

Министерство науки и высшего образования РФ
Филиал федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего образования
«Майкопский государственный технологический университет»
в поселке Яблоновском

Кафедра транспортных процессов и техносферной безопасности
С.Н. ЖУРАВЛЕВА

Методические указания к практическим занятиям
по дисциплине «Детали машин»
для студентов всех форм обучения по специальности

20.05.01 Пожарная безопасность

п.Яблоновский
2020

УДК 621: 531

ББК 31.21я73

Ж 36

Составитель: канд. техн. наук, доцент Журавлева С.Н.

Методические указания к практическим занятиям по дисциплине «Детали машин» для студентов всех форм обучения по специальности 20.05.01 Пожарная безопасность: Журавлева С.Н.; Майкоп. гос. технол. ун-т. Кафедра транспортных процессов и техносферной безопасности – Изд. Филиал Майкоп. гос. технол. ун-т в пос. Яблоновском ,48 с., 2020. Режим доступа: <http://mkgtu.ru> .

Общее содержание методических указаний соответствует программе дисциплины, разработанной кафедрой транспортных процессов и техносферной безопасности и утвержденной научно - методическим советом филиала МГТУ в пос. Яблоновском. Цель настоящих методических указаний – оказать учебно - методическую помощь бакалаврам для повышения качества усвоения учебного материала и формирования устойчивых компетенций по дисциплине «Детали машин».

Рецензенты:

Война А.А. к.т.н., доцент кафедры наземного транспорта и механики КубГТУ

Кунина П.С. Зам. директора по НИР Филиала ФГБОУ ВО «МГТУ» в пос. Яблоновском, д.т.н., проф.

Печатается по решению научно-методической комиссии по специальности 20.05.01 Пожарная безопасность для студентов всех форм обучения Филиала ФГБОУ ВО «МГТУ» в поселке Яблоновском, протокол от 31.08.2020 №1

Содержание

Введение.....	4
1 Практическое занятие №1 «Кинематический и силовой расчет привода».....	5
2 Практическое занятие №2 «Проектный и проверочный расчет прямозубой цилиндрической передачи».....	12
3 Практическое занятие №3 «Определение передаточного отношения сложного зубчатого механизма».....	19
4 Практическое занятие №4 «Расчет ременной передачи».....	24
5 Практическое занятие №5 «Расчет цепной передачи.....	31
6 Практическое занятие №6 «Расчет червячной передачи».....	36
7 Практическое занятие №7 «Проектный расчет валов. Выбор и проверочный расчет подшипников».....	42
Список литературы.....	48

Введение

Дисциплина «Детали машин» – базовая дисциплина, которая изучает наиболее общие вопросы исследования и проектирования механизмов и машин, а также расчёт и конструирование деталей машин с учётом их критериев работоспособности и условий эксплуатации.

Изучение каждой последующей части дисциплины «Детали машин» опирается на теоретические и практические методы, изученные в предыдущих частях. Материалы каждой части дисциплины тесно связаны между собой и представляют единую общетехническую науку, изучающую принципы действия, расчёта и проектирования машин, механизмов и отдельных деталей.

Разработанные методические указания значительно облегчат студентам самостоятельное выполнение расчетов по изучаемому курсу. Методические указания имеют целью научить студента основам технических знаний, использующихся при изучении последующих технических дисциплин по данному направлению.

1. Практическое занятие № 1 «Кинематический и силовой расчет привода»

Сначала определяется общий коэффициент полезного действия (КПД) привода $\eta_{общ}$, который равен отношению полезной мощности $P_{вых} = P_4$, расходуемой на выполнение заданных технологических операций, к затраченной мощности $P_{дв.тр}$ электродвигателя, т.е.

$$\eta_{общ} = P_{вых} / P_{дв. тр} , \quad (1)$$

Где КПД – безразмерная величина или может измеряться в процентах. Он меньше единицы (или 100 %) за счет потерь на преодоление сил трения при прохождении силового потока от электродвигателя к приводному валу рабочей машины. Чем выше КПД, тем совершеннее машина.

В механических приводах потери мощности имеют место в передачах, подшипниках и муфтах, ориентировочные КПД которых приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Значения КПД элементов механического привода

Элемент привода	η
Закрытая зубчатая цилиндрическая передача	от 0,96 до 0,98
Цепная передача	от 0,93 до 0,96
Ременная передача	от 0,94 до 0,97
Муфта соединительная	от 0,98 до 1,00
Подшипники качения (одна пара)	от 0,99 до 0,995

Общий КПД привода (при последовательной схеме) равен произведению КПД его элементов, имеющих в кинематической схеме

$$\eta_{общ} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n . \quad (2)$$

После расчета общего ориентировочного КПД привода по зависимости (2) определяют из формулы (1) требуемую мощность электродвигателя

$$P_{дв. тр} = P_{вых} / \eta_{общ} , \quad (3)$$

по которой он подбирается из таблицы 2.

В качестве двигателей в механических приводах наибольшее распространение нашли электродвигатели, которые в большом количестве выпускаются промышленностью. Электродвигатель – один из основных элементов привода, от типа, мощности и частоты вращения которого зависят конструктивные и эксплуатационные характеристики машинного агрегата.

Рекомендуется выбирать трехфазные синхронные двигатели серии АИР, которые нашли широкое распространение во многих отраслях промышленности за счет простоты конструкции, относительно небольшой стоимости, высокой эксплуатационной надежности. Эти двигатели наиболее универсальны, закрытое и обдуваемое исполнение позволяет применять их для работы, как в закрытых помещениях, так и на открытых площадках в загрязненных условиях. Каждой мощности соответствует четыре типа двигателей с синхронными частотами вращения валов: 3000 мин⁻¹, 1500 мин⁻¹, 1000 мин⁻¹, 750 мин⁻¹. Под действием номинальной нагрузки двигатели имеют

номинальную частоту вращения (асинхронную) ниже синхронной за счет потерь на скольжение. В таблице 2 приведены значения номинальных частот вращения для двигателей разных типоразмеров в интервале мощностей от 2,2 кВт до 22 кВт.

Таблица 2 – Технические данные электродвигателей серии АИР ТУ16–25.564

Мощность $P_{ном.}$, кВт	Синхронная частота вращения вала двигателя $n_{эл.дв.}$, мин ⁻¹							
	3000		1500		1000		750	
	Типоразмер	Асинхронная частота вращения, мин ⁻¹	Типоразмер	Асинхронная частота вращения, мин ⁻¹	Типоразмер	Асинхронная частота вращения, мин ⁻¹	Типоразмер	Асинхронная частота вращения, мин ⁻¹
2,2	80B2	2850	90L4	1395	100L6	945	112MA8	709
3	90 L2	2850	100S4	1410	112MA6	950	112MB8	709
4	100S2	2850	100L4	1410	112MB6	950	132S8	716
5,5	100L2	2850	112M4	1432	132S6	960	132M8	712
7,5	112M2	2895	132S4	1440	132M6	960	160S8	727
11	132M2	2910	132M4	1447	160S6	970	160M8	727
15	160S2	2910	160S4	1455	160M6	970	180M8	731
18,5	160M2	2910	160M4	1455	180M6	980	–	–
22	180S2	2919	180S4	1462	–	–	–	–

Выбранный по мощности электродвигатель имеет четыре типоразмера по частоте вращения, среди которых в дальнейшем необходимо выбрать один. Для этого необходимо определить общее передаточное число привода, которое равно произведению передаточных чисел механических передач, входящих в кинематическую схему привода

$$u_{общ} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_n, \quad (4)$$

где u_1, u_2, u_n – передаточные числа механических передач в передаточном механизме, рекомендуемый интервал которых приведен в таблице 3.

Таблица 3 – Рекомендуемые значения передаточных чисел u механических передач

Вид передачи	Твердость зубьев	Рекомендуемый интервал u	u_{max}
Зубчатая цилиндрическая одноступенчатого редуктора	Любая	от 2,0 до 6,3	8,0
Цепная	–	от 2,0 до 4,0	4,0
Ременная	–	от 2,0 до 3,0	3,0

Рекомендуемый интервал передаточных чисел механического привода $u_{общ}$ равен

$$u_{общ} = u_{общ, min} \dots u_{общ, max}, \quad (5)$$

где $u_{общ.min}$ – произведение минимальных рекомендуемых значений передаточных чисел механических передач привода;

$u_{общ.max}$ – произведение их максимальных рекомендуемых значений.

Затем для четырех выбранных по мощности двигателей рассчитывается $u_{общ}$, как отношение номинальной частоты вращения вала электродвигателя $n_{ном}$ (таблица 2) к заданной в исходных данных частоте вращения вала рабочей машины $n_{вых} = n_4$

$$u_{общ} = n_{ном} / n_{вых} \quad (6)$$

Из дальнейшего рассмотрения исключаются двигатели, для которых $u_{общ}$, найденное по формуле (6), не попадает в рекомендуемый интервал, определенный по формуле (5). Оставшиеся двигатели из четырех рассматриваемых могут быть применены в заданной кинематической схеме привода, т.е. задача решается неоднозначно.

Однако при окончательном выборе электродвигателя нужно учесть, что двигатели с большой частотой вращения (синхронной 3000 мин.⁻¹) имеют низкий рабочий ресурс, а двигатели с низкими частотами (синхронными 750 мин.⁻¹) имеют повышенные габариты и массу, поэтому их нежелательно применять без особой необходимости в приводах общего назначения.

Кинематический и силовой расчет необходимо начать с разбивки общего передаточного числа привода $u_{общ}$ между его ступенями.

В схемах привода есть открытая передача (ременная или цепная), а также одноступенчатый зубчатый цилиндрический редуктор. Для разбивки $u_{общ}$ необходимо задаться стандартным значением передаточного числа зубчатой передачи редуктора ($u_{зп} = u_{ред}$) в соответствии с рекомендуемым интервалом (таблица 3) из ряда : **2,00**; 2,24; **2,50**; 2,80; **3,15**; 3,55; **4,00**; 4,50; **5,00**; 5,60; **6,30**; 7,10; 8,00. Жирным шрифтом выделены предпочтительные значения. Тогда передаточное число открытой передачи $u_{откр}$ определится по формуле:

$$u_{откр} = u_{общ} / u_{ред} \quad (7)$$

Значение $u_{откр}$ не округляется до стандартного значения из выше-приведенного ряда, но должно попадать в рекомендуемый интервал для соответствующего типа открытой передачи (таблица 3) и обозначаться $u_{цп}$ или $u_{рп}$. Причем, в целях снижения габаритов привода без особой необходимости не нужно стремиться к максимальным значениям рекомендуемых интервалов передаточных чисел открытых передач, а придерживаться некоторых средних значений.

К кинематическим параметрам валов привода относятся частота вращения вала и его угловая скорость, а к силовым параметрам – мощность и вращающий момент.

На валу выбранного электродвигателя имеют место следующие значения кинематических и силовых параметров:

– частота вращения вала электродвигателя n_1 , мин⁻¹

$$n_1 = n_{ном} , \quad (8)$$

где $n_{ном}$ – номинальная частота вращения вала электродвигателя, мин⁻¹ (из таблицы 2);

– угловая скорость вращения вала электродвигателя ω_1 , с⁻¹

$$\omega_1 = \pi n_{ном} / 30; \quad (9)$$

– мощность на валу электродвигателя P_1 , кВт

$$P_1 = P_{дв.тр}, \quad (10)$$

где $P_{дв.тр}$ – требуемая мощность электродвигателя, кВт; формула (3);

– вращающий момент на валу электродвигателя T_1 , Н·м

$$T_1 = 1000 \cdot P_1 / \omega_1. \quad (11)$$

Все последующие валы в кинематической схеме механического привода последовательно нумеруются и на каждом из них определяются вышеуказанные параметры.

Возможны два случая.

Рассмотрим случай 1. Передача силового потока с $(i - 1)$ - го на i - й вал осуществляется через соединительную муфту. Кинематические параметры не изменяются, т.е.

$$n_i = n_{i-1} \text{ и } \omega_i = \omega_{i-1}, \quad (12)$$

а силовые параметры рассчитываются по зависимостям

$$P_i = P_{i-1} \cdot \eta_m \cdot \eta_{n.n}, \quad (13)$$

$$T_i = T_{i-1} \cdot \eta_m \cdot \eta_{n.n}, \quad (14)$$

где η_m – КПД муфты ;

$\eta_{n.n}$ – КПД пары подшипников i - го вала ;

n_i, P_i, T_i, ω_i – соответственно частота вращения, мощность, вращающий момент и угловая скорость i -го вала;

$n_{i-1}, P_{i-1}, T_{i-1}, \omega_{i-1}$ – аналогичные параметры предыдущего в кинематической схеме $(i - 1)$ - го вала.

Рассмотрим случай 2. Передача силового потока с $(i - 1)$ - го вала на i - й вал осуществляется через какую-либо механическую передачу. Кинематические и силовые параметры i - го вала равны

$$n_i = n_{i-1} / u_{пер}, \quad (15)$$

$$\omega_i = \omega_{i-1} / u_{пер}, \quad (16)$$

$$P_i = P_{i-1} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{n.n}, \quad (17)$$

$$T_i = T_{i-1} \cdot u_{пер} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{n.n}, \quad (18)$$

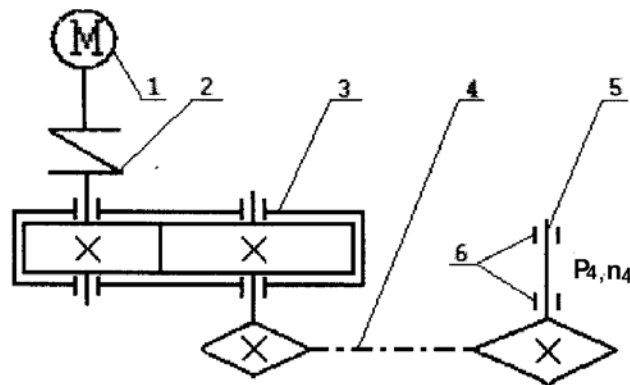
где $u_{пер}, \eta_{пер}$ – соответственно передаточное число и КПД механической передачи, через которую проходит силовой поток с $(i - 1)$ - го на i - й вал.

Задача

Выбрать электродвигатель и провести кинематический и силовой расчет механического привода по схеме, приведенной на рисунке 1.

Исходные данные:

- частота вращения приводного вала рабочей машины $n_4 = 90 \text{ мин}^{-1}$;
- мощность на приводном валу рабочей машины $P_4 = 4,5 \text{ кВт}$;
- коэффициент перегрузки $K_n = 1,8$;
- нагрузка постоянная;
- работа в две смены;
- срок службы – 5 лет.



1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – редуктор цилиндрический горизонтальный; 4 – цепная передача; 5 – приводной вал рабочей машины; 6 – подшипники

Рисунок 1 – Кинематическая схема механического привода общего назначения

Решение

Определим общий КПД $\eta_{общ}$ рассматриваемого механического привода

$$\eta_{общ} = \eta_m \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{цп} \cdot \eta_{мп}^3,$$

где η_m – КПД муфты, принимаем $\eta_m = 1$ (таблица 1);

$\eta_{зп}$ – КПД зубчатой цилиндрической передачи, $\eta_{зп} = 0,97$ (таблица 1);

$\eta_{цп}$ – КПД цепной передачи, $\eta_{цп} = 0,95$;

$\eta_{мп}$ – КПД пары подшипников, $\eta_{мп} = 0,99$.

$$\eta_{общ} = 1 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,99^3 = 0,894.$$

Требуемая мощность электродвигателя по формуле (3) равна

$$P_{дв.тр.} = 4,5 / 0,894 = 5,03 \text{ кВт}.$$

Значение номинальной мощности электродвигателя $P_{ном.}$ выбирается из таблицы 1, как ближайшее большее к расчетной мощности $P_{дв.тр.}$, найденной по формуле (3). В отдельных случаях может быть выбран электродвигатель меньшей мощности $P_{ном}$ к расчетной $P_{дв.тр.}$, если перегрузка его не превысит 8 %.

По таблице 1 выбираем электродвигатели, имеющие ближайшую большую номинальную мощность $P_{ном} = 5,5$ кВт по отношению к требуемой мощности $P_{дв.тр} = 5,03$ кВт, рассчитанной по формуле (3). Параметры электродвигателей приведены в таблице 4.

Общее передаточное число привода определяется по формуле

$$u_{общ} = u_{зн} \cdot u_{цп},$$

где $u_{зн}$ – передаточное число зубчатой передачи;

$u_{цп}$ – передаточное число цепной передачи.

Из таблицы 3 выбираем рекомендуемый интервал передаточных чисел механических передач, входящих в рассматриваемую кинематическую схему привода, и рассчитываем рекомендуемый интервал $u_{общ}$

$$u_{общ} = (2,0...6,3) \cdot (2,0...4,0) = 4,0...25,2.$$

Таблица 4 – Выбор электродвигателя

Тип двигателя	Номинальная мощность $P_{ном}$, кВт	Номинальная частота вращения, $n_{ном}$, мин. ⁻¹	Общее передаточное число привода $u_{общ} = n_{ном} / n_4$
АИР 100L2	5,5	2850	31,67
АИР112М4		1432	15,911
АИР 132S6		960	10,67
АИР132М8		712	7,91

Из таблицы 4 видим, что для 2-го, 3-го и 4-го двигателей общее передаточное число привода попадает в рекомендуемый интервал. Поэтому можно взять любой из этих двигателей для дальнейших расчетов. Однако четвертый двигатель (низкоскоростной) имеет повышенные массу и габариты. Остановимся на втором двигателе АИР112М4 с номинальной мощностью $P_{ном} = 5,5$ кВт, частотой вращения вала двигателя $n_{ном} = 1432$ мин.⁻¹. В этом случае $u_{общ} = 15,911$.

Произведем разбивку $u_{общ} = 15,911$ между ступенями привода: зубчатой и цепной передачами. Зададимся стандартным значением $u_{зн} = 5,0$ из рекомендуемого интервала (таблица 3). Тогда передаточное число цепной передачи будет равно по формуле (1)

$$u_{цп} = u_{общ} / u_{зн} = 15,911 / 5,0 = 3,182.$$

Полученное значение $u_{цп}$ попадает в рекомендуемый интервал (таблица 3). Если не попадает, то выбирают другое значение передаточного числа зубчатой передачи $u_{зн}$. Окончательно имеем $u_{зн} = 5,0$; $u_{цп} = 3,182$.

Рассчитаем номинальные частоты вращения валов привода :

– вал электродвигателя:

$$n_1 = n_{ном\ дв.} = 1432 \text{ мин}^{-1};$$

– входной вал редуктора (ведущий вал зубчатой передачи):

$$n_2 = n_1 = 1432 \text{ мин}^{-1};$$

– выходной вал редуктора (ведомый вал зубчатой передачи, ведущий вал цепной передачи):

$$n_3 = n_2 / u_{зн} = 1432 / 5,0 = 286,4 \text{ мин}^{-1};$$

– приводной вал рабочей машины:

$$n_4 = n_3 / u_{уп} = 286,4 / 3,182 = 90 \text{ мин}^{-1}.$$

Рассчитаем номинальные вращающие моменты на валах привода:

– вал электродвигателя:

$$T_1 = \frac{30 \cdot P_{дв.мп.} \cdot 10^3}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 5,03 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1432} = 33,56 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– входной вал редуктора:

$$T_2 = T_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_{nn} = 33,56 \cdot 1 \cdot 0,99 = 33,224 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– выходной вал редуктора:

$$T_3 = T_2 \cdot u_{зп} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{nn} = 33,224 \cdot 5,0 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 159,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– приводной вал рабочей машины:

$$T_4 = T_3 \cdot u_{уп} \cdot \eta_{уп} \cdot \eta_{nn} = 159,5 \cdot 3,182 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 477,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2. Практическое занятие № 2. «Проектный и проверочный расчет прямозубой цилиндрической передачи»

Основные теоретические сведения

В настоящее время при индивидуальном и мелкосерийном производстве цилиндрические прямозубые колеса закрытых передач изготавливают из сталей 40, 45, 40Х, а для упрочнения материала проводят термическую обработку: нормализацию, улучшение, закалку. Твердость материала колес меньше или равна 350 НВ (по шкале Бринелля), что обеспечивает чистовое нарезание зубьев после термообработки, высокую точность изготовления и хорошую прирабатываемость зубьев. Меньшее колесо в паре называют шестерней (при расчетах её параметрам присваивается индекс 1), а колесу присваивается индекс 2. Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни $HВ_1$ назначается больше твердости колеса $HВ_2$ на 20 единиц – 50 единиц.

При работе передачи зубья испытывают контактные σ_H и изгибные σ_F напряжения, которые необходимо в дальнейшем рассчитать и сравнить с допускаемыми величинами.

Средняя твердость поверхности зуба по Бринеллю

$$HВ_{cp} = 0,5 \cdot (HВ_{min} + HВ_{max}). \quad (1)$$

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ и напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при номинальной нагрузке и при перегрузках $[\sigma_{Hmax}]$ и $[\sigma_{Fmax}]$ рассчитаны и приведены в таблице 1.

Т а б л и ц а 1 – Материалы колес и их механические характеристики

Характеристики	Шестерня	Колесо
Марка стали	Сталь 40Х ГОСТ 4543	Сталь 45 ГОСТ 1050
Метод получения заготовки	Поковка	Поковка
Термическая обработка	Улучшение	Улучшение
Интервал твердости, НВ	269...302	235...262
Средняя твердость, НВ _{ср}	285,5	248,5
Предел текучести, σ_T , МПа	750	540
Предел прочности, σ_B , МПа	900	780
Допускаемое контактное напряжение: шестерни – $[\sigma_{H1}]$, колеса – $[\sigma_{H2}]$, МПа	583	515
Максимально допускаемое контактное напряжение при перегрузках $[\sigma_{Hmax}]$, МПа	2100	1512
Допускаемое напряжение изгиба шестерни – $[\sigma_{F1}]$, колеса – $[\sigma_{F2}]$, МПа	294	255
Максимальное напряжение изгиба при перегрузках $[\sigma_{Fmax}]$, МПа	771	671

Главный геометрический параметр цилиндрической зубчатой передачи – межосевое расстояние a (рисунок 1).

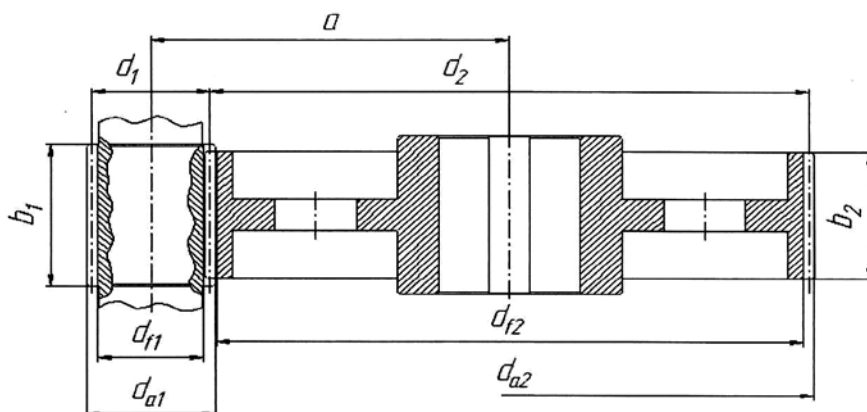


Рисунок 1 – Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

Предварительное значение межосевого расстояния рассчитывается из условия контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев по формуле

$$a' \geq 49,5 \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1}{[\sigma_{\mathcal{F}}] \cdot u}\right)^2 \cdot \frac{K_H T_3}{\psi_a}}, \quad (2)$$

где T_3 – вращающий момент на валу колеса (3-й вал привода), Н·мм;

K_H – коэффициент нагрузки колес при расчете по контактным напряжениям ($K_H = 1,2$);

ψ_a – коэффициент ширины колеса. Для одноступенчатого цилиндрического редуктора при симметричном расположении колес относительно опор $\psi_a = 0,4$ или $0,5$];

u – передаточное число зубчатой передачи, $u = u_{3II}$;

$[\sigma_{H2}]$ – допускаемое контактное напряжение для материала колеса, так как колесо имеет более низкую прочность по сравнению с шестерней.

Проверка прочности зубьев колес по контактным напряжениям проводится по следующему условию прочности:

$$\sigma_{H2} = 315 \cdot \frac{u + 1}{a \cdot u} \cdot \sqrt{\frac{u + 1}{b_2} \cdot T_3 \cdot K_H} \leq [\sigma_{H2}], \quad (3)$$

где K_H – коэффициент нагрузки зубьев колеса при расчете по контактным напряжениям определяется по формуле:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}, \quad (4)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями (для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1$);

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки;

K_{HV} – коэффициент динамичности.

Значение коэффициента $K_{H\beta}$ при расчете определяется из таблицы 2 в зависимости от коэффициента ширины колеса относительно диаметра ψ_{bd} , который определяют по формуле:

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_a \cdot (u + 1),$$

где ψ_a – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния.

Таблица 2 – Значения коэффициентов $K_{F\beta}$ и $K_{H\beta}$ при симметричном расположении шестерен относительно опор

Твердость НВ	$K_{F\beta}$ при ψ_{bd}						$K_{H\beta}$ при ψ_{bd}					
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
<350	1,0	1,02	1,05	1,07	1,11	1,12	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,08

Таблица 3 – Значения K_{HV} – коэффициента динамичности нагрузки при контактных напряжениях

Степень точности	Окружная скорость V , м/с					
	1	2	4	6	8	10
7	–	–	–	1,21	1,29	1,36
8	–	1,08	1,16	1,24	–	–
9	1,05	1,1	–	–	–	–

Проверочный расчет на усталостную прочность по напряжениям изгиба зубьев колеса проводим по формуле:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot F_{t2} \cdot K_F \cdot K_{FD} / (b_2 m) \leq [\sigma_{F2}], \quad (5);$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса;

F_{t2} – окружное усилие в зацеплении зубчатых колёс, Н;

K_F – коэффициент нагрузки при расчете по напряжениям изгиба;

K_{FD} – коэффициент долговечности (принимается $K_{FD} = 1$).

Таблица 4 – Зависимость коэффициента Y_{F2} от числа зубьев колес

z_2	17	20	25	30	40	50	60	80	>100
Y_F	4,28	4,09	3,9	3,8	3,7	3,66	3,62	3,61	3,6

Примечание – Промежуточные значения находят интерполированием.

Коэффициент нагрузки при расчете на изгиб определяется по формуле:

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}, \quad (6)$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между парами зубьев (для прямозубых колес $K_{F\alpha} = 1$);

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (таблица 2);

K_{FV} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку при расчете зубьев на прочность при изгибе (таблица 5).

Таблица 5 – Значения коэффициента K_{FV}

Степень точности	Окружная скорость V , м/с					
	1	2	4	6	8	10
7	–	–	–	–	1,67	1,8
8	–	–	1,38	1,58	–	–
9	1,13	1,28	–	–	–	–

Задача (продолжение)

Выбрать материал зубчатых колёс, рассчитать основные параметры прямозубой цилиндрической передачи и выполнить проверку по контактным напряжениям и напряжениям изгиба.

Исходные данные: передаточное число $u=5$, вращающий момент на валу колеса $T_3=159500 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ (из практического занятия №10).

Решение

Рассчитаем предварительное значение межосевого расстояния

$$a' \geq 49,5 \cdot (5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1}{515 \cdot 5}\right)^2} \cdot \frac{1,2 \cdot 159500}{0,4} = 123,65 \text{ мм} .$$

Значение a' округляют до ближайшего большего значения по единому ряду главных параметров редуктора [1, с. 33]: 25, 28, 30, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315. При небольшом превышении a' над стандартным значением (от 3 % до 5 %) допускается выбирать меньшее стандартное значение межосевого расстояния. Принимаем $a = 125 \text{ мм}$.

Определяем предварительные значения ширины зубчатого колеса и шестерни:

$$b_2' = \psi_a \cdot a = 0,4 \cdot 125 = 50 \text{ мм} ,$$

$$b_1' = 1,12 \cdot b_2' = 1,12 \cdot 50 = 56 \text{ мм} .$$

Значения b_1' и b_2' совпадают со стандартными значениями из ряда главных параметров : $b_1 = 56 \text{ мм}$; $b_2 = 50 \text{ мм}$.

Модуль зубчатых колес выбирают в следующем интервале:

$$m' = (0,01 \dots 0,02) \cdot a = (0,01 \dots 0,02) \cdot 125 = 1,25 \dots 2,5 \text{ мм} .$$

Для силовых передач значение модуля m должно быть больше или равно 1,0 мм и соответствовать по ГОСТ 9563 ряду (мм): **1,0**; 1,25; **1,5**; 1,75; **2,0**; 2,25; **2,5**; 2,75; **3,0**; 3,5; **4,0**; 4,5; **5,0**; 5,5; **6,0**. Жирным шрифтом выделены предпочтительные модули.

Выбираем модуль $m = 2,0 \text{ мм}$.

Определим число зубьев колес. Предварительное суммарное число зубьев колес вычисляют из соотношения:

$$z_{\Sigma}' = \frac{2 \cdot a}{m} = \frac{2 \cdot 125}{2,0} = 125.$$

Предварительное значение суммарного числа зубьев желательно получить сразу целым числом, чтобы не вводить коррекцию (смещение исходного контура) зубчатых колес. Это можно обеспечить подбором модуля m в приведенном выше интервале.

Предварительное значение числа зубьев шестерни находят из соотношения:

$$z_1' = \frac{z_\Sigma'}{u + 1} = \frac{125}{5 + 1} = 20,83.$$

Округляем полученное значение z_1' до ближайшего целого значения $z_1 = 21$. Причем для обеспечения неподрезания ножки зуба прямозубой шестерни необходимо, чтобы значение z_1 было больше или равно 17. После этого вычисляют число зубьев колеса z_2 :

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 125 - 21 = 104.$$

Таким образом, $z_2 = 104$ и $z_1 = 21$.

Уточним фактическое передаточное число передачи:

$$u_\phi = z_2 / z_1 = 104 / 21 = 4,95.$$

Отклонение фактического передаточного числа составляет:

$$\Delta u = \frac{u - u_\phi}{u} \cdot 100 \% = \frac{5,0 - 4,95}{5,0} \cdot 100 \% = 1 \%.$$

Для передач общемашиностроительного применения допускается отклонение фактического передаточного числа от номинального значения в пределах 4 %.

При $\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (5+1) = 1,2$ по таблице 1 $K_{H\beta} = 1,08$.

Коэффициент динамичности K_{Hv} зависит от окружной скорости вращения колес V_2 , рассчитываемой по зависимости:

$$V_2 = \frac{\pi \cdot m \cdot z_2 \cdot n_3}{60000} = \frac{3,14 \cdot 2,0 \cdot 104 \cdot 286,4}{60000} = 3,118 \text{ м/с}.$$

Окружная скорость вращения колес определяет их степень точности по ГОСТ 1643. Так при окружной скорости V_2 до 2 м/с назначается 9-я степень точности, до $V_2 = 6$ м/с – 8-я степень точности, до $V_2 = 10$ м/с – 7-я степень точности.

По данным рассматриваемого примера $V_2 = 3,118$ м/с. Этой скорости соответствует 8-я степень точности. Определим значение коэффициента K_{Hv} по таблице 3 с помощью линейной интерполяции. Получим $K_{Hv} = 1,125$.

Тогда коэффициент нагрузки при расчете по контактным напряжениям:

$$K_H = 1 \cdot 1,08 \cdot 1,125 = 1,215.$$

Действительное контактное напряжение равно:

$$\sigma_{H2} = 315 \cdot \frac{5+1}{125 \cdot 5} \cdot \sqrt{\frac{5+1}{50}} \cdot 159500 \cdot 1,215 = 461,15 \text{ МПа}.$$

Допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_{H2} < [\sigma_{H2}]$) возможна до 15 %, а допускаемая перегрузка ($\sigma_{H2} > [\sigma_{H2}]$) – до 5 %. Если эти условия не выполняются, то необходимо изменить ширину колеса b_2 или межосевое расстояние a , и повторить расчет передачи.

Фактическая недогрузка для рассматриваемого примера составит:

$$\Delta\sigma_{H2} = \frac{\sigma_{H2} - [\sigma_{H2}]}{[\sigma_{H2}]} \cdot 100 \% = \frac{461,15 - 515}{515} \cdot 100 \% = -10,5 \% ,$$

что меньше 15 %, а значит, допустимо.

Проверяем зубчатую передачу на кратковременные перегрузки: – по контактным напряжениям

$$\begin{aligned} \sigma_{Hmax2} &= \sigma_{H2} \cdot \sqrt{K_n} = 461,15 \cdot \sqrt{1,8} = 618,7 \text{ МПа}; \\ [\sigma_{Hmax2}] &= 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 540 = 1512 \text{ МПа}; \\ \sigma_{Hmax2} &< [\sigma_{Hmax2}]. \end{aligned}$$

Коэффициент формы зуба Y_{F2} выбирается в зависимости от числа зубьев колеса по таблице 4. Для $z_2=104$ выбираем $Y_F = 3,6$.

По таблице 2 определяем: $K_{F\beta} = 1,12$ (при $H_2 < 350$ НВ и $\psi_{ad} = 1,2$). По таблице 5 интерполяцией определяем $K_{FV} = 1,301$ (при $V = 3,118$ м/с, 8-й степени точности изготовления передачи).

Тогда, коэффициент нагрузки при расчете на изгиб:

$$K_F = 1 \cdot 1,12 \cdot 1,301 = 1,457$$

Окружная сила в зубчатом зацеплении равна (рисунок 3):

$$F_{t2} = F_{t1} = T_3 \cdot (u+1) / (a \cdot u) = 159500 \cdot (5+1) / (125 \cdot 5) = 1531,2 \text{ Н.}$$

Тогда получим $\sigma_{F2} = 3,6 \cdot 1531,2 \cdot 1 \cdot 1,457 / (50 \cdot 2) = 80,3$ МПа, что меньше $[\sigma_{F2}] = 255$ МПа.

Таким образом, условие прочности на изгиб выполняется.

Проверяем зубчатую передачу на кратковременные перегрузки по напряжениям изгиба

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_F \cdot K_n = 80,3 \cdot 1,8 = 144,54 \text{ МПа} < [\sigma_{Fmax2}] = 671 \text{ МПа.}$$

Определим другие геометрические размеры колес, показанные на рисунке 2. Делительные диаметры равны:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2 \cdot 21 = 42 \text{ мм} , \quad d_2 = m \cdot z_2 = 2 \cdot 104 = 208 \text{ мм} .$$

Диаметры вершин зубьев равны:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2 \cdot m = 42 + 2 \cdot 2 = 46 \text{ мм} , \\ d_{a2} &= d_2 + 2 \cdot m = 208 + 2 \cdot 2 = 212 \text{ мм} . \end{aligned}$$

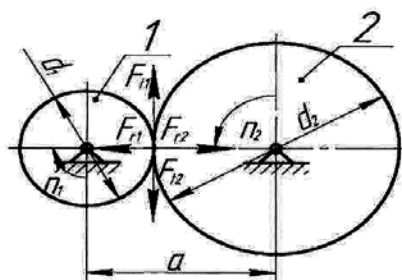
Диаметры впадин зубьев равны:

$$\begin{aligned} d_{f1} &= d_1 - 2,5 \cdot m = 42 - 2,5 \cdot 2 = 37 \text{ мм} , \\ d_{f2} &= d_2 - 2,5 \cdot m = 208 - 2,5 \cdot 2 = 203 \text{ мм} . \end{aligned}$$

Проверим межосевое расстояние зубчатых колес:

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = (42 + 208) / 2 = 125 \text{ мм.}$$

В прямозубой цилиндрической передаче при работе возникают силы в зацеплении зубьев, показанные на рисунке 2.



1 – шестерня; 2 – колесо

Рисунок 2 – Схема сил в зацеплении цилиндрических прямозубых зубчатых колес

Радиальные силы определяем по зависимости:

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1531,2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 557,3 \text{ Н,}$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления.

Нормальная сила является равнодействующей окружной и радиальной сил в зацеплении и определяется по формуле:

$$F_{n2} = F_{n1} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha} = \frac{1531,2}{\cos 20^\circ} = 1629 \text{ Н.}$$

Конструктивные размеры зубчатого колеса показаны на рисунке 3 и приведены в таблице 6.

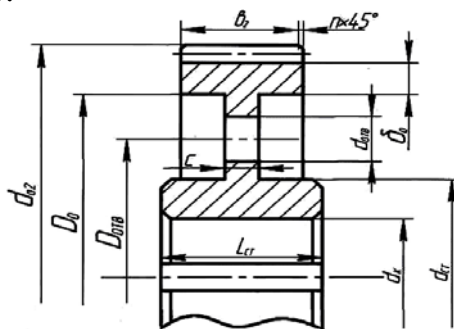


Рисунок 3 – Цилиндрическое зубчатое колесо

Диаметр посадочной поверхности вала d_K под колесо будет получен на практическом занятии №15.

Т а б л и ц а 6 – Размеры зубчатого колеса, мм

Параметр (рисунок 5)	Формула	Расчет
Диаметр ступицы	$d_{cm} = 1,6 \cdot d_K$	$d_{cm} = 1,6 \cdot 45 = 72$
Длина ступицы	$L_{cm} = b_2 \dots 1,5 \cdot d_K$	$L_{cm} = 45 \dots 1,5 \cdot 45 = 45 \dots 67,5. L_{cm} = 55 \text{ мм}$
Толщина обода	$\delta_o = (2,5 \dots 4,0) \cdot m$	$\delta_o = (2,5 \dots 4,0) \cdot 2 = 5 \dots 8$
Диаметр обода	$D_o = d_{a2} - 2 \cdot \delta_o - 4,5 \cdot m$	$D_o = 212 - 2 \cdot 6 - 4,5 \cdot 2 = 191$
Толщина диска	$c = (0,2 \dots 0,3) \cdot b_2$	$c = (0,2 \dots 0,3) \cdot 45 = 9 \dots 13$
Диаметр центров отверстий в диске	$D_{omg} = 0,5 \cdot (D_o + d_{cm})$	$D_{omg} = 0,5 \cdot (191 + 72) = 131,5$
Диаметр отверстий	$d_{omg} = (D_o - d_{cm}) / 4$	$d_{omg} = (191 - 72) / 4 = 29,75$
Фаски	$n = 0,5 \cdot m$	$n = 0,5 \cdot 2 = 1$

3. Практическое занятие № 3 «Определение передаточного отношения сложного зубчатого механизма»

Планетарные редукторы обладают степенью подвижности $W = 1$ и имеют в своем составе зубчатые колеса (сателлиты) с подвижными осями вращения. Планетарные редукторы проектируются соосными и многосателлитными, что обеспечивает разгрузку центральных валов от изгибающих усилий. Достоинствами планетарных редукторов являются высокие значения передаточных отношений и КПД, малые габариты.

В задании на проектирование дается однорядный планетарный редуктор Джемса, для которого по заданному передаточному отношению и модулю колес необходимо определить числа зубьев и геометрические параметры.

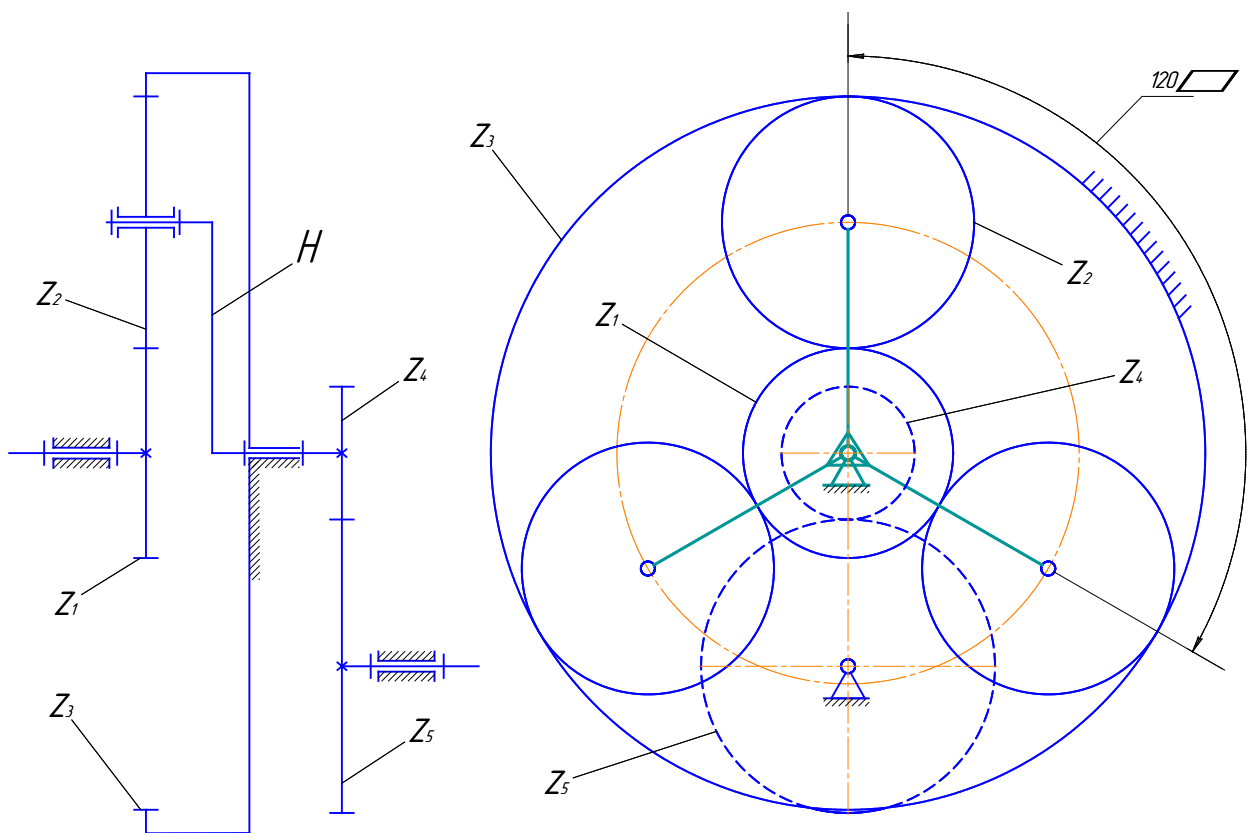


Рисунок 1 – Кинематическая схема сложного зубчатого механизма

Требуется подобрать числа зубьев колес таким образом, чтобы получить требуемое значение передаточного отношения $U_{1H}^{(3)}$. При этом должны выполняться ряд условий.

Передаточное отношение планетарного редуктора Джемса определяется следующей зависимостью:

$$U_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1} \quad (1)$$

Условие соосности требует, чтобы оси центральных колес 1 и 3 и ось водила располагались на одной прямой. Для заданной схемы планетарного редуктора это условие выражается следующей зависимостью:

$$z_1 + 2 \cdot z_2 = z_3 \quad (2)$$

Условие соседства требует, чтобы зубья соседних сателлитов не задевали друг друга. Для этого межосевое расстояние сателлитов должно быть больше диаметра их вершин. Для колес без смещения это условие записывается следующим неравенством:

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}, \quad (3)$$

где k - число сателлитов.

Условие сборки требует получения равных углов между сателлитами при симметричном расположении зон зацепления с центральными колесами и математически записывается в виде:

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = C, \quad (4)$$

где C - любое целое число.

Условие отсутствия заклинивания включает в себя три неравенства:

а) число колес с внутренними зубьями

$$z_{BH} \geq 85; \quad (5)$$

б) число зубьев сопряженных с ними колес с внешними зубьями

$$z_{BII} \geq 20; \quad (6)$$

в) разность чисел зубьев колес передач с внутренним зацеплением

$$z_{BH} - z_{BII} \geq 8. \quad (7)$$

Условие отсутствия подрезания – для передач внешнего зацепления при $\alpha = 20^\circ$ минимальное число зубьев $z_{\min} \geq 17$. (8)

Подбор чисел зубьев колес планетарного редуктора сводится к совместному решению уравнений (1)...(4) и неравенств (5)...(8).

Из зависимости (1) находим число зубьев z_3 предварительно задавшись числом зубьев z_1 с учетом неравенства (8).

Примем $z_1 = 30$, тогда

$$z_3 = z_1 \cdot (U_{IH}^{(3)} - 1) = 30 \cdot (5 - 1) = 120.$$

Проверяем по условию (5) – удовлетворяется.

Из условия соосности (2) определяем числа зубьев z_2 :

$$z_2 = (z_3 - z_1) / 2 = (120 - 30) / 2 = 45.$$

Проверяем z_1 , z_2 и z_3 по неравенствам (5)...(8) – удовлетворяются.

Проверяем условие сборки (4):

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = C ; \frac{30 + 120}{3} = 50 - \text{условие удовлетворяется.}$$

Проверяем фактическое передаточное отношение планетарного редуктора по зависимости (1):

$$U_{1H\text{ФАКТ}}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{120}{30} = 5.$$

$U_{1H\text{ФАКТ}}^{(3)} = U_{1H}^{(3)}$, то полученные числа зубьев удовлетворяют всем условиям.

Определяем диаметры делительных (начальных) окружностей зубчатых колес планетарного редуктора по зависимости:

$$d_i = m \cdot z_i, \text{ мм}, \quad (9)$$

где d_i - делительный диаметр i - го зубчатого колеса, мм;

m - модуль зубчатого зацепления, мм;

z_i - число зубьев i - го зубчатого колеса.

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4,5 \cdot 30 = 135 \text{ мм.}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 4,5 \cdot 45 = 202,5 \text{ мм.}$$

$$d_3 = m \cdot z_3 = 4,5 \cdot 120 = 540 \text{ мм.}$$

Выбираем масштаб построения планетарного механизма и определяем размеры зубчатых колес на чертеже:

$$\mu_L = \frac{d_3}{\tilde{d}_3}, \left[\frac{\text{мм}}{\text{мм}} \right]. \quad (10)$$

$$\mu_L = \frac{d_3}{\tilde{d}_3} = \frac{540}{300} = 1,8 \left[\frac{\text{мм}}{\text{мм}} \right].$$

Результаты расчета планетарной передачи сводим в таблицу 1.

Т а б л и ц а 1 – Результаты расчета параметров планетарного редуктора

$U_{1H}^{(3)}$	z_1	z_2	z_3	Расчетный размер			Размер на чертеже		
				d_1	d_2	d_3	\tilde{d}_1	\tilde{d}_2	\tilde{d}_3
5	30	45	120	135	202,5	540	75	112,5	300

Рассчитаем параметры рядовой цилиндрической передачи. Рядовая зубчатая цилиндрическая передача согласно кинематической схемы, приведенной в задании на проектирование соединяет выходной вал планетарного редуктора и вал кривошипа рычажного механизма глубинного насоса. Исходные данные для ее геометрического расчета приведены в табл. 2.

Т а б л и ц а 2 – Исходные данные для расчета параметров передачи z_4, z_5

Параметр	m	z_i	h_a^*	c^*	α	x
Колесо z_4	4,5	19	1	0,25	20°	$x_4 = 0$
Колесо z_5	4,5	42	1	0,25	20°	$x_5 = 0$

Геометрический расчет рядовой цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи (z_4, z_5) внешнего зацепления начинаем с определения передаточного отношения по следующей зависимости:

$$U_{45} = -\frac{z_5}{z_4}. \quad (11)$$

$$U_{45} = -\frac{z_5}{z_4} = -\frac{42}{19} = -2,21.$$

Определяем диаметры делительных окружностей зубчатых колес по зависимости (9):

$$d_4 = m \cdot z_4 = 4,5 \cdot 19 = 85,5 \text{ мм}; \quad (12)$$

$$d_5 = m \cdot z_5 = 4,5 \cdot 42 = 189 \text{ мм}. \quad (13)$$

Назначаем коэффициенты смещения исходного контура $x_4 = x_5 = 0$ и проектируем «нулевую» зубчатую передачу, для которой:

- угол зацепления равен углу α : $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

- делительное межосевое расстояние равно начальному межосевому расстоянию и определяется по зависимости:

$$a_{45} = a_{w45} = \frac{m \cdot (z_4 + z_5)}{2}; \quad (14)$$

- диаметры начальных окружностей равны делительным диаметрам

$$d_{w4} = d_4, d_{w5} = d_5.$$

(15)

Диаметры основных окружностей определяем по формуле:

$$d_b = d \cdot \cos \alpha. \quad (16)$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha;$$

$$d_{b5} = d_5 \cdot \cos \alpha.$$

Диаметры окружностей вершин зубьев определяем по формуле:

$$d_a = m \cdot (z + 2). \quad (17)$$

$$d_{a4} = m \cdot (z_4 + 2);$$

$$d_{a5} = m \cdot (z_5 + 2).$$

Диаметры окружностей впадин зубьев определяем по формуле:

$$d_f = m \cdot (z - 2,5). \quad (18)$$

$$d_{f4} = m \cdot (z_4 - 2,5);$$

$$d_{f5} = m \cdot (z_5 - 2,5).$$

Шаг зубьев по делительной окружности определяем по зависимости:

$$P = \pi \cdot m. \quad (19)$$

Толщину зубьев по делительной окружности определяем по зависимости:

$$S = \frac{\pi \cdot m}{2}. \quad (20)$$

Высота зубьев зубчатых колес определяется по зависимости:

$$h = 2,25 \cdot m. \quad (21)$$

$$h = 2,25 \cdot m = 10,125 \text{ мм.}$$

Результаты вычислений по зависимостям (11) ... (20) сводим в табл. 3.

Т а б л и ц а 3 – Результаты вычислений параметров передачи z_4 z_5

Параметр	P , мм	d_b , мм	d , мм	d_w , мм	d_a , мм	d_f , мм	U_{45}	a_{w45} , мм	S , мм
Колесо z_4	14,14	80,35	85,5	85,5	94,5	74,25	-2,21	137,25	7,07
Колесо z_5		177,61	189	189	198	177,75			

Общее передаточное число сложного зубчатого механизма определяется выражением:

$$U_{15} = U_{1H}^{(3)} \cdot U_{45}. \quad (22)$$

$$U_{15} = U_{1H}^{(3)} \cdot U_{45} = 5 \cdot 2,21 = 11,053.$$

Частоту вращения ведущего вала планетарного редуктора находим с учетом известной частоты вращения вала кривошипа по формуле:

$$n_{вед} = n_1 \cdot U_{15}. \quad (23)$$

$$n_{вед} = n_1 \cdot U_{15} = 198,95 \text{ об/мин.}$$

4. Практическое занятие №4. «Расчет ременной передачи».

Ременная передача состоит из шкивов, закрепленных на валах и, гибкого ремня, охватывающего эти шкивы. Схема ременной передачи представлена на рисунке 2. В ременных передачах механическая энергия передается силами трения, возникающими между ремнем и шкивами. Для обеспечения этих сил трения необходимо создать натяжение ремня.

Ременные передачи в тех случаях, когда по условиям конструкции механизма валы расположены на значительном расстоянии друг от друга. В комбинации с зубчатыми передачами ременную передачу обычно устанавливают на быстроходную ступень как менее нагруженную.

В современном машиностроении наибольшее распространение получили клиноременные передачи. В этой передаче ремень имеет клиновую форму поперечного сечения и располагается в соответствующих канавках шкива. Форму канавки выполняют так, чтобы между ремнем и ее основанием оставался зазор. Применение клиновых ремней позволило увеличить тяговую способность путем повышения трения между рабочими поверхностями ремня и шкивов.

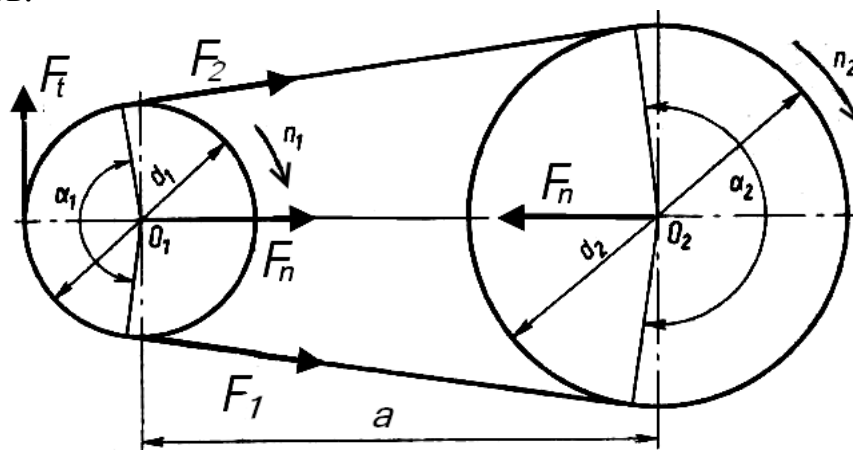


Рисунок 2 - Геометрические и силовые параметры клиноременной передачи

Расчет клиноременной передачи начинается с выбора сечения ремня по номограмме на рисунке 2 в зависимости от требуемой мощности на валу электродвигателя P_1 и номинальной частоты вращения вала электродвигателя n_1 .

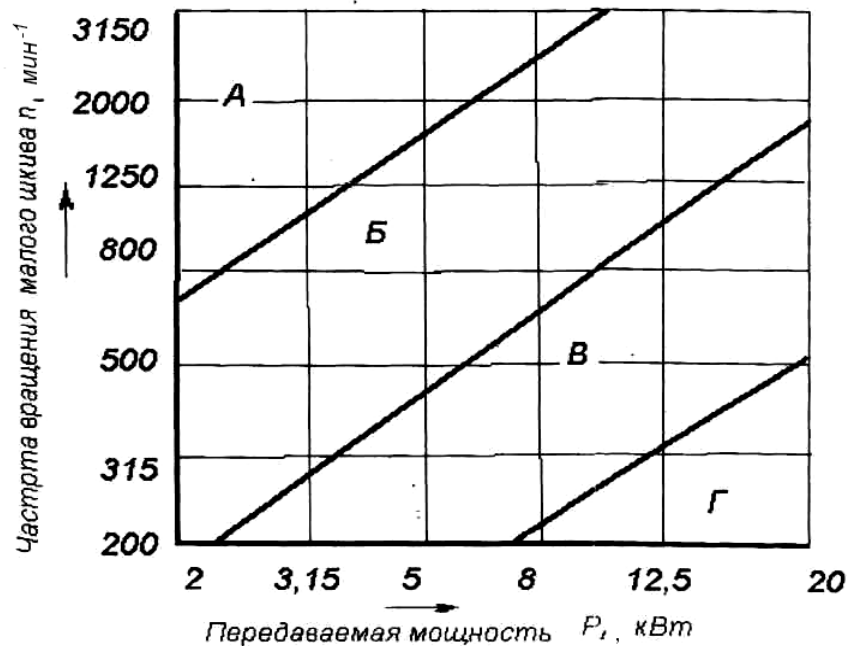


Рисунок 3 – Номограмма для выбора клиновых ремней

Затем определяется расчетный диаметр ведомого шкива d'_2 , мм

$$d'_2 = d_1 \cdot u \quad (12)$$

Минимально допускаемое значение диаметра ведущего шкива d_1 зависит от сечения ремня: для сечения А – $d_1 = 90$ мм; для сечения Б – $d_1 = 125$ мм; для сечения В – $d_1 = 200$ мм; для сечения Г – $d_1 = 315$ мм. В целях повышения срока службы ремней рекомендуется принимать в качестве диаметра ведущего шкива следующее (или через одно) значение после минимально допустимого диаметра из стандартного ряда диаметров.

Предварительное значение межосевого расстояния ременной передачи определяем в интервале $a'_{\min} \leq a' \leq a'_{\max}$

$$a'_{\min} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h, \quad (13)$$

$$a'_{\max} = d_1 + d_2. \quad (14)$$

Затем следует принять среднее значение межосевого расстояния

Определяется расчетная длина ремня по формуле

$$L' = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \quad (15)$$

Полученное значение длины ремня округляется до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 1284.

Затем уточняется значение межосевого расстояния передачи a по стандартной длине ремня L

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\} \quad (16)$$

Определяется угол обхвата ремнем ведущего шкива α_1 , град. по формуле

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (17)$$

Скорость ремня V , м/с определим по формуле

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} \quad (18)$$

Определим расчетную мощность P_p , кВт, передаваемую одним клиновым ремнем проектируемой передачи по формуле

$$P_p = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_u / C_p, \quad (19)$$

где P_0 – номинальная мощность, кВт, передаваемая одним клиновым ремнем базовой передачи, выбираемая методом интерполирования из таблицы 1.

C_α, C_L, C_u, C_p – поправочные коэффициенты, выбираемые для условий работы проектируемой передачи по таблице 1.

Т а б л и ц а 4 – Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая одним клиновым ремнем базовой передачи

Сечение ремня; L_0 , мм	Диаметр шкива d_1 , мм	Скорость ремня V , м/с					
		3	5	10	15	20	25
		Номинальная мощность p_0 , кВт					
А $L_0 = 1700$ мм	90	0,52	0,74	1,33	1,69	1,84	1,69
	100	0,52	0,81	1,40	1,87	1,99	1,91
	112	0,52	0,81	1,47	2,03	2,41	2,29
Б $L_0 = 2240$ мм	125	0,74	1,10	2,06	2,88	2,94	2,50
	140	0,81	1,25	2,23	3,16	3,60	3,24
	160	0,96	1,40	2,50	3,60	4,35	4,35
В $L_0 = 3750$ мм	200	1,40	2,14	3,68	5,28	6,25	5,90
	224	1,62	2,42	4,27	5,97	7,15	6,70
	250	1,77	2,65	4,64	6,34	7,50	7,73

Требуемое число ремней Z определяется по формуле

$$Z' = P_1 / (P_p \cdot C_Z), \quad (20)$$

где P_1 – мощность передаваемая через передачу, кВт;

C_Z – коэффициент числа ремней, выбираемый по таблице 5.

Число ремней Z округляем в большую сторону до целого числа от Z' . В проектируемых передачах малой и средней мощности рекомендуется принимать число клиновых ремней Z меньше или равно 6. При необходимости уменьшить расчетное количество ремней Z следует увеличить диаметр ведущего шкива d_1 или перейти на большее сечение ремня.

Определим силу предварительного натяжения одного ремня по формуле

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_L}{Z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_u} + C_\theta \cdot V^2 \quad (21)$$

где C_θ – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил, выбираемый в таблице 5.

Таблица 5 – Значения поправочных коэффициентов.

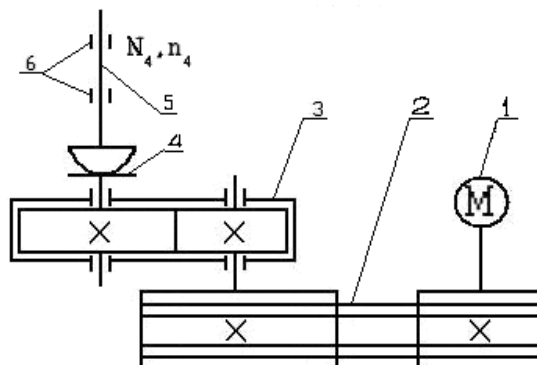
C_α – коэффициент угла обхвата ведущего шкива									
α_1 , град.	180	170	160	150	140	130	120		
C_α	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82		
C_L – коэффициент влияния отношения выбранной длины ремня L к базовой длине L_0 (таблица 15)									
L/L_0	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4			
C_L	0,82	0,89	0,95	1,0	1,04	1,07			
C_u – коэффициент передаточного отношения									
u	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	$\geq 3,0$
C_u	1,0	1,08	1,1	1,115	1,125	1,13	1,135	1,138	1,14
C_p – коэффициент режима нагрузки									
Характер Нагрузки	Спокойная		Умеренные колебания		Значительные колебания		Ударная		
C_p	от 1 до 1,2		от 1,1 до 1,3		от 1,3 до 1,5		от 1,5 до 1,7		
C_Z – коэффициент числа ремней									
Z	1		от 2 до 3		от 4 до 6		> 6		
C_Z	1		0,95		0,9		0,85		
C_θ – коэффициент влияния центробежных сил									
Сечение	А		Б		В		Г		
C_θ	0,1		0,18		0,3		0,6		

Определим силу давления на валы передачи F_{II} , Н :

$$F_{II} = 2 \cdot F_0 \cdot Z \cdot \sin(\alpha_1 / 2). \quad (11)$$

Задача

Рассмотрим методику расчета ременной передачи на отдельном примере.



1) электродвигатель; 2) клиноременная передача; 3) цилиндрический прямозубый редуктор; 4) муфта зубчатая; 5) вал рабочей машины; 6) подшипники

Рисунок 4 - Схема привода с клиноременной передачей

Исходными данными для расчета клиноременной передачи, например, являются:

- вращающий момент на валу ведущего шкива (момент на валу электродвигателя) $T_1 = 32240 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;
- мощность на валу ведущего шкива (это требуемая мощность электродвигателя) $P_1 = 5,03 \text{ кВт}$;
- частота вращения ведущего шкива (это номинальная частота вращения вала электродвигателя) $n_1 = 1432 \text{ мин}^{-1}$;
- передаточное число передачи $u = u_{рп} = 2,2$.

Решение

По исходным данным примера по номограмме (рисунок 3) подходит клиновой ремень сечения Б, размеры которого приведены в ГОСТ 1284. Выбранному сечению Б соответствуют размеры, мм: $b_0 = 17$; $b_p = 14$; $y_0 = 4$; $h = 10,5$; площадь сечения $A = 138 \text{ мм}^2$.

Принимаем стандартное значение диаметра ведущего шкива $d_1 = 140 \text{ мм}$.

Определим расчетный диаметр ведомого шкива d'_2 , мм

$$d'_2 = 40 \cdot 2,2 = 308 \text{ мм}.$$

Определим фактическое передаточное число ременной передачи u_ϕ

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{315}{140 \cdot (1-0,01)} = 2,27,$$

где $\varepsilon = 0,01$ или $0,02$ – коэффициент скольжения .

Проверим отклонение Δu фактического передаточного числа u_ϕ от заданного передаточного числа u

$$\Delta u = \frac{u_\phi - u}{u} \cdot 100 \% = \frac{2,27 - 2,2}{2,2} \cdot 100 \% = 3,2 \% \leq 4 \% .$$

Определим предварительное значение межосевого расстояния ременной передачи в интервале $a'_{\min} \leq a' \leq a'_{\max}$

$$a'_{\min} = 0,55 \cdot (140 + 315) + 10,5 = 261 \text{ мм} ,$$

$$a'_{\max} = 140 + 315 = 455 \text{ мм} .$$

Можно принять среднее значение межосевого расстояния $a' = 350 \text{ мм} .$

Определим расчетную длину ремня по формуле (15)

$$L' = 2 \cdot 350 + \frac{3,14}{2} \cdot (315 + 140) + \frac{(315 - 140)^2}{4 \cdot 350} = 1436 \text{ мм} .$$

Полученное значение длины ремня округляем до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 1284. Принимаем $L = 1400 \text{ мм} .$ Уточняем значение межосевого расстояния передачи a по стандартной длине ремня L ,

$$a = \frac{1}{8} \cdot \left\{ 2 \cdot 1400 - 3,14 \cdot (315 + 140) + \sqrt{[2 \cdot 1400 - 3,14 \cdot (315 + 140)]^2 - 8 \cdot (315 - 140)^2} \right\} =$$

$$= 331,27 \text{ мм} .$$

Определим угол обхвата ремнем ведущего шкива α_1 , град. по формуле(17)

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{315 - 140}{331,27} = 149,89^\circ .$$

По формуле (18) определим скорость ремня V , м/с

$$V = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 1432}{60000} = 10,49 \text{ м/с} .$$

Поправочные коэффициенты C_α, C_L, C_u, C_p , выбираем для условий работы проектируемой передачи (при отношении $L / L_0 = 1400 / 2240 = 0,625$) по таблице 5.

$$C_\alpha = 0,92; C_L = 0,898; C_u = 1,13; C_p = 1,2; C_Z = 0,95; C_\theta = 0,18$$

.Определим мощность, передаваемую одним ремнем, по формуле (19)

$$P_p = 2,32 \cdot 0,92 \cdot 0,898 \cdot 1,13 / 1,2 = 1,8 \text{ кВт} .$$

Требуемое число ремней Z определяется по формуле (20)

$$Z' = 5,03 / (1,8 \cdot 0,95) = 2,93 ,$$

где P_I – мощность передаваемая через передачу, кВт;

C_Z – коэффициент числа ремней, выбираемый по таблице 5.

Окончательно выбираем $Z = 3$ (округляем в большую сторону до целого числа от Z'). В проектируемых передачах малой и средней мощности рекомендуется принимать число клиновых ремней Z меньше или равно 6. При необходимости уменьшить расчетное количество ремней Z следует увеличить диаметр ведущего шкива d_1 или перейти на большее сечение ремня.

Определим силу предварительного натяжения одного ремня по формуле (21)

$$F_0 = \frac{850 \cdot 5,03 \cdot 1,2 \cdot 0,898}{3 \cdot 10,49 \cdot 0,92 \cdot 1,13} + 0,18 \cdot 10,49^2 = 160,63 \text{ Н},$$

Определим силу давления на валы передачи F_H , Н, по формуле (22):

$$F_H = 2 \cdot 160,63 \cdot 3 \cdot \sin(149,89^\circ / 2) = 930,7 \text{ Н}.$$

5. Практическое занятие № 5 « Расчет цепной передачи»

Цепную передачу относят к передачам зацеплением с гибкой связью. Она состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью (рисунок 1).

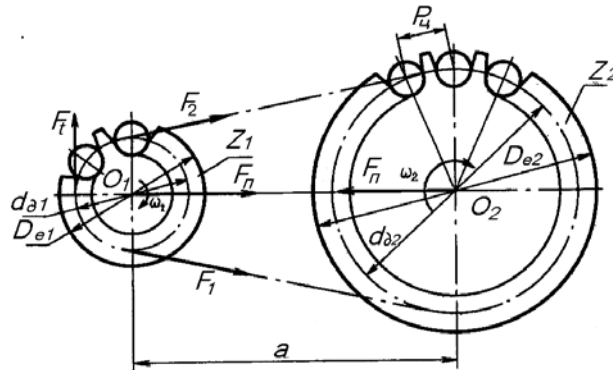


Рисунок 1 – Геометрические и силовые параметры цепной передачи

Важнейшим параметром цепной передачи является предварительное значение шага цепи $P_{ц}$, которое рассчитывается по допускаемому давлению в шарнире цепи по зависимости:

$$P_{ц} \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{\text{э}}}{Z_1 \cdot [p]}}, \quad (1)$$

где $K_{\text{э}}$ – коэффициент эксплуатации, который представляет собой произведение пяти поправочных коэффициентов, учитывающих различные условия работы реальной передачи (таблица 1):

$$K_{\text{э}} = K_{\text{д}} \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_{\text{о}} \cdot K_{\text{с}} \cdot K_{\text{р}}. \quad (2)$$

Таблица 1 – Значения поправочных коэффициентов K

Условия работы передачи		Коэффициент	
		Обозначение	Значение
Динамичность нагрузки	Равномерная	$K_{\text{д}}$	1
	Переменная		от 1,2 до 1,5
Регулировка натяжения цепи	Опорами	$K_{\text{рег}}$	1
	Натяжными звездочками		0,8
	Нерегулируемые		1,25
Положение передачи	Наклон линии центров звездочек к горизонту: угол $\theta \leq 60^\circ$ угол $\theta > 60^\circ$	$K_{\text{о}}$	1
			1,25
Способ смазывания	Непрерывный	$K_{\text{с}}$	0,8
	Капельный		1
	Периодический		1,5
Режим работы	Односменная	$K_{\text{р}}$	1
	Двухсменная		1,25
	Трехсменная		1,5

Действительное давление в шарнире цепи определяется по формуле

$$p_0 = 2,8^3 \cdot \frac{T_1 \cdot K_{\Sigma}}{Z_1 \cdot t^3} \quad (3)$$

Допускаемое давление в шарнире цепи $[p_0]$, Н/мм², определяются по таблице 2.

Таблица 2 – Зависимость допускаемого давления от скорости в цепи

V , м/с	0,1	0,4	1	2	4	6	8	10
$[p_0]$, Н/мм ²	32	28	25	21	17	14	12	10

Обязательно должно выполняться условие прочности цепи

$$p_0 \leq [p_0]. \quad (4)$$

Затем определим число звеньев в цепном контуре по формуле

$$W' = 2 \cdot \frac{a'}{P_{\text{ц}}} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{[(z_2 - z_1)/2\pi]^2}{a'/P_{\text{ц}}}. \quad (5)$$

После этого необходимо уточнить фактическое значение межосевого расстояния цепной передачи по формуле

$$a' = 0,25 \cdot P_{\text{ц}} \cdot \left\{ W - 0,5 \cdot (z_2 + z_1) + \sqrt{[W - 0,5 \cdot (z_2 + z_1)]^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right\}. \quad (6)$$

Окончательной проверкой для выбранной цепи является сравнение расчетного коэффициента запаса прочности S с его допускаемым значением $[S]$. Должно выполняться следующее условие:

$$S > [S]. \quad (7)$$

Таблица 3 – Допускаемый коэффициент запаса прочности $[s]$ для роликовых цепей при z_1 от 15 до 30

Шаг цепи, $P_{\text{ц}}$, мм	Частота вращения ведущей звездочки n_1 , мин ⁻¹								
	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	10,0
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	8,0	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	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	–

Расчетный коэффициент запаса прочности определяется по формуле

$$S = \frac{F_{lim}}{F_t K_{\text{д}} + F_f + F_v}, \quad (8)$$

где F_{lim} – разрушающая нагрузка цепи, Н. Она зависит от шага цепи и выбирается по ГОСТ 13568,

F_t – окружная сила, передаваемая цепью, Н,

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{dl}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot T_1}{z_1 \cdot P_{II}}, \quad (9)$$

K_D – коэффициент из таблицы 1;

F_f – предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви (от ее силы тяжести), Н

$$F_i = k_f \cdot q \cdot a \cdot g, \quad (10)$$

где k_f – коэффициент провисания цепи. Для горизонтальных цепных передач $k_f = 6$;

q – масса одного метра цепи, кг/м. Определяется для выбранной цепи по ГОСТ 13568.

a – межосевое расстояние передачи, м;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

F_v – натяжение цепи от центробежных сил, Н

$$F_v = q \cdot V^2 \quad (11)$$

Задача

Рассчитать параметры цепной передачи в механическом приводе согласно заданной кинематической схеме, приведённой в практическом занятии №10.

Исходные данные из практического занятия №9 :

– вращающий момент на валу ведущей звездочки (он равен моменту на третьем валу привода) $T_3 = 159500 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;

– частота вращения ведущей звездочки (или частота вращения третьего вала привода) $n_1 = 286,4 \text{ мин}^{-1}$;

– передаточное число цепной передачи $u = u_{un} = 3,182$.

Решение

Выбрав в таблице 1 коэффициенты для условий работы рассчитываемой передачи, рассчитаем коэффициент K_{Σ} по формуле (2):

$$K_{\Sigma} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 1,875.$$

Определим Z_1' – предварительное число зубьев ведущей звездочки

$$Z_1' = 29 - 2 \cdot u = 29 - 2 \cdot 3,182 = 22,636$$

Полученное предварительное значение Z_1' округляют до целого нечетного числа, что в сочетании с нечетным числом зубьев ведомой звездочки Z_2 и четным числом звеньев цепи L_t обеспечит более равномерное изнашивание зубьев. Принимаем $Z_1 = 23$. Тогда $Z_2 = Z_1 \cdot u = 23 \cdot 3,182 = 73,186$. Принимаем $Z_2 = 73$ (нечетное число).

Уточним передаточное число цепной передачи

$$u_{\phi} = Z_2 / Z_1 = 73 / 23 = 3,174.$$

Допускается отклонение от расчетного значения u не более $\pm 4\%$.

$$\Delta u = \frac{u_{\phi} - u}{u} \cdot 100\% = \frac{3,174 - 3,182}{3,182} \cdot 100\% = -0,25\%.$$

Если не известны дополнительные данные, то задаются предварительным значением скорости V от 2 м/с до 3 м/с. Примем $V = 2,5$ м/с, тогда интерполированием получаем $[p_0] = 20$ Н/мм².

Рассчитаем по зависимости (1) шаг цепи

$$P_{\psi} = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{159500 \cdot 1,875}{23 \cdot 20}} = 24,26 \text{ мм}.$$

Полученное значение шага округляется до ближайшего большего стандартного значения по ГОСТ 13568 : $P_{\psi} = 25,4$ мм.

Определим фактическую скорость цепи

$$V = \frac{Z_1 \cdot P_{\psi} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{23 \cdot 25,4 \cdot 286,4}{60000} = 2,79 \text{ м/с}.$$

Этой скорости цепи по таблице 2 соответствует допускаемое давление $[p_0] = 19,12$ Н/мм².

По формуле (3) рассчитаем действительное давление в шарнире цепи

$$p_0 = 2,8^3 \cdot \frac{159500 \cdot 1,875}{23 \cdot 25,4^3} = 17,42 \text{ Н/мм}^2.$$

Условие прочности цепи $p_0 \leq [p_0]$ выполняется.

В противном случае необходимо увеличить шаг цепи P_{ψ} или число зубьев ведущей звездочки Z_1 и повторить расчет.

По шагу выбираем цепь приводную однорядную нормальной серии ПР – 25,4 – 56,7 ГОСТ 13568.

По условию долговечности цепи рекомендуется выбирать межосевое расстояние цепной передачи при эскизной компоновке привода в интервале $a = (30 \dots 50) \cdot P_{\psi}$. Рассчитаем предварительное значение межосевого расстояния

$$a' = 40 \cdot P_{\psi} = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм}.$$

Определим число звеньев в цепном контуре по формуле (5)

$$W' = 2 \cdot \frac{1016}{25,4} + \frac{73 + 23}{2} + \frac{[(73 - 23)/2 \cdot 3,14]^2}{1016/25,4} = 129,6.$$

Чтобы не применять переходное соединительное звено, полученное значение округляется до целого четного числа, т.е. примем $W = 130$.

Уточняем фактическое значение межосевого расстояния цепной передачи по формуле (6)

$$a' = 0,25 \cdot 25,4 \left\{ 130 - 0,5(73 + 23) + \sqrt{[130 - 0,5(73 + 23)]^2 - 8 \left(\frac{73 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right\} = 1021,4$$

мм. Полученное значение a не округлять до целого числа.

Выбранная цепь будет иметь следующую длину:

$$L = W \cdot P_y = 130 \cdot 25,4 = 3302 \text{ мм.}$$

Проверим частоту вращения ведущей звездочки по условию:

$$n_1 = 286,4 \text{ мин}^{-1} \leq [n_1] = \frac{15000}{P_y} = \frac{15000}{25,4} = 590 \text{ мин.}^{-1}$$

Сравним расчетное число ударов шарниров цепи о зубья звездочек в секунду v с допускаемым значением $[v]$. Должно выполняться условие:

$$v \leq [v].$$

Определим v – расчетное число ударов цепи о зуб звездочки

$$v = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot W} = \frac{4 \cdot 23 \cdot 286,4}{60 \cdot 130} = 3,39 \text{ с.}^{-1}$$

Определим $[v]$ – допускаемое число ударов цепи о зуб звездочки:

$$[v] = \frac{508}{P_y} = \frac{508}{25,4} = 20 \text{ с.}^{-1}$$

Видим, что $3,39 \text{ с.}^{-1} < 20 \text{ с.}^{-1}$. Следовательно, условие выполняется.

Для примера $F_{lim} = 56700 \text{ Н}$;

F_t – окружная сила, передаваемая цепью, Н, по формуле (9)

$$F_t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 159500}{23 \cdot 25,4} = 1715 \text{ Н.}$$

По ГОСТ 13568 масса одного метра цепи : $q = 2,6 \text{ кг/м}$.

Определим предварительное натяжение цепи по формуле (10)

$$F_f = 6 \cdot 2,6 \cdot 1,021 \cdot 9,81 = 156 \text{ Н.}$$

Определим F_V – натяжение цепи от центробежных сил, Н, по формуле (11)

$$F_V = q \cdot V^2 = 2,6 \cdot 2,79^2 = 20,24 \text{ Н.}$$

Определим фактический коэффициент запаса прочности цепи по формуле (8)

$$S = \frac{56700}{1715 \cdot 1 + 156 + 21} = 30.$$

Значение допускаемого коэффициента запаса прочности определяется по данным таблицы 3. Условие (7) выполняется.

Определим силу давления цепи на валы F_{II} , Н:

$$F_{II} = F_t + 2 \cdot F_f = 1715 + 2 \cdot 156 = 2027 \text{ Н.}$$

6. Практическое занятие №6. «Расчет червячной передачи»

Сначала определяется межосевое расстояние червячной передачи из расчета на контактную выносливость зубьев колеса, имеющих меньшие поверхностную и общую прочность, чем витков червяка.

Расчетное значение межосевого расстояния a^l червячной передачи определяют по формуле

$$a^l \geq K_a \cdot \sqrt[3]{K \cdot T_2 / [\sigma_{H2}]^2} , \quad (1)$$

где K_a – коэффициент, который для эвольвентных и архимедовых червяков равен 610;

K – коэффициент нагрузки, численное значение которого принимают, руководствуясь данными таблицы 1:

Таблица 1 – Значение коэффициента нагрузки K

Предварительное число u червячной передачи	Число заходов червяка Z_1	Значение коэффициента нагрузки K
8...16,0	4	$1,25 - 0,0125 \cdot u$
16... 31,5	2	$1,19 - 0,006 \cdot u$
31,5... 50	1	$1,12 - 0,002 \cdot u$
Более 50	1	1,02

T_2 – вращающий момент на колесе, Н·м;

$[\sigma_{H2}]$ – допускаемое контактное напряжение материала колеса, МПа.

Полученное по формуле (1) значение межосевого расстояния a^l округляют в большую сторону до стандартного значения a из следующего ряда: 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400 мм.

Затем в зависимости от передаточного числа u назначают число заходов червяка Z_1 :

u	св. 8 до 14	св. 14 до 30	св. 30
Z_1	4	2	1

Для червячных передач стандартных редукторов передаточные числа выбирают из ряда: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,3; 40; 50; 63; 80.

Число зубьев колеса: $Z_2 = Z_1 \cdot u$. (2)

Определяют предварительные значения:

- модуля передачи m^l , мм: $m^l = (1,4...1,7) a / Z_2$; (3)

- коэффициента диаметра червяка: $q^l = (2 a / m) - Z_2$. (4)

В формулу (3) подставляют коэффициенты 1,4 и 1,7, получая таким образом интервал значений модуля.

В формулу (4) подставляют стандартное значение модуля m , мм, взятое из таблицы 2. Полученное по формуле (5) значение q^l округляют до ближайшего стандартного q , приведенного в таблице 2.

Таблица 2 – Рекомендуемые сочетания значений m и q

m	2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5	16
q	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 16; 20; 14	8; 10; 12,5; 16

Определяют минимально допустимое значение q_{min} из условия жесткости червяка $q_{min} = 0,212 \cdot Z_2$. (5)

Рассчитывают коэффициент смещения по формуле

$$x = (a/m) - 0,5 (Z_2 + q), \quad (6)$$

который должен находиться в пределах $-1 \leq x \leq +1$. Если это условие не выполняется, то изменяют a , m , Z_2 или q .

Определяют фактическое передаточное число $u_\phi = Z_2 / Z_1$. Отклонение от заданного передаточного числа не должно быть больше 5 %.

Затем предварительно определяют окружную скорость V_{w1} , м/с, на начальном диаметре червяка

$$V_{w1} = \pi \cdot m \cdot n_1 (q + 2x) / 60000. \quad (7)$$

Затем определяют скорость скольжения в зацеплении $V_{ск}$, м/с

$$V_{ск} = V_{w1} / \cos \gamma_w, \quad (8)$$

где γ_w – угол подъема линии витка червяка на начальном цилиндре, который находится по формуле

$$\gamma_w = \arctg [Z_1 / (q + 2x)]. \quad (9)$$

По значению $V_{ск}$, полученному по формуле (98), уточняют допускаемые контактные напряжения по формулам (85, 86).

Затем определяют окружную скорость V_2 , м/с, на колесе

$$V_2 = \pi \cdot d_2 \cdot n_2 / 60\,000. \quad (10)$$

Проверочный расчет зубьев червячного колеса по контактным напряжениям, σ_{H2} , МПа, проводится по формуле

$$\sigma_{H2} = \frac{5350 (q + 2x)}{Z_2} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K (Z_2 + q + 2x)^3}{a^3 (q + 2x)^3}} \leq [\sigma_{H2}], \quad (11)$$

где T_2 – расчетный момент на червячном колесе, Н·мм;

K – коэффициент нагрузки (таблица 1);

q – коэффициент диаметра червяка;

a – межосевое расстояние, мм;

Z_2 – число зубьев колеса;

$[\sigma_{H2}]$ – допускаемое контактное напряжение материала колеса, МПа.

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_{H2}]$ определяют в зависимости от группы материала.

Расчетное контактное напряжение должно находиться в интервале: $\sigma_{H2} = (0,8 \dots 1,1) [\sigma_{H2}]$. При невыполнении этого условия изменяют межосевое расстояние a и уточняют основные параметры передачи.

Сопротивление изгибу витков червяка значительно выше, чем у зубьев червячного колеса, поэтому проверку червячной передачи по напряжениям изгиба проводят для зубьев червячного колеса.

Проверочный расчет по напряжениям изгиба проводится по формуле

$$\sigma_{F2} = \frac{1,54 \cdot T_2 \cdot K \cdot Y_{F2} \cdot \cos \gamma_w}{m_n^3 \cdot Z_2 (q + 2x)} \leq [\sigma_{F2}], \quad (12)$$

где K – коэффициент нагрузки (таблица 1);

Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса, который для эквивалентного числа зубьев $Z_{v2} = Z_2 / \cos^3 \gamma_w$, определяется по таблице 3.

Недогрузка по напряжениям изгиба σ_{F2} свидетельствует о том, что основным критерием работоспособности червячной передачи является не изгибная, а контактная выносливость материала червячного колеса. Корректировку геометрических размеров передачи при этом обычно не выполняют.

Таблица 3 – Значения коэффициентов формы зуба червячного колеса

Z_{v2}	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	90	150
Y_{F2}	1,9	1,85	1,8	1,76	1,77	1,64	1,55	1,48	1,45	1,4	1,3	1,3	1,2

Затем проводится проверка зубьев червячного колеса при действии кратковременных пиковых нагрузок по формулам:

$$\sigma_{Hmax2} = \sigma_{H2} \sqrt{K_n} \leq [\sigma_{Hmax2}]; \quad (13)$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot K_n \leq [\sigma_{Fmax2}], \quad (14)$$

где σ_{H2} и σ_{F2} – расчетные напряжения, МПа;

K_n – коэффициент пиковой нагрузки (задается в исходных данных).

Определяются геометрические размеры червяка:

$$\text{делительный диаметр } d_1 = q \cdot m; \quad (15)$$

$$\text{начальный диаметр } d_{w1} = m (q + 2x); \quad (16)$$

$$\text{диаметр вершин витков } d_{a1} = d_1 + 2m; \quad (17)$$

$$\text{диаметр впадин витков при эвольвентном профиле червяка} \\ d_{f1} = d_1 - 2m (1 + 0,2 \cos \gamma_w). \quad (18)$$

Длина b_1' нарезанной части червяка при коэффициенте смещения $x \leq 1$

$$b_1' = (10 + 5,5 |x| + Z_1) m. \quad (19)$$

При положительном коэффициенте смещения червяк должен быть несколько короче. В этом случае размер b_1 , вычисленный по формуле (19), уменьшают на величину $(70 + 60x) m / Z_2$.

Для фрезеруемых и шлифуемых червяков полученную расчетом длину b_1 увеличивают: при $m < 10$ мм – на 25 мм; при $m = 10 \dots 16$ мм – на 36... 40 мм.

Затем определяются геометрические размеры колеса:

$$\text{диаметр делительный окружности } d_2 = Z_2 \cdot m; \quad (20)$$

$$\text{диаметр вершин зубьев } d_{a2} = d_2 + 2m (1 + x); \quad (21)$$

$$\text{диаметр впадин } d_{f2} = d_2 - 2m (1,2 - x); \quad (22)$$

$$\text{наибольший диаметр } d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m / (Z_1 + 2). \quad (23)$$

$$\text{Ширина венца } b_2 = \psi_a \cdot a_w, \quad (24)$$

где $\psi_a = 0,355$ при $Z_1 = 1$ и 2 , а при $Z_1 = 4$ – $\psi_a = 0,315$.

После расчета длину b_1' , ширину b_2' округляют в ближайшую сторону до стандартных значений b_1 , b_2 из ряда нормальных линейных размеров. Геометрические параметры червячной передачи представлены на рисунке 1.

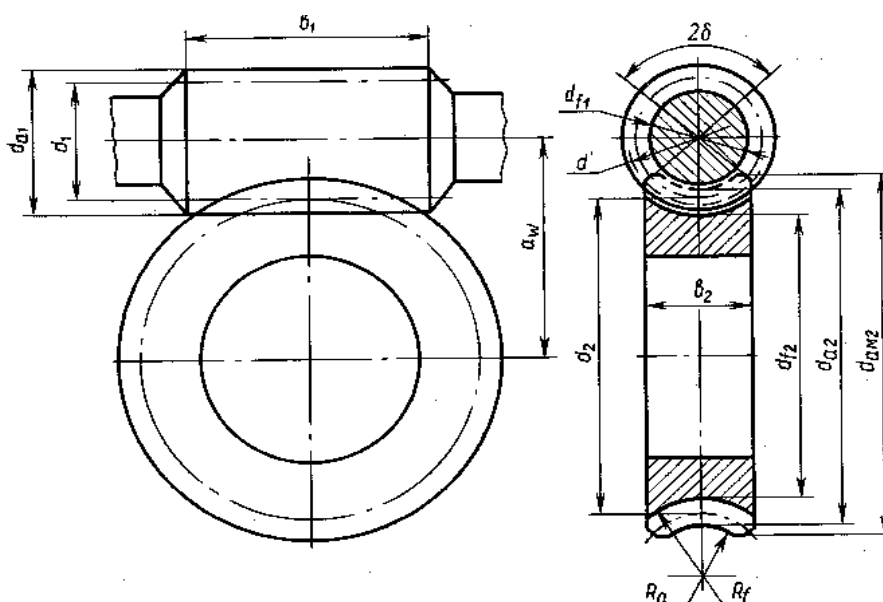


Рисунок 1 – Геометрические параметры червячной передачи

Коэффициент полезного действия червячной передачи η_u определяется по формуле

$$\eta_u = \operatorname{tg} \gamma_w / \operatorname{tg} (\gamma_w + \rho), \quad (25)$$

где γ_w – угол подъема линии витка червяка на начальном цилиндре ;

ρ – приведенный угол трения, определяемый экспериментально с учетом относительных потерь мощности в зацеплении, в опорах и на перемешивание масла. Значение угла трения ρ между стальным червяком и колесом из бронзы принимают по таблице 4 в зависимости от скорости скольжения $V_{ск}$. Меньшее значение ρ – для оловянной бронзы, большее – для безоловянной бронзы, а также для латуни и чугуна.

Таблица 4 – Значения приведенного угла трения ρ между стальным червяком и колесом из бронзы, латуни и чугуна

$V_{ск}, \text{м/с}$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	7,0	10	15
ρ	3° 10'	2° 30'	2° 20'	2° 00'	1° 40'	1° 30'	1° 20'	1° 20'	0° 55'	0° 50'
	3° 40'	3° 10'	2° 50'	2° 30'	2° 20'	2° 00'	1° 40'	1° 30'	1° 20'	1° 10'

В червячном зацеплении возникают силы, которые представлены на рисунке 2.

Окружная сила F_{t2} , Н, действующая на червячное колесо, равная осевой силе F_{a1} , Н, действующей на червяк, находится по формуле

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 T_2 / d_2. \quad (26)$$

Окружная сила F_{t1} , Н, действующая на червяк, равная по величине осевой силе F_{a2} , Н, действующей на червячное колесо, находится по формуле

$$F_{t1} = F_{a2} = 2 T_1 / d_1. \quad (27)$$

Радиальная сила F_{r1} , Н, равная по величине F_{r2} , Н, находится по формуле

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (28)$$

Нормальная сила F_n , Н, действующая на рабочую поверхность зубьев

$$F_n = F_{t2} / (\cos \alpha \cdot \cos \gamma_w), \quad (29)$$

где $\alpha = 20^\circ$ – профильный угол;

γ_w – угол подъема линии витка червяка на начальном цилиндре (формула 9).

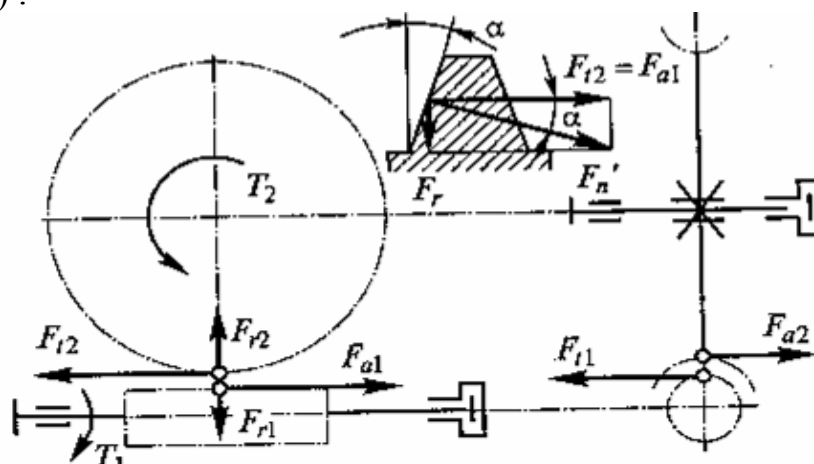


Рисунок 2 – Силы, действующие в зацеплении червячной передачи

Для обеспечения нормальной работоспособности передачи необходимо проведение теплового расчета для червячного редуктора. Мощность, потерянная на трение в зацеплении и подшипниках, а также на размешивание и разбрызгивание масла, переходит в теплоту, нагревая масло, детали передачи и стенки корпуса, через которые она отводится в окружающую среду. Если отвод теплоты недостаточен, то передача может перегреться. При перегреве резко уменьшается вязкость масла и возникает опасность заедания, что может привести к выходу передачи из строя.

Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы производят на основе теплового баланса, то есть при равенстве тепловыделения и теплоотвода.

Условие нормального теплового режима

$$t_m \leq [t_m], \quad (30)$$

где t_m – температура масла в корпусе редуктора, $^\circ\text{C}$;

$[t_m]$ – допустимая температура масла в корпусе червячного редуктора (в зависимости от марки масла $[t_m] = 95 \div 110$ $^\circ\text{C}$).

Температуру масла определяем на основании теплового баланса

$$t_m = \frac{P_1(1 - \eta_c)}{K_t \cdot A} + t_B, \quad (31)$$

где P_1 – мощность, передаваемая червячной передачей, Вт;

η_c – коэффициент полезного действия червячной передачи;

A – площадь поверхности корпуса редуктора, м², которая определяется по таблице 26 в зависимости от межосевого расстояния передачи;

t_B – температура окружающего воздуха, °С (в условиях цеха $t_B = 20$ °С);

K_t – коэффициент теплопередачи, характеризующий количество теплоты, передаваемое в окружающую среду с единицы поверхности за одну секунду при разности температур в 1 °С, Вт/(м² · °С). При нормальной циркуляции воздуха вокруг корпуса – $K_t = (13 \div 18)$ Вт/(м² · °С), при плохой – $K_t = (8 \div 10,5)$ Вт/(м² · °С).

Мощность, передаваемая червячной передачей, P_1 , кВт определяется по формуле

$$P_1 = 0,1T_2 \cdot n_2 / \eta_{\text{ч}}, \quad (32)$$

где T_2 – момент на валу червячного колеса, Н·м;

n_2 – частота вращения вала колеса, мин⁻¹.

Таблица 5 – Значения площади A поверхности охлаждения корпуса червячного редуктора

a , мм	80	100	125	140	150	180	200	225	250	280
A , м ²	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,14	1,34

При $t_m > [t_m]$ необходимо либо увеличить поверхность охлаждения, применяя охлаждающие ребра, либо применить искусственное охлаждение при помощи вентилятора.

Температура нагрева масла (корпуса) при охлаждении вентилятором находится по формуле

$$t_m = \frac{P_1(1-\eta)}{[(0,65 + \psi)K_t + 0,35K_{TB}]A} + t_B \leq [t_m], \quad (33)$$

где ψ – коэффициент, учитывающий отвод тепла от корпуса редуктора (на металлическую плиту или раму – $\psi = 0,3$; при установке редуктора на бетонное основание – $\psi = 0,1$);

K_{TB} – коэффициент теплоотдачи при обдуве корпуса редуктора вентилятором (определяется в зависимости от числа оборотов вентилятора n_g по таблице 6.

Вентилятор обычно устанавливается на валу червяка $n_g = n_1$.

Таблица 6 – Значения коэффициента K_{TB} в зависимости от числа оборотов вентилятора n_g [5, с. 42]

n_g , мин ⁻¹	750	1000	1500	3000
K_{TB}	24	29	35	50

7. Практическое занятие № 7 «Проектный расчет валов. Выбор и проверочный расчет подшипников»

Валы представляют собой детали типа тел вращения, на которых размещаются другие вращающиеся в механизме детали: зубчатые колеса, шкивы и звёздочки. Для выполнения проектного расчета вала необходимо знать его конструкцию: места приложения нагрузок, расположение опор и т.д.

Для изготовления валов чаще всего применяют углеродистые и легированные стали в виде проката или поковок. Для большинства валов термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 45Х с термообработкой «улучшение» (закалка с высоким отпуском).

Вал при работе испытывает сложное нагружение: деформации кручения и изгиба. Однако проектный расчет валов проводится из условия прочности на чистое кручение, а изгиб вала и концентрация напряжений учитываются пониженными допускаемыми напряжениями на кручение $[\tau]$, которые выбираются в интервале от 15 МПа до 20 МПа. Меньшее значение $[\tau]$ принимается для расчета быстроходных валов, большее - для расчета тихоходных валов.

Наименьший диаметр выходного участка быстроходного вала d_{B1} , мм, (рисунок 1) равен

$$d'_{B1} \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad (1)$$

Наименьший диаметр выходного участка тихоходного вала d_{B2} , мм, (рисунок 2) определяем по формуле (2):

$$d'_{B2} \geq \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (2)$$

где T_2, T_3 – номинальные вращающие моменты соответственно на входном (быстроходном) и выходном (тихоходном) валах редуктора .

Полученные расчетные значения диаметров выходных участков валов d'_{B1}, d'_{B2} округляются до ближайшего большего стандартного значения из ряда, мм: 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 35, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 55, 60, 63, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110.

В случае, если быстроходный вал редуктора соединяется с валом электродвигателя муфтой, полученный расчетом диаметр d'_{B1} необходимо согласовывать с диаметром вала электродвигателя d_1 используя формулу

$$d'_{B1} = (0,8 \dots 1,2) \cdot d_1 \quad (3)$$

Остальные размеры участков валов по рисункам 1, 2 назначаются из выше приведенного ряда стандартных диаметров в сторону увеличения, исходя из конструктивных и технологических соображений.

Для быстроходного и тихоходного валов (рисунок 1, 2) диаметр вала под уплотнение и подшипник определяется по формуле:

$$d_y = d_{II} = d_g + 2t \quad (4)$$

Необходимо учитывать, что значение посадочного диаметра подшипника для данного диапазона кратно пяти. Также величина высоты t , мм, перехода диаметра вала по отношению к предыдущему диаметру должна быть больше или равна размеру фаски f , мм, (таблица 1);

Таблица 1 – Значения высоты перехода t , ориентировочного радиуса подшипника r и величины фаски f от диаметра вала d

Диаметр вала d , мм	от 20 до 30	от 35 до 45	от 50 до 55	от 60 до 80	≥ 85
t , мм	2	2,5	3	3,5	4
r , мм	2	2,5	3	3,5	4
f , мм	1	1,2	1,6	2	2,5

П р и м е ч а н и е - Радиус r приведен для подшипников средней серии, для легкой серии он имеет несколько меньшее значение.

Шестерня может быть выполнена с валом как одна деталь (вал – шестерня), если выполняется следующее условие

$$d_{f1} \leq 1,6 \cdot d_{o1}, \quad (5)$$

где d_{f1} – диаметр окружности впадин шестерни (рисунок 1);

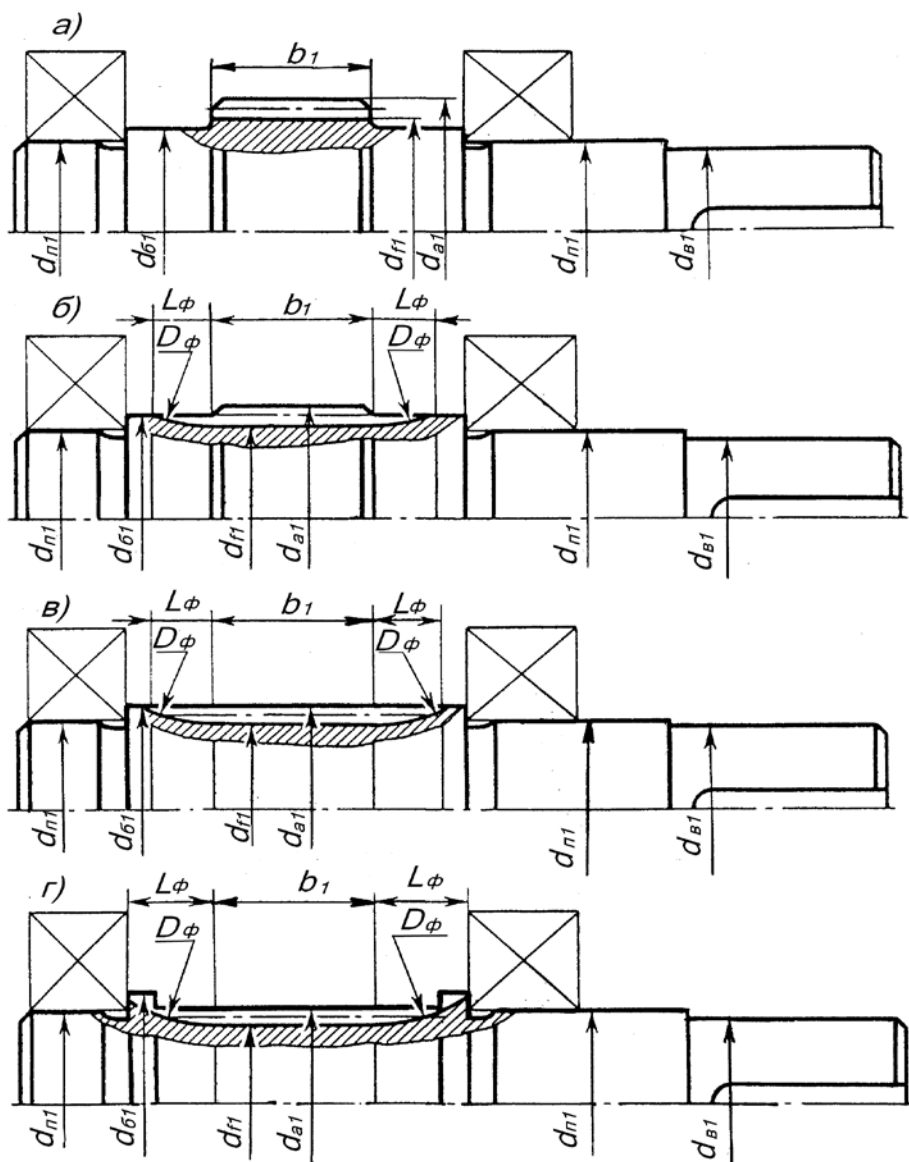
d_{o1} – диаметр буртика (рисунок 1).

В зависимости от соотношения размеров d_{o1} и d_{f1} возможны четыре варианта изготовления вала – шестерни, показанные на рисунке 3. Величина выхода фрезы L_f зависит от модуля зацепления m и внешнего диаметра фрезы D_f (таблица 2) и определяется графически.

Таблица 2 – Внешний диаметр фрезы D_f , мм.

Модуль зацепления m , мм			от 2 до 2,25	От 2,5 до 2,75	от 3 до 3,75	от 4 до 4,5
Степень точности	7	D_f , мм	90	100	112	125
	от 8 до 10		70	80	90	100

Длины выходных участков валов выбираются короче длины ступицы насаживаемой детали от 1 мм до 1,2 мм.



а) $d_{f1} > d_{б1}$; б) $d_{f1} < d_{б1}$; в) $d_{f1} < d_{б1}$ и $d_{a1} = d_{f1}$; г) $d_{a1} < d_{б1}$
 Рисунок 1 – Конструкции вала – шестерни

Задача

Выполнить проектный расчет быстроходного и тихоходного валов прямозубого цилиндрического редуктора, входящего в кинематическую схему механического привода, приведенную в исходных данных к задаче практического занятия №10. Подобрать подшипники качения валов редуктора.

Исходные данные

Вращающий момент на быстроходном валу редуктора $T_2 = 33224 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ (второй вал в приводе), вращающий момент на тихоходном валу редуктора $T_3 = 159500 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ (третий вал в приводе).

Быстроходный вал редуктора соединяется с валом электродвигателя АИР112М4 упругой муфтой. Материал валов – сталь 40Х, термообработка – улучшение.

Решение

По формуле (1) определяем наименьший диаметр выходного участка быстроходного вала d_{B1} , мм, (рисунок 1)

$$d'_{B1} \geq \sqrt[3]{\frac{33224}{0,2 \cdot 15}} = 22,29 \text{ мм}$$

Наименьший диаметр выходного участка тихоходного вала d_{B2} , мм, (рисунок 2) определяем по формуле (2):

$$d'_{B2} \geq \sqrt[3]{\frac{159500}{0,2 \cdot 20}} = 34,16 \text{ мм},$$

Полученные расчетные значения диаметров выходных участков валов d'_{B1} , d'_{B2} округляются до ближайшего большего стандартного значения.

В расчетном примере быстроходный вал редуктора соединяется с валом электродвигателя муфтой, тогда полученный расчетом диаметр d'_{B1} необходимо согласовывать с диаметром вала электродвигателя d_1 , используя формулу (3)

$$d'_{B1} = (0,8...1,2) \cdot d_1 = (0,8...1,2) \cdot 32 = 25,6...38,4 \text{ мм}.$$

Окончательно выбираем $d_{B1} = 26$ мм, $d_{B2} = 35$ мм.

Остальные размеры участков валов по рисункам 1, 2 назначаются из выше приведенного ряда стандартных диаметров в сторону увеличения, исходя из конструктивных и технологических соображений.

Для быстроходного вала, применяя формулу (4), получим диаметры вала под уплотнение и подшипник:

$$d_{y1} = d_{п1} = 26 + 2 \cdot 2 = 30 \text{ мм}.$$

Уплотнение применяется для предотвращения вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также защиты от попадания пыли, грязи и влаги.

$d_{\delta 1} = 35$ мм – диаметр буртика для упора подшипника. Необходимо обеспечить, чтобы величина диаметра $d_{\delta 1}$ была больше или равна величине, рассчитанной по формуле $d_{п1} + 2 \cdot t = 30 + 2 \cdot 2,5 = 35$ мм. Значения высоты буртика t , мм, приведены в таблице 1. В этом случае величина высоты буртика t должна быть больше или равна величине радиуса закругления подшипника r , мм (таблица 2), что обеспечивает надежное осевое размещение подшипника на валу.

Величина высоты t , мм, перехода диаметра вала по отношению к предыдущему диаметру должна быть больше или равна размеру фаски f , мм, (таблица 1).

d_{f1} , d_1 , d_{a1} , b_1 – размеры шестерни из практического занятия №10.

Для рассматриваемого примера $1,6 \cdot d_{\delta 1} = 1,6 \cdot 34 = 54,4 \text{ мм} > d_{f1} = 37 \text{ мм}$.

Условие (5) выполняется, следовательно, быстроходный вал изготавливается, как вал – шестерня (рисунок 2).

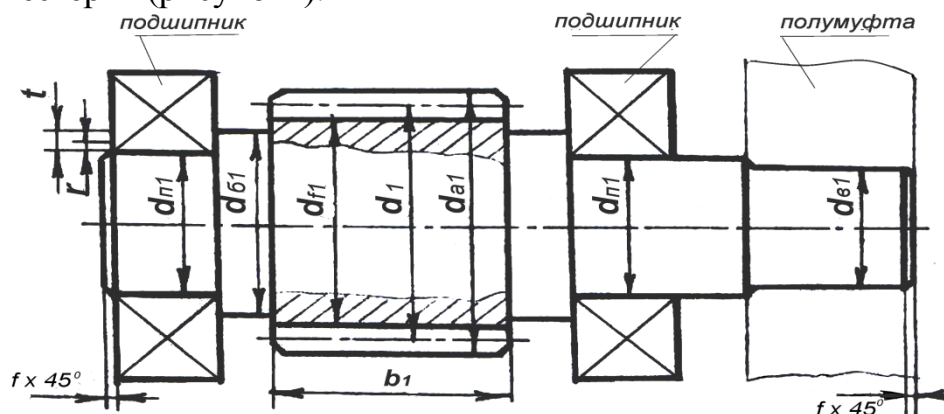


Рисунок 2 – Быстроходный вал (вал-шестерня)

Для тихоходного вала (рисунок 3):

$d_{в2} = d_{п2} = d_{б2} + 2 \cdot t = 35 + 2 \cdot 2,5 = 40$ мм – диаметр вала под уплотнение и подшипник. Необходимо учитывать, что значение посадочного диаметра подшипника для данного диапазона кратно пяти. Также значение высоты t , мм, перехода диаметра вала по отношению к предыдущему диаметру должно быть больше или равно величине размера фаски f , мм, (таблица 1);

$d_K = 45$ мм – диаметр под зубчатое колесо. Необходимо обеспечить, чтобы величина диаметра d_K была больше или равна величине размера, рассчитанного по формуле $d_{п2} + 2 \cdot t = 40 + 2 \cdot 2,5 = 45$ мм. Высота перехода диаметра t , мм, приведена в таблице 1. В этом случае высота перехода t должна быть больше или равна величине радиуса закругления подшипника r , мм, (таблица 1), что обеспечивает надежное осевое размещение подшипника на валу;

$d_{б2} = 45 + 2 \cdot 2,5 = 50$ мм – диаметр буртика для упора колеса. С другой стороны колеса для его надежного осевого крепления на валу при сборке устанавливается распорная втулка. Необходимо, чтобы высота перехода диаметра t была больше или равна размеру фаски f (таблица 1).

В редукторах применяют в основном подшипники качения. Выбор типа подшипника зависит от нагрузок, действующих на вал. Выбор его типоразмера зависит от диаметра вала под подшипник. Посадочный диаметр подшипника для быстроходного вала $d = d_{п1}$, для тихоходного вала $d = d_{п2}$.

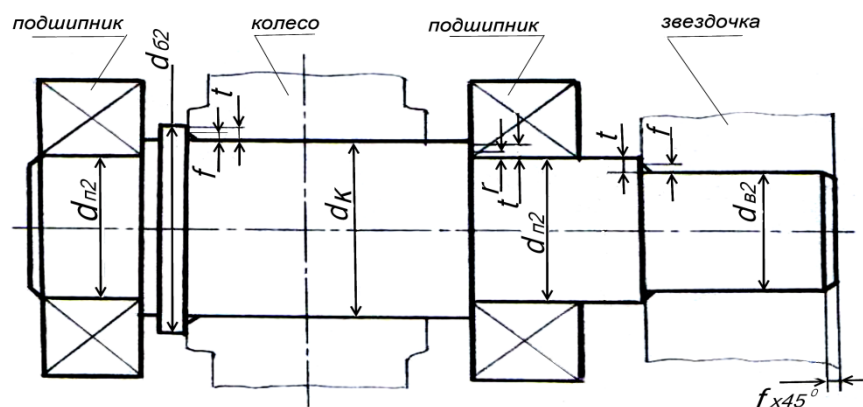


Рисунок 3 – Тихоходный (выходной) вал

Выбор подшипников для валов редуктора удобно свести в таблицу. Для рассматриваемого примера в механических передачах возникают только радиальные силы, и нет осевых сил (зубчатая цилиндрическая передача – прямозубая). Поэтому применяем радиальные шарикоподшипники (ГОСТ 8338), параметры которых сведем в таблицу 2. Можно выбрать подшипники средней серии для быстроходного вала, а для тихоходного – легкой серии.

Так как в зацеплении действуют только радиальные и окружные силы, то применяются радиальные шарикоподшипники (ГОСТ 8338).

Размеры внутренних элементов подшипника связаны с его габаритными размерами, приведенными в таблице 2.

Таблица 2 – Выбор радиальных шарикоподшипников

Наименование вала	Обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
		d	D	B	R	C	C_0
Быстроходный	306	30	72	19	2	29,1	14,6
Тихоходный	208	40	80	18	2	32,0	17,8

Список литературы

1. Жуков В.А. Детали машин и основы конструирования. Основы расчета и проектирования соединений и передач [Электронный ресурс]: учебное пособие / В.А. Жуков. - М.: ИНФРА-М, 2019. - 416 с. - ЭБС «Znanium.com» - Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/989484>
2. Олофинская В. П. Детали машин: основы теории, расчета и конструирования [Электронный ресурс]: учебное пособие / В. П. Олофинская. – Москва: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2019. - 72 с. - ЭБС «Znanium.com» - Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/989486> .