скобках указано старое обозначение марок масла.

Срок эксплуатационной годности масла при нормальной работе, т.е. при отсутствии попадания в масло пыли, влаги, абразивных частиц обычно составляет 10–15 тыс. часов работы, после чего масло теряет свои смазывающие свойства в результате окисления.

При попадании пыли и влаги в масло процесс старения значительно ускоряется. В этом случае смазку рекомендуется заменять через каждые 2500–5000 часов работы.

Из пластичных смазочных материалов чаще всего применяют солидолы синтетические и жировые, ЦИАТИМ-201, 1-13, Литол-24, Униол-2, Консталин и др.

Контроль уровня масла осуществляется либо при помощи щупа, либо при помощи окна, либо маслоуказателем с трубкой из оргстекла.

В качестве уплотнительных устройств применяют манжетные уплотнения, размеры которых приведены в табл. П9.

11. ПРИМЕР РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ БЫСТРОХОДНОГО И ТИХОХОДНОГО ВАЛОВ ПРЯМОЗУБОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА¹.

ПОДБОР ШПОНОК И ИХ ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ДЛЯ ВАЛОВ РЕДУКТОРА. ПОДБОР МУФТ И РАСЧЕТ ИХ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ (п. 3.1)

Исходные данные: $n_1 = 470 \text{ мин}^{-1}$ $n_2 = 123,7 \text{ мин}^{-1}$

$$T_1 = 47,5 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad T_2 = 174 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$P_1 = 2,34 \text{ кВт} \quad P_2 = 2,25 \text{ кВт}$$

$$\frac{T'}{T} = K_{\text{нук}} = 2,2$$

$$t_{\text{сум}} = 8 \text{ час} \quad t = 5 \text{ час}$$

11.1. Проектирование быстроходного вала (рис. 9)

11.1.1. Определение диаметральных размеров быстроходного вала (п. 4.2.1)

Поскольку быстроходный вал редуктора в данной схеме соединяется с валом электродвигателя через клиноременную передачу, то диаметр d_2 определяется по формуле (4.3):

$$d_2 = 140 \dots 150 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 140 \dots 150 \sqrt[3]{\frac{2,34}{470}} = 23,8 \dots 25,5 \text{ мм}$$

Выбираем $d_2 = 25 \text{ мм}$ из стандартного ряда (4.4):

$$d_3 = d_2 + 5 \text{ мм} = 30 \text{ мм}$$

$$d_4 = d_3 + 5 \text{ мм} = 35 \text{ мм}$$

$$d_{a1} = 50 \text{ мм (стр. 41)}$$

¹ Расчет валов шевронного редуктора аналогичен расчету валов прямозубого редуктора.

11.1.2. Определение линейных размеров быстроходного вала (п. 4.2.2)

Принимаем $l_1 = 38$ мм ($l_1 \approx 1,5d_2 = 1,5 \cdot 25 \approx 38$ мм);

$$l_2 = 60 \text{ мм}$$

$$l_3 = 10 \text{ мм}$$

$$b_1 = 61 \text{ мм (3.1 п. 14)}$$

$$l_4 = B_{\text{подш}} + 3 \text{ мм} = 16 + 3 = 19 \text{ мм,}$$

где $B_{\text{подш}} = 16$ мм по табл. П5 для шарикоподшипника легкой серии с внутренним диаметром $d_3 = 30$ мм.

$$l_9 = \frac{l_4}{2} = \frac{19}{2} = 9,5 \text{ мм}$$

Тогда $B_{\text{ред}} = b_1 + 2 l_3 = 61 + 2 \cdot 10 = 81$ мм.

11.2. Проектирование тихоходного вала (рис. 10)

11.2.1. Определение диаметральных размеров тихоходного вала (п. 4.3.1)

$$d_5 = (140 \dots 150) \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}} = (140 \dots 150) \sqrt[3]{\frac{2,25}{123,7}} = 36,7 \dots 39,3 \text{ мм}$$

Выбираем из стандартного ряда (4.4):

$$d_5 = 38 \text{ мм;}$$

$$d_6 = d_5 + 7 \text{ мм} = 38 + 7 = 45 \text{ мм}$$

$$d_7 = d_6 + 5 \text{ мм} = 45 + 5 = 50 \text{ мм}$$

$$d_8 = d_7 + 5 \text{ мм} = 50 + 5 = 55 \text{ мм}$$

Поскольку диаметр вала $d_8 = 50$ мм, то механические свойства материала вала можно выбирать по таблице 14 как для заготовки диаметром до 100 мм.

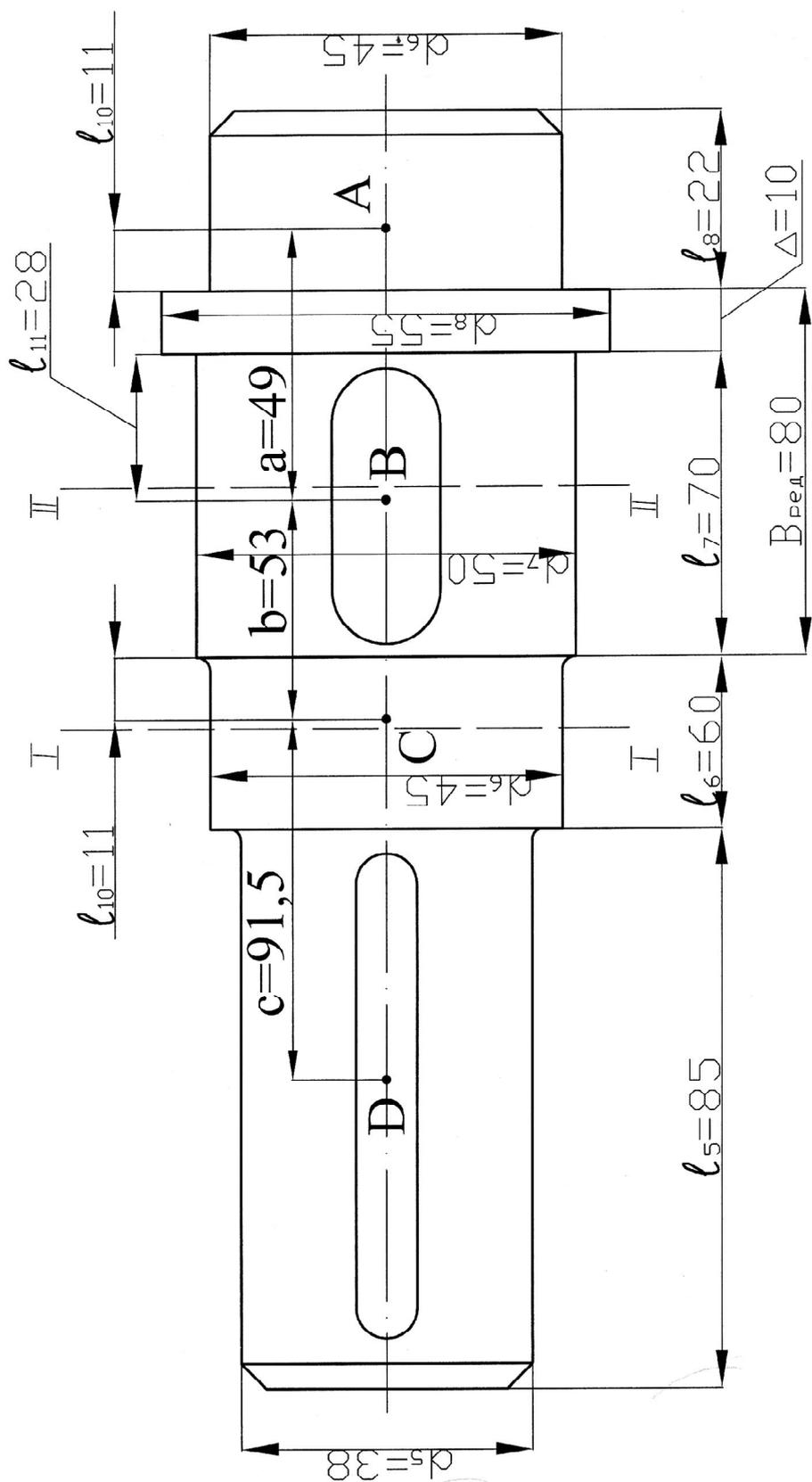


Рис. 10. Схема тихоходного вала

11.2.2. Определение линейных размеров тихоходного вала (п. 4.3.2)

Предварительно выбираем полумуфту МУВП с короткими концами и с посадочным диаметром на вал $d = d_5 = 38$ мм.

$$l_5 = l = 85 \text{ мм}$$

$$l_6 = 60 \text{ мм}$$

$$l_7 = b_2 + (13 \dots 15) = 56 + 14 = 70 \text{ мм},$$

где ширина колеса $b_2 = 56$ мм определена 3.1 п. 14.

$$\Delta = 10 \text{ мм}; \quad l_8 = B_{\text{подш}} + 3 \text{ мм} = 19 + 3 = 22 \text{ мм},$$

где $B_{\text{подш}} = 19$ мм по табл. П5 для шарикоподшипника легкой серии с внутренним диаметром $d_6 = 45$ мм.

$$l_{10} = \frac{l_8}{2} = 11 \text{ мм}; \quad l_{11} = \frac{e_2}{2} = \frac{56}{2} = 28 \text{ мм};$$

$$B_{\text{ред}} = l_7 + \Delta = 70 + 10 = 80 \text{ мм}.$$

11.3. Определение расчетных размеров a , b , c

Эти размеры определяются путем замера на эскизной компоновке, однако, приблизительно их можно определить и расчетным путем:

$$a = l_{10} + \Delta + l_{11} = 11 + 10 + 28 = 49 \text{ мм}$$

$$b = (l_7 - l_{11}) + l_{10} = (70 - 28) + 11 = 53 \text{ мм}$$

$$c = l_5 \cdot \frac{1}{2} + (l_6 - l_{10}) = 85 \cdot \frac{1}{2} + (60 - 11) = 91,5 \text{ мм}$$

11.4. Вычерчивание быстроходного и тихоходного валов редуктора на эскизной компоновке

На этом этапе проектирования вычерчиваются эскизы быстроходного и тихоходного валов на отдельных листах с нанесением всех размеров. Затем замеряются размеры a , b , c и a' , b' , c' и корректируются со значениями, определенными расчетным путем.

11.5. Выбор материалов для изготовления валов

Быстроходный вал выполнен как вал-шестерня, т.е. из того же материала, что и шестерня – сталь 40ХН.

В качестве материала для изготовления тихоходного вала выбираем сталь 40Х после нормализации. Для нее $\sigma_T = 345$ МПа; $\sigma_e = 590$ МПа; $\sigma_{-1} = 345$ МПа; $\tau_{-1} = 170$ МПа; $\tau_T = 195$ МПа; $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$ (таблица 14).

11.6. Проверочный расчет тихоходного вала на прочность и выносливость

11.6.1. Определение усилий в зацеплении и сил, действующих на вал

Окружную силу F_{t2} определяем по формуле (5.1):

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 174}{0,178} = 1955 \text{ Н,}$$

где вращающий момент на тихоходном валу редуктора $T_2 = 174$ Н·м и делительный диаметр колеса $d_2 = 178$ мм = 0,178 м (стр. 41).

Радиальную силу F_{r2} определяем по формуле (5.2):

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1955 \cdot 0,364 = 711,6 \text{ Н.}$$

Нагрузка на концевом участке вала от муфты определяется по формуле (5.5):

$$F_m = 125 \cdot \sqrt{T_2} = 125 \cdot \sqrt{174} = 125 \cdot 13,2 = 1650 \text{ Н.}$$

11.6.2. Схема нагружения тихоходного вала (рис. 11)1

Для определения усилий, действующих на тихоходный вал, необходимо вычертить схему зацепления в аксонометрии, а направление вращения валов выбрать в зависимости от направления движения конвейера (из задания).

11.7. Определение реакций в опорах

11.7.1. Горизонтальная плоскость

В этой плоскости действует сила F_{r2} .

Реакция от силы F_{r2} в точке A (R_A^z).

$$\sum M_C = 0 \Rightarrow -F_{r2} \cdot b + R_A^z \cdot (a + b) = 0$$

$$-711,6 \cdot 53 + R_A^z \cdot (49 + 53) = 0$$

$$R_A^z = \frac{711,6 \cdot 53}{49 + 53} = \frac{711,6 \cdot 53}{102} = 369,8 \text{ Н}$$

Реакция от силы F_{r2} в точке C (R_C^z).

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow -R_C^z \cdot (b + a) + F_{r2} \cdot a = 0$$

$$-R_C^z \cdot (53 + 49) + 711,6 \cdot 49 = 0$$

$$R_C^z = \frac{711,6 \cdot 49}{53 + 49} = 341,8 \text{ Н}$$

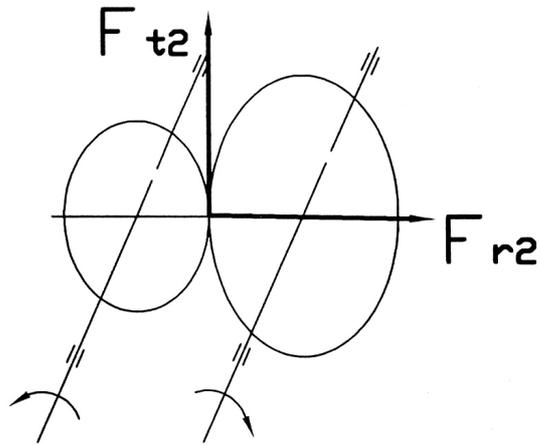
Проверка: $\sum F_x = 0 \Rightarrow R_C^z - F_{r2} + R_A^z = 0$
 $341,8 - 711,6 + 369,8 = 0$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 11).

Изгибающий момент в точке B в горизонтальной плоскости:

$$M_B^z = R_A^z \cdot a = 369,8 \cdot 0,049 = 18,12 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

¹Схемы нагружения тихоходных валов вертикальных редукторов приведены в приложении (рис. ПЗ и П4).



Горизонтальная плоскость

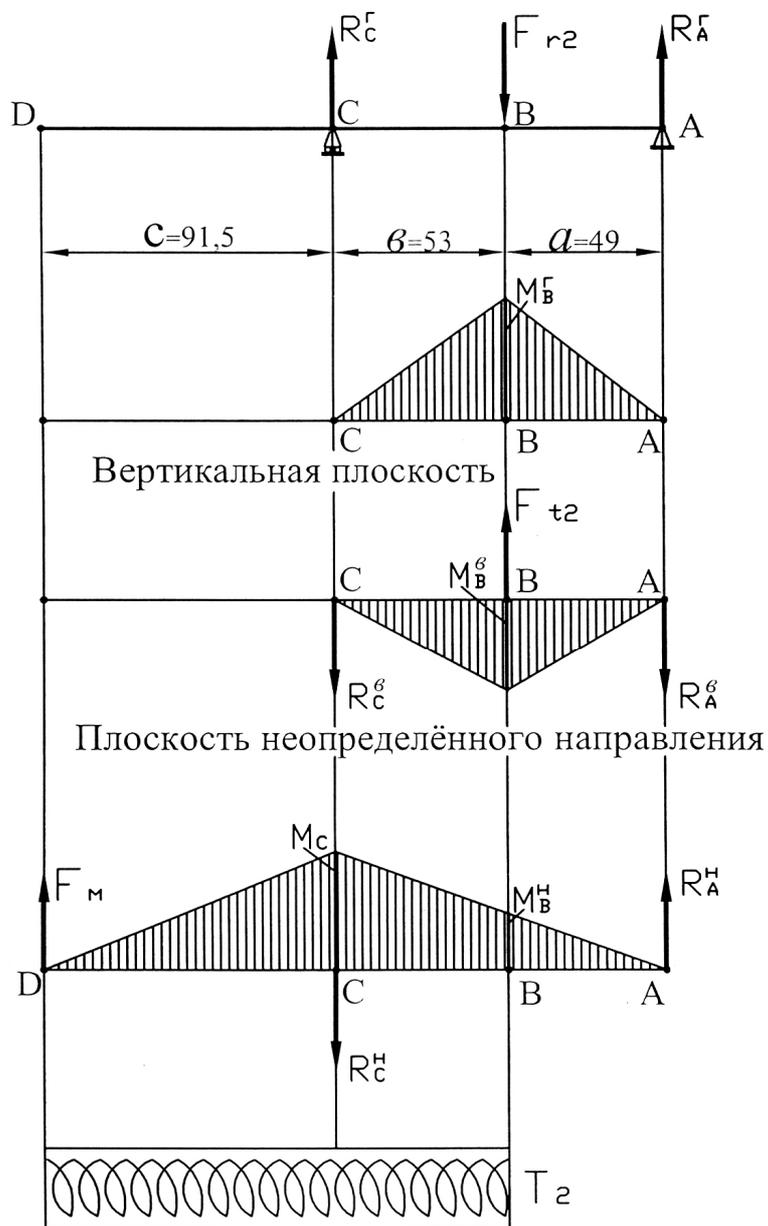


Рис. 11. Схема нагружения тихоходного вала

11.7.2. Вертикальная плоскость

В этой плоскости действует сила F_{t2} .

Реакция от силы F_{t2} в точке A (R_A^6):

$$\sum M_c = 0 \Rightarrow F_{t2} \cdot b - R_A^6 \cdot (a + b) = 0$$

$$R_A^6 = \frac{F_{t2} \cdot b}{a + b} = \frac{1955 \cdot 53}{49 + 53} = 1015,8 \text{ Н}$$

Реакция от силы F_{t2} в точке C (R_C^6):

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow -F_{t2} \cdot a + R_C^6 \cdot (a + b) = 0$$

$$R_C^6 = \frac{F_{t2} \cdot a}{a + b} = \frac{1955 \cdot 49}{49 + 53} = 939,2 \text{ Н}$$

Проверка: $\sum F_y = 0 \Rightarrow -R_C^6 + F_{t2} - R_A^6 = 0$

$$-939,2 + 1955 - 1015,8 = 0$$

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости (см. рис. 11).

Изгибающий момент в точке B в вертикальной плоскости:

$$M_B^6 = R_A^6 \cdot a = 1015,8 \cdot 0,049 = 49,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

11.7.3. Плоскость неопределенного направления

В этой плоскости действует сила F_M от муфты.

Реакция от силы F_M в точке A :

$$\sum M_C = 0 \Rightarrow -F_M \cdot c + R_A^H \cdot (a + b) = 0$$

$$R_A^H = \frac{F_M \cdot c}{a + b} = \frac{1650 \cdot 91,5}{49 + 53} = 1480,1 \text{ Н}$$

Реакция от силы F_M в точке C :

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow -F_M \cdot (a + b + c) + R_C^H \cdot (a + b) = 0$$

$$R_C^H = \frac{F_M \cdot (a + b + c)}{a + b} = \frac{1650(49 + 53 + 91,5)}{49 + 53} = 3130 \text{ Н}$$

Проверка: $\sum F_y = 0 \Rightarrow F_M - R_C^H + R_A^H = 0$
 $1650 - 3130,1 + 1480,1 = 0$

Строим эпюру изгибающих моментов в плоскости неопределенного направления (см. рис. 11).

Изгибающий момент в точке B в плоскости неопределенного направления от силы F_M :

$$M_B^H = R_A^H \cdot a = 1480,1 \cdot 0,049 = 72,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Полный изгибающий момент в точке B :

$$M_{B \text{ полн}} = \sqrt{(M_B^z)^2 + (M_B^y)^2} + M_B^H = \sqrt{18,12^2 + 49,8^2} + 72,5 = \\ = 125,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Изгибающий момент в точке C от силы F_M :

$$M_C = F_M \cdot c = 1650 \cdot 0,0915 = 151 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Крутящий момент $T_2 = 174 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

11.8. Расчет на статическую прочность

Сечение $I-I$ (см. рис. 10). Это сечение проходит через точку C . Максимальное нормальное напряжение от изгиба (5.6):

$$\sigma_{\text{изг max } C} = \frac{K_{\text{пуск}} \cdot M_{\text{изг}C} \cdot 10^3}{W_{\text{изг}C}} = \frac{2,2 \cdot M_{\text{изг}C} \cdot 10^3}{W_{\text{изг}C}} \text{ МПа}.$$

Момент сопротивления при изгибе в точке C :

$$W_{\text{изг}C} = 0,1d_6^3 = 0,1 \cdot 45^3 = 9112,5 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_{\text{изг max } C} = \frac{2,2 \cdot 151 \cdot 10^3}{9112,5} = 36,5 \text{ МПа}$$

Максимальное касательное напряжение в точке C (5.7):

$$\tau_{\text{max } C} = \frac{T_{\text{max } C} \cdot 10^3}{W_{\text{кр}C}} = \frac{K_{\text{пуск}} \cdot T_2 \cdot 10^3}{W_{\text{кр}C}} \text{ МПа}.$$

Момент сопротивления при кручении в точке C :

$$W_{крC} = 0,2d_6^3 = 0,2 \cdot 45^3 = 18225 \text{ мм}^3$$

$$\tau_{\max C} = \frac{2,2 \cdot 174 \cdot 10^3}{18225} = 21 \text{ МПа}$$

В прямозубой и шевронной передаче осевая сила A отсутствует, поэтому $\sigma_{сж} = 0$.

Коэффициент запаса прочности в точке C по нормальным напряжениям (5.18):

$$S_{T\sigma C} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max C}} = \frac{345}{36,5} = 9,45,$$

где $\sigma_T = 345$ МПа для стали 40Х, $\tau_T = 195$ МПа.

Коэффициент запаса прочности в точке C по касательным напряжениям (5.19):

$$S_{T\tau C} = \frac{\tau_T}{\tau_{\max}} = \frac{195}{21} = 9,29.$$

Общий коэффициент запаса прочности в точке C по пределу текучести (5.20):

$$S_{TC} = \frac{S_{T\sigma C} \cdot S_{T\tau C}}{\sqrt{S_{T\sigma C}^2 + S_{T\tau C}^2}} = \frac{9,45 \cdot 9,29}{\sqrt{9,45^2 + 9,29^2}} = 6,6 \quad \text{при } [S_T] = 1,5 \dots 2.$$

Условие прочности выполняется.

Сечение II–II (точка B). Это сечение проходит через точку B , где располагается шпонка.

Максимальное нормальное напряжение при изгибе (5.6):

$$\sigma_{изг \max B} = \frac{M_{\max B} \cdot 10^3}{W_{изг B}} = \frac{K_{ниск} \cdot M_{B \text{ полн}} \cdot 10^3}{W_{изг B}} \text{ МПа}$$

Момент сопротивления при изгибе в точке B :

$$W_{изг B} = 0,1d_7^3 - \frac{bt_1(d_7 - t_1)^2}{2d_7} \text{ мм}^3.$$

Для диаметра вала $d_7 = 50$ мм выбираем шпонку (из табл. П4) с параметрами $b = 14$ мм, $h = 9$ мм, $t_1 = 5,5$ мм, тогда:

$$W_{изг B} = 0,1 \cdot 50^3 - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (50 - 5,5)^2}{2 \cdot 50} = 10975 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_{изг \max B} = \frac{2,2 \cdot 125,5 \cdot 10^3}{10975} = 25,16 \text{ МПа}$$

Максимальное касательное напряжение в точке B (5.7):

$$\tau_{\max B} = \frac{T_{\max} \cdot 10^3}{W_{крB}} = \frac{K_{ниск} \cdot T_2 \cdot 10^3}{W_{крB}} \text{ МПа}$$

Момент сопротивления при кручении в точке B :

$$W_{крB} = 0,2d_7^3 - \frac{bt_1(d_7 - t_1)^2}{2d_7} = 0,2 \cdot 50^3 - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (50 - 5,5)^2}{2 \cdot 50} = 23476 \text{ мм}^3$$

$$\tau_{\max B} = \frac{2,2T_2 \cdot 10^3}{23476} = \frac{2,2 \cdot 174 \cdot 10^3}{23476} = 16,3 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности в точке B по нормальным напряжениям (5.18):

$$S_{T\sigma B} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{изг \max B}} = \frac{345}{25,16} = 13,7$$

Коэффициент запаса прочности в точке B по касательным напряжениям (5.19):

$$S_{T\tau B} = \frac{\tau_T}{\tau_{\max B}} = \frac{195}{16,3} = 12$$

Общий коэффициент запаса прочности в точке B по пределу текучести (5.20):

$$S_{TB} = \frac{S_{T\sigma B} \cdot S_{T\tau B}}{\sqrt{S_{T\sigma B}^2 + S_{T\tau B}^2}} = \frac{13,7 \cdot 12}{\sqrt{13,7^2 + 12^2}} = 9 \quad \text{при } [S_T] = 1,5 \dots 2.$$

Условие прочности выполняется.

11.9. Расчет тихоходного вала на усталостную выносливость

Сечение $I-I$ (точка C). Этот расчет ведут по формуле (5.21):

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S];$$

S_σ и S_τ определяют по формулам (5.22) и (5.23).

В сечении $I-I$ (точка C) концентратором напряжений является натяг от установки внутреннего кольца подшипника.

Коэффициент концентрации напряжений при установке внутреннего кольца подшипника с натягом определяется по таблице 19 в зависимости от диаметра d и σ_B как отношение $\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = 3,2$, а $\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = 1,9$ при диаметре $d_6 = 45$ мм и $\sigma_B = 590$ МПа для стали 40Х.

Амплитуда нормальных напряжений в точке C (5.24):

$$\sigma_a = \sigma_{изгC} = \frac{M_{изгC} \cdot 10^3}{W_{изгC}} = \frac{151 \cdot 10^3}{9112,5} = 16,57 \text{ МПа.}$$

Амплитуда касательных напряжений в точке C (5.25):

$$\tau_a = \frac{T_2 \cdot 10^3}{2 \cdot W_{крC}} = \frac{174 \cdot 10^3}{2 \cdot 18225} = 4,77 \text{ МПа}$$

$\sigma_m = 0$ при нереверсивной работе редуктора.

$$S_{\sigma C} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d \cdot K_F} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m};$$

$$S_{\tau C} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d \cdot K_F} \cdot \tau_a + \psi_\tau \tau_m}.$$

Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости, $K_F = 0,91$ при чистовом шлифовании.

Коэффициент запаса прочности в точке C по нормальным напряжениям:

$$S_{\sigma C} = \frac{345}{\frac{3,2}{0,91} \cdot 16,57 + 0,1 \cdot 0} = 5,92.$$

Коэффициент запаса прочности в точке C по касательным напряжениям:

$$S_{\tau C} = \frac{170}{\frac{1,9}{0,91} \cdot 4,77 + 0,05 \cdot 4,77} = 16,7.$$

Общий коэффициент запаса при расчете на усталостную выносливость в точке C :

$$S_C = \frac{S_{\sigma C} \cdot S_{\tau C}}{\sqrt{S_{\sigma C}^2 + S_{\tau C}^2}} = \frac{5,92 \cdot 16,7}{\sqrt{5,92^2 + 16,7^2}} = 5,59 \quad \text{при} \quad [S] = 1,5-2.$$

Условие прочности выполняется.

Сечение II-II (точка B). В этом сечении концентратором напряжений является шпоночный паз с параметрами: $b = 14$ мм, $h = 9$ мм, $t_1 = 5,5$ мм (для диаметра $d_7 = 50$ мм табл. П4).

Для стали 40Х с $\sigma_e = 590$ МПа при нарезании шпоночного паза концевой фрезой $K_\sigma = 1,9$ (интерполируя) (таблица 17), $K_\tau = 1,55$, масштабный фактор $K_d = 0,7$ (таблица 18); коэффициент, учитывающий влияние шероховатости $K_F = 0,91$ при чистовом шлифовании.

Амплитуда нормальных напряжений в точке B :

$$\sigma_a = \sigma_{изгB} = \frac{M_{Вполный} \cdot 10^3}{W_{изгB}} = \frac{125,5 \cdot 10^3}{10975} = 11,4 \text{ МПа.}$$

Амплитуда касательных напряжений в точке B :

$$\tau_a = \frac{T_2 \cdot 10^3}{2 \cdot W_{крB}} = \frac{174 \cdot 10^3}{2 \cdot 23476} = 3,7 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса прочности в точке B по нормальным напряжениям:

$$S_{\sigma B} = \frac{345}{\frac{1,9}{0,7 \cdot 0,91} \cdot 11,4 + 0,1 \cdot 0} = 10,1.$$

Коэффициент запаса прочности в точке B по касательным напряжениям:

$$S_{\tau B} = \frac{170}{\frac{1,55}{0,7 \cdot 0,91} \cdot 3,7 + 0,05 \cdot 3,7} = 18,5.$$

Общий коэффициент запаса прочности при расчете на усталостную выносливость в точке B :

$$S_B = \frac{S_{\sigma B} \cdot S_{\tau B}}{\sqrt{S_{\sigma B}^2 + S_{\tau B}^2}} = \frac{10,1 \cdot 18,5}{\sqrt{10,1^2 + 18,5^2}} = 8,9 \quad \text{при} \quad [S] = 1,5 \dots 2.$$

Условие прочности выполняется.

11.10. Подбор шпонок и их проверочный расчет

Для диаметра вала $d_5 = 38$ мм размеры шпонки: $b = 10$ мм, $h = 8$ мм, $t_1 = 5$ мм (табл. П4), а ее рабочая длина определяется по формуле (6.3):

$$l_p = \frac{2T_2}{d_5(h-t_1)[\sigma]_{cm}} = \frac{2 \cdot 174 \cdot 10^3}{38(8-5) \cdot 100} = 30,5 \text{ мм.}$$

Поскольку длина вала $l_5 = 85$ мм, то шпонка общей длиной

$$l = l_p + b = 30,5 + 10 = 40,5 \text{ мм}$$

размещается на этом участке вала с запасом.

Для диаметра вала $d_7 = 50$ мм размеры шпонки уже известны: $b = 14$ мм, $h = 9$ мм, $t_1 = 5,5$ мм, а ее рабочая длина определяется по формуле (6.3):

$$l_p = \frac{2T_2}{d_7(h-t_1)[\sigma]_{cm}} = \frac{2 \cdot 174 \cdot 10^3}{50(9-5,5) \cdot 100} = 20 \text{ мм.}$$

Поскольку длина вала $l_7 = 70$ мм, то шпонка общей длиной

$$l = l_p + b = 20 + 14 = 34 \text{ мм}$$

размещается на этом участке вала с запасом.

11.11. Расчет подшипников качения для валов редуктора

11.11.1. Расчет подшипников качения тихоходного вала

Посадочный диаметр под подшипник $d_6 = 45$ мм (рис. 10), а частота вращения $n_2 = 123,7$ мин⁻¹. Заданная долговечность $L_h = 10400$ час. По табл. П5 выбираем шариковый однорядный радиальный подшипник легкой серии 209. Для него динамическая грузоподъемность $C = 33,2$ кН, а статическая грузоподъемность $C_0 = 18,6$ кН.

Наиболее нагруженным является подшипник в опоре C , для которого и будем производить расчет. Суммарная реакция R_C в опоре C от сил F_{t2} и F_{r2} (в вертикальной и горизонтальной плоскостях):

$$R_C = \sqrt{(R_C^z)^2 + (R_C^e)^2} = \sqrt{341,8^2 + 939,2^2} = 999,5 \text{ Н.}$$

Полная реакция с учетом нагрузки от муфты ($R_{C \text{ полн}}$) (рис. 12):

$$R_{C \text{ полн}} = R_C + R_C^H = 999,57 + 3130 = 4129,5 \text{ Н} \approx 4,13 \text{ кН.}$$

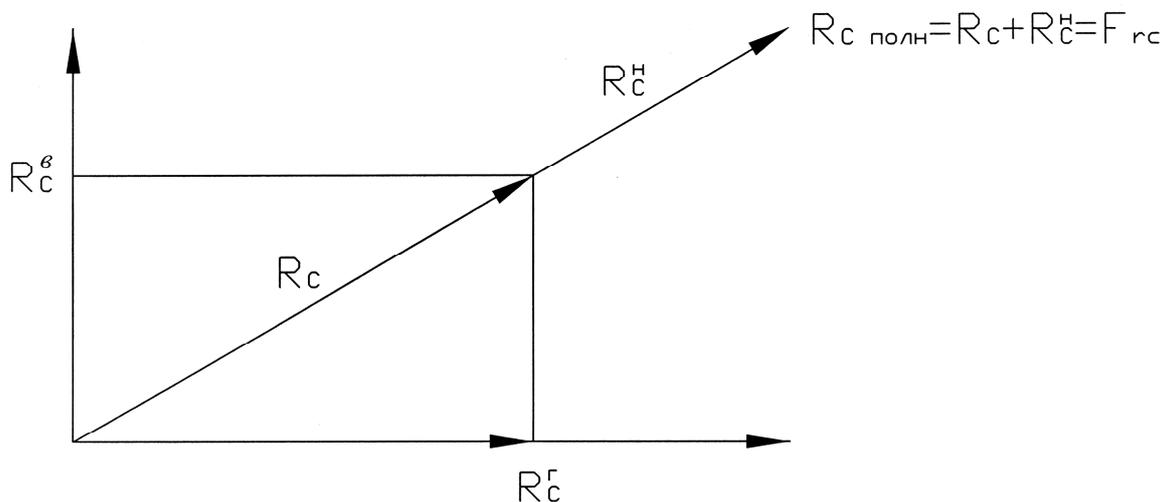


Рис. 12. К определению полной реакции в точке C с учетом нагрузки от муфты F_m

Определение R_C^2 , R_C^6 и R_C^H см. выше (п. 11.7).

Таким образом, полная радиальная нагрузка на подшипник составляет:

$$R_{C\text{полн}} = F_{rC} = 4,13 \text{ кН.}$$

Поскольку данный подшипник работает при переменном режиме нагружения, то эквивалентная нагрузка P_E определяется (7.4):

$$P_E = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 \cdot L_1 + P_2^3 \cdot L_2}{L_1 + L_2}} \text{ Н,}$$

где P_1 и P_2 – постоянная нагрузка на режимах работы соответствующих T и T' (по заданию $T' = 0,9T$); $t_{\text{сум}} = 8$ час., $t = 5$ час.

Поскольку в прямозубой передаче осевая сила отсутствует, то эквивалентная динамическая нагрузка на первом режиме нагружения, определяется следующим образом (этот режим соответствует работе при максимальной моменте T (7.3)):

$$P_1 = P_{r1} = F_{rc} \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T.$$

Коэффициент вращения $V = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника, коэффициент безопасности для редукторов $K_\delta = 1,4$, температурный коэффициент $K_T = 1$ при температуре в редукторе до 100°C .

$$P_1 = P_{r1} = 4,13 \cdot 1 \cdot 1,4 \cdot 1 = 5,78 \text{ кН.}$$

На втором режиме нагружения (при $T' = 0,9T$):

$$P_2 = P_{r2} = P_{r1} \cdot 0,9 = 5,78 \cdot 0,9 = 5,2 \text{ кН.}$$

Продолжительность действия нагрузки при первом режиме нагружения (час.) (7.5):

$$L_1 = \frac{60n_1 \cdot L_{h1}}{10^6} = \frac{60 \cdot 123,7 \cdot 6500}{10^6} = 48,2 \text{ млн.об,}$$

где $L_{h1} = t_{\text{сум}} \cdot \partial \cdot L = 5 \cdot 260 \cdot 5 = 6500$ час.

Продолжительность действия нагрузки при втором режиме нагружения:

$$L_2 = \frac{60n_2 \cdot L_{h2}}{10^6} = \frac{60 \cdot 123,7 \cdot 3900}{10^6} = 28,95 \text{ млн.об,}$$

где $L_{h2} = t' \cdot \partial \cdot L = 3 \cdot 260 \cdot 5 = 3900$ час.

Здесь $t = 5$ час. и $t' = 3$ час. – время работы передачи на соответствующих режимах (из задания);

$n_1 = n_2 = 123,7$ мин⁻¹ – частота вращения тихоходного вала на первом и втором режиме нагружения (п. 11).

$\partial = 260$ дней – число рабочих дней в году;

$L = 5$ лет – заданный срок службы (из задания).

Эквивалентная динамическая нагрузка:

$$P_E = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 \cdot L_1 + P_2^3 \cdot L_2}{L_1 + L_2}} = \sqrt[3]{\frac{5,78^3 \cdot 48,2 + 5,2^3 \cdot 28,95}{48,2 + 28,95}} = 5,58 \text{ кН.}$$

Долговечность подшипника (7.1):

$$L_h = a_{23} \cdot \left(\frac{C}{P_E}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60n_2} = 0,75 \cdot \left(\frac{33,2}{5,58}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 123,7} = 21285 \text{ час.}$$

$$L_h > L_{h \text{ зад.}}$$

Необходимый ресурс обеспечен. Подшипник в опоре А выбирается таким же по технологическим соображениям, хотя он и менее нагружен.

11.11.2. Расчет подшипников быстроходного вала (рис. 9)

Посадочный диаметр под подшипник $d_3 = 30$ мм, а частота вращения $n_1 = 470$ мин⁻¹, $T_1 = 47,5$ Н·м (п. 11). Заданная долговечность $L_h = 10400$ час. По табл. П5 выбираем подшипник легкой серии 206 с внутренним диаметром 30 мм. Для него динамическая грузоподъемность $C = 19,5$ кН, а статическая грузоподъемность $C_0 = 10,0$ кН.

Продолжительность действия нагрузки при первом режиме нагружения (час):

$L_{h1} = 6500$ час., на втором – $L_{h2} = 3900$ час. и продолжительность действия нагрузки на первом и втором режимах нагружения (млн.об) соответственно:

$$L_1 = \frac{60n_1 \cdot L_{h1}}{10^6} = \frac{60 \cdot 470 \cdot 6500}{10^6} = 183,30 \text{ млн.об.};$$

$$L_2 = \frac{60n_2 \cdot L_{h2}}{10^6} = \frac{60 \cdot 470 \cdot 3900}{10^6} = 110 \text{ млн.об.}$$

В одноступенчатых редукторах реакции в опоре C' от действия сил в зацеплении одинаковы, т.е. $R_{C'} = R_C$, а реакции от воздействия муфты на концевом участке быстроходного и тихоходного валов разные. Воздействие от муфты на быстроходном валу*:

$$F_{M1} = 125 \sqrt{T_1} = 125 \sqrt{47,5} = 861,5 \text{ Н.}$$

Эта сила действует в плоскости неопределенного направления (рис. 13).

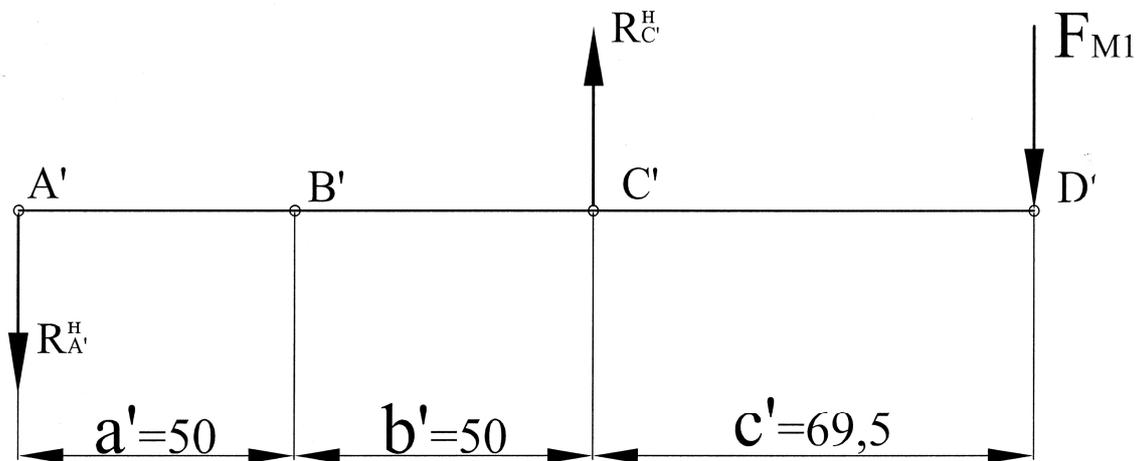


Рис. 13. Определение реакций в опоре C' быстроходного вала от муфты F_{M1}

Определение реакций от силы F_{M1} в точке C' (рис. 13):

$$\sum M_{A'} = 0 \quad R_{C'}^H (a' + b') - F_{M1} (a' + b' + c') = 0$$

$$R_{C'}^H = \frac{F_{M1} (a' + b' + c')}{a' + b'} = \frac{861,5 (50 + 50 + 69,5)}{50 + 50} = 1460 \text{ Н.}$$

* Здесь выбрано максимальное значение численного коэффициента в расчетной формуле, что идет в запас долговечности подшипников (см. примечание на стр. 81).

Полная реакция в точке C' от сил в зацеплении с учетом нагрузки от муфты $R_{C'}^H$:

$$R_{C' \text{ полн}} = R_C + R_{C'}^H = 999,5 + 1460 = 2459,5 \text{ Н} = 2,46 \text{ кН}$$

$$R_{C' \text{ полн}} = F_{rC'} = 2,46 \text{ кН}$$

Эквивалентная динамическая нагрузка на первом режиме нагружения, соответствующем максимальному моменту T_1 (7.3):

$$P_1 = P_{r1} = F_{rC'} \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T = 2,46 \cdot 1 \cdot 1,4 \cdot 1 = 3,44 \text{ кН.}$$

На втором режиме нагружения (при $T' = 0,9T$):

$$P_2 = P_1 \cdot 0,9 = 3,44 \cdot 0,9 = 3,1 \text{ кН.}$$

Эквивалентная динамическая нагрузка:

$$P_E = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 \cdot L_1 + P_2^3 \cdot L_2}{L_1 + L_2}} = \sqrt[3]{\frac{3,44^3 \cdot 183,3 + 3,1^3 \cdot 110}{183,3 + 110}} = 3,32 \text{ кН.}$$

Долговечность подшипника (7.1):

$$L_h = a_{23} \cdot \left(\frac{C}{P_E}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60n_1} = 0,75 \cdot \left(\frac{19,5}{3,32}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 470} = 5390 \text{ час.}$$

Данный подшипник не обеспечивает заданной долговечности, поэтому выбираем подшипник средней серии 306 с $C = 28,1 \text{ кН}$, $C_0 = 14,6 \text{ кН}$.

Долговечность этого подшипника:

$$L_h = 0,75 \cdot \left(\frac{28,1}{3,32}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 470} = 16126 \text{ час.}; \quad L_{h\text{зад}} = 10400 \text{ час.}$$

$$16126 \text{ час.} > 10400 \text{ час.} \Rightarrow L_h > L_{h\text{зад}}$$

Необходимый ресурс обеспечен. Подшипник в опоре A' выбираем таким же по технологическим соображениям, хотя он и менее нагружен.

11.12. Второй этап эскизной компоновки редуктора

На этом этапе вычерчиваются валы, подшипники, крышки подшипников, уплотнения, уточняются размеры и конфигурация корпуса и крышки редуктора, назначаются посадки сопрягаемых деталей (табл. П.8).

11.13. Подбор комбинированной муфты и расчет ее рабочих элементов

Для соединения тихоходного вала редуктора с валом конвейера используем комбинированную муфту (рис. П2) с параметрами МУВП (табл. П3) для вала с диаметром $d_5 = 38$ мм.

Проверка на смятие резиновых упругих элементов (9.1):

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{D_1 \cdot l_{см} \cdot z \cdot d_n} = \frac{2 \cdot 174 \cdot 10^3}{105 \cdot 28 \cdot 6 \cdot 14} = 1,409 \text{ МПа}$$

при $[\sigma]_{см} = 2 \dots 4$ МПа; $D = 105$ мм; $Z = 6$; $d_n = 14$ мм;
 $l_{см} = 28$ мм;

D , $l_{см}$ и z выбирают из табл. П3.

Проверка пальцев на изгиб (9.2):

$$\sigma_{изг} = \frac{2T_2 \cdot 10^3 (0,5l_{см} + B)}{D_1 \cdot z \cdot 0,1d_n^3} = \frac{2 \cdot 174 \cdot 10^3 (0,5 \cdot 28 + 5)}{105 \cdot 6 \cdot 0,1 \cdot 14^3} = 38,2 \text{ МПа}$$

при $[\sigma]_{изг} = 140 \dots 170$ МПа.

Определение диаметра штифта предохранительного устройства (9.3):

$$d_{шф} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^3 \cdot T_2 \cdot K \cdot 2}{\pi \cdot z \cdot D_1 \cdot \tau_{ср}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 10^3 \cdot 174 \cdot 1,25}{3,14 \cdot 1 \cdot 105 \cdot 400}} = 3,6 \text{ мм (округляем до 4 мм)}.$$

Здесь диаметр расположения штифтов принят таким же, как и диаметр расположения пальцев D_1 , хотя это и не обязательно.

**12. ПРИМЕР РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ
БЫСТРОХОДНОГО И ТИХОХОДНОГО ВАЛОВ
КОСОЗУБОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА.
ПОДБОР ШПОНОК И ИХ ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ.
РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ДЛЯ ВАЛОВ РЕДУКТОРА.
ПОДБОР МУФТ И РАСЧЕТ ИХ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ (П. 3.2)**

Исходные данные: $n_1 = 1455 \text{ мин}^{-1}$; $n_2 = 382,9 \text{ мин}^{-1}$;
 $T_1 = 77,65 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $T_2 = 283,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $K_{\text{ниск}} = \frac{T_{\text{ниск}}}{T} = 1,4$; $\frac{T'}{T} = 0,8$;
 $t_{\text{сум}} = 8 \text{ час.}$; $t = 6 \text{ час.}$; $P_2 = 11,36 \text{ кВт}$; делительный диаметр ко-
леса $d_2 = 198,77 \text{ мм} \approx 199 \text{ мм}$; угол наклона зубьев
 $\beta = 12^\circ 35'$.

12.1. Проектирование быстроходного вала (рис. 14)

**12.1.1. Определение диаметральных размеров
быстроходного вала (п. 4.2.1)**

В качестве электродвигателя в данном примере выбран электродвигатель 160S4. У него диаметр выходного конца $d_1 = 48 \text{ мм}$ (табл. П2). Диаметр выходного конца быстроходного вала определяем по эмпирической формуле (4.2):

$$d_2 = (0,8 \dots 1,0)d_1 = (0,8 \dots 1,0) \cdot 48 = 38,4 \dots 48 \text{ мм.}$$

Округляем до $d_2 = 40 \text{ мм}$ из стандартного ряда (4.4).

$$d_3 = d_2 + 5 \text{ мм} = 45 \text{ мм}$$

$$d_4 = d_3 + 5 \text{ мм} = 50 \text{ мм}$$

$$d_{a1} = 55,23 \text{ мм (стр. 53)}$$

$$d_{f1} = 46,23 \text{ мм}$$

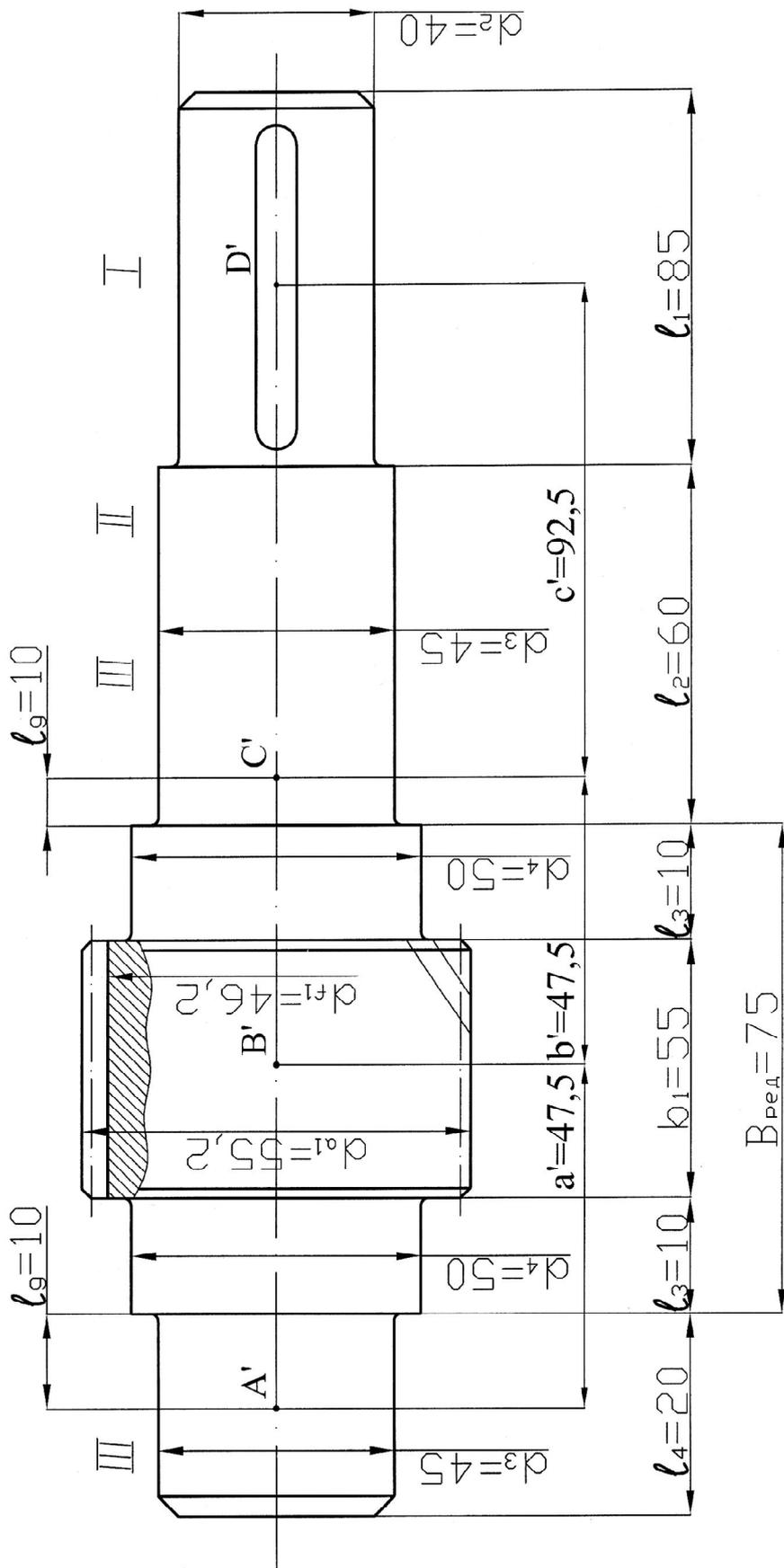


Рис. 14. Схема быстроходного вала

12.1.2. Определение линейных размеров быстроходного вала (п. 4.2.2)

Для соединения вала электродвигателя с быстроходным валом редуктора выбираем муфту МУВП с короткими концами и с посадочным диаметром полумуфты на быстроходный вал редуктора:

$$d = 40 \text{ мм.}$$

Посадочный диаметр полумуфты на выходной вал электродвигателя (см. табл. ПЗ):

$$d_1 = 48 \text{ мм.}$$

У этой муфты $l = 85$ мм (табл. ПЗ), поэтому принимаем длину выходного конца быстроходного вала:

$$l_1 = 85 \text{ мм (рис. 14);}$$

$$l_2 = 60 \text{ мм; } l_3 = 10 \text{ мм;}$$

$$b_1 = 55 \text{ мм (стр. 51);}$$

$$l_4 = 20 \text{ мм.}$$

$$\text{Тогда } B_{ред} = b_1 + 2 l_3 = 55 + 2 \cdot 10 = 75 \text{ мм.}$$

12.2. Проектирование тихоходного вала (рис. 15)

12.2.1. Определение диаметральных размеров тихоходного вала (п. 4.3.1)

$$d_5 = (140 \dots 150) \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}} = (140 \dots 150) \sqrt[3]{\frac{11,36}{382,9}} = 43,4 \dots 46,5 \text{ мм.}$$

Выбираем из стандартного ряда (4.4)

$$d_5 = 45 \text{ мм}$$

$$d_6 = d_5 + 5 \text{ мм} = 45 + 5 = 50 \text{ мм}$$

$$d_7 = d_6 + 5 \text{ мм} = 50 + 5 = 55 \text{ мм}$$

$$d_8 = d_7 + 5 \text{ мм} = 55 + 5 = 60 \text{ мм}$$

Таким образом, диаметр заготовки вала меньше 100 мм.

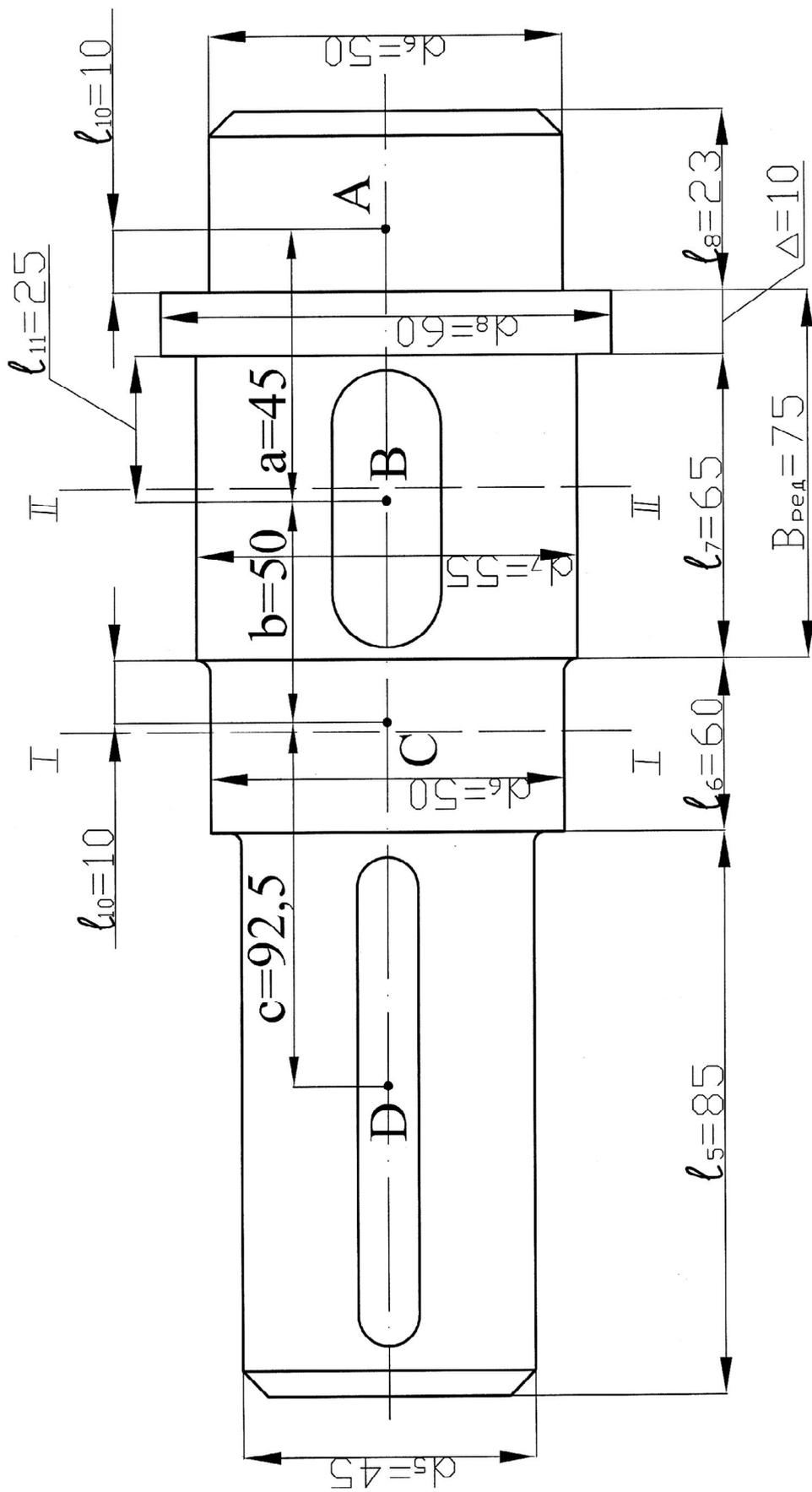


Рис. 15. Схема тихоходного вала

12.2.2. Определение линейных размеров тихоходного вала (п. 4.3.2)

Предварительно выбираем полумуфту МУВП с короткими концами и с посадочным диаметром на вал $d = d_5 = 45$ мм.

У этой полумуфты $l = 85$ мм (табл. ПЗ), поэтому принимаем длину выходного конца тихоходного вала $l_5 = l = 85$ мм, а $l_6 = 60$ мм.

$$l_7 = b_2 + (13...15) = 50 + 15 = 65 \text{ мм.}$$

где ширина колеса $b_2 = 50$ мм определена на стр. 51.

$$\Delta = 10 \text{ мм}; l_8 = 23 \text{ мм}; l_{10} = 10 \text{ мм}; l_{11} = \frac{b_2}{2} = \frac{50}{2} = 25 \text{ мм};$$

$$B_{ред} = l_7 + \Delta = 65 + 10 = 75 \text{ мм.}$$

12.3. Определение расчетных размеров a , b , c

Эти размеры определяются путем замера на эскизной компоновке, однако, приблизительно их можно определить и расчетным путем:

$$a = l_{10} + \Delta + l_{11} = 10 + 10 + 25 = 45 \text{ мм}$$

$$b = (l_7 - l_{11}) + l_{10} = (65 - 25) + 10 = 50 \text{ мм}$$

$$c = l_5 \cdot \frac{1}{2} + (l_6 - l_{10}) = 85 \cdot \frac{1}{2} + 60 - 10 = 92,5 \text{ мм}$$

12.4. Вычерчивание быстроходного и тихоходного валов редуктора на эскизной компоновке

На этом этапе проектирования вычерчиваются эскизы быстроходного и тихоходного валов на отдельных листах с нанесением всех размеров. Затем замеряются размеры a , b , c и a' , b' , c' и корректируются со значениями, определенными расчетным путем.

12.5. Выбор материалов для изготовления валов

В качестве материала для изготовления тихоходного вала выбираем сталь 40Х после нормализации.

Для нее: $\sigma_T = 345$ МПа; $\sigma_e = 590$ МПа; $\sigma_{-1} = 345$ МПа; $\tau_T = 195$ МПа; $\tau_{-1} = 170$ МПа; $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$ (таблица 14).

Быстроходный вал выполнен как вал-шестерня, т.е. из того же материала, что и шестерня – сталь 40ХН.

12.6. Проверочный расчет тихоходного вала на прочность и выносливость

12.6.1. Определение усилий в зацеплении и сил, действующих на вал

Окружную силу F_{t2} определяем по формуле (5.1):

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 283,3}{0,199} = 2847 \text{ Н.}$$

Радиальную силу F_{r2} определяем по формуле (5.3):

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = 2847 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 12^\circ 35'} = 2847 \cdot \frac{0,364}{0,976} = 1062 \text{ Н.}$$

Осевую силу F_{a2} определяем по формуле (5.4):

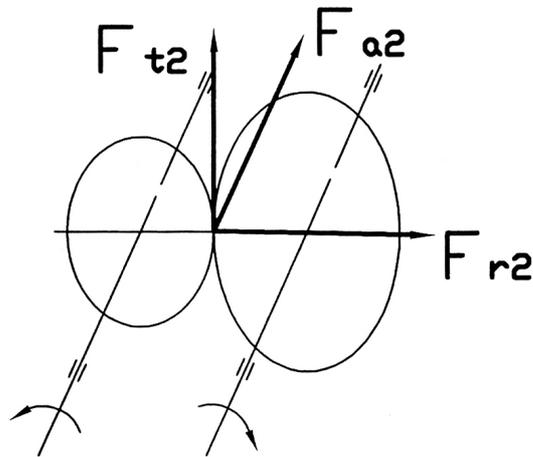
$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta = 2847 \cdot \operatorname{tg} 12^\circ 35' = 2847 \cdot 0,2232 = 635,5 \text{ Н.}$$

Нагрузка на концевом участке вала от муфты определяем по формуле (5.5):

$$F_{m2} = 125 \cdot \sqrt{T_2} = 125 \cdot \sqrt{283,3} = 2104 \text{ Н.}$$

12.6.2. Схема нагружения тихоходного вала (рис. 16)

Для определения усилий, действующих на тихоходный вал, необходимо вычертить схему зацепления в аксонометрии, а направление вращения валов выбрать в зависимости от направления движения конвейера (из задания).



Горизонтальная плоскость

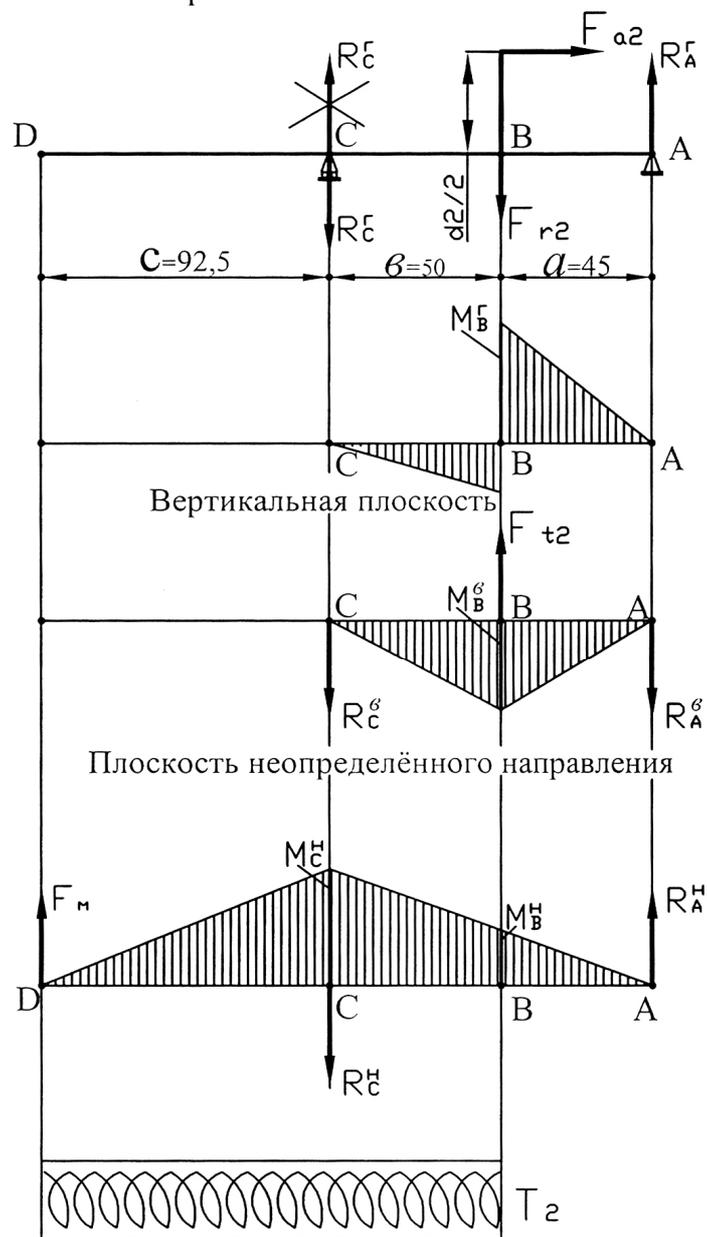


Рис. 16. Схема нагружения тихоходного вала

12.7. Определение реакций в опорах

12.7.1. Горизонтальная плоскость

В этой плоскости действуют силы F_{r2} и F_{a2} .

Реакция в точке A (R_A^z):

$$\sum M_C = 0 \Rightarrow R_A^z \cdot (a + b) - F_{r2} \cdot b - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0$$

$$R_A^z = \frac{F_{r2} \cdot b + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}}{a + b} = \frac{1062 \cdot 50 + 635,5 \cdot \frac{199}{2}}{45 + 50} = 1224,5 \text{ Н.}$$

Реакция в точке C (R_C^z):

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow -R_C^z \cdot (a + b) - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r2} \cdot a = 0$$

$$R_C^z = \frac{-F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r2} \cdot a}{a + b}$$

$$R_C^z = \frac{635,5 \cdot \frac{199}{2} + 1062 \cdot 45}{45 + 50} = -162,5 \text{ Н}$$

Реакция R_C^z оказалась со знаком «-», поэтому меняем направление реакции на схеме.

$$\text{Проверка: } \sum F_y = 0 \Rightarrow -R_C^z - F_{r2} + R_A^z = 0$$

$$-162,5 - 1062 + 1224,5 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости (рис. 16).

Изгибающий момент в точке B в горизонтальной плоскости:

$$M_B^z = R_A^z \cdot a = 1224,4 \cdot 0,045 = 55,1 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

12.7.2. Вертикальная плоскость

В этой плоскости действует сила F_{t2} .

Реакция от силы F_{t2} в точке A (R_A^6):

$$\sum M_c = 0 \Rightarrow F_{t2} \cdot b - R_A^6 \cdot (a + b) = 0$$

$$R_A^6 = \frac{F_{t2} \cdot b}{a + b} = \frac{2847 \cdot 50}{45 + 50} = 1498,4 \text{ Н}$$

Реакция от силы F_{t2} в точке C (R_C^6):

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow R_C^6 \cdot (a + b) - F_{t2} \cdot a = 0$$

$$R_C^6 = \frac{F_{t2} \cdot a}{a + b} = \frac{2847 \cdot 45}{45 + 50} = 1348,6 \text{ Н}$$

Проверка: $\sum F_y = 0 \Rightarrow -R_A^6 + F_{t2} - R_C^6 = 0$

$$1498,4 + 2847 - 1348,6 = 0$$

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости (рис. 16).

Изгибающий момент в точке B от силы F_{t2} (M_B^6):

$$M_B^6 = R_A^6 \cdot a = 1498,4 \cdot 0,045 = 67,4 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

12.7.3. Плоскость неопределенного направления

Реакция от силы F_M в точке A (R_A^H):

$$\sum M_c = 0 \Rightarrow -F_M \cdot c + R_A^H \cdot (a + b) = 0$$

$$R_A^H = \frac{F_M \cdot c}{a + b} = \frac{2104 \cdot 92,5}{45 + 50} = 2048,6 \text{ Н}$$

Реакция от силы F_M в точке C (R_C^H):

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow R_C^H \cdot (a + b) - F_M \cdot (a + b + c) = 0$$

$$R_C^H = \frac{F_M \cdot (a + b + c)}{a + b} = \frac{2104 \cdot (45 + 50 + 92,5)}{45 + 50} = 4152,6 \text{ Н}$$

Проверка: $\sum F_y = 0 \Rightarrow F_M - R_C^H + R_A^H = 0$
 $2104 - 4152,6 + 2048,6 = 0$

Строим эпюру изгибающих моментов от силы F_M в плоскости неопределенного направления (рис. 16).

Изгибающий момент в точке B от силы F_M (M_B^H):

$$M_B^H = R_A^H \cdot a = 2048,6 \cdot 0,045 = 92,2 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Изгибающий момент в точке C от силы F_M (M_C^H):

$$M_C^H = F_M \cdot c = 2104 \cdot 0,0925 = 194,6 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Полный изгибающий момент в точке B (M_B):

$$M_{B\text{полн}} = \sqrt{(M_B^z)^2 + (M_B^e)^2} + M_B^H =$$

$$= \sqrt{55,1^2 + 67,4^2} + 92,2 = 179,3 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

12.8. Расчет на статическую прочность

Сечение I-I (точка C). Это сечение проходит через точку C . Максимальное нормальное напряжение от изгиба (5.6):

$$\sigma_{\text{изг max } C} = \frac{K_{\text{ниск}} \cdot M_{\text{изг } C} \cdot 10^3}{W_{\text{изг } C}} \text{ МПа.}$$

Момент сопротивления при изгибе в точке C :

$$W_{\text{изг } C} = 0,1d_6^3 = 0,1 \cdot 50^3 = 12500 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_{\text{изг max } C} = \frac{1,4 \cdot 194,6 \cdot 10^3}{12500} = 21,8 \text{ МПа.}$$

Максимальное касательное напряжение в точке C (5.7):

$$\tau_{\text{max } C} = \frac{T_{\text{max } C} \cdot 10^3}{W_{\text{кр } C}} = \frac{K_{\text{ниск}} \cdot T_2 \cdot 10^3}{W_{\text{кр } C}} \text{ МПа.}$$

Момент сопротивления при кручении в точке C :

$$W_{\text{кр } C} = 0,2d_6^3 = 0,2 \cdot 50^3 = 25000 \text{ мм}^3;$$

$$\tau_{\max C} = \frac{K_{\text{пуск}} \cdot T_2 \cdot 10^3}{W_{\text{кр}C}} = \frac{1,4 \cdot 283,3 \cdot 10^3}{25000} = 15,9 \text{ МПа.}$$

Максимальное сжимающее (растягивающее) напряжение от осевой силы F_{a2} (5.8):

$$\sigma_{\text{сж} \max C} = \frac{K_{\text{пуск}} \cdot F_{a2}}{\frac{\pi d_6^2}{4}} = \frac{4 \cdot 1,4 \cdot 635,5}{3,14 \cdot 50^2} = 0,45 \text{ МПа.}$$

Максимальное нормальное напряжение в точке C :

$$\sigma_{\max C} = \sigma_{\text{изг} \max C} + \sigma_{\text{сж} \max C} = 21,8 + 0,45 = 22,25 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса прочности в точке C по нормальным напряжениям (5.18):

$$S_{T\sigma C} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max C}} = \frac{345}{22,25} = 15,5,$$

где $\sigma_T = 345$ МПа для стали 40Х при диаметре заготовки в виде поковки до 100 мм, $\tau_T = 195$ МПа.

Коэффициент запаса прочности в точке C по касательным напряжениям (5.19):

$$S_{T\tau C} = \frac{\tau_T}{\tau_{\max C}} = \frac{195}{15,9} = 12,3.$$

Общий коэффициент запаса прочности в точке C по пределу текучести (5.20):

$$S_{TC} = \frac{S_{T\sigma C} \cdot S_{T\tau C}}{\sqrt{S_{T\sigma C}^2 + S_{T\tau C}^2}} = \frac{15,5 \cdot 12,3}{\sqrt{15,5^2 + 12,3^2}} = 9,6 \quad \text{при } [S_T] = 1,5 \dots 2.$$

Сечение II–II (точка В). Это сечение проходит через точку B , где располагается шпонка.

Максимальное нормальное напряжение при изгибе (5.6):

$$\sigma_{\text{изг} \max B} = \frac{K_{\text{пуск}} \cdot M_{\text{изгполн}B} \cdot 10^3}{W_{\text{изг}B}} \text{ МПа.}$$

Момент сопротивления при изгибе в точке B (5.13):

$$W_{изз B} = 0,1d_7^3 - \frac{bt_1(d_7 - t_1)^2}{2d_7} \text{ мм}^3.$$

Для диаметра вала $d_7 = 55$ мм выбираем шпонку (из табл. П4) с параметрами $b = 16$ мм, $h = 10$ мм, $t_1 = 6$ мм. Тогда

$$W_{изз B} = 0,1 \cdot 55^3 - \frac{16 \cdot 6 \cdot (55 - 6)^2}{2 \cdot 55} = 14542 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_{изз \max B} = \frac{1,4 \cdot 179,3 \cdot 10^3}{14542} = 17,3 \text{ МПа.}$$

Максимальное касательное напряжение в точке B (5.7):

$$\tau_{\max B} = \frac{T_{\max} \cdot 10^3}{W_{крB}} = \frac{K_{ниск} \cdot T_2 \cdot 10^3}{W_{крB}} \text{ МПа.}$$

Момент сопротивления при кручении в точке B (5.15):

$$W_{крB} = 0,2d_7^3 - \frac{bt_1(d_7 - t_1)^2}{2d_7} = 0,2 \cdot 55^3 - \frac{16 \cdot 6 \cdot (55 - 6)^2}{2 \cdot 55} = 31180 \text{ мм}^3;$$

$$\tau_{\max B} = \frac{1,4 \cdot 283,3 \cdot 10^3}{31180} = 12,7 \text{ МПа.}$$

Максимальное сжимающее (растягивающее) напряжение от осевой силы F_{a2} (5.8):

$$\sigma_{сж \max C} = \frac{F_{a2 \max}}{A} = \frac{K_{ниск} \cdot F_{a2}}{A} = \frac{1,4 \cdot 635,5}{2279} = 0,4 \text{ МПа,}$$

где площадь сечения со шпоночным пазом (5.17):

$$A = \frac{\pi d_7^2}{4} - bt_1 = \frac{3,14 \cdot 55^2}{4} - 16 \cdot 6 = 2279 \text{ мм}^2.$$

Максимальное нормальное напряжение в точке B (5.9):

$$\sigma_{\max B} = \sigma_{изз \max B} + \sigma_{сж \max B} = 17,3 + 0,4 = 17,7 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса прочности в точке B по нормальным напряжениям (5.18):

$$S_{T\sigma B} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{изг max } B}} = \frac{345}{17,7} = 19,5.$$

Коэффициент запаса прочности в точке B по касательным напряжениям (5.19):

$$S_{T\tau B} = \frac{\tau_T}{\tau_{\text{max } B}} = \frac{195}{12,7} = 15,4.$$

Общий коэффициент запаса прочности в точке B по пределу текучести (5.20):

$$S_{TB} = \frac{S_{T\sigma B} \cdot S_{T\tau B}}{\sqrt{S_{T\sigma B}^2 + S_{T\tau B}^2}} = \frac{19,5 \cdot 15,4}{\sqrt{19,5^2 + 15,4^2}} = 12,1 \quad \text{при } [S_T] = 1,5 \dots 2.$$

12.9. Расчет тихоходного вала на усталостную выносливость

Сечение I-I (точка C). Этот расчет ведут по формуле (5.21):

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S];$$

S_σ и S_τ определяют по формулам (5.22) и (5.23).

Для стали 40X: $\sigma_{-1} = 345$ МПа, $\tau_{-1} = 170$ МПа, $\sigma_T = 345$ МПа, $\sigma_e = 590$ МПа, $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$ (таблица 14).

В сечении I-I (точка C) концентратором напряжений является натяг от установки внутреннего кольца подшипника. Коэффициент концентрации напряжений при установке внутреннего кольца подшипника с натягом определяется по таблице 19

в зависимости от диаметра d и σ_e как отношение $\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}$.

При $d_6 = 50$ мм и $\sigma_e = 590$ МПа это отношение $\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = 3,3$, а

$$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = 1,95.$$

Амплитуда нормальных напряжений в точке C (5.24):

$$\sigma_{aC} = \sigma_{изг C} = \frac{M_{изгC} \cdot 10^3}{W_{изгC}} = \frac{194,6 \cdot 10^3}{12500} = 15,6 \text{ МПа.}$$

Амплитуда касательных напряжений в точке C (5.25):

$$\tau_{aC} = \frac{T_2 \cdot 10^3}{2 \cdot W_{крC}} = \frac{283,3 \cdot 10^3}{2 \cdot 25000} = 5,7 \text{ МПа.}$$

$\sigma_m = 0$ при нереверсивной работе редуктора.

Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости, $K_F = 0,91$ при чистовом шлифовании.

Коэффициент запаса прочности в точке C по нормальным напряжениям (5.22):

$$S_{\sigma C} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{K_d \cdot K_F} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{345}{\frac{3,3}{0,91} \cdot 15,6 + 0,1 \cdot 0} = 6,1.$$

Коэффициент запаса прочности в точке C по касательным напряжениям (5.23):

$$S_{\tau C} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{K_d \cdot K_F} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{170}{\frac{1,95}{0,91} \cdot 5,7 + 0,05 \cdot 5,7} = 13,6.$$

Общий коэффициент запаса прочности в точке C при расчете на усталостную выносливость (5.21):

$$S_C = \frac{S_{\sigma C} S_{\tau C}}{\sqrt{S_{\sigma C}^2 + S_{\tau C}^2}} = \frac{6,1 \cdot 13,6}{\sqrt{6,1^2 + 13,6^2}} = 5,6 \quad \text{при } [S_T] = 1,5 \dots 2.$$

Условие прочности соблюдается.

Сечение II–II. В этом сечении концентратором напряжений является шпоночный паз с параметрами $b = 16$ мм, $h = 10$ мм, $t_1 = 6$ мм для диаметра $d_7 = 55$ мм (по табл. П4).

Для стали 40Х: $\sigma_{\sigma} = 590$ МПа, при нарезании шпоночного паза концевой фрезой $K_{\sigma} = 1,9$ (интерполируя по таблице 17), $K_{\tau} = 1,55$, масштабный фактор $K_d = 0,68$ (таблица 18). Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости, $K_F = 0,91$ при чистовом шлифовании.

Амплитуда нормальных напряжений в точке B (5.24):

$$\sigma_{aB} = \sigma_{изг B} = \frac{M_{Bполн} \cdot 10^3}{W_{изгB}} = \frac{179,3 \cdot 10^3}{14542} = 12,3 \text{ МПа.}$$

Амплитуда циклов касательных напряжений в точке B (5.25):

$$\tau_a = \frac{T_2 \cdot 10^3}{2 \cdot W_{крB}} = \frac{283,3 \cdot 10^3}{2 \cdot 31180} = 4,5 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса прочности в точке B по нормальным напряжениям (5.22):

$$S_{\sigma B} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{K_d \cdot K_F} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{345}{\frac{1,9}{0,68 \cdot 0,91} \cdot 12,3 + 0,1 \cdot 0} = 9,1.$$

Коэффициент запаса прочности в точке B по касательным напряжениям (5.23):

$$S_{\tau B} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{K_d \cdot K_F} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{170}{\frac{1,55}{0,68 \cdot 0,91} \cdot 4,5 + 0,05 \cdot 4,5} = 14,8.$$

Общий коэффициент запаса прочности в точке B при расчете на усталостную выносливость (5.21):

$$S_B = \frac{S_{\sigma B} S_{\tau B}}{\sqrt{S_{\sigma B}^2 + S_{\tau B}^2}} = \frac{9,1 \cdot 14,8}{\sqrt{9,1^2 + 14,8^2}} = 5,6 \quad \text{при } [S] = 1,5 \dots 2.$$

Условие прочности соблюдается.

12.10. Подбор шпонок и их проверочный расчет

Для диаметра вала $d_5 = 45$ мм размеры шпонки: $b = 14$ мм, $h = 9$ мм, $t_1 = 5,5$ мм, а ее длина определяется по формуле (6.3):

$$l_p = \frac{2T_2}{d_5 (h - t_1) [\sigma]_{см}} = \frac{2 \cdot 283,3 \cdot 10^3}{45 \cdot (9 - 5,5) \cdot 100} = 36 \text{ мм.}$$

Поскольку длина вала $l_5 = 85$ мм, то шпонка общей длиной

$$l = l_p + b = 36 + 14 = 50 \text{ мм}$$

размещается на этом участке вала с запасом.

Для диаметра вала $d_7 = 55$ мм размеры шпонки:

$b = 16$ мм, $h = 10$ мм, $t_1 = 6$ мм, а ее рабочая длина определяется по формуле (6.3):

$$l_p = \frac{2T_2}{d_7(h-t_1)[\sigma]_{см}} = \frac{2 \cdot 283,3 \cdot 10^3}{55 \cdot (10-6) \cdot 100} = 25,8 \text{ мм.}$$

Поскольку длина вала $l_7 = 65$ мм, то шпонка общей длиной

$$l = l_p + b = 25,8 + 16 = 41,8 \text{ мм}$$

размещается на этом участке вала с запасом.

12.11. Расчет подшипников качения для валов редуктора

12.11.1. Расчет подшипников тихоходного вала

Посадочный диаметр под подшипник $d_6 = 50$ мм (рис. 15), а частота вращения $n_2 = 382,9 \text{ мин}^{-1}$, заданная долговечность $L_h = 10400$ час. По табл. П5 выбираем шариковый однорядный подшипник легкой серии 210. Для него динамическая грузоподъемность $C = 35,1$ кН, статическая грузоподъемность $C_0 = 19,8$ кН.

Наиболее нагруженным будет подшипник в опоре C , для которого и будем производить расчет, причем предположим наихудший случай – когда и осевую нагрузку F_a также воспринимает подшипник в опоре C .

Суммарная реакция R_C в опоре C от сил F_{t2} , F_{r2} и F_{a2} (в вертикальной и горизонтальной плоскостях) (п. 12.7):

$$R_C = \sqrt{(R_C^e)^2 + (R_C^g)^2} = \sqrt{162,5^2 + 1348,6^2} = 1358,4 \text{ Н.}$$

Полная реакция в точке C с учетом нагрузки от муфты (R_C^h) (рис. 12):

$$R_{C \text{ полн}} = R_C + R_C^h = 1358,4 + 4152,6 = 5511 \text{ Н} = 5,51 \text{ кН.}$$

Таким образом, полная радиальная нагрузка на подшипник составляет:

$$R_{C \text{ полн}} = F_{rC} = 5,51 \text{ кН.}$$

Поскольку данный подшипник работает при переменном режиме нагружения, то эквивалентная динамическая нагрузка P_E определяется (7.4):

$$P_E = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 \cdot L_1 + P_2^3 \cdot L_2}{L_1 + L_2}} \text{ Н,}$$

где P_1, P_2 – постоянная нагрузка на режимах работы соответствующих T и T' (по заданию $T' = 0,8T$).

$$t_{\text{сум}} = 8 \text{ час.}$$

$$t = 6 \text{ час.}$$

Данный подшипник нагружен осевой силой $F_{aC} = 635,5 \text{ Н}$.

$$\text{Отношение } \frac{F_{aC}}{C_0} = \frac{635,5}{19800} = 0,032.$$

По таблице 20 находим значение коэффициента осевого нагружения e : $e = 0,225$ (интерполируя).

При вращении внутреннего кольца коэффициент вращения $V = 1$.

$$\frac{F_{aC}}{VF_{rC}} = \frac{635,5}{1 \cdot 5510} = 0,115 < e = 0,225.$$

По таблице 20 определяем значение коэффициентов радиальной и осевой нагрузки: $X = 1, Y = 0$.

Поскольку подшипник работает при переменном режиме нагружения, то эквивалентная нагрузка на первом режиме нагружения, соответствующая максимальному моменту T (7.3):

$$P_1 = P_{r1} = F_{rC} \cdot V \cdot K_b \cdot K_T.$$

Коэффициент безопасности для редукторов $K_b = 1,4$.

Температурный коэффициент $K_T = 1$ при температуре в редукторе до 100°C .

$$P_1 = P_{r1} = 5510 \cdot 1 \cdot 1,4 \cdot 1 = 7,714 \text{ кН.}$$

На втором режиме нагружения (при $T' = 0,8T$):

$$P_2 = P_{r2} = 0,8 \cdot P_{r1} = 0,8 \cdot 7,714 = 6,17 \text{ кН.}$$

Продолжительность действия нагрузки при первом режиме нагружения L_{h1} (час.) и L_1 (млн. об):

$$L_{h1} = t \cdot \partial \cdot L = 6 \cdot 260 \cdot 5 = 7800 \text{ час.}$$

$$L_1 = \frac{60n_2 \cdot L_{h1}}{10^6} = \frac{60 \cdot 382,9 \cdot 7800}{10^6} = 179,2 \text{ млн.об.}$$

Продолжительность действия нагрузки при втором режиме нагружения L_{h2} (час) и L_2 (млн. об):

$$L_{h2} = t' \cdot \partial \cdot L = 2 \cdot 260 \cdot 5 = 2600 \text{ час.}$$

$$L_2 = \frac{60n_2 \cdot L_{h2}}{10^6} = \frac{60 \cdot 382,9 \cdot 2600}{10^6} = 59,7 \text{ млн.об.}$$

Эквивалентная динамическая нагрузка (7.4):

$$P_E = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 \cdot L_1 + P_2^3 \cdot L_2}{L_1 + L_2}} = \sqrt[3]{\frac{7,714^3 \cdot 179,2 + 6,17^3 \cdot 59,7}{179,2 + 59,7}} = 7,39 \text{ кН.}$$

Долговечность подшипника (7.1):

$$L_h = a_{23} \cdot \left(\frac{C}{P_E}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60n_2} = 0,75 \cdot \left(\frac{35,1}{7,39}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 382,9} = 3499 \text{ час.}$$

Необходимый ресурс не обеспечен, поэтому выбираем подшипник средней серии 310, для которого $C = 61,8$ кН (табл. П5).

Долговечность этого подшипника:

$$L_h = 0,75 \cdot \left(\frac{61,8}{7,39}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 382,9} = 19074 \text{ час.}$$

Необходимый ресурс обеспечен. Подшипник в опоре A выбирают таким же по технологическим соображениям, хотя он и менее нагружен.

12.11.2. Расчет подшипников быстроходного вала

Посадочный диаметр под подшипник $d_3 = 45$ мм (рис. 14), частота вращения $n_1 = 1455 \text{ мин}^{-1}$, $T_1 = 77,65 \text{ Н}\cdot\text{м}$, заданная долговечность $L_h = 10400$ час.

По табл. П5 выбираем подшипник средней серии 309. Для него динамическая грузоподъемность $C = 52,7 \text{ кН}$, статическая грузоподъемность $C_0 = 30,0 \text{ кН}$.

Продолжительность действия нагрузки при первом режиме нагружения $L_{h1} = 7800$ час. и $L_{h2} = L_1 = 2600$ час. и соответственно продолжительность действия нагрузки на первом режиме нагружения (млн.об):

$$L_1 = \frac{60n_1 \cdot L_{h1}}{10^6} = \frac{60 \cdot 1455 \cdot 7800}{10^6} = 681 \text{ млн.об,}$$

на втором

$$L_2 = \frac{60n_1 \cdot L_{h2}}{10^6} = \frac{60 \cdot 1455 \cdot 2600}{10^6} = 227 \text{ млн.об.}$$

В одноступенчатом редукторе реакции в опоре C' от действия сил в зацеплении одинаковые, т.е. $R_{C'} = R_C$, а реакции от воздействия муфты на концевых участках быстроходного и тихоходного валов разные. Воздействие от муфты на быстроходном валу*:

$$F_{M1} = 125 \sqrt{T_1} = 125 \sqrt{77,65} = 1001 \text{ Н.}$$

Эта сила действует в плоскости неопределенного направления.

Определение реакций от силы F_M в точке C' (рис. 17):

$$\Sigma M_{A'} = 0 \quad R_{C'}^H \cdot (a' + b') - F_{M1} \cdot (a' + b' + c') = 0$$

$$R_{C'}^H = \frac{F_{M1} \cdot (a' + b' + c')}{a' + b'} = \frac{1001(47,5 + 47,5 + 92,5)}{47,5 + 47,5} = 1976 \text{ Н.}$$

* Здесь выбрано максимальное значение численного коэффициента в расчетной формуле, что идет в запас долговечности подшипников (см. примечание на стр. 81).

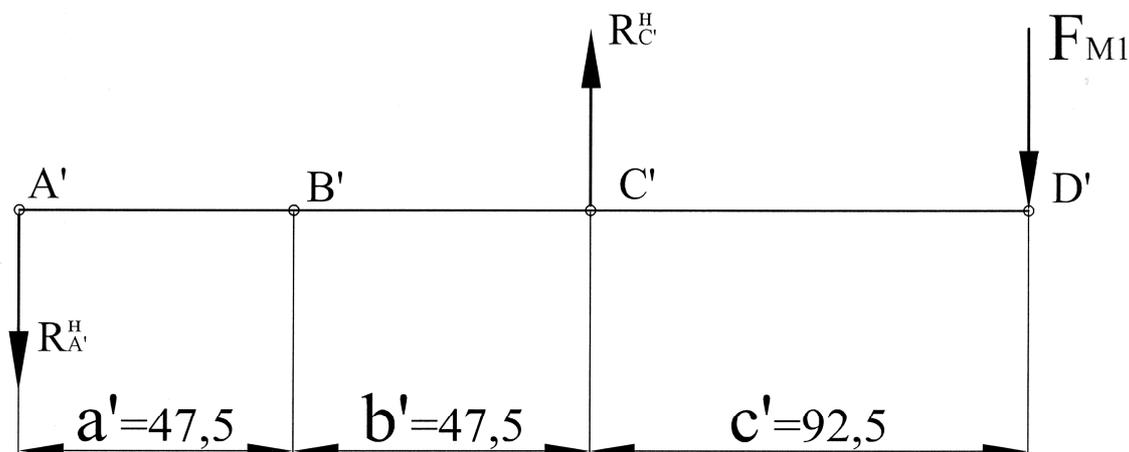


Рис. 17. Определение реакции в опоре C' быстроходного вала от муфты F_{M1}

Полная реакция в точке C' от сил в зацеплении и с учетом нагрузки от муфты $R_{C'}^H$ (рис. 12):

$$R_{C'полн} = R_C + R_{C'}^H = 1358,4 + 1976 = 3334,4 \text{ Н} = 3,334 \text{ кН}$$

$$F_{rC'} = R_{C'полн} = 3,334 \text{ кН.}$$

Эквивалентная динамическая нагрузка на первом режиме нагружения, соответствующем максимальному моменту T_1 (7.3):

$$P_1 = P_{r1} = F_{rC'} \cdot V \cdot K_\sigma \cdot K_T = 3,334 \cdot 1 \cdot 1,4 \cdot 1 = 4,67 \text{ кН.}$$

На втором режиме нагружения (при $T' = 0,8T$):

$$P_2 = P_{r2} = P_{r1} \cdot 0,9 = 4,67 \cdot 0,8 = 3,74 \text{ кН.}$$

Эквивалентная динамическая нагрузка:

$$P_E = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 \cdot L_1 + P_2^3 \cdot L_2}{L_1 + L_2}} = \sqrt[3]{\frac{4,67^3 \cdot 681 + 3,74^3 \cdot 227}{681 + 227}} = 4,53 \text{ кН.}$$

Долговечность подшипника (7.1):

$$L_h = a_{23} \cdot \left(\frac{C}{P_E}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60n_1} = 0,75 \cdot \left(\frac{52,7}{4,53}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1455} = 13514 \text{ час.}$$

$$L_h > L_{h\text{ зад}} = 10400 \text{ час.}$$

Необходимый ресурс обеспечен. Подшипник в опоре A' выбирается таким же по технологическим соображениям, хотя он и менее нагружен.

12.12. Второй этап эскизной компоновки редуктора

На этом этапе вычерчиваются валы, подшипники, крышки подшипников, уплотнения, уточняются размеры и конфигурация корпуса и крышки редуктора, назначаются посадки сопрягаемых деталей (табл. П.8).

12.13. Подбор муфт и расчет их рабочих элементов

12.13.1. Муфта МУВП для соединения быстроходного вала редуктора с валом электродвигателя

При предварительном проектировании эта муфта была уже подобрана по диаметру быстроходного вала $d_2 = 40$ мм.

Проверка на смятие резиновых упругих элементов (9.1):

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{D_1 \cdot l_{эм} \cdot z \cdot d_n} \leq [\sigma]_{см} \text{ МПа,}$$

где $T_1 = 77,65$ Н·м;

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 77,65 \cdot 10^3}{105 \cdot 28 \cdot 6 \cdot 14} = 0,63 \text{ МПа при } [\sigma]_{см} = 2 \dots 4 \text{ МПа.}$$

Длина втулки $l_{эм} = 28$ мм, количество пальцев $z = 6$, диаметр пальца $d_n = 14$ мм и диаметр $D_1 = 105$ мм выбираем по табл. П3.

Проверка пальцев на изгиб (9.2):

$$\sigma_{изг} = \frac{2T_1 \cdot 10^3 (0,5l_{эм} + B)}{D_1 \cdot z \cdot 0,1d_n^3} = \frac{2 \cdot 77,65 \cdot 10^3 (0,5 \cdot 28 + 5)}{105 \cdot 6 \cdot 0,1 \cdot 14^3} = 17 \text{ МПа}$$

при $[\sigma]_{изг} = 140 \dots 170$ МПа для пальцев, изготовленных из стали 40 (таблица 21).

12.13.2. Комбинированная муфта для соединения тихоходного вала редуктора с валом конвейера

Эта муфта также была предварительно выбрана по диаметру выходного конца тихоходного вала $d_5 = 45$ мм.

Проверка на смятие резиновых упругих элементов (9.1):

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{D_1 \cdot l_{эм} \cdot z \cdot d_n} = \frac{2 \cdot 283,3 \cdot 10^3}{130 \cdot 28 \cdot 8 \cdot 14} = 1,4 \text{ МПа при } [\sigma]_{см} = 2 \dots 4 \text{ МПа,}$$

где $l_{эм} = 28$ мм, количество пальцев $z = 8$, диаметр пальца $d_n = 14$ мм и диаметр $D_1 = 130$ мм выбраны по табл. ПЗ.

Проверка пальцев на изгиб (9.2):

$$\sigma_{изг} = \frac{2T_1 \cdot 10^3 (0,5l_{эм} + B)}{D_1 \cdot z \cdot 0,1d_n^3} = \frac{2 \cdot 283,3 \cdot 10^3 (0,5 \cdot 28 + 5)}{130 \cdot 8 \cdot 0,1 \cdot 14^3} = 37,7 \text{ МПа}$$

при $[\sigma]_{изг} = 140\text{--}170$ МПа для пальцев, изготовленных из стали 40 (таблица 21).

Определение диаметра штифта предохранительного устройства (9.3):

$$d_{шф} = \sqrt{\frac{8 \cdot 10^3 \cdot T_2 \cdot K}{\pi \cdot z \cdot D_1 \cdot \tau_{ср}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 10^3 \cdot 283,3 \cdot 1,25}{3,14 \cdot 1 \cdot 130 \cdot 400}} = 4,17 \text{ мм.}$$

Здесь диаметр расположения штифта принят таким же, как и диаметр расположения пальцев D_1 , хотя это и не обязательно.

$K = 1,25$ – коэффициент случайных колебаний нагрузки;

z – число штифтов, обычно $z = 1$, реже $z = 2$;

$\tau_{ср}$ – предел прочности материала штифта на срез; для стали 45 $\tau_{ср} = 400$ МПа.

Полученный по расчету диаметр штифта округляем до 4,5 мм.

13. РАСЧЕТ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Расчет болтовых соединений рассмотрим на примере расчета стяжных болтов подшипниковых узлов редуктора. Эти болты воспринимают силы, возникающие в работающей передаче, и предотвращают раскрытие стыка между корпусом и крышкой редуктора.

Рассчитаем стяжные болты для соединения корпуса с крышкой редуктора (см. пример 3.2).

Наибольшие нагрузки возникают на тихоходном валу. Величина этих нагрузок определена в п. 12.7 при расчете подшипников. Наиболее нагруженной является опора C . Для соединения корпуса редуктора и крышки в опоре C предусмотрено два стяжных болта. Наихудший случай нагружения болтов будет тогда, когда направление нагрузки от муфты R_C^H совпадет с вертикальным направлением нагрузки от сил в зацеплении (R_C^6), т.е.:

$$R_{C\text{полн}} = R_C^6 + R_C^H = 1348,6 + 4152,6 = 5501,2 \approx 5500 \text{ Н.}$$

$R_C^6 = 1348,6 \text{ Н}$ – вертикальная составляющая в точке C от сил в зацеплении определена в п. 12.7.2, а нагрузка от муфты $R_C^H = 4152,6 \text{ Н}$ – в п. 12.7.3.

Внешняя сила, приходящаяся на один болт F_1 :

$$F_1 = \frac{R_{C\text{полн}}}{2} = \frac{5500}{2} = 2750 \text{ Н.}$$

Сила предварительной затяжки болта

$$F_{\text{зат}} = K_{\text{зат}} \cdot F_1 = 1,6 \cdot 2750 = 4400 \text{ Н.}$$

Расчетная нагрузка на болт составляет:

$$F_{\text{расч}} = 1,3F_{\text{зат}} + \lambda F_1 = 1,3 \cdot 4400 + 0,25 \cdot 2750 = 6408 \text{ Н,}$$

где $K_{\text{зат}} = 1,25 \dots 2$ – коэффициент затяжки болтов при постоянной нагрузке, учитывающий запас плотности стыка;

$\lambda = 0,2 \text{--} 0,3$ – коэффициент внешней нагрузки для стыков без прокладок;

1,3 – коэффициент, учитывающий напряжение кручения от сил трения в резьбе при затяжке болта.

Выбираем для изготовления болтов сталь 45 с $\sigma_s = 620$ МПа; $\sigma_T = 395$ МПа.

Для болтов из углеродистой стали допускаемое напряжение на растяжение:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[S]} = \frac{395}{4} = 99 \text{ МПа,}$$

где $[S] = 4$ – запас прочности при неконтролируемой затяжке и постоянной нагрузке.

Внутренний диаметр резьбы d_1 :

$$d_1 = \sqrt{\frac{F_{расч}}{\frac{\pi}{4}[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6408}{3,14 \cdot 99}} = 9,08 \text{ мм.}$$

По диаметру d_1 из таблицы 24 выбираем болт с резьбой М12.

Таблица 24

Размеры метрической резьбы, мм

Номинальный диаметр резьбы d	Резьба с крупным шагом P		Резьба с мелким шагом P	
	P	d_1	P	d_1
6	1	4,918	0,75	5,188
8	1,25	6,647	1,0	6,918
10	1,5	8,376	1,25	8,647
12	1,75	10,106	1,25	10,647
14	2	11,835	1,5	12,376
16	2	13,835	1,5	14,376
18	2,5	15,294	1,5	16,376
20	2,5	17,294	1,5	18,376
22	2,5	19,294	1,5	20,376
24	3	20,752	2	21,835

14. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОТКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ

14.1. Расчет и проектирование клиноременных передач

Ременные передачи являются быстроходными, поэтому в приводах их применяют для передачи движения от электродвигателя к быстроходному валу редуктора. В современных приводах наибольшее распространение имеют клиноременные передачи (рис. 18).

Исходными данными для расчета являются: передаваемая мощность на ведущем шкиве P_1 , частота вращения малого шкива n_1 и передаточное число U .

Расчет клиноременной передачи удобно вести в следующей последовательности.

1. По графику (рис. 19) выбрать сечение ремня в зависимости от передаваемой мощности P_1 , кВт, и частоты вращения малого шкива n_1 , мин⁻¹, нормального сечения.

2. По таблице 25 выбрать минимальное значение диаметра малого шкива d_1 .

Таблица 25

Минимальное значение диаметров малых шкивов

Обозначение сечения ремня	Нормального сечения				Узкого сечения		
	A	B	C	D	SPA	SPB	SPC
Вращающий момент, Н·м	15–60	50–150	120–550	450–2000	90–400	300–2000	> 1500
$d_{1 \min}$, мм	90	125	200	315	90	140	224

При этом необходимо иметь в виду, что долговечность передачи в значительной степени зависит от диаметра меньшего шкива, поэтому при расчете передачи лучше выбирать не минимальное значение d_1 , мм, а последующее значение из стандартного ряда:

$$d_{1,2} = 63; 71; 80; (85); 90; (95); 100; (106); 112; (118); 125; (132); 140; (150); 160; (170); 180; (190); 200; (212); 224; (236); 250; (265); 280; (300) 315; (335); 355; (375); 400; (425); 450; (475); 500; \dots \text{ мм} \quad (14.1)$$

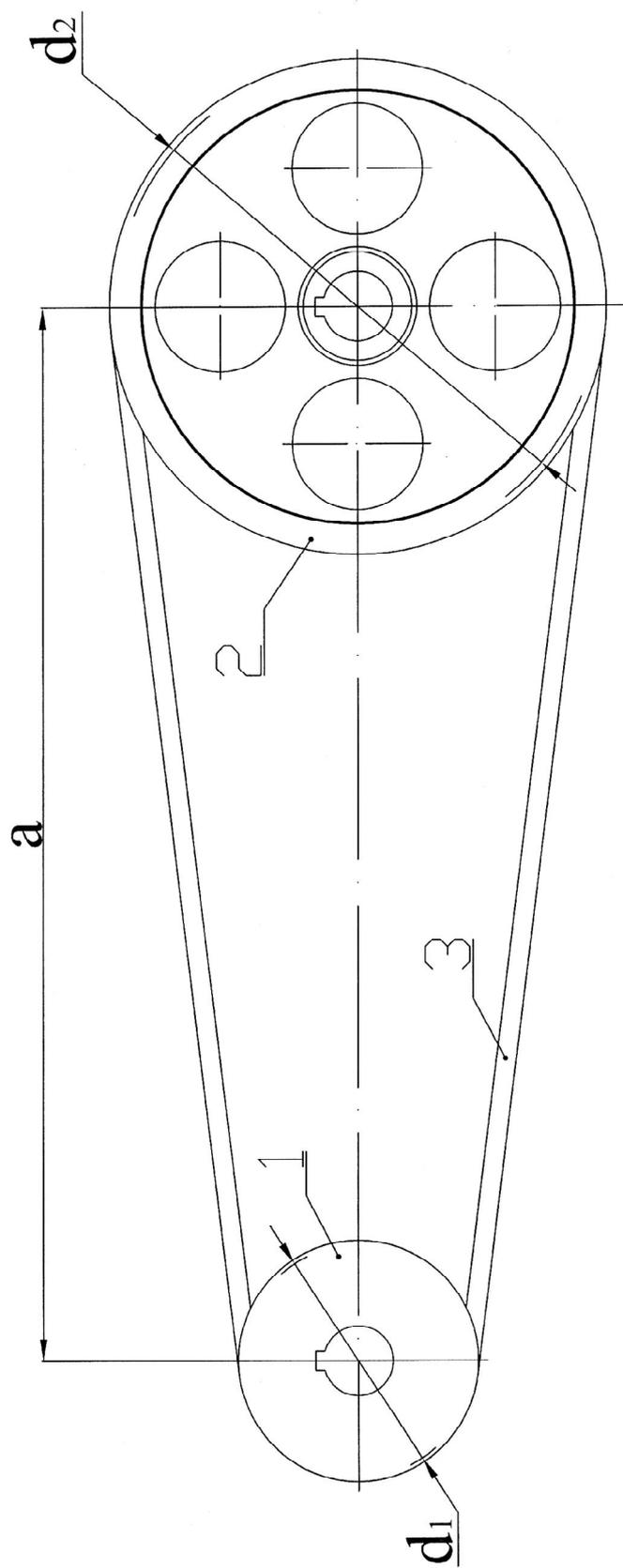


Рис. 18. Передача клиноременная:
1 – малый шкив; 2 – большой шкив; 3 – ремень

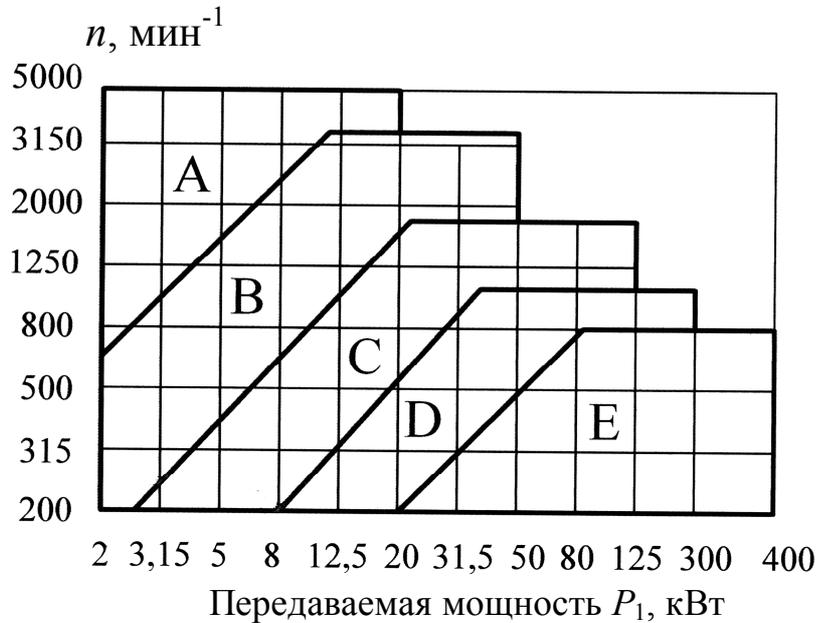


Рис. 19. Выбор сечения клинового ремня нормального сечения

Размеры, указанные в скобках, применяются в технически обоснованных случаях.

3. Определить диаметр большего шкива d_2 :

$$d_2 = d_1 \cdot U \text{ мм.} \quad (14.2)$$

Полученное значение d_2 необходимо округлить до стандартного значения из ряда (14.1).

4. Определить фактическое передаточное число U' :

$$U' = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}; \quad \Delta U = \frac{U-U'}{U} \cdot 100\% \leq \pm 5\%; \quad (14.3)$$

$\xi = 0,01-0,02$ – коэффициент скольжения при нормальном режиме работы.

5. Найти ориентировочные значения минимального a_{\min} , максимального a_{\max} и среднего a_{cp} межосевого расстояния:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h \text{ мм;} \\ a_{\max} = 2(d_1 + d_2) \text{ мм;} \quad (14.4)$$

$$a_{cp} = \frac{a_{\min} + a_{\max}}{2} \text{ мм,}$$

где h – высота сечения ремня, мм (выбирается по таблице 35).

Предварительно необходимо выбрать значение a , близкое к значению a_{cp} .

6. Определить расчетную длину ремня l_p' :

$$l_p' = 2a_{cp} + 0,5 \pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \text{ мм.} \quad (14.5)$$

Полученное значение l' (мм) следует округлить до стандартного значения из следующего ряда:

$$l = 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; \\ 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; \\ 2800; 3150; 3550; 4000; 4500; \dots \text{ мм} \quad (14.6)$$

7. Определить уточненное значение межосевого расстояния a :

$$a = 0,125 \{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \\ + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \} \text{ мм.} \quad (14.7)$$

8. Определить угол обхвата ремнем малого шкива α_1° :

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}. \quad (14.8)$$

Угол α_1° должен быть более 120° .

9. Определить скорость ремня V :

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} \text{ м/с} \quad (14.9)$$

10. Определить частоту пробегов ремня Π :

$$\Pi = \frac{V}{l} \text{ с}^{-1}, \quad (14.10)$$

причем для клиновых ремней $[\Pi] \leq 20 \text{ с}^{-1}$.

Если частота пробегов ремня Π оказывается больше допустимого значения, то выбирают большую длину ремня из ряда (14.6) и находят новое значение межосевого расстояния a .

Выполнение условия $\Pi \leq [\Pi]$ обеспечивает долговечность ремней.

11. Определить допускаемую мощность, передаваемую одним ремнем с учетом условий эксплуатации:

$$[P] = \frac{P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_U}{C_p} \text{ кВт}, \quad (14.11)$$

где P_0 – номинальная мощность, передаваемая одним ремнем в условиях типовой передачи (т.е. $\alpha_1 = 180^\circ$; $U = 1$) при спокойной нагрузке и базовой длине ремня L_0 , которую выбирают по таблице 26 для клиновых ремней нормального сечения, а по таблице 27 – для клиновых ремней узкого сечения.

Таблица 26

Номинальная мощность (P_0 , кВт), передаваемая одним клиновым ремнем нормального сечения

Сечение ремня	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Скорость ремня V , м/с				
		5	10	15	20	25
A ($L_0 = 1700$ мм)	90	0,84	1,39	1,75	1,88	–
	100	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29
	112	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82
	125	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27
B ($L_0 = 2240$ мм)	125	1,39	2,26	2,80	–	–
	140	1,61	2,70	3,45	3,83	–
	160	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
	180	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76
C ($L_0 = 3750$ мм)	200	2,77	4,59	5,80	6,33	–
	224	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95
	250	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60
	280	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1

Таблица 27

Номинальная мощность (P_0 , кВт), передаваемая одним клиновым ремнем узкого сечения

Сечение ремня	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Скорость ремня V , м/с			
		5	10	15	20
SPA ($L_0 = 2500$ мм)	90	1,56	2,57	–	–
	100	1,89	3,15	4,04	4,46
	112	2,17	3,72	4,88	5,61
SPB ($L_0 = 3550$ мм)	140	2,95	5,00	6,37	–
	160	3,54	5,98	7,88	9,10
	180	3,80	6,70	9,05	10,6
SPC ($L_0 = 5600$ мм)	250	6,05	10,60	12,0	16,60
	280	6,60	11,50	15,1	18,70

C_α – коэффициент угла обхвата; его выбирают по таблице 28 в зависимости от угла обхвата α_1 малого шкива:

Таблица 28

Значение C_α для клиновых ремней

α_1°	180	170	160	150	140	130	120	110
C_α	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78

C_l – коэффициент длины ремня, который учитывает влияние на долговечность действительной длины ремня l по отношению к базовой длине L_0 . Его выбирают по таблице 29.

Таблица 29

Значение коэффициента длины ремня C_l

Отношение $\frac{l}{L_0}$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
Для клинового ремня нормального сечения	0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07	1,10
Для клинового ремня узкого сечения	0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06	1,08

C_U – коэффициент передаточного числа U ; его выбирают по таблице 30.

Таблица 30

Значение коэффициента передаточного числа C_U

U	1	1,2	1,4	1,8	2,5 и выше
C_U	1,0	1,07	1,1	1,12	1,14

C_p – коэффициент режима работы; его выбирают по таблице 31.

Таблица 31

Режим работы	Легкий	Средний	Тяжелый	Весьма тяжелый
C_p	1,0–1,2	1,1–1,3	1,3–1,5	1,5–1,7

Работа ленточных конвейеров относится к легким режимам; работа цепных конвейеров – к средним режимам; винтовых и

скребковых – к тяжелым; экскаваторы, прессы, молоты работают в весьма тяжелом режиме.

12. Определить необходимое число ремней:

$$Z = \frac{P_1}{[P] \cdot C_z}, \quad (14.12)$$

где C_z – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между ремнями; его выбирают по таблице 32.

Таблица 32

Предполагаемое число ремней	1	2–3	4–5	6–7
C_z	1	0,95	0,9	0,85

Примечание. Более 7 ремней применять не рекомендуется из-за их различной длины и неравномерности нагружения.

13. Определить силу F_0 предварительного натяжения ремней передачи:

$$F_0 = 750 \cdot \frac{P_1 \cdot C_P}{V \cdot C_\alpha} + Z \cdot q \cdot V^2 \text{ Н}, \quad (14.13)$$

где q – масса 1 метра ремня, кг/м; ее выбирают по таблице 33.

Таблица 33

Масса 1 м длины ремня q (кг/м) различных типов ремней

Нормальное сечение					Узкое сечение		
<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>SPA</i>	<i>SPB</i>	<i>SPC</i>
0,1	0,18	0,30	0,62	0,90	0,12	0,20	0,37

14. Определить силу, действующую на валы:

$$F_r = 2F_0 \cdot \sin \left(\frac{\alpha_1}{2} \right) \text{ Н}, \quad (14.14)$$

где α_1° – угол обхвата ремнем малого шкива.

15. Ширину шкивов для клиновых ремней выбирать из таблицы 34.

Таблица 34

Ширина клиновых шкивов B , мм

Сечение ремня	Ширина B при числе ремней					6
	1	2	3	4	5	
А	20	35	50	65	80	95
В	25	44	63	82	101	120
С	34	59	85	101	136	162

16. Проверка прочности клинового ремня.

Максимальное напряжение в сечении ремня, набегающего на ведущий шкив определяют по формуле:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{II} + \sigma_V \leq [\sigma]_p \text{ МПа.} \quad (14.15)$$

Напряжение в ведущей ветви ремня σ_1 складывается из напряжения от предварительного натяжения и полезного напряжения:

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{Z \cdot A} + \frac{F_t}{2A \cdot Z} \text{ МПа,} \quad (14.16)$$

где $F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1}$ – окружная сила на шкиве, Н; T_1 – Н·м; d_1 – мм;

Z – число ремней;

A – площадь поперечного сечения ремня, мм²; определяют по таблице 35.

Таблица 35

Размеры приводных клиновых ремней

Тип ремня	Сечение	Площадь сечения A , мм ²	Высота сечения ремня h , мм
Нормального сечения	А	81	8
	В	138	11
	С	230	14
	Д	476	19
	Е	692	23,5
Узкого сечения	SPA	93	10
	SPB	159	13
	SPC	278	18

Напряжение изгиба определяют по формуле:

$$\sigma_{II} = E_{II} \frac{h}{d_1} \text{ МПа,} \quad (14.17)$$

где h – высота сечения ремня, мм; ее выбирают по таблице 35.

Модуль продольной упругости при изгибе для прорезиненных ремней.

$$E_H = 80\text{--}100 \text{ МПа.}$$

Напряжение от центробежной силы:

$$\sigma_V = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6} \text{ МПа.} \quad (14.18)$$

Плотность материала клиновых ремней:

$$\rho = 1100\text{--}1250 \text{ кг/м}^3.$$

Допускаемое напряжение растяжения для клиновых ремней принимают:

$$[\sigma]_p = 10 \text{ МПа.}$$

Если условие $\sigma_{\max} \leq [\sigma]_p$ не удовлетворяется, то необходимо или увеличить выбранный в пункте 2 диаметр меньшего шкива, или принять большее сечение ремня, или увеличить число ремней и повторить расчет.

14.1.1. Пример расчета клиноременной передачи (п. 3.1)

Рассчитать клиноременную передачу по следующим данным*:

$$P_1 = P_{\text{эл. двиг. потр.}} = 2,46 \text{ кВт}$$

$$n_1 = n_{\text{эл. двиг.}} = 1410 \text{ мин}^{-1}$$

$$U_{\text{кл. рем}} = 3$$

$$T_1 = T_0 = 16,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

1. По графику рис. 19 выбираем ремень нормального сечения в зависимости от мощности $P_1 = 2,46 \text{ кВт}$ и частоты вращения малого шкива $n_1 = 1410 \text{ мин}^{-1}$. Выбираем ремень сечения *A*.

* При расчете клиноременной передачи частота вращения малого шкива n_1 соответствует частоте вращения вала электродвигателя, т.е. $n_1 = n_0$; мощность на малом шкиве P_1 равна потребной мощности на валу электродвигателя $P_{\text{эл. двиг. потр.}}$; вращающий момент на малом шкиве T_1 соответствует вращающему моменту на валу электродвигателя T_0 .

2. По таблице 25 минимальное значение диаметра меньшего шкива для передачи вращающего момента $T_1 = 16,7$ Н·м ремнем сечения A :

$$d_1 = 90 \text{ мм.}$$

В соответствии с рекомендациями п. 2 выбираем стандартное значение $d_1 = 100$ мм.

3. Диаметр большего шкива d_2 (14.2):

$$d_2 = d_1 \cdot U_{\text{кл. рем}} = 100 \cdot 3 = 300 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $d_2 = 300$ мм (14.1).

4. Фактическое передаточное число U' (14.3):

$$U' = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} = \frac{300}{100(1-0,015)} = 3,05;$$

$$\Delta U = \frac{3-3,05}{3} \cdot 100\% = -1,7\%,$$

что находится в допустимых пределах $\Delta U = \pm 5\%$.

5. Ориентировочное значение минимального и максимального межосевого расстояния (14.4):

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h = 0,55(100 + 300) + 8 = 228 \text{ мм,}$$

где высота ремня $h = 8$ выбрана из таблицы 35.

$$a_{\max} = 2(d_1 + d_2) = 2(100 + 300) = 800 \text{ мм.}$$

Среднее значение межосевого расстояния:

$$a_{\text{cp}} = \frac{228 + 800}{2} = 514 \text{ мм.}$$

Выбираем значение межосевого расстояния, близкое к среднему: $a \approx 510$ мм.

6. Находим расчетную длину ремня l_p' :

$$\begin{aligned} l_p' &= 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 510 + 0,5 \cdot 3,14(300 + 100) + \frac{(300 - 100)^2}{4 \cdot 510} = 1667,6 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Принимаем стандартное значение длины ремня $l = 1600$ мм (14.6).

7. Уточненное значение межосевого расстояния:

$$a = 0,125 \{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \} =$$

$$= 0,125 \{ 2 \cdot 1600 - 3,14(300 + 100) +$$

$$+ \sqrt{[2 \cdot 1600 - 3,14(300 + 100)]^2 - 8(300 - 100)^2} \} = 475,5 \text{ мм.}$$

8. Угол обхвата ремнем малого шкива α_1 (14.8):

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{300 - 100}{475,5} = 156^\circ.$$

Угол $\alpha_1^\circ > 120^\circ$.

9. Скорость ремня V , м/с (14.9):

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 1410}{60 \cdot 1000} = 7,38 \text{ м/с.}$$

10. Частота пробегов ремня Π (14.10):

$$\Pi = \frac{V}{l} = \frac{7,38}{1,6} = 4,6 \text{ с}^{-1}.$$

При $[\Pi] \leq 20 \text{ с}^{-1}$.

11. Допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем с учетом условий эксплуатации (14.11):

$$[P] = \frac{P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_U}{C_P} \text{ кВт,}$$

где $P_0 = 1,27$ кВт – номинальная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем сечения A (выбрана по таблице 26, интерполируя);

коэффициент угла обхвата $C_\alpha = 0,94$ (выбран по таблице 28, интерполируя);

коэффициент длины ремня C_l выбран по таблице 29. Для клинового ремня сечения A базовая длина ремня $L = 1700$ мм;

отношение $\frac{l_p}{L_o} = \frac{1600}{1700} = 0,95$ и $C_l = 0,98$ (интерполируя);

коэффициент передаточного числа C_U выбран по таблице 30 в зависимости от U : при $U = 3$ $C_U = 1,14$;
 коэффициент режима работы C_p для приводов ленточных конвейеров можно принимать $C_p = 1,0$ (легкий режим работы) (таблица 31).

С учетом выбранных коэффициентов

$$[P] = \frac{1,27 \cdot 0,94 \cdot 0,98 \cdot 1,14}{1,0} = 1,33 \text{ кВт.}$$

12. Необходимое число ремней (14.12):

$$Z = \frac{P_1}{[P] \cdot C_z} = \frac{2,46}{1,33 \cdot 0,95} = 1,95,$$

где коэффициент неравномерности распределения нагрузки между ремнями $C_z = 0,95$ выбран по таблице 32.

Принимаем $Z = 2$.

13. Сила предварительного натяжения ремней передачи (14.13):

$$F_0 = 750 \cdot \frac{P_1 \cdot C_p}{V \cdot C_\alpha} + Z \cdot q \cdot V^2 = 750 \cdot \frac{2,46 \cdot 1,0}{7,38 \cdot 0,94} + 2 \cdot 0,1 \cdot 7,38^2 = 276,5 \text{ Н,}$$

где $q = 0,1$ кг/м – масса 1 метра ремня (выбрана по таблице 33).

14. Сила, действующая на валы (14.14):

$$F_r = 2F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 276,5 \cdot \sin\left(\frac{156^\circ}{2}\right) = 540,9 \text{ Н.}$$

15. Ширину шкивов для клиновых ремней выбираем по таблице 34 в зависимости от сечения и числа ремней: $B = 35$ мм.

16. Проверка прочности клинового ремня.

Максимальное напряжение в сечении ремня, набегающего на ведущий шкив (14.15):

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_H + \sigma_V \leq [\sigma]_p \text{ МПа.}$$

Напряжение в ведущей ветви ремня (14.16):

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{Z \cdot A} + \frac{F_t}{2A \cdot Z} \text{ МПа.}$$

Окружная сила на шкиве:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 16,7}{100} = 334 \text{ Н};$$

$$T_1 = 16,7 \text{ Н}\cdot\text{м}; d_1 = 100 \text{ мм}.$$

Площадь поперечного сечения ремня $A = 81 \text{ мм}^2$ определяем по таблице 35.

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{Z \cdot A} + \frac{F_t}{2A \cdot Z} = \frac{276,5}{2 \cdot 81} + \frac{334}{2 \cdot 81 \cdot 2} = 2,73 \text{ МПа}.$$

Напряжение изгиба:

$$\sigma_{II} = E_{II} \frac{h}{d_1} = 80 \frac{8}{100} = 6,4 \text{ МПа}.$$

Напряжение от центробежной силы:

$$\sigma_V = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6} = 1200 \cdot 7,38^2 \cdot 10^{-6} = 0,065 \text{ МПа}.$$

Максимальное напряжение:

$$\sigma_{\max} = 2,73 + 6,4 + 0,065 = 9,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\max} < [\sigma]_p = 10 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

14.2. Расчет и проектирование цепных передач с роликовой цепью (рис. 19)

Расчет цепных передач с роликовой цепью удобно вести в следующей последовательности.

1. Определить число зубьев ведущей звездочки Z_1 . Оно определяется по таблице 36 либо путем расчета (формула 14.19):

$$Z_1 = 31 - 2U. \quad (14.19)$$

Таблица 36

Число зубьев Z_1 ведущей звездочки

Тип цепи	Передаточное число				
	1÷2	2÷3	3÷4	4÷5	5÷6
Роликовая	30–27	27–25	25–23	23–21	21–17

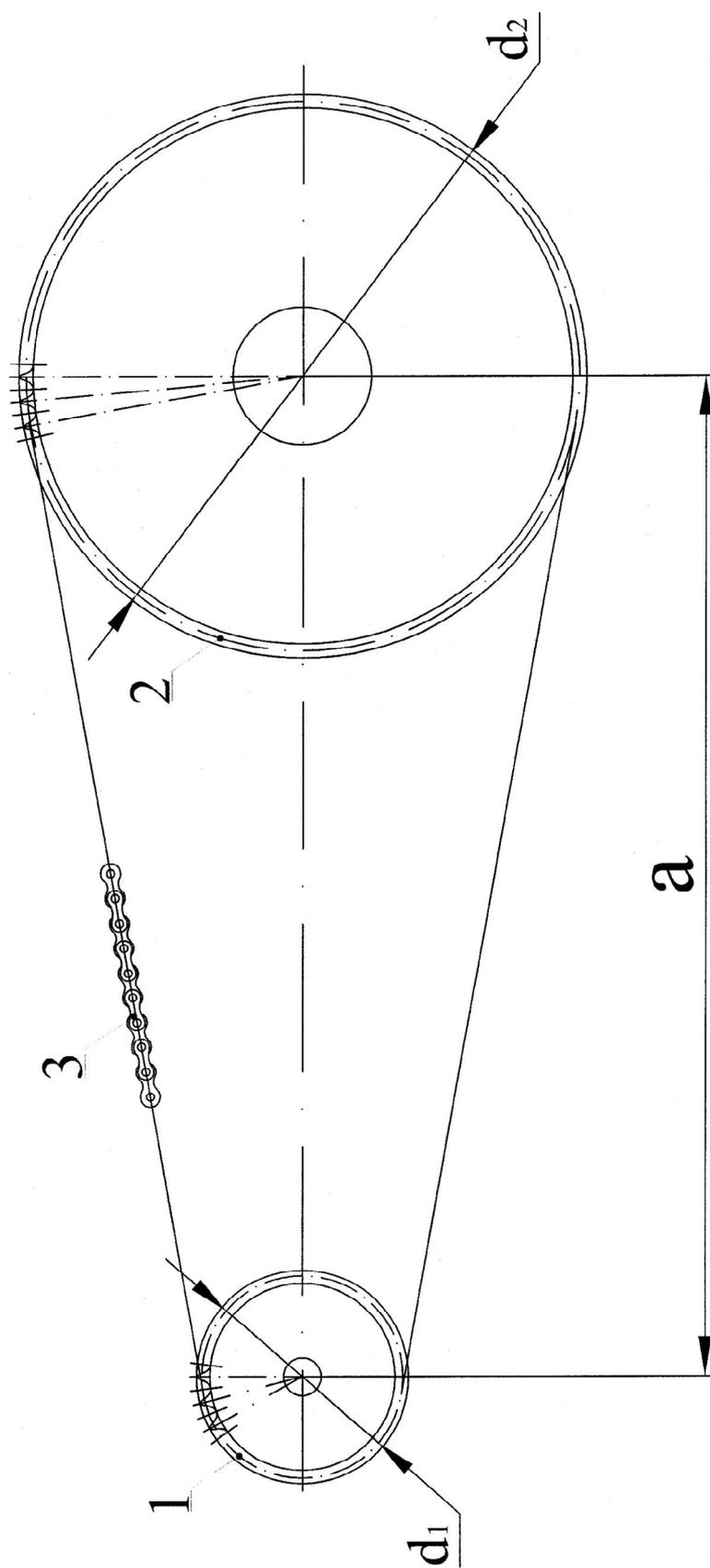


Рис. 19. Передача цепная:

1 – звездочка малая; 2 – звездочка большая; 3 – цепь

Полученное значение необходимо округлить до целого числа. Минимальное значение $Z_1 = 17$ зубьев. Для равномерного изнашивания цепи желательно принимать Z_1 нечетным числом.

2. Определить число зубьев большой звездочки:

$$Z_2 = Z_1 \cdot U \quad (\text{округлить до целого числа}). \quad (14.20)$$

Максимальное значение числа зубьев большой звездочки:

$$Z_{2 \max} = 100 \dots 120 \text{ зубьев.}$$

3. Определить фактическое передаточное число:

$$U' = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (14.21)$$

Отклонение от заданного: $\Delta U = \frac{U - U'}{U} \cdot 100\%$ (допускаемое отклонение $\pm 3\%$).

4. Выбрать приводную роликую однорядную цепь с соответствующим шагом P_u в зависимости от передаваемой мощности P , кВт, и частоты вращения малой звездочки n_1 , мин^{-1} , по таблице 37.

Таблица 37

Параметры приводных однорядных роликковых цепей

Приводные роликковые однорядные цепи типа ПР (ГОСТ 13568-75)	Допускаемые значения передаваемой мощности [P], кВт при частоте вращения ведущей звездочки n_1 , мин^{-1} и $Z_1 = 25$ зубьев					
	50	200	400	600	800	1000
Пр-9,525-9100	0,18	0,62	1,11	1,52	1,87	2,19
Пр-12,7-10000-1	0,20	0,69	1,24	1,69	2,08	2,43
Пр-12,7-9000-2	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42
Пр-12,7-18200-1	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52
Пр-12,7-18200-2	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74
Пр-15,875-23000-1	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34
Пр-15,875-23000-2	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63
Пр-19,05-31800	1,41	4,80	8,38	11,40	13,50	15,30
Пр-25,4-60000	3,20	11,0	19,0	25,70	31,0	35,0
Пр-31,75-89000	5,83	19,30	32,0	42,0	49,0	55,0
Пр-38,1-127000	10,50	35,0	58,0	76,0	89,0	99,0
Пр-44,45-172400	14,70	44,0	71,0	88,0	101	-

Примечание. В обозначении цепи указан шаг P_u , мм, статическая разрушающая нагрузка F_p , Н и габарит по ширине (1 или 2).

По таблице 38 определить допускаемое давление $[p_u]$ в шарнирах роликов выбранной цепи (при необходимости интерполировать).

Таблица 38

Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей $[p_u]$, Н/мм²

Шаг цепи P_u , мм	При частоте вращения ведущей звездочки n_1 , об/мин					
	50	200	400	600	800	1000
12,7; 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5
19,05; 25,4	35	30	26	23,5	21	19
31,75; 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5
44,45	35	26	21	17,5	15	–

5. Определить коэффициент эксплуатации:

$$K_э = K_д \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_c \cdot K_{рег} \cdot K_{реж}, \quad (14.22)$$

где $K_д$ – коэффициент динамической нагрузки, который выбирают в зависимости от условий работы.

- При равномерной нагрузке (например, ленточные или цепные конвейеры) $K_д = 1$;
- при неравномерной или толчкообразной нагрузке (например, скребковый конвейер) $K_д = 1,2 - 1,5$.

K_a – коэффициент, учитывающий длину цепи (межосевое расстояние), при $a = (30 \dots 50)P_u$ $K_a = 1$;

K_n – коэффициент, зависящий от угла наклона передачи к горизонту:

- $K_n = 1$ при угле наклона передачи к горизонту менее 60° ;
- $K_n = 1,25$ при угле наклона передачи к горизонту $60-90^\circ$.

K_c – коэффициент, зависящий от способа смазывания.

- $K_c = 0,8$ при непрерывном смазывании (например, в масляной ванне);
- $K_c = 1,0$ при капельной смазке;
- $K_c = 1,3$ при периодическом смазывании (замена внутришарнирной консистентной смазки через 120–180 час. работы) и при работе в условиях запыленного производства;

$K_{рег}$ – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи:

- $K_{рег} = 1,0$ при регулировании натяжения цепи перемещением оси одной из звездочек;
- $K_{рег} = 1,1$ при регулировании натяжения цепи оттяжными звездочками или нажимными роликами;
- $K_{рег} = 1,15$ при периодическом регулировании;
- $K_{рег} = 1,25$ при отсутствии регулирования натяжения цепи.

$K_{реж}$ – коэффициент, учитывающий режим работы передачи:

- $K_{реж} = 1,0$ при односменной работе;
- $K_{реж} = 1,25$ при двухсменной работе;

6. Определить предварительное значение шага цепи P_u .

Предварительно шаг цепи определяют по формуле:

$$P_u \geq 28 \sqrt[3]{\frac{K_э \cdot T_1}{K_{ряд} Z_1 \cdot [p]_u}} \text{ мм}, \quad (14.23)$$

где $K_{ряд}$ – коэффициент числа рядов:

- $K_{ряд} = 1$ – для однорядных цепей;
- $K_{ряд} = 1,75$ – для двухрядных цепей.

После этого производят окончательный выбор цепи по мощности P , кВт и допускаемому давлению $[p]_u$.

7. Определить делительные диаметры ведущей и ведомой звездочек:

$$d_1 = \frac{P_u}{\sin \frac{180^\circ}{Z_1}} \text{ мм}; \quad (14.24)$$

$$d_2 = \frac{P_u}{\sin \frac{180^\circ}{Z_2}} \text{ мм}. \quad (14.25)$$

8. Определить диаметры выступов ведущей и ведомой звездочек:

$$D_{e1} = P_u \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z_1} + 0,5 \right) \text{ мм}; \quad (14.26)$$

$$D_{e2} = P_u \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z_2} + 0,5 \right) \text{ мм}. \quad (14.27)$$

9. Определить диаметры окружности впадин ведущей и ведомой звездочек:

$$D_{i1} = d_1 - d_p \text{ мм}; \quad (14.28)$$

$$D_{i2} = d_2 - d_p \text{ мм}, \quad (14.29)$$

где d_p – диаметр ролика цепи (выбирают по таблице 39).

Таблица 39

Размеры и параметры приводных роликовых однорядных цепей

Обозначение цепи	Шаг цепи P_u , мм	Диаметр ролика d_p , мм	Диаметр оси ролика d , мм	Длина втулки цепи $B_{вн}$, мм	Масса 1 м цепи q , кг/м
Пр-9,525-9100	9,525	6,36	3,28	5,72	0,45
ПР-12,7-10000-1	12,7	7,75	3,66	5,80	0,30
ПР-12,7-9000-2	12,7	7,75	3,66	5,80	0,35
ПР-12,7-18200-1	12,7	8,51	4,45	8,90	0,65
ПР-12,7-18200-2	12,7	8,51	4,45	11,30	0,75
ПР-15,875-23000-1	15,875	10,16	5,08	10,11	0,80
ПР-15,875-23000-2	15,875	10,16	5,08	13,28	1,0
ПР-19,05-31800	19,05	11,91	5,94	17,75	1,9
ПР-25,4-60000	25,4	15,88	7,92	22,61	2,6
ПР-31,75-89000	31,75	19,05	9,53	27,46	3,8
ПР-38,1-127000	38,1	22,23	11,10	35,46	5,5
ПР-44,45-172400	44,45	25,40	12,70	37,19	7,5

10. Определить окружную силу, передаваемую цепью:

$$F_t = \frac{T_1 \cdot 2 \cdot 10^3}{d_1} \text{ Н}. \quad (14.30)$$

11. Определить давление в шарнирах цепи p_u и сравнить с допускаемыми значениями:

$$p_u = \frac{F_t \cdot K_\vartheta}{d \cdot B_{вн}} \leq [p]_u, \quad (14.31)$$

где диаметр оси роликовой цепи d и длину втулки $B_{вн}$ выбирают по таблице 39.

Если условие $p_u \leq [p]_u$ не удовлетворяется, то необходимо повторить расчет, либо увеличив число зубьев ведущей звездочки Z_1 , либо выбрав цепь с большим шагом P_u , либо увеличив число рядов цепи.

12. Определить предварительное значение межосевого расстояния:

$$a' = (30 \div 50)P_{\psi} \text{ мм.} \quad (14.32)$$

13. Определить длину цепи, выраженной в шагах или числом звеньев цепи:

$$L_p' = \frac{2a'}{P_{\psi}} + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{P_{\psi}}{a'}. \quad (14.33)$$

Полученное значение необходимо округлить до целого четного числа L_p .

14. Определить уточненное значение межосевого расстояния:

$$a = \frac{P_{\psi}}{4} \left[L_p' - \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \sqrt{\left(L_p' - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \text{ мм.} \quad (14.34)$$

Для свободного провисания цепи рекомендуется уменьшить межосевое расстояние на $0,003a$ и принять окончательное значение a мм, округлив его до целого числа.

15. Определить натяжение от силы тяжести свободной ветви цепи:

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q \cdot g, \quad (14.35)$$

где K_f – коэффициент провисания, зависящий от расположения передачи:

- $K_f = 1$ при вертикальном расположении передачи;
- $K_f = 3$ при угле наклона передачи меньше 45° ;
- $K_f = 6$ при горизонтальном расположении передачи.

q , кг/м – погонная масса 1 метра цепи. Выбирают по таблице 39.

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2.$$

16. Определить нагрузку на валы¹:

$$F_e = K_e \cdot F_t + 2F_0 \text{ Н,} \quad (14.36)$$

где K_e – коэффициент нагрузки вала:

¹ Примечание: нагрузку на валы можно определить также и по приближенной формуле $F_e \cong 1,15 F_t$ (Н)

- $K_g = 1,15$ при угле наклона передачи меньше 45° ;
- $K_g = 1,05$ при угле наклона передачи $45-90^\circ$.

17. Определить коэффициент запаса прочности цепи S и сравнить его с допускаемым $[S]$ (должно быть $S \geq [S]$).

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_d + F_V + F_0} \geq [S], \quad (14.37)$$

где F_p – статическая разрушающая нагрузка (указывается в обозначении цепи – таблицы 37 и 39);

$F_V = qV^2$ Н – натяжение цепи от центробежных сил (14.38);

Скорость движения цепи :

$$V = \frac{P_u \cdot Z_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \text{ м/с.} \quad (14.39)$$

Значения допускаемого коэффициента запаса $[S]$ приведены в таблице 40.

Таблица 40

Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S]$ для роликовых цепей при $Z_1 = 15 \div 30$

Шаг P_u , мм	Частота вращения ведущей звездочки n_1 , об/мин								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,8	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11	11,8	13,4	–
38,1	7,5	8	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	–	–
44,4	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	–	–	–

14.2.1. Пример расчета цепной передачи с роликовой цепью

Рассчитать цепную передачу привода ленточного конвейера по следующим данным (п. 3.2.)*:

- Частота вращения ведущей звездочки (частота вращения тихоходного вала редуктора) $n_1 = 382,9 \text{ мин}^{-1}$.

* При расчете цепной передачи частота вращения ведущей звездочки n_1 соответствует частоте вращения тихоходного вала редуктора, т.е. $n_1 = n_2$, мощность на ведущей звездочке P_1 соответствует мощности P_3 , т.е. $P_1 = P_3$, и вращающий момент на ведущей звездочке T_1 соответствует моменту T_3 .

- Мощность на ведущей звездочке $P_1 = 11,13$ кВт.
- Передаточное число цепной передачи $U_{\text{цепн. пер.}} = 3$.
- Вращающий момент на ведущей звездочке $T_1 = 277,6$ Н·м.
- Передача открытая.
- Передача горизонтальная.
- Режим работы передачи в одну смену.

Принимаем для передачи однорядную роликовую цепь.

1. Оптимальное значение числа зубьев малой звездочки (14.19):

$$Z_1 = 31 - 2U = 31 - 2 \cdot 3 = 25 \text{ зубьев.}$$

Принимаем $Z_1 = 25$ зуб.

2. Число зубьев большой звездочки (14.20):

$$Z_2 = Z_1 \cdot U = 25 \cdot 3 = 75 \text{ зубьев.}$$

(при $Z_{2 \text{ max}} = 100 \div 120$ зубьев)

3. Фактическое передаточное число:

$$U' = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{75}{25} = 3.$$

Отклонение от заданного:

$$\Delta U = \frac{U - U'}{U} \cdot 100\% = \frac{3 - 3}{3} \cdot 100\% = 0\%.$$

4. Предварительный выбор цепи.

По таблице 37 выбираем приводную роликовую однорядную цепь ПР-25,4 с шагом $P_u = 25,4$ в зависимости от передаваемой мощности ($P = 11,13$ кВт) и частоты вращения ведущей звездочки ($n_1 = 382,9$ мин⁻¹). Для нее допускаемое давление в шарнирах роликов цепи определим по таблице 38: $[p]_u = 26$ МПа.

5. Коэффициент эксплуатации (14.22):

$$K_3 = K_\delta \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_c \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_{\text{реж}} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1,15 \cdot 1 = 1,495,$$

где коэффициент динамической нагрузки для привода ленточного конвейера $K_\delta = 1$;

- $K_a = 1$ при $a = (30-50)P_u$;

- $K_c = 1,3$ – коэффициент, зависящий от способа смазывания (при периодической замене внутришарнирной смазки);
- коэффициент, зависящий от угла наклона передачи к горизонту; для горизонтальной передачи $K_n = 1$;
- коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи (при периодическом регулировании) $K_{рег} = 1,15$;
- коэффициент, учитывающий режим работы передачи (при односменной работе) $K_{реж} = 1,0$.

6. Шаг цепи P_u (14.23):

$$P_u \geq 28 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_s \cdot T_1}{K_{ряд} Z_1 \cdot [p]_u}} = 28 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,495 \cdot 277,6}{1 \cdot 25 \cdot 26}} = 24,1 \text{ мм},$$

где $K_{ряд} = 1$ – для однорядных цепей.

Принимаем окончательно цепь ПР-25,4 с шагом $P_u = 25,4$ мм.

7. Делительные диаметры ведущей и ведомой звездочек (14.24 и 14.25):

$$d_1 = \frac{P_u}{\sin \frac{180^\circ}{Z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 202,71 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{P_u}{\sin \frac{180^\circ}{Z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{75}} = 606,2 \text{ мм}.$$

8. Диаметры выступов ведущей и ведомой звездочек (14.26 и 14.27):

$$D_{e1} = P_u \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z_1} + 0,5 \right) = 25,4 \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{25} + 0,5 \right) = 213,77 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = P_u \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z_2} + 0,5 \right) = 25,4 \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{75} + 0,5 \right) = 618,74 \text{ мм}.$$

9. Диаметры окружности впадин ведущей и ведомой звездочек (14.28 и 14.29):

$$D_{i1} = d_1 - d_p = 202,71 - 15,88 = 186,83 \text{ мм};$$

$$D_{i2} = d_2 - d_p = 606,2 - 15,88 = 590,32 \text{ мм},$$

где d_p – диаметр ролика цепи, $d_p = 15,88$ мм (выбран по таблице 39).

10. Окружная сила, передаваемая цепью (14.30):

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 277,6 \cdot 10^3}{202,71} = 2739 \text{ Н}.$$

11. Давление в шарнирах цепи p_u (14.31):

$$p_u = \frac{F_t \cdot K_s}{d \cdot B_{ен}} = \frac{2739 \cdot 1,495}{7,92 \cdot 22,61} = 22,9 \leq [p]_u,$$

где диаметр оси ролика цепи $d = 7,92$ и длина втулки $B_{ен} = 22,61$ (по таблице 39), а $[p]_u = 26$ МПа (см. п. 4).

Условие $p_u \leq [p]_u$ удовлетворяется.

12. Предварительное значение межосевого расстояния (14.32):

$$a' = (30 \div 50)P_u = (30 \div 50) \cdot 25,4 = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм}.$$

13. Длина цепи, выраженная в шагах (14.33):

$$\begin{aligned} L_p' &= \frac{2a'}{P_u} + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{P_u}{a'} = \\ &= \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \frac{75 + 25}{2} + \left(\frac{75 - 25}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{25,4}{1016} = 131,58. \end{aligned}$$

Полученное значение округляем до целого четного числа $L_p = 132$ шага.

14. Уточненное значение межосевого расстояния (14.34):

$$\begin{aligned} a &= \frac{P_u}{4} \left[L_p' - \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \sqrt{\left(L_p' - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{25,4}{4} \left[132 - \frac{75 + 25}{2} + \sqrt{\left(132 - \frac{75 + 25}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{75 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 1021,3 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Для свободного провисания цепи рекомендуется уменьшить межосевое расстояние на $0,003a$ и принять окончательное значение a мм, округлив его до целого числа:

$$a = 1021,3 - 0,003 \cdot 1021,3 = 1018 \text{ мм}.$$

15. Натяжение от силы тяжести свободной ветви цепи (14.35):

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q \cdot g = 6 \cdot 1,018 \cdot 2,6 \cdot 9,81 = 155,8 \text{ Н},$$

где $K_f = 6$ – при горизонтальном расположении передачи;
 $q = 2,6 \text{ кг/м}$ – по таблице 39 для цепи с шагом $P_y = 25,4 \text{ мм}$;
 $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

16. Нагрузка на валы (14.36):

$$F_g = K_g \cdot F_t + 2F_0 = 1,15 \cdot 2739 + 2 \cdot 155,8 = 3461 \text{ Н},$$

где $K_g = 1,15$ при угле наклона передачи меньше 45° .

Направление силы принимается по линии центров звездочек.

17. Коэффициент запаса прочности цепи (14.37):

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_d + F_V + F_0} \geq [S],$$

где разрушающая нагрузка $F_p = 60000 \text{ Н}$ (таблицы 37, 39);

Скорость движения цепи (14.39):

$$V = \frac{P_y \cdot Z_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{25,4 \cdot 25 \cdot 382,9}{60 \cdot 1000} = 4,05 \text{ м/с}.$$

Натяжение цепи от центробежных сил (14.38):

$$F_V = qV^2 = 2,6 \cdot 4,05^2 = 42,6 \text{ Н},$$

где масса 1 м цепи $q = 2,6 \text{ кг/м}$ (таблица 39).

$$S = \frac{60000}{2739 \cdot 1 + 42,6 + 155,8} = 20,8.$$

При $[S] = 9,5$ (таблица 40).

Условие прочности выполняется.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполнив все необходимые расчеты и предварительную компоновку редуктора, можно приступить к вычерчиванию сборочного чертежа редуктора, а затем и всех остальных листов курсового проекта. Примеры выполнения графической части курсового проекта приведены в работе [3].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: Учебник. – 9-е изд. – М.: Высшая школа, 2005. – 408 с.
2. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
3. Клоков В.Г., Курбатова И.А. Детали машин: Учебное пособие для выполнения курсового проекта. – М.: МГИУ, 2005. – 112 с.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для студентов технических специальностей вузов. – 8-е изд. – М.: Академия, 2004. – 496 с.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя В 3-х тт. Т. 2. – 9-е изд., перераб. и доп. / Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 960 с.
6. Гулиа Н.В., Клоков В.Г., Юрков С.А. Детали машин: Учебник для студентов учреждений среднего профессионального образования / Под общ. ред. Н.В. Гулиа. – М.: ИЦ «Академия», 2004. – 416 с.
7. Клоков В.Г. Детали машин: Учебное пособие. – 2-е изд., стереотипное. – М.: МГИУ, 2006. – 74 с.
8. Клоков В.Г. Расчет зубчатых передач: Учебное пособие. Ч. 1. – 2-е изд., стереотипное. – М.: МГИУ, 2005. – 52 с.
9. Клоков В.Г. Расчет и проектирование деталей передач. Ч. 2. – 2-е изд., стереотипное. – М.: МГИУ, 2005. – 55 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1

Технические данные электродвигателей серии АИР

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения вала двигателя, мин ⁻¹											
	3000			1500			1000			750		
	Типоразмер	Асинхронная частота вращения, мин ⁻¹	T _{max} /T	Типоразмер	Асинхронная частота вращения, мин ⁻¹	T _{max} /T	Типоразмер	Асинхронная частота вращения, мин ⁻¹	T _{max} /T	Типоразмер	Асинхронная частота вращения, мин ⁻¹	T _{max} /T
0,75	71A2	2820	2,2	71 B4	1350	2,2	80A6	920	2,2	90LA8	705	2,2
1,1	71 B2	2805	2,2	80A4	1395	2,2	80B6	920	2,2	90LB8	715	2,2
1,5	80A2	2850	2,2	80B4	1395	2,2	90L6	925	2,2	100L8	702	2,2
2,2	80B2	2850	2,2	90L4	1395	2,2	100L6	945	2,2	112MA8	709	2,2
3	90L2	2850	2,2	100S4	1410	2,2	112MA6	950	2,2	112MB8	709	2,2
4	100S2	2850	2,2	100L4	1410	2,2	112MB6	950	2,2	132S8	716	2,2
5,5	100L2	2850	2,2	112M4	1432	2,2	132S6	960	2,2	132M8	712	2,2
7,5	112M2	2895	2,2	132S4	1440	2,2	132M6	960	2,2	160S8	727	2,4
11	132M2	2910	2,2	132M4	1447	2,2	160S6	970	2,5	160M8	727	2,4
15	160S2	2910	2,7	160S4	1455	2,9	160M6	970	2,6	180M8	731	2,2
18,5	160M2	2910	2,7	160M4	1455	2,9	180M6	980	2,4	—	—	—
22	180S2	2919	2,7	180S4	1462	2,4	—	—	—	—	—	—
30	180M2	2925	2,7	180M4	1470	2,7	—	—	—	—	—	—

Примечание. Пример условного обозначения двигателя:
«Двигатель АИР100L2 ТУ 16—525.564—84».

Значение символов в условных обозначениях:

А – род двигателя – асинхронный.

И – двигатель выполнен новой серии стран Интерэлектрико.

Р – привязка мощности и установочных размеров по I варианту, т.е. основного исполнения с одним цилиндрическим концом, со шпонкой, нормальной точности.

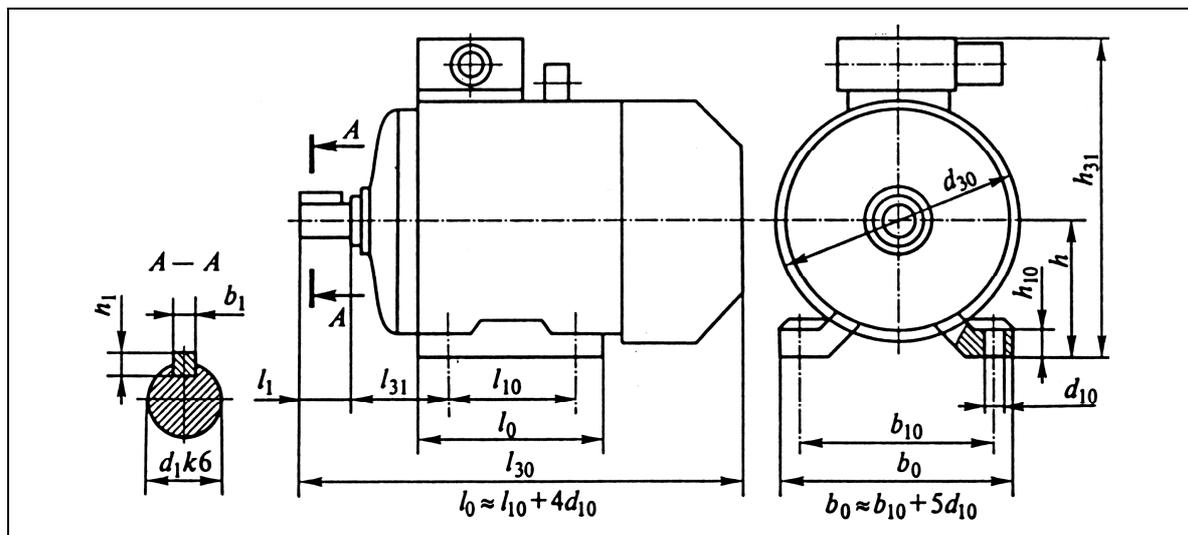
Цифра, стоящая за обозначением АИР, обозначает высоту h от основания до оси вращения.

Буквы А, В обозначают длину сердечника статора.

Буквы S, M или L обозначают установочные размеры на длине станины.

Цифры 2, 4, 6, 8 обозначают число полюсов.

Основные размеры электродвигателей серии АИР исполнения ИМ 1081



Тип двигателя	Число полюсов	Основные размеры, мм																					
		d_1	l_1	l_{30}	b_1	h_1	d_{30}	l_{10}	l_{31}	d_{10}	b_{10}	h	h_{10}	h_{31}									
71A,B	2,4,6,8	19	40	273	6	6	170	90	45	7	112	71	9	188									
80A		22	50	297			190	100	50		10	125	80	10	205								
80B				321	210	125	56	140	90	11		225											
90L		24	60	337	8	7	240	112	63	160	100	12	247										
100S		28		360			240							190	112	112	12	190	112	12	285		
100L			391	288	89	216	132	13	325														
112M	2,4,6,8	32	80	435						10	8	246	140	70	12	190	112	12	285				
132S	4,6,8	38		460	12	9	334	178	108											254	160	18	385
132M	2,4,6,8			498																			
160S	2	42	110	630	12	9	334	178	108	254	160	18	385										
	4,6,8	48			14									9	210	108	254	160	18	385			
160M	2	42		660	12	8	375	203	121	279	180	20	448										
	4,6,8	48			14									9	241	121	279	180	20	448			
180S	2	48		630	14	9	375	203	121	279	180	20	448										
	4	55			16									10	241	121	279	180	20	448			
180M	2	48	680	14	9	375	203	121	279	180	20	448											
	4,6,8	55		16									10	241	121	279	180	20	448				

Таблица ПЗ

Размеры упругих втулочно-пальцевых муфт*

M, Нм	d, мм	D, мм	L, мм		l, мм		D ₁ , мм	Кол-во паль- цев Z	l _{ст} , мм	d _n , мм	n, мин ⁻¹	B, мм	l ₁ , мм	d ₁ , мм	d ₂ , мм	l ₂ , мм	Допускае- мые смещения валов	
			Длинные концы валов	Короткие концы валов	Длинные концы валов	Короткие концы валов											Радиальное, мм	Угловое, градус
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
6,3	10	67	51	43	24	20	45	3	15	10	8800	3	9	22	17	12	0,2	1,5
	11													25				
16,0	12	71	63	51	30	24	50	4	15	10	7600	3	9	30	17	12	0,2	1,5
	14													32				
31,5	16	90	84	60	40	28	63	4	15	10	6350	4	16	30	20	20	0,2	1,5
	18													32				
63,0	20	100	104	76	50	36	71	6	15	10	5700	4	16	36	20	20	0,2	1,5
	22													38				
	24													40				
	25													45				
	28		124	88	60	42								45				
														48				

Продолжение табл. ПЗ

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
125,0	25 28 30	125	125	89										45 50	28	32	0,3	
	32 36		165	125	80	60	90	6	28	10	4600	5	18	56 56 60				
250,0	32 35 36	140	165	125										56 56 63	28	32	0,3	
	38 40 42 45		225	175	110	85	105	6	28	14	3800	5	18	71 71 75 75				
500	40 42 45 50 56	170	225	175	110	85	130	8	28	14	3600	5	18	71 80 80 90 95	28	32	0,4	2,0
1000	50 55 56	210	226	176	110	85	160	8	36	18	2850	6	24	90 95 100	36	40	0,4	
	60 63		286	216	140	105								110				

* В пределах одного номинального вращающего момента допускается сочетание полумуфт разных типов и исполнений с различными диаметрами.

Шпонки призматические (из ГОСТ 23360–78)

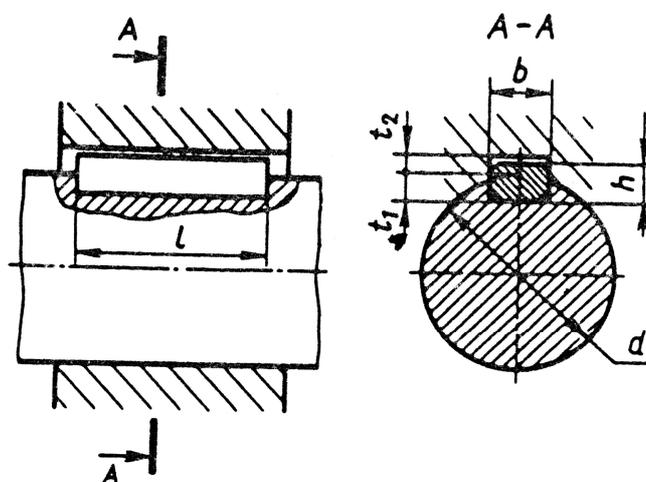


Таблица П4

Диаметр вала, d	Сечение шпонки		Фаска у шпонки S	Глубина паза		Длина l
	b	h		Вала t ₁	Ступицы t ₂	
Св.12до17	5	5	0,25-0,4	3	2,3	10-56
»17 »22	6	6		3,5	2,8	14-70
»22 »30	8	7		4	3,3	18-90
»30 »38	10	8		5	3,3	22-110
»38 »44	12	8	0,4-0,6	5	3,3	28-140
»44 »50	14	9		5,5	3,8	36-160
»50 »58	16	10		6	4,3	45-180
»58 »65	18	11		7	4,4	59-200
»65 »75	20	12	0,6-0,8	7,5	4,9	56-220
»75 »85	22	14		9	5,4	63-220
»85 »95	25	14		9	5,4	70-280

Примечания. 1. Длину l (мм) призматической шпонки выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200.

2. Пример обозначения шпонки с размерами b = 18 мм, h = 11 мм, l = 80 мм:

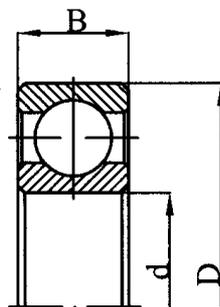
«Шпонка 18 × 11 × 80 ГОСТ 23360–78»

Шарикоподшипники радиальные однорядные

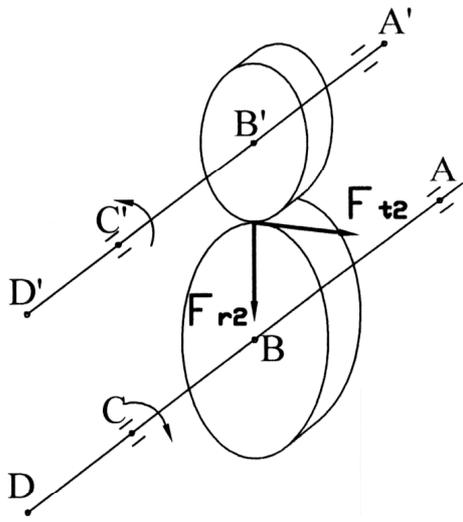
Обозначение подшипника	d , мм	D , мм	B , мм	C , кН	C_0 , кН	n , мин ⁻¹
1	2	3	4	5	6	7
Легкая серия (200)						
200	10	30	9	5,9	2,65	30000
201	12	32	10	6,89	3,1	28000
202	15	35	11	7,8	3,55	24000
203	17	40	12	9,56	4,5	20000
204	20	47	14	12,7	6,2	18000
205	25	52	15	14,0	6,95	15000
206	30	62	16	19,5	10,0	13000
207	35	72	17	25,5	13,7	11000
208	40	80	18	32,0	17,8	10000
209	45	85	19	33,2	18,6	9000
210	50	90	20	35,1	19,8	8500
211	55	100	21	43,6	25,5	7500
212	60	110	22	52,0	31,0	7000
213	65	120	23	56,0	34,0	6300
214	70	125	24	61,8	37,5	6000
215	75	130	25	66,3	41,0	5600
216	80	140	26	70,2	45,0	5300
217	85	150	28	83,2	53,0	5000
218	90	160	30	95,6	62,0	4500
Средняя серия (300)						
300	10	35	11	8,06	3,75	26000
301	12	37	12	9,75	4,65	24000
302	15	42	13	11,4	5,4	20000
303	17	47	14	13,5	6,65	19000
304	20	52	15	15,9	7,8	16000
305	25	62	17	22,5	11,4	14000
306	30	72	19	28,1	14,6	11000
307	35	80	21	33,2	18,0	10000
308	40	90	23	41,0	22,4	9000
309	45	100	25	52,7	30,0	8000
310	50	110	27	61,8	36,0	7500
311	55	120	29	71,6	41,5	6700
312	60	130	31	81,9	48,0	6000
313	65	140	33	92,3	56,0	5600
314	70	150	35	104,0	63,0	5300
315	75	160	37	112,0	72,5	5000
316	80	170	39	124,0	80,0	4500
317	85	180	41	133,0	90,0	3000
318	90	190	43	143,0	99,0	4000

Продолжение табл. П5

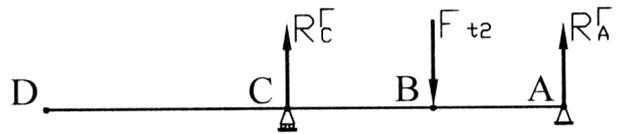
1	2	3	4	5	6	7
Тяжелая серия (400)						
403	17	62	17	22,9	11,8	15000
405	25	80	21	36,4	20,4	11000
406	30	90	23	47,0	26,7	10000
407	35	100	25	55,3	31,0	8500
408	40	110	27	63,7	36,5	8000
409	45	120	29	76,1	45,5	7000
410	50	130	31	87,1	52,0	6300
411	55	140	33	100,0	63,0	6000
412	60	150	35	108,0	70,0	5600
413	65	160	37	119,0	78,1	5300
414	70	180	42	143,0	105,0	4500
415	75	200	48	163,0	125,0	4000
416	80	210	52	174,0	135,0	3800



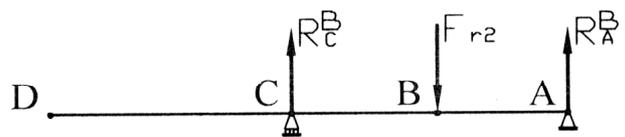
Прямозубая и шевронная передача



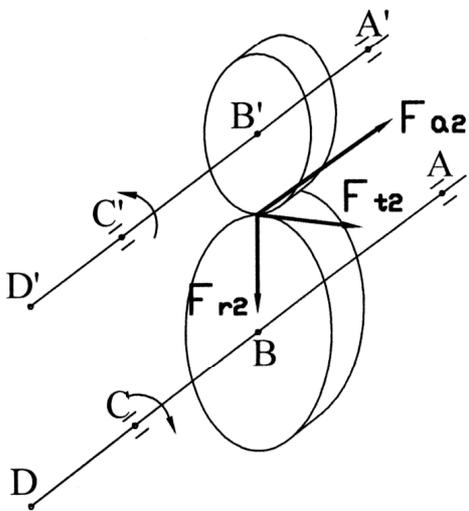
Горизонтальная плоскость



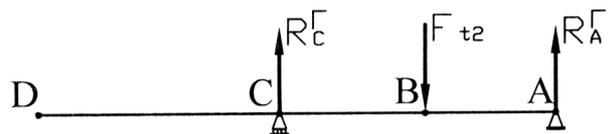
Вертикальная плоскость



Косозубая передача



Горизонтальная плоскость



Вертикальная плоскость

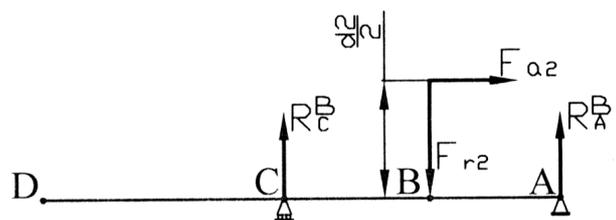
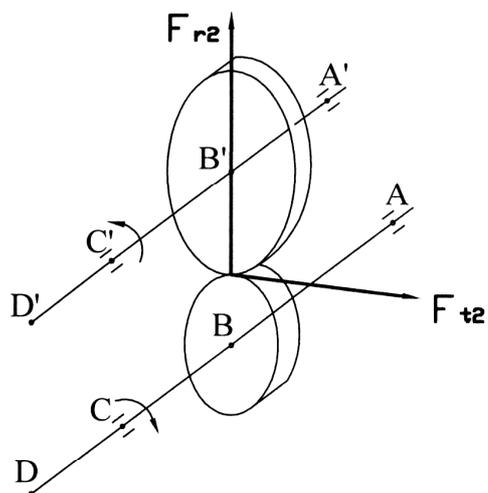
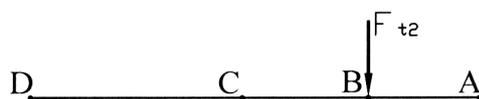


Рис. ПЗ. Схема нагружения тихоходных валов вертикальных редукторов с верхним расположением быстроходного вала

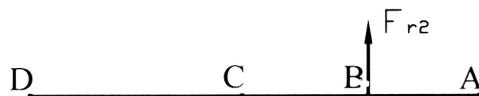
Прямозубая и шевронная передача



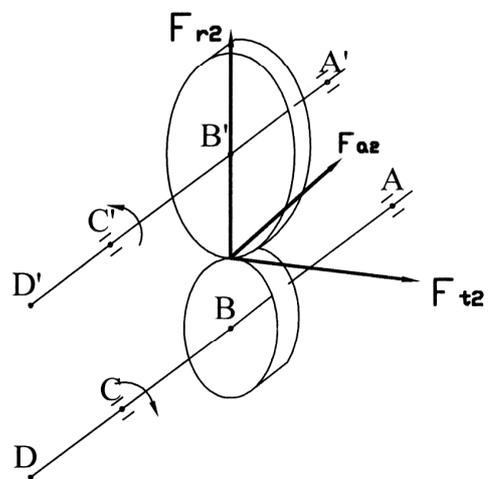
Горизонтальная плоскость



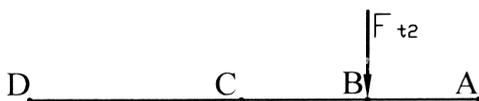
Вертикальная плоскость



Косозубая передача



Горизонтальная плоскость



Вертикальная плоскость

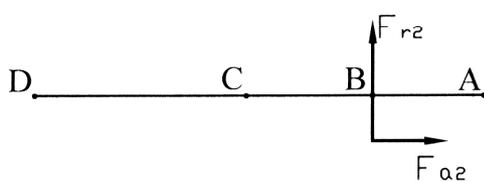


Рис. П4. Схема нагружения тихоходных валов вертикальных редукторов с нижним расположением быстроходного вала

Таблица П6

Определение долговечности шариковых подшипников L_h по величине отношения $\frac{C}{P}$ и частоты вращения n

L_h , ч	n , мин ⁻¹																
	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200
2500	2,12	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
3200	2,29	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43
4000	2,47	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11
5000	2,67	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
6300	2,88	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
8000	3,11	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
10000	3,36	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
12500	3,63	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
16000	3,91	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
20000	4,23	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6
25000	4,56	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8
32000	4,93	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2
40000	5,32	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,1	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6

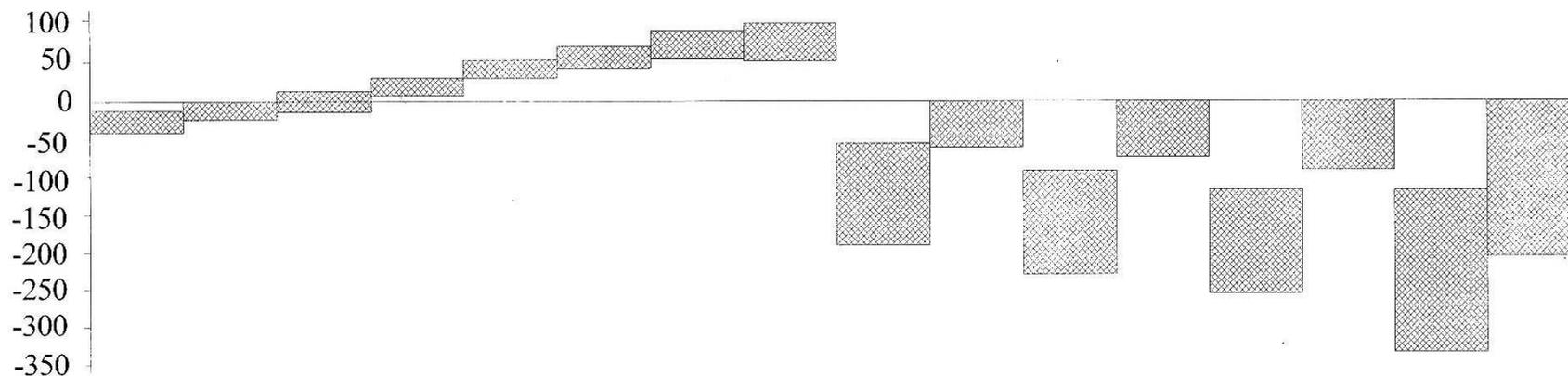
Таблица П7

Определение долговечности роликовых подшипников L_h по величине отношения $\frac{C}{P}$ и частоты вращения n

L_h , ч	n , мин ⁻¹																
	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200
2500	1,97	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36
3200	2,11	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81
4000	2,26	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30
5000	2,42	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
6300	2,59	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38
8000	2,78	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98
10000	2,97	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62
12500	3,19	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3
16000	3,42	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0
20000	3,66	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8
25000	3,92	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7
32000	4,20	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6
40000	4,50	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6

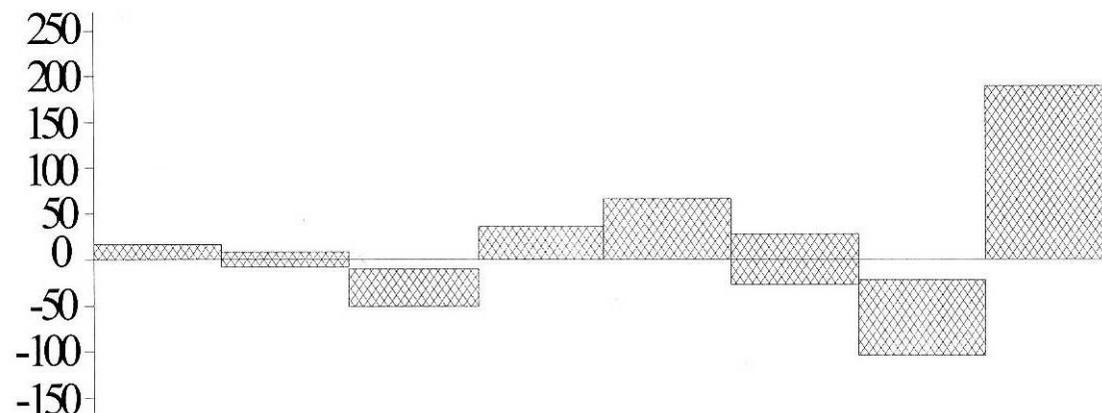
Таблица П8

Предельные отклонения и поля допусков ВАЛОВ, мкм, для рекомендуемых посадок



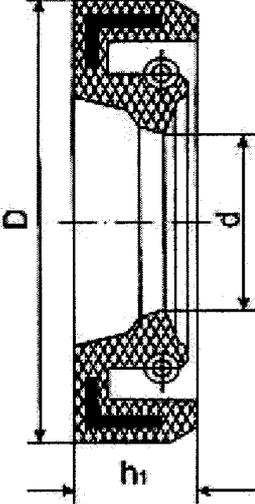
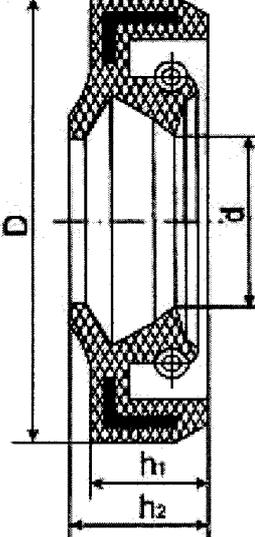
	g6	h6	js6	k6	n6	p6	r6	s6	f7	h7	e8	h8	d9	h9	d11	h11
Св.14 до 18	-6 -17	0 -11	5,5 -5,5	12 1	23 12	29 18	34 23	39 28	-16 -34	0 -18	-32 -59	0 -27	-50 -93	0 -43	-50 -160	0 -110
Св.18 до 24	-7 -20	0 -13	6,5 -6,5	15 2	28 15	35 22	41 28	48 35	-20 -41	0 -21	-40 -73	0 -33	-65 -117	0 -52	-65 -195	0 -13
Св.24 до 30	-7 -20	0 -13	6,5 -6,5	15 2	28 15	35 22	41 28	48 35	-20 -41	0 -21	-40 -73	0 -33	-65 -117	0 -52	-65 -195	0 -130
Св.30 до 40	-9 -25	0 -16	8,0 -8,0	18 2	33 17	42 26	50 34	59 43	-25 -50	0 -25	-50 -89	0 -39	-80 -142	0 -62	-80 -240	0 -160
Св.40 до 50	-9 -25	0 -16	8,0 -8,0	18 2	33 17	42 26	50 34	59 43	-25 -50	0 -25	-50 -89	0 -39	-80 -142	0 -62	-80 -240	0 -160
Св.50 до 65	-10 -29	0 -19	9,5 -9,5	21 2	39 20	51 32	60 41	72 53	-30 -60	0 -30	-60 -106	0 -46	-100 -174	0 -74	-100 -290	0 -190
Св.65 до 80	-10 -29	0 -19	9,5 -9,5	21 2	39 20	51 32	62 43	78 59	-30 -60	0 -30	-60 -106	0 -46	-100 -174	0 -74	-100 -290	0 -190
Св.80 до 100	-12 -34	0 -22	11,0 -11,0	25 3	45 23	59 37	73 51	93 71	-36 -71	0 -35	-72 -126	0 -54	-120 -207	0 -87	-120 -340	0 -220

Предельные отклонения и поля допусков ОТВЕРСТИЙ, мкм, для рекомендуемых посадок



	H7	Js7	P7	H8	H9	Js9	P9	H11
Св.14 до 18	18 0	9 -9	-11 -29	27 0	43 0	21 -21	-18 -61	110 0
Св.18 до 24	21 0	10 -10	-14 -35	33 0	52 0	26 -26	-22 -74	130 0
Св.24 до 30	21 0	10 -10	-14 -35	33 0	52 0	26 -26	-22 -74	130 0
Св.30 до 40	25 0	12 -12	-17 -42	39 0	62 0	31 -31	-26 -88	160 0
Св.40 до 50	25 0	12 -12	-17 -42	39 0	62 0	31 -31	-26 -88	160 0
Св.50 до 65	30 0	15 -15	-21 -51	46 0	74 0	37 -37	-32 -106	190 0
Св.65 до 80	30 0	15 -15	-21 -51	46 0	74 0	37 -37	-32 -106	190 0
Св.80 до 100	35 0	17 -17	-24 -59	54 0	87 0	43 -43	-37 -124	220 0

Манжеты резиновые армированные (по ГОСТ 8752-79)

		d , мм	D , мм	h_1 , мм	h_2 , мм	
<p>ТИП I</p> 	<p>ТИП II с пыльником</p> 	15, 16	30	7	-	
		17	32			
		18, 19	35			
		20, 21, 22	40	52 58	10	14
		24	41			
		25	42			
		26	45			
		28	47			
		30, 32	52 58			
		35, 36, 38	52 58			
		40	60			
		42	62			
		45	65			
		48, 50	70	12	16	
		52	75			
		55, 56, 58	80			
		60	85			
		63, 65	90			
		70, 71	95			
		75 80	100			
85	105					
90, 95	120	ПО				
100	125					
105	130					

Учебное издание

Виктор Георгиевич Клоков

ДЕТАЛИ МАШИН

Курсовое проектирование

Учебно-методическое пособие

Редактор *Н.А. Киселева*

Компьютерная верстка *Н.Р. Сейфетдиновой*

Оформление обложки *И.Е. Эффы*

Санитарно-эпидемиологическое заключение
№ 77.99.60.953.Д.006314.05.07 от 31.05.2007

Подписано в печать 15.10.08

Формат бумаги 60×84/16. Изд. № 1-06/07 (08)

Усл. печ. л. 11,75. Уч.-изд. л. 12,75. Тираж 100. Заказ № 672

Издательство МГИУ, 115280, Москва, Автозаводская, 16
www.izdat.msiu.ru; e-mail: izdat@msiu.ru; тел. (495) 677-23-15

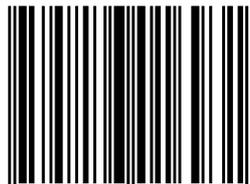
**По вопросам приобретения продукции
издательства МГИУ обращаться по адресу:**

115280, Москва, Автозаводская, 16

www.izdat.msiu.ru; e-mail: izdat@msiu.ru; тел. (495) 677-23-15

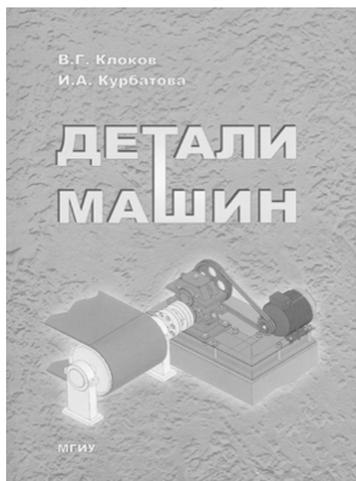
Отпечатано в типографии издательства МГИУ

ISBN 978-5-2760-1693-1



9 785276 016931

ПРЕДЛАГАЕМ ВАШЕМУ ВНИМАНИЮ КНИГИ



Клоков В.Г., Курбатова И.А.

Детали машин: Учебное пособие. – 112 с.

Содержит примеры выбора марок сталей и упрочняющей термообработки, а также других материалов. Представлены примеры выполнения графической части курсового проекта, рекомендации по конструированию отдельных деталей, примеры оформления конструкторской документации, необходимые справочные материалы. Для студентов выполняющих курсовой проект по деталям машин.



Клоков В.Г.

Детали машин. Подшипники качения: Учебное пособие. – 25 с.

Данное пособие может быть использовано при выполнении курсовых и дипломных проектов. Представлены справочные данные для радиальных, радиально-упорных и упорных подшипников качения различных конструкций и назначений. Приведены материалы по статической и динамической грузоподъемности, предельными числами оборотов и размеры подшипников. Даны так же формулы для определения эквивалентной статической и динамической нагрузок.



Ковчегин Д.А., Петракова Е.А.

Детали машин и основы конструирования: Учебный справочник. – 128 с.

Справочник содержит примеры оформления конструкторской документации приводов конвейера с цилиндрическими и коническими редукторами с разными типами дополнительных передач, примеры оформления рабочих чертежей на основные детали. Даны подробные указания по применению стандартных изделий.

ПРЕДЛАГАЕМ ВАШЕМУ ВНИМАНИЮ КНИГИ



Клоков В.Г.

Детали машин: Учебное пособие. – 74 с.

В пособии рассмотрены расчеты и конструкции зубчатых и червячных передач, муфт, подшипников качения, валов, шпоночных и шлицевых соединений.



Таратынов О.В., Клепиков В.В., Ашкиназий Я.М.

Проектирование гибких технологических систем: Учебное пособие. – 84 с.

Приведены, необходимые сведения для студентов, изучающих положения и принципы проектирование технологического оборудования. Предлагаемая методология не ограничивается областью металлообработки и может быть использована при анализе широкого круга кинематических структур различных изделий, а так же при изучении некоторых разделов дисциплин «Технология машиностроения» и «САПР в машиностроении».



Клепиков В.В., Вардашкин Б.Н., Ашкиназий Я.М.

Проектирование технологической оснастки: Учебное пособие. – 76 с.

Приводится методика проектирования станочных приспособлений, рассматриваются примеры выполнения расчётов и оформления результатов разработки станочных приспособлений, анализы путей совершенствования технологической оснастки с целью повышения производительности обработки и качества обрабатываемых изделий. Может быть использовано при выполнении курсовой работы по дисциплине "Технологическая оснастка" и конструкторской части дипломного проекта студентами специальностей "Проектирование технологической оснастки".