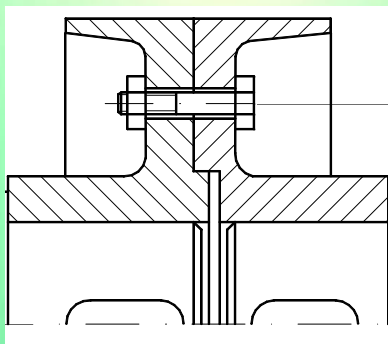


Ю. В. Воробьев, А. Д. Ковергин, Ю. В. Родионов и др.

# ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Учебное электронное издание на компакт-диске



Тамбов  
Издательство ФГБОУ ВПО «ТГТУ»  
2014



Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Тамбовский государственный технический университет»

**Ю. В. Воробьев, А. Д. Ковергин, Ю. В. Родионов и др.**

## **ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

*Рекомендовано Учёным советом университета в качестве  
учебного пособия для студентов, обучающихся по направлениям  
110800, 190600, 151000, 150700, 241000*

Учебное электронное издание комбинированного распространения



---

Тамбов  
Издательство ФГБОУ ВПО «ТГТУ»  
2014

УДК 621.86.01  
ББК 34.42  
ДЗ8

Р е ц е н з е н т ы:

Доктор технических наук, профессор ФГБОУ ВПО «ТГТУ»  
*С. И. Лазарев*

Доктор технических наук, профессор ФГБОУ ВПО МичГАУ  
*В. И. Горшенин*

К о л л е к т и в а в т о р о в :

*Ю. В. Воробьев, А. Д. Ковергин, Ю. В. Родионов, П. А. Галкин,  
Д. В. Никитин, В. Г. Однолько*

ДЗ8      **Детали** машин и основы конструирования [Электронный ресурс] : учебное пособие для студентов, обучающихся по направлениям 110800, 190600, 151000, 150700, 241000 / Ю. В. Воробьев, А. Д. Ковергин, Ю. В. Родионов и др. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2014. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – Системные требования : ПК не ниже класса Pentium II ; CD-ROM-дисковод 48,0 Mb RAM ; Windows 95/98/XP ; мышь. – Загл. с экрана.

Сформулированы основные этапы работы над курсовым проектом по деталям машин и основные вопросы для подготовки к защите проекта. Приведены основные принципы, примеры и правила проектирования машин и их деталей. Даны последовательность выполнения лабораторных работ, описание объектов и средств исследования, расчётные зависимости и контрольные вопросы.

Предназначено для студентов, обучающихся по направлениям: 110800 «Агроинженерия», профили «Технические системы в агробизнесе» и «Технический сервис в АПК»; 190600 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», профиль «Автомобили и автомобильное хозяйство»; 151000 «Технологические машины и оборудование», профиль «Химическое машино- и аппаратостроение»; 150700 «Машиностроение»; 241000 «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии», профиль «Основные процессы химических производств и химическая кибернетика», по дисциплинам «Детали машин и основы конструирования», «Введение в детали машин».

УДК 621.86.01  
ББК 34.42

Все права на размножение и распространение в любой форме остаются за разработчиком. Нелегальное копирование и использование данного продукта запрещено.

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Тамбовский государственный технический университет» (ФГБОУ ВПО «ТГТУ»), 2014

## ВВЕДЕНИЕ

---

Основная задача дисциплины «Детали машин и основы конструирования» – повышение квалификации студентов путём изучения методов, правил и норм расчёта и конструирования типовых деталей и сборочных единиц машин. Данное учебное пособие разработано для формирования у студентов необходимых компетенций, а также знаний, умений и навыков в целях владения будущими специалистами инженерным подходом к решению задач на прочность, жёсткость, устойчивость, износостойкость исходя из заданных условий работы деталей в машине. В результате усвоения учебного материала данного пособия студент *должен знать*:

- основные требования работоспособности деталей машин и видов отказа деталей;
- типовые конструкции деталей и узлов машин, их свойства и области применения;
- принципы расчёта и конструирования деталей и узлов машин;  
*уметь*:
  - выполнять расчёты типовых деталей узлов машин;
  - выбирать правильно материалы и формы деталей машин;
  - учитывать требования прочности, надёжности, технологичности, экономичности, промышленной эстетики;
- оформлять графическую и текстовую конструкторскую документацию;  
*владеть*:
  - принципами проектирования деталей, узлов общего назначения;
  - методикой расчётов деталей и узлов, справочной литературой, ГОСТами.

В учебном пособии приведены основные принципы и правила проектирования машин и их деталей на примере приводов общего назначения, а также дана информация по выбору материалов деталей машин, методам расчёта, оформлению чертежей.

Учебное пособие содержит следующие основные разделы, посвящённые оформлению конструкторской документации в соответствии с требованиями ЕСКД, принципам расчёта типовых деталей, узлов и машин общего машиностроения, подборке справочной литературы, стандартов, а также прототипов конструкций при проектировании, выбору наиболее подходящих материалов для деталей машин, экспериментальному подтверждению и проверке существенных теоретических положений.

Усвоение студентами содержания учебного пособия позволит им в дальнейшем использовать приобретённые навыки для конструирования и расчёта деталей, узлов и машин общего назначения в соответствии с техническим заданием.

# 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

---

## 1.1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ РАСЧЁТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ И ЧЕРТЕЖЕЙ

Расчётно-пояснительная записка выполняется в соответствии с СТП ТГТУ 07–97 на стандартных листах бумаги формата А4 (210×297), пронумерованных и сшитых в тетрадах с плотной обложкой. Текст должен быть набран с помощью текстового редактора MICROSOFT WORD (шрифт Times New Roman, кегль 14).

В состав расчётно-пояснительной записки входит: титульный лист (рис. 1), задание, аннотация, содержание, введение, основные разделы, список использованных источников, приложения.

Расчёты рекомендуется производить в единицах СИ. Достаточная точность машиностроительных расчётов: для сил – в десятке чисел Н, для моментов – в десятых долях чисел Н·м и для напряжений – в десятых долях чисел МПа. При технических расчётах следует брать  $\pi = 3,14$ ;  $\pi^2 = 10$ ;  $g = 10 \text{ м/с}^2$ ;  $\pi/32 = 0,1$ ;  $\pi/64 = 0,05$ ;  $\pi/16 = 0,2$  и т.д.

Расчёт рекомендуется писать в следующей форме: сначала должна быть написана формула в буквах; затем без всяких алгебраических преобразований – в цифрах; после этого – результат вычисления.

Расчёт следует писать с достаточно ясными заголовками, в определённом порядке, с необходимым пояснительным текстом. Он сопровождается эскизами рассчитываемых деталей, а также схемами сил и эпюрами моментов, действующих на эти детали. При необходимости к эскизам надо давать расчётные сечения. На эскизах и сечениях размеры должны быть поставлены в тех же буквах, которыми они обозначаются в расчётных формулах.

Приступать к вычерчиванию необходимо сразу, как только предварительный расчёт даст достаточную информацию для чертежа. Чертеж и расчёт должны выполняться параллельно таким образом, чтобы расчёт опережал чертёж, иначе неизбежны ошибки, которые могут быть выявлены лишь впоследствии. Поэтому следует придерживаться правила: все полученные расчётом размеры немедленно проверять путём нанесения их на чертёж.

При проектировании машин и их деталей и при выполнении чертежей необходимо руководствоваться государственными стандартами ГОСТ на чертежи в машиностроении. Однако рекомендованные ЕСКД упрощённые и условные изображения, как, например, для резьбовых деталей и подшипников качения, при учебном проектировании с учебно-методической точки зрения недопустимы, так как студенты должны изучить не только конструкции и назначение деталей и узлов, но и

взаимодействие их в машине. Чертить необходимо сразу во всех проекциях, в противном случае это может привести к задержкам и ошибкам при вычерчивании.

<b>МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ ФГБОУ ВПО «ТГТУ»</b>	
<b>КАФЕДРА «ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И ДЕТАЛИ МАШИН»</b>	
<b>УТВЕРЖДАЮ</b> <b>ЗАВ. КАФЕДРОЙ ТМ И ДМ</b>	
ПОДПИСЬ, ИНИЦИАЛЫ, ФАМИЛИЯ « ____ » _____ г.	
<b>ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА</b>	
К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ ПО _____ НАИМЕНОВАНИЕ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ	
НА ТЕМУ: _____	
АВТОР ПРОЕКТА _____	ГРУППА _____
ПОДПИСЬ, ДАТА, ИНИЦИАЛЫ, ФАМИЛИЯ	
НАПРАВЛЕНИЕ ПОДГОТОВКИ _____	НОМЕР, НАИМЕНОВАНИЕ _____
ОБОЗНАЧЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА _____	
РУКОВОДИТЕЛЬ ПРОЕКТА _____	
ПОДПИСЬ, ДАТА ИНИЦИАЛЫ, ФАМИЛИЯ	
ПРОЕКТ ЗАЩИЩЕН _____	ОЦЕНКА _____
ЧЛЕНЫ КОМИССИИ _____	
ПОДПИСЬ, ДАТА ИНИЦИАЛЫ, ФАМИЛИЯ	
_____ ПОДПИСЬ, ДАТА ИНИЦИАЛЫ, ФАМИЛИЯ _____	
_____ ПОДПИСЬ, ДАТА ИНИЦИАЛЫ, ФАМИЛИЯ _____	
Нормоконтролер _____	_____
ПОДПИСЬ, ДАТА ИНИЦИАЛЫ, ФАМИЛИЯ	
ТАМБОВ 20 г.	

Рис. 1. Титульный лист

Число проекций должно быть минимальным, но с тем условием, чтобы ясность в чертежах устройства машины, а также её узлов и деталей была полная. В простейших случаях, например для тел вращения, достаточно двух проекций, а иногда даже одной. На машиностроительных чертежах особенно важны разрезы, сечения, вырывы и виды, поясняющие внутреннее устройство машины, её узлов и деталей. Выбирать проекции и разрезы следует так, чтобы при наименьшем их числе не только форма, но и все размеры каждой детали выяснились полностью. Масштаб чертежей по возможности должен быть выбран 1:1, в противном случае он выбирается по ГОСТу.

На всех чертежах помещают основную надпись (угловой штамп) в соответствии с ГОСТ 2.104–2006. На спецификациях помещают штамп для первого листа текстовых документов. Если чертёж или спецификация состоит из нескольких листов, то на остальных листах помещают штамп для последующих листов чертежей и текстовых документов.

Курсовым проектам присваивается обозначение.

**Пример:** ТГТУ 190601.02.07.000000 СБ,

где 190601 – направление подготовки;

02 – номер задания;

07 – номер варианта;

00 – порядковый номер чертежа;

00 – порядковый номер сборочной единицы внутри предыдущей сборочной единицы;

00 – порядковый номер детали;

СБ – сборочный чертёж (ВО – вид общий, РПЗ – расчётно-пояснительная записка).

Курсовой проект по деталям машин должен содержать в себе следующие виды документов: а) чертёж общего вида изделия, который объединяет габаритный и монтажный чертежи; б) чертежи сборочных единиц (узлов); в) чертежи деталей; г) спецификации общего вида изделия и сборочных единиц; д) расчётно-пояснительную записку.

Все размеры, указываемые на чертежах, делятся на исполнительные и справочные. Исполнительными называются размеры, подлежащие выполнению по данному чертежу. Справочными называются размеры, не подлежащие выполнению по данному чертежу и указываемые для большего удобства пользования чертежом.

Чертёж общего вида изделия (машины или привода) должен содержать в себе все данные, необходимые для монтажа машины или привода и подготовки их для эксплуатации (техническая характеристика, технические требования). Эти чертежи выполняют с указанием следующих справочных размеров: габаритных, посадочных присоединительных и установочных.



Габаритными называются размеры, определяющие предельные внешние (или внутренние) очертания изделия. Посадочными называются размеры, определяющие номинальную величину и предельные отклонения сопрягаемых деталей. Установочными и присоединительными называются размеры, определяющие величины элементов, по которым данное изделие устанавливают на месте монтажа или присоединяют к другому изделию (диаметры и длины выступающих концов валов, размеры присоединительных фланцев).

Чертежи общего вида сопровождаются спецификацией, в соответствующие разделы которой записывают сборочные единицы (редуктор, раму и др.), детали, стандартные изделия (электродвигатель, муфты, крепёжные изделия и др.). При этом стандартные изделия записываются по алфавиту в соответствии с их наименованием по ГОСТ. Внутри каждого наименования стандартные изделия располагаются в порядке убывания их размеров.

На рисунке 2 приведён пример оформления чертежа общего вида привода конвейера, его техническая характеристика в табл. 1 и спецификация – на рис. 3.

Сборочные чертежи предназначены служить руководством для сборки данных сборочных единиц. Поэтому эти чертежи должны иметь такое число проекций и разрезов, которое необходимо и достаточно для полного выяснения конструкции узла. В этих чертежах допускается применение обрывов и вырывов, облегчающих расположение узла в масштабе 1:1, а также частичные виды (по стрелке) для элементов конструкции, не вполне ясных из основных проекций. Для узлов, потерявших цельность вследствие наличия обрывов, необходимо давать общий вид узла в меньшем масштабе.

На чертежах сборочных единиц даются все необходимые для их сборки размеры (справочные и исполнительные) и указания. Сборочный чертёж также сопровождается спецификацией (рис. 4). На рисунке 5 приведён пример оформления сборочного чертежа редуктора.

### 1. Техническая характеристика привода

Электродвигатель 4А112М4У3		Тяговое усилие цепи, Н	Окружная скорость звёздочки, м/мин	Диаметр звёздочки, мм
$N$ , кВт	$n$ , мин <sup>-1</sup>			
5,5	1450	5900	50	280

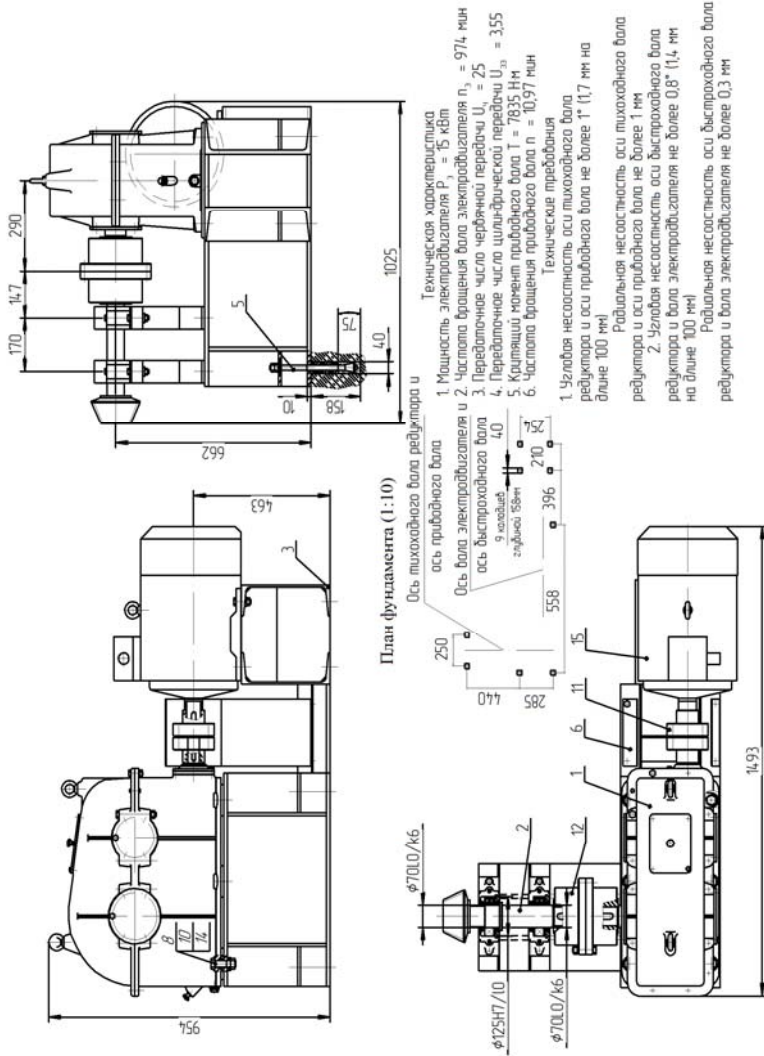
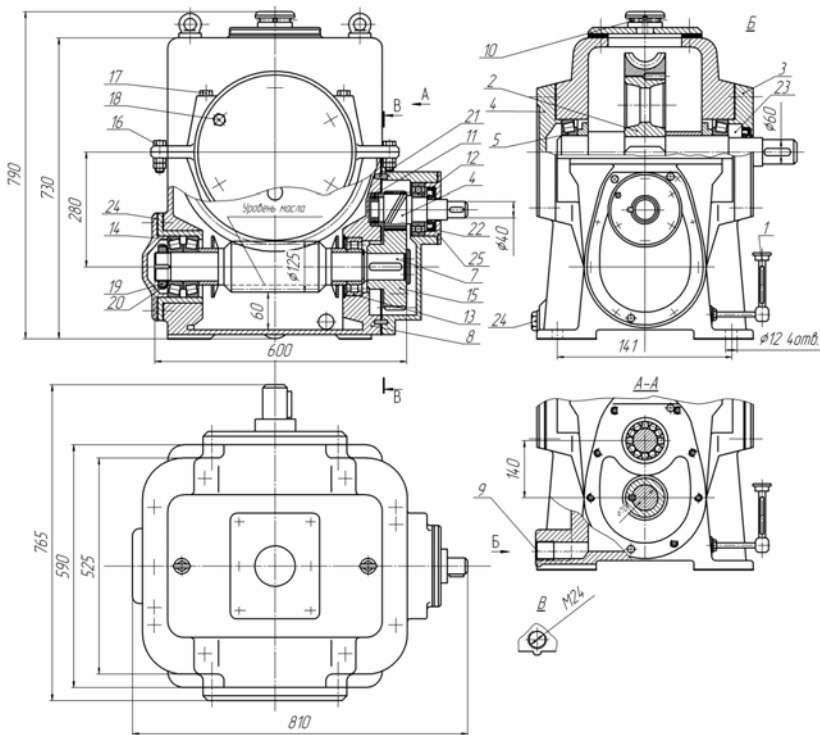


Рис. 2. Привод конвейера (вид общий)







**Рис. 5. Редуктор (сборочный чертёж)**

Рабочие чертежи деталей предназначены для изображения деталей в готовом виде. Детали должны быть вычерчены по возможности в натуральную величину в необходимом количестве проекций и с необходимыми разрезами, полностью иллюстрирующими их устройство. Чертежи деталей, имеющих малые размеры, рекомендуется выполнять в увеличенных масштабах.

На чертеже каждой детали должны быть даны: все необходимые для её изготовления исполнительные размеры; допуски формы расположения и шероховатость поверхностей; марка материала; предельные значения твёрдости. На чертежах зубчатых, червячных колёс и червяка (в правом верхнем углу) должны быть приведены таблицы основных параметров, характеризующих зацепление. Более подробные указания по выполнению чертежей и расчётно-пояснительных записок приведены в [3 – 9].

## 1.2. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАБОТЫ НАД ПРОЕКТОМ

Работу над проектом рекомендуется выполнять в следующем порядке.

1. Ознакомиться с заданием. Подобрать литературу, необходимую для проектирования. Изучить аналогичные конструкции по учебным пособиям, атласам, руководствам и т.п. При этом изучение материалов должно сопровождаться составлением эскизов отдельных элементов, которые представляют определённый интерес.

2. Определить требуемую мощность электродвигателя. Для этого сначала нужно определить мощность на выходном валу привода рабочей машины, затем частные значения КПД отдельных видов передач (табл. П.1) и общий КПД привода. Рассчитать мощность на входе привода. По каталогу (табл. П.7 и П.8) выбрать электродвигатель с номинальной мощностью, равной или превышающей расчётную.

3. Определить передаточное число привода и разбить его по ступеням передач (табл. П.2, П.4), рассчитать угловые скорости и вращающие моменты на каждом валу привода.

4. Рассчитать все передачи, входящие в кинематическую схему привода. Проектировочный расчёт передач закончить определением основных геометрических параметров с выполнением эскизной компоновки деталей редуктора (желательно на миллиметровой бумаге и в масштабе 1:1). Эскизная компоновка позволит увидеть недостатки расчёта и выбора геометрических параметров колёс и найти пути их устранения. Изменяя материал зубчатых или червячных колёс и технологию их изготовления, уточняя и изменяя значения расчётных коэффициентов и передаточных чисел соответствующих ступеней, путём повторных расчётов можно добиться лучшей конструкции рассчитываемых передач.

5. После определения всех геометрических размеров рассчитываемых передач вычислить усилия, действующие в этих передачах.

6. Произвести ориентировочный расчёт валов, предварительно выбрать подшипники, определить размеры элементов корпуса, стенок, фланцев и пр.

7. Выполнить эскизную компоновку основных деталей редуктора. При этом вычертить в зацеплении все рассчитанные передачи, валы, подшипниковые узлы, размещённые в стенках корпуса, детали, необходимые для предотвращения или ограничения осевого перемещения зубчатых или червячных колёс на валах, и установить по рекомендациям учебных пособий или по конструктивным соображениям соответствующие зазоры между торцами передач и внутренней стенкой корпуса, а также между двумя соседними передачами, находящи-

мися на одном валу. Эскизная компоновка позволяет определить ориентировочное расстояние между опорными подшипниками валов (между серединами подшипников) для составления расчётной схемы.

8. Составить расчётные схемы валов, определить суммарные реакции их опор, рассчитать и подобрать окончательно подшипники, сделать проверочный расчёт валов на статическую прочность и выносливость по опасным сечениям. По окончательно принятым диаметрам валов произвести подбор шпонок по сечению (длина их принимается по ширине зубчатых колёс) и их проверку на срез и смятие.

9. Выполнить сборочный чертёж проектируемого узла (редуктора, коробки скоростей и т.п.) в двух-трёх проекциях с соблюдением всех требований в соответствии с ГОСТом. В чертеже должны быть отражены также вопросы смазки подшипников и зубьев передач.

10. Разработать рабочие чертежи деталей проектируемого узла (редуктора, коробки скоростей и т.п.). Детали указаны в задании.

11. Разработать сборочный чертёж узла, который указан в задании (рама, муфта и т.д.).

12. Вычертить общий вид привода в трёх проекциях.

13. Оформить полностью расчётно-пояснительную записку.

14. После проверки преподавателем проект допускается к защите при положительной рецензии. При отрицательной рецензии проект возвращается на исправление.

### 1.3. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ РАСЧЁТЫ ПРИВОДА

После подбора электродвигателя, определения мощности ведущего вала привода  $P_{\text{вщ}}$  и его угловой скорости  $\omega_{\text{вщ}}$  или частоты вращения  $n_{\text{вщ}}$  вычисляется передаточное число привода по формуле

$$u = \frac{\omega_{\text{вщ}}}{\omega_{\text{вм}}} \quad \text{или} \quad u = \frac{n_{\text{вщ}}}{n_{\text{вм}}},$$

где  $\omega_{\text{вм}}$  и  $n_{\text{вм}}$  – угловая скорость и частота вращения ведомого вала соответственно.

Вычисление делается с точностью до второго знака после запятой. Далее производится разбивка этого передаточного числа на передаточные числа отдельных передач привода по формуле

$$u = u_1 u_2 \dots u_k,$$

где  $u_1$  – передаточное число первой передачи;  $u_2$  – передаточное число второй передачи и т.д.;  $k$  – число передач.

При разбивке общего передаточного числа привода на передаточные числа отдельных его передач можно руководствоваться табл. П.2 и П.4.

После принятия значений частных передаточных чисел отдельных видов передач производятся кинематические и силовые расчёты привода. Расчёт следует вести от электродвигателя, т.е. от ведущего вала к ведомому, следующим образом:

- для *первого вала*: мощность  $P_1 = P_{\text{вщ}} = P_{\text{дв}}$ , частота вращения  $n_1 = n_{\text{вщ}} = n_{\text{дв}}$ , угловая скорость  $\omega_1 = \omega_{\text{вщ}} = \omega_{\text{дв}}$ , вращающий момент  $T_1 = T_{\text{вщ}} = T_{\text{дв}}$ ,  $T_1 = P_1/\omega_1$ ;

- для *второго вала*:  $P_2 = P_1\eta_1$ ,  $n_2 = n_1/u_1$ ,  $\omega_2 = \omega_1/u_1$ ,  $T_2 = P_2/\omega_2$ ,  $\eta$  – коэффициент полезного действия (КПД).

Для следующих валов привода вычисления производятся аналогичным образом. Здесь вращающие моменты вычисляются в Н·м, мощность – в Вт, угловые скорости – в рад/с, частота вращения – в мин<sup>-1</sup>.

Иногда в заданиях к проектам машин данными к проектированию приводов служат: 1) окружное усилие  $F_t$  в Н; 2) окружная скорость  $v$  в м/с; 3) диаметр исполнительного звена  $D$  в м.

Тогда мощность ведомого вала  $P_{\text{вм}}$  определяется по формуле

$$P_{\text{вм}} = F_t v ,$$

где  $v = \omega_{\text{вм}} D / 2$ .

При расчёте привода машины с заданным графиком нагрузки общее календарное время работы привода  $t$ , ч, определяется по формуле

$$t = 24K_{\text{сут}} 365K_{\text{год}} L,$$

где  $K_{\text{сут}}$  – коэффициент нагрузки в сутки по часам;  $K_{\text{год}}$  – коэффициент нагрузки в году по дням;  $L$  – срок службы в годах.

Кратковременные перегрузки, в том числе и пусковые, если суммарная продолжительность их действия составляет не более трёх процентов суммарного рабочего времени, при расчётах деталей машин на усталостную прочность не учитываются.

При ступенчатом графике нагрузки привода за расчётную нагрузку принимается максимальная рабочая нагрузка. Однако в этом случае при расчёте зубьев зубчатых и червячных колёс на усталостную прочность необходим проверочный расчёт их на статическую прочность при кратковременных перегрузках.

Для коробок передач предварительно определяется число кинематических и силовых потоков или цепей (по заданному числу скоростей). Далее каждая цепь рассчитывается по аналогии с вышеприведённым методом для редукторов.

В кинематических цепях привода вместе с редукторами возможно использование вариаторов. В этом случае вначале разрабатывается или



подбирается редуктор, передаточное число которого определяется в зависимости от направления регулирования скорости в вариаторе по следующим соотношениям:

1) симметричное регулирование

$$u_p = \frac{n_{дв}}{\sqrt{n_{вм\ max} n_{вм\ min}}};$$

2) регулирование на замедление

$$u_p = \frac{n_{дв}}{n_{вм\ max}};$$

3) регулирование на ускорение

$$u_p = \frac{n_{дв}}{n_{вм\ min}},$$

где  $n_{вм\ max}$  и  $n_{вм\ min}$  – максимальная и минимальная частота вращения для ведомого вала привода соответственно.

## 1.4. ЗАЩИТА КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Студент допускается к защите курсового проекта, если преподавателем подписаны все чертежи, расчётно-пояснительная записка и дано положительное заключение (рецензия). Защиту курсового проекта принимает комиссия, состоящая из двух-трёх преподавателей, один из которых является руководителем проекта или рецензентом. Если в результате защиты выяснилось, что проект выполнен несамостоятельно, то он снимается с защиты и студенту выдаётся новое задание.

Студент, получивший за курсовой проект неудовлетворительную оценку, продолжает дополнительно работать над проектом или же выполняет новое задание по решению комиссии. Курсовой проект оценивается дифференцированной оценкой.

В процессе защиты проекта студент должен уметь объяснить методику расчётов, выполненных в процессе проектирования, знать назначение и работу всех деталей и узлов, определение действующих сил, напряжений в деталях, а также объяснить конструкцию разработанных им механизмов и узлов. Кроме того, необходимо сделать критический анализ разработанных конструкций, указать их достоинства и недостатки, сравнить с другими аналогичными устройствами и возможными решениями, рассмотреть сборку и регулировку узлов, обеспечение смазки трущихся деталей.

При защите курсового проекта по деталям машин нужно давать чёткие ответы на такие вопросы, как определение действительных напряжений в различных сечениях вала, характер износа зубьев зубчатых и червячных колёс, распределение напряжений в шпоночных и шлицевых, зубчатых соединениях, особенности расчёта подшипников качения на динамическую грузоподъёмность, обоснование выбора материала деталей, допусков и посадок, шероховатостей поверхности, обоснование выбора принятых коэффициентов запаса прочности и т.д.

После защиты проект сдаётся на хранение в архив кафедры.

## 1.5. ЗАДАНИЯ К КУРСОВЫМ ПРОЕКТАМ

Предложено 11 заданий всех типов проектов, каждое из которых содержит 10 вариантов. Для выполнения проекта или работы студентам заочного отделения обязательным является то задание, которое соответствует последней цифре шифра студента, и тот вариант этого задания, который соответствует предпоследней цифре шифра студента. Например, студент, имеющий шифр 385382, должен выполнить восьмой вариант второго задания. Если последняя цифра шифра нуль, то студент должен выполнить десятое задание. Если предпоследняя цифра шифра нуль, то студент должен выполнить десятый вариант задания. Числовые значения к заданиям на проекты могут быть заменены на другие преподавателями, руководящими проектированием. Студенты заочного отделения должны брать цифры для мощности и окружного усилия по строке «а».

Задание к проекту по деталям машин предназначено для студентов машиностроительных специальностей, изучающих курс «Детали машин и основы конструирования», «Введение в детали машин». Объём графической части для курса «Детали машин и основы конструирования» – четыре листа чертежей формата А1, для курса «Введение в детали машин» – не менее двух листов чертежей формата А1. Объём расчётно-пояснительной записки 30 – 50 страниц печатного текста.

На консультации представляются этапы проектирования в электронном или распечатанном варианте. При этом допускается уменьшение масштаба чертежа или расчётной схемы. На защиту и хранение представляется распечатанный вариант курсового проекта, выполненный в соответствии с существующими стандартами. Для хранения курсовой проект записывается на электронном носителе.

**Задание 1.** Спроектировать привод к вертикальному валу цепного конвейера по схеме (рис. 6) с графиком нагрузки, данным на рисунке. Мощность на этом валу  $P_4$  и угловая скорость вращения его  $\omega_4$ , приведены в табл. 2.

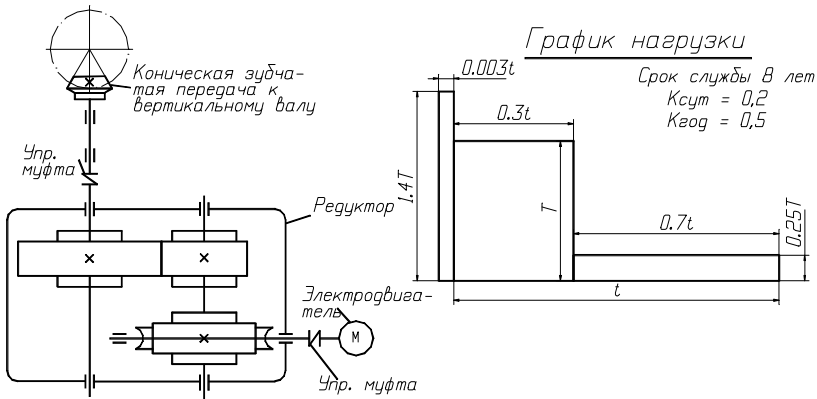


Рис. 6. Схема привода и график нагрузки

Таблица 2

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
$P_4$ , кВт	а	5	5,2	5,4	5,6	5,8	6	6,2	6,4	6,6	6,8
	б	7	7,2	7,4	7,6	7,8	8,0	8,2	8,4	8,6	8,8
	в	9	9,2	9,4	9,6	9,8	10	10,2	10,4	10,6	10,8
$\omega_4$ , рад/с	$0,3\pi$	$0,4\pi$	$0,5\pi$	$0,6\pi$	$0,7\pi$	$0,8\pi$	$0,9\pi$	$0,9\pi$	$0,8\pi$	$0,7\pi$	

Представить расчётно-пояснительную записку с полным расчётом привода и четыре листа чертежей (формата А1): 1) общего вида привода; 2) ведущего вала конической зубчатой передачи с шестернёй и опорами; 3) червячно-цилиндрического редуктора; 4) рабочих чертежей деталей редуктора (основания корпуса, ведомое зубчатое колесо, вал ведомого зубчатого колеса).

**Задание 2.** Спроектировать привод к цепному конвейеру по схеме (рис. 7) с графиком нагрузки, данным на рисунке. Окружное усилие на тяговой звёздочке  $F_t$ , окружная скорость этой звёздочки  $v$ , шаг цепи  $t$  и число зубьев звёздочки  $z$  приведены в табл. 3.

Представить расчётно-пояснительную записку с полным расчётом привода и четыре листа чертежей (формата А1): 1) общего вида привода; 2) рамы или приводного вала конвейера; 3) редуктора; 4) рабочих чертежей деталей редуктора – основания корпуса, червячного колеса и его вала.

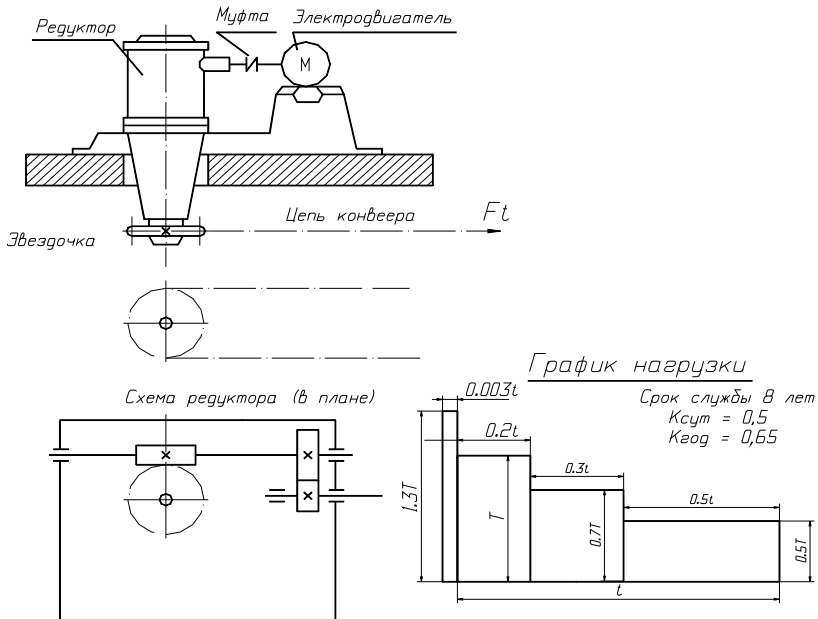


Рис. 7. Схема привода и график нагрузки

Таблица 3

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
$F_t$ , кН	а	6	6,5	7	7,5	8	8	7,5	7	6,5	6
	б	8	8,5	9	9,5	10	10	9,5	9	8,5	8
	в	10	10,5	11	11,5	12	12	11,5	11	10,5	10
$v$ , м/с	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16	0,15	0,15	0,14	0,12	0,1	
$t$ , мм	80	100	80	100	80	100	80	100	80	100	
$z$	12	12	10	10	12	12	10	10	12	12	

**Задание 3.** Спроектировать привод к ленточному конвейеру по схеме (рис. 8) с графиком нагрузки, данным на рисунке. Окружное усилие на барабане  $F_t$ , окружная скорость барабана  $v$  и диаметр барабана  $D$  приведены в табл. 4.

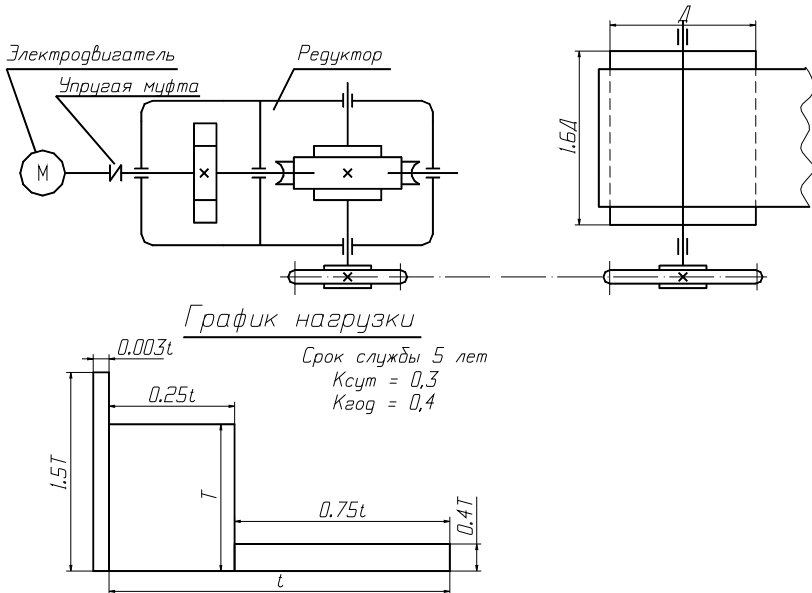


Рис. 8. Схема привода и график нагрузки

Таблица 4

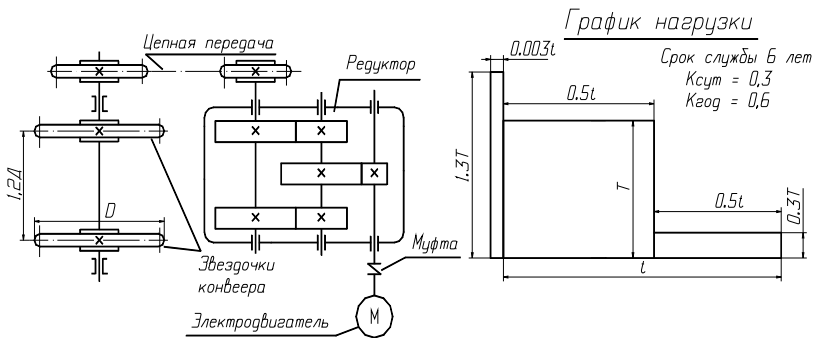
Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
$F_t$ , кН	а	5	6	7	5	6	7	5	6	7	5
	б	7	8	9	7	9	9	7	8	9	7
	в	10	11	12	10	12	12	10	11	12	10
$v$ , м/с	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	
$D$ , мм	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	

Представить расчётно-пояснительную записку с полным расчётом привода и четыре листа чертежей (формата А1): 1) общего вида привода; 2) рамы или приводного вала конвейера; 3) цилиндро-червячного редуктора; 4) рабочих чертежей деталей редуктора – крышки корпуса, червячного колеса и его вал.

**Задание 4.** Спроектировать привод к цепному конвейеру по схеме (рис. 9) с графиком нагрузки, данным на рисунке. Окружное усилие на тяговых звёздочках  $F_t$ , окружная скорость тяговых звёздочек  $v$ , шаг тяговой цепи  $t$  и число зубьев тяговой звёздочки  $z$  приведены в табл. 5.

Представить расчётно-пояснительную записку с полным расчётом привода и четыре листа чертежей (формата А1): 1) общего вида привода; 2) рамы или приводного вала конвейера; 3) зубчатого редуктора; 4) рабочих чертежей деталей редуктора – крышки корпуса, ведомого зубчатого колеса и ведомого вала.

**Задание 5.** Спроектировать привод к цепному конвейеру по схеме (рис. 10) с графиком нагрузки, данным на рисунке. Окружное усилие на тяговых звёздочках  $F_t$ , окружная скорость этих звёздочек  $v$ , шаг тяговой цепи  $t$  и число зубьев звёздочки  $z$  приведены в табл. 6.



**Рис. 9.** Схема привода и график нагрузки

**Таблица 5**

Величина		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_t$ , кН	а	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
	б	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
	в	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39
$v$ , м/с		0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
$t$ , мм		80	80	100	100	125	125	100	100	80	80
$z$		7	8	9	10	7	8	9	10	7	8

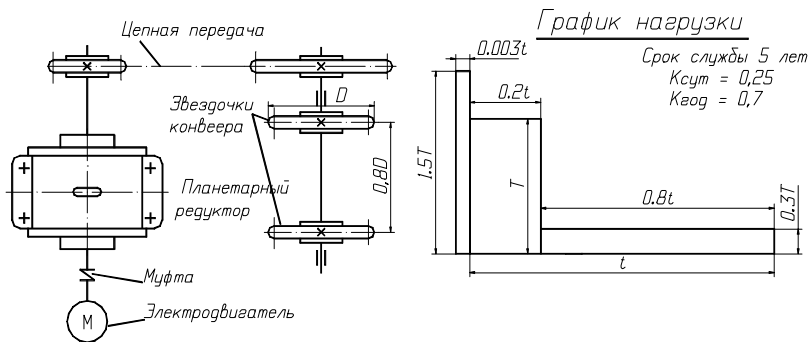


Рис. 10. Схема привода и график нагрузки

Таблица 6

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
$F_t$ , кН	а	3,5	3,4	3,3	3,2	3,1	3	2,9	2,9	2,7	2,6
	б	4,5	4,4	4,3	4,2	4,1	4	3,9	3,8	3,7	3,6
	в	5,5	5,4	5,3	5,2	5,1	5	4,9	4,8	4,7	4,6
$v$ , м/с	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	
$t$ , мм	100	100	125	125	160	160	125	125	100	100	
$z$	8	8	9	9	10	10	11	11	12	12	

Представить расчётно-пояснительную записку с полным расчётом привода и четыре листа чертежей (формата А1): 1) общего вида привода; 2) рамы или приводного вала конвейера; 3) планетарного редуктора; 4) рабочих чертежей деталей редуктора – корпуса редуктора, ведомого зубчатого колеса и его вала.

**Задание 6.** Спроектировать привод к ленточному конвейеру по схеме (рис. 11) с графиком нагрузки, данным на рисунке. Окружное усилие на барабане  $F_t$ , окружная скорость барабана  $v$  и диаметр барабана  $D$  даны в табл. 7.

Представить расчётно-пояснительную записку с полным расчётом привода и четыре листа чертежей (формата А1): 1) общего вида привода; 2) рамы или приводного вала конвейера; 3) двухступенчатого червячного редуктора; 4) рабочих чертежей детали редуктора – крышки корпуса, червяка червячного колеса быстроходной передачи.

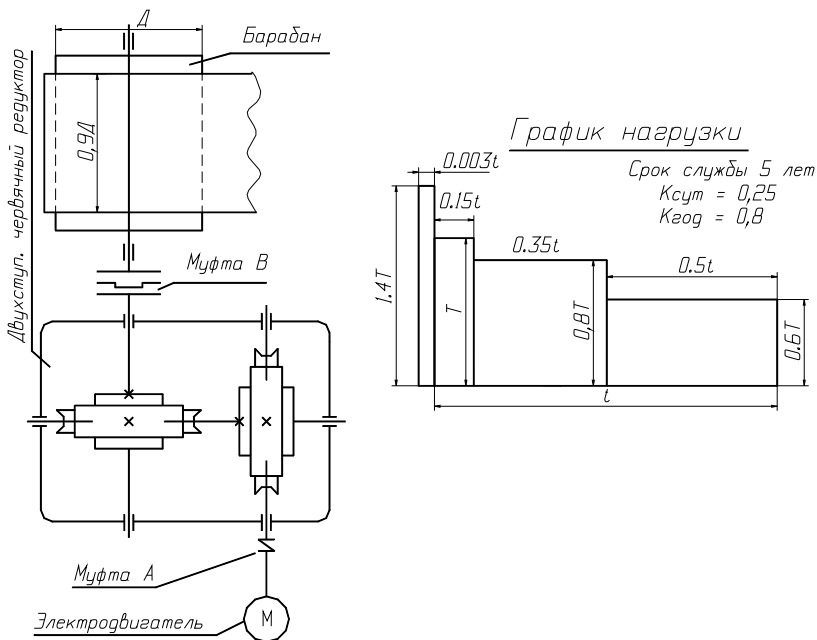


Рис. 11. Схема привода и график нагрузки

Таблица 7

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
$F_t$ , кН	а	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5
	б	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5
	в	13	13,5	14	14,5	15	15,6	16	16,5	17	17,5
$v$ , м/с	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16	
$D$ , мм	350	400	450	350	400	450	350	400	450	350	

**Задание 7.** Спроектировать привод к цепному подвесному конвейеру по схеме (рис. 12) с графиком нагрузки, данным на рисунке. Окружное усилие на тяговой звёздочке  $F_t$ , окружная скорость этой звёздочки  $v$ , шаг тяговой цепи  $t$  и число зубьев звёздочки  $z$  приведены в табл. 8.



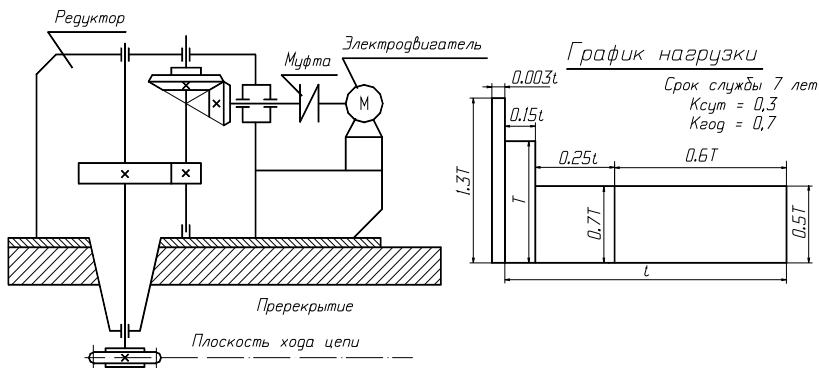


Рис. 12. Схема привода и график нагрузки

Таблица 8

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
$F_t$ , кН	а	3	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9
	б	4	4,1	4,2	4,3	4,4	4,5	4,6	4,7	4,8	4,9
	в	5	5,1	5,2	5,3	5,4	5,5	5,6	5,7	5,8	5,9
$v$ , м/с	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,1	1	0,9	0,8	0,7	
$t$ , мм	80	80	80	80	80	100	100	100	100	100	
$z$	6	6	6	7	7	7	8	8	8	8	

Представить расчётно-пояснительную записку с полным расчётом привода и четыре листа чертежей (формата А1): 1) общего вида привода; 2) рамы или приводного вала конвейера; 3) коническо-цилиндрического зубчатого редуктора; 4) рабочих чертежей деталей редуктора – крышки корпуса, шестерни цилиндрической зубчатой передачи и промежуточного вала.

**Задание 8.** Спроектировать привод к цепному конвейеру по схеме (рис. 13). Мощность на ведомом колесе зубчатой передачи  $P_4$  и угловая скорость вращения его  $\omega_4$  даны в табл. 9.

Представить расчётно-пояснительную записку с полным расчётом привода и четыре листа чертежей (формата А1): 1) общего вида привода; 2) рамы или приводного вала конвейера; 3) червячного редуктора; 4) рабочих чертежей деталей редуктора – основания корпуса, червяка и червячного колеса.

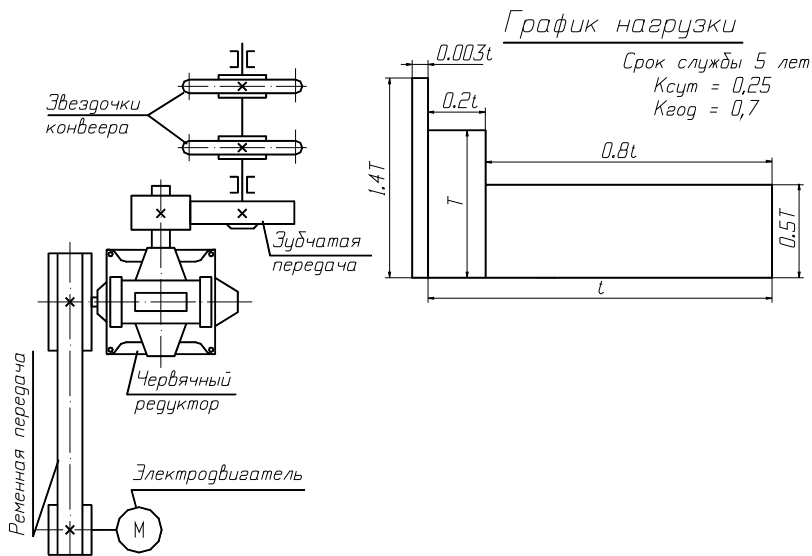


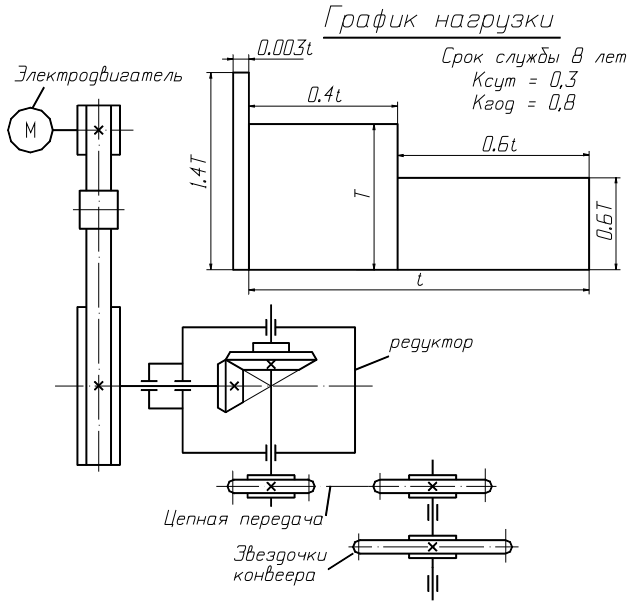
Рис. 13. Схема привода и график нагрузки

Таблица 9

Величина		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_4$ , кВт	а	9	9	10	10	11	11	12	12	13	13
	б	5	5	6	6	7	7	8	8	9	9,5
	в	3	3	4	4	4,5	5	16	10	12	44
$\omega_4$ , рад/с		0,3π	0,5π	0,7π	0,3π	0,5π	0,7π	0,3π	0,5π	0,7π	0,3π

**Задание 9.** Спроектировать привод к цепному конвейеру по схеме (рис. 14) с графиком нагрузки, данным на рисунке. Окружное усилие на тяговой звёздочке  $F_t$ , окружная скорость этой звёздочки  $v$ , шаг тяговой цепи  $t$  и число зубьев тяговой звёздочки  $z$  приведены в табл. 10.

Представить расчётно-пояснительную записку с полным расчётом привода и четыре листа чертежей (формата А1): 1) общего вида привода; 2) приводного вала конвейера; 3) конического зубчатого редуктора; 4) рабочих чертежей деталей редуктора – основания корпуса, ведомого зубчатого колеса и его вала.



**Рис. 14.** Схема привода и график нагрузки

**Таблица 10**

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
$F_t$ , кН	а	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9
	б	3	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9
	в	4	4,1	4,2	4,3	4,4	4,5	4,6	4,7	4,8	4,9
$v$ , м/с	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	1	
$t$ , мм	160	160	160	125	125	125	125	100	100	100	
$z$	8	8	9	9	10	10	11	11	12	12	

**Задание 10.** Спроектировать привод к винтовому толкателю по схеме (рис. 15) с графиком нагрузки, данным на рисунке. Мощность на ведомом валу редуктора  $P_3$  и угловые скорости вращения этого вала: максимальная (при холостом ходе винта)  $\omega_{3max}$  и минимальная (при рабочем ходе винта)  $\omega_{3min}$  приведены в табл. 11.

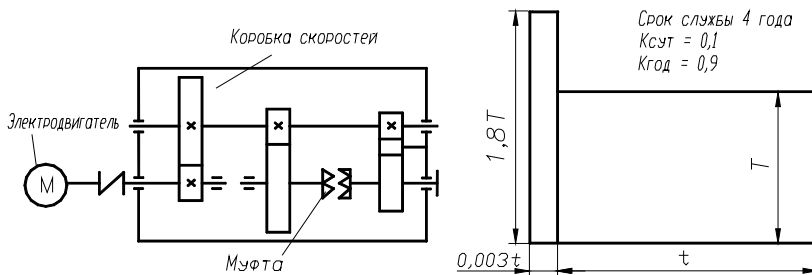


Рис. 15. Схема привода и график нагрузки

Таблица 11

Величина		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_3$ , кВт	а	5	6	7	5	6	7	5	6	7	5
	б	8	9	10	8	9	10	8	9	10	8
	в	11	12	13	11	12	13	11	12	13	11
$\omega_{3\max}$ , рад/с		$2\pi$	$2,1\pi$	$2,2\pi$	$2,3\pi$	$2,4\pi$	$2,5\pi$	$2,6\pi$	$2,7\pi$	$2,8\pi$	$2,9\pi$
$\omega_{3\min}$ , рад/с		$0,8\pi$	$0,8\pi$	$0,9\pi$	$0,9\pi$	$\pi$	$\pi$	$1,1\pi$	$1,1\pi$	$1,2\pi$	$1,2\pi$

Представить расчётно-пояснительную записку с полным расчётом привода и четыре листа чертежей (формата А1): 1) общего вида привода; 2) муфты; 3) коробки скоростей; 4) рабочих чертежей деталей коробки скоростей – крышки корпуса, зубчатого колеса быстроходной передачи и его вала.

**Задание 11.** Спроектировать привод к цепному конвейеру по схеме (рис. 16) и графику нагрузки, данным на рисунке. Полезное окружное усилие на звёздочке  $F_t$ , скорость цепи  $v_{\max}$  и  $v_{\min}$ , шаг цепи  $t$ , число зубьев тяговой звёздочки  $z$  приведены в табл. 12. Срок службы – 4 года,  $K_{\text{сут}} = 0,3$ ,  $K_{\text{год}} = 0,9$ . Половину срока службы транспортёр работает с максимальной скоростью.

Представить расчётно-пояснительную записку с полным расчётом привода и четыре листа чертежей (формат А1): 1) общего вида привода; 2) муфты; 3) вариатора; 4) рабочих чертежей деталей вариатора.

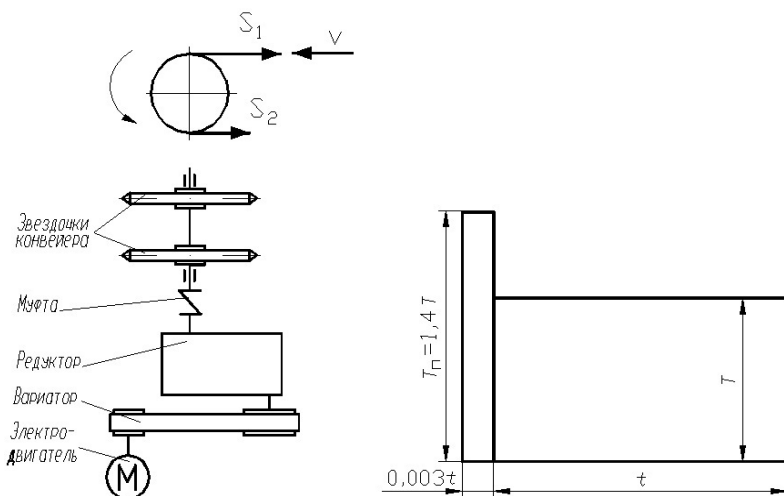


Рис. 16. Схема привода и график нагрузки

Таблица 12

Величина		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_t$ , кН	а	2,6	3,0	2,0	1,8	2,2	5,2	4,0	6,0	4,2	3,1
	б	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9	4,3	4,4
	в	2,3	2,4	2,5	2,7	2,8	2,9	1,6	1,7	1,9	2,0
$v_{\max}/v_{\min}$ , м/с		$\frac{0,3}{0,1}$	$\frac{0,5}{0,2}$	$\frac{0,4}{0,2}$	$\frac{0,3}{0,1}$	$\frac{0,5}{0,2}$	$\frac{0,6}{0,2}$	$\frac{1,0}{0,4}$	$\frac{0,9}{0,3}$	$\frac{0,6}{0,2}$	$\frac{0,45}{0,15}$
$t$ , мм		100	160	125	100	160	125	100	160	125	100
$z$		8	9	10	11	12	11	10	9	8	10

## 1.6. ПРИМЕРЫ РАСЧЁТОВ

**Пример 1.** Определить размеры косозубой цилиндрической пары в редукторе для привода цепного конвейера. Схема привода и график его нагрузки показаны на рис. 17.

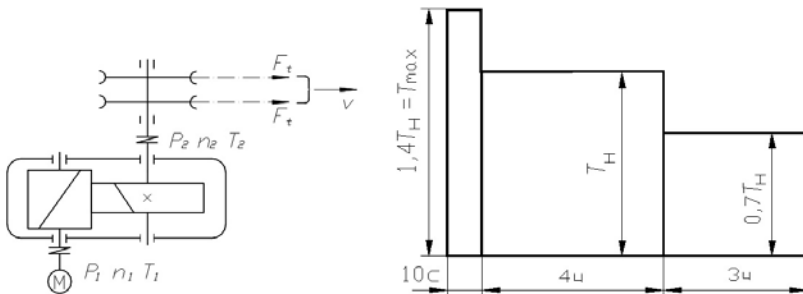


Рис. 17. Схема привода и график его нагрузки

Дано:

$F_t = 1200$  Н – окружное усилие на звёздочке;

$D_{зв} = 300$  мм – диаметр делительной окружности звёздочки;

$v = 2,5$  м/с – скорость груза;

срок службы – 10 лет;

работа по 7 ч в сутки.

1. Определение исходных данных.

1.1. Определяем мощность на звёздочках, необходимую для перемещения груза на цепном конвейере:

$$P_{зв} = \frac{2F_t v}{1000} = \frac{2 \cdot 1200 \cdot 2,5}{1000} = 6 \text{ кВт} .$$

1.2. Находим величину потерь в кинематической цепи привода [1 – 3]

$$\eta = \eta_{п}^3 \eta_{м}^2 \eta_{з} \eta_{зв} = 0,98^3 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 0,868 ,$$

где  $\eta_{п}$  – КПД пары подшипников;  $\eta_{м}$  – КПД муфты;  $\eta_{з}$  – КПД зубчатого зацепления;  $\eta_{зв}$  – КПД звёздочки.

1.3. Рассчитаем мощность электродвигателя, необходимую для перемещения груза:

$$P_{дв} = \frac{P_{зв}}{\eta} = \frac{6}{0,868} = 6,91 \text{ кВт} .$$

1.4. Подбираем электродвигатель по табл. П.7 и П.8.

Типоразмер 4A160S8УЗ. Мощность  $P_{дв} = 7,5$  кВт. Частота вращения  $n_{дв} = n_1 = 735 \text{ мин}^{-1}$  (с учётом скольжения  $S = 2,5\%$ , при синхронной частоте вращения 750 об/мин).

Характеристика двигателя:

- пусковая  $T_n/T_H = 1,4$  (соответствует графику нагрузки);  $T_n$  и  $T_H$  – пусковой и номинальный вращающие моменты соответственно;
- перегрузочная  $T_{max}/T_H = 2,2$ .

1.5. Рассчитаем передаточное число привода

$$u = i = \frac{n_1}{n_{зв}} = \frac{n_1}{\frac{v \cdot 60 \cdot 1000}{\pi D_{зв}}} = \frac{735}{2,5 \cdot 60 \cdot 1000} = 4,62.$$

2. Расчёт косозубой цилиндрической пары (в соответствии с ГОСТ 21354–87).

2.1. Выбор материалов для колёс (табл. П.5, [1], [3]).

Выбираем сравнительно недорогой и широко применяемый материал. Для шестерни принимаем более прочную сталь. Свойства сталей сводим в табл. 13.

**Таблица 13**

Свойства материалов	Звенья передачи	
	шестерня	колесо
Марка стали	Сталь 45	Сталь 35
Термообработка	Улучшение	Нормализация
Предел прочности	$\sigma_{в1} = 850$ МПа	$\sigma_{в2} = 550$ МПа
Предел текучести	$\sigma_{т1} = 580$ МПа	$\sigma_{т2} = 270$ МПа
Твёрдость сердцевины	241...285 НВ	173...187 НВ

2.2. Определяем допускаемые контактные напряжения [1] по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} K_{HL},$$

где  $\sigma_{Hlimb} = \sigma_{H0} = 2 \overline{HB} + 70$ :

- для шестерни

$$\overline{HB}_1 = \frac{241 + 285}{2} = 263 \text{ НВ}$$

и

$$\sigma_{H01} = 2\overline{HB}_1 + 70 = 2 \cdot 263 + 70 = 596 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$\overline{HB}_2 = \frac{173 + 187}{2} = 180 \text{ НВ}$$

и

$$\sigma_{H02} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 180 + 70 = 430 \text{ МПа.}$$

Коэффициент безопасности  $S_H = 1,1$  (для нормализованных и улучшенных колёс); коэффициент долговечности  $K_{HL}$  определим в зависимости от эквивалентного числа циклов нагружений  $N_{HE}$  (расчёт по колесу – тихоходному звену, с наименьшим числом нагружений (зуба)).

$$\begin{aligned} N_{HE} &= 60c \sum \left( \frac{T_i}{T_H} \right)^3 n_i t_i = 60 \cdot 1 \cdot (1^3 \cdot 159 \cdot 12400 + 0,7^3 \cdot 159 \cdot 9300) = \\ &= 14,9 \cdot 10^7 > 1 \cdot 10^7 = N_{H0}, \end{aligned}$$

где  $T_i$  – вращающие моменты, которые учитывают при расчёте на усталость;  $c$  – число зацеплений зуба за один оборот колеса ( $c$  равно числу колёс, находящихся в зацеплении с рассчитываемым);  $n_i = n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{735}{4,62} = 159 \text{ мин}^{-1}$  – частота вращения колеса;  $t_i = t_1 = 4 \cdot 310 \cdot 10 = 12\,400$  – время работы колеса за срок службы в режиме номинальной нагрузки при 310 днях работы в году;  $t_i = t_2 = 3 \cdot 310 \cdot 10 = 9300$  – время работы колеса в часах за срок службы в режиме неполной нагрузки;  $N_{H0}$  – базовое число циклов нагружений, так как  $N_{HE} > N_{H0}$ , то коэффициент долговечности  $K_{HL} = 1$ .

Тогда допускаемые напряжения:

- для шестерни

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H01}}{S_H} K_{HL} = \frac{596}{1,1} \cdot 1 = 542 \text{ МПа;}$$

- для колеса

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H02}}{S_H} K_{HL} = \frac{430}{1,1} \cdot 1 = 391 \text{ МПа;}$$

- для зубчатой передачи

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} = \frac{542 + 391}{2} = 466,5 \text{ МПа.}$$

Проверим опасность перегрузки [1] слабого звена по условию

$$[\sigma_H] = 466,5 \text{ МПа} \leq 1,25 \cdot 391 = 488,8 \text{ МПа.}$$

Перегрузки колеса нет.



2.3. Определим [1] допускаемые напряжения изгиба, используя формулу

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{FS} K_{FL} :$$

- для шестерни

$$\sigma_{F01} = 1,8 \overline{HB}_1 = 1,8 \cdot 263 = 473,4 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$\sigma_{F02} = 1,8 \overline{HB}_2 = 1,8 \cdot 180 = 324 \text{ МПа}.$$

Здесь коэффициент безопасности  $S_F = 1,75$ , коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки  $K_{FS} = 1$  (передача неревверсивная), коэффициент долговечности  $K_{FL} = 1$ , так как  $N_{FE} > N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ ;  $\overline{N}_{F0}$  – базовое число циклов нагружений при изгибе;  $N_{FE}$  – эквивалентное число циклов нагружений при изгибе.

Таким образом, допускаемые напряжения:

- для шестерни

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F01}}{S_F} K_{FS} K_{FL} = \frac{473,4}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 271 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F02}}{S_F} K_{FS} K_{FL} = \frac{324}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 185 \text{ МПа}.$$

2.4. Определяем [1] допускаемые напряжения при перегрузках:

- для колеса по контактным напряжениям ( $\sigma_T$  – предел текучести материала)

$$[\sigma_H]_{\max 2} = 2,8 \sigma_{T2} = 2,8 \cdot 270 = 756 \text{ МПа};$$

- для шестерни и колеса по изгибающим напряжениям

$$[\sigma_F]_{\max 1} = 0,8 \sigma_{T1} = 0,8 \cdot 580 = 464 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{\max 2} = 0,8 \sigma_{T2} = 0,8 \cdot 270 = 216 \text{ МПа}.$$

2.5. Определяем вращающие моменты на колесе и шестерне:

- вращающий момент на колесе

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{6000 \cdot 30}{\eta_{\Pi}^2 \eta_{\text{м}} \eta_{\text{зв}} \pi n_2} = \frac{6000 \cdot 30}{0,98^2 \cdot 0,99 \cdot 0,96 \cdot 3,14 \cdot 159} = 395 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

- вращающий момент на шестерне

$$T_1 = \frac{T_2}{i \eta_3} = \frac{395}{4,62 \cdot 0,98} = 87,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

#### 14. Коэффициенты ширины колеса относительно межосевого расстояния $\psi_{ba}$ и ширины колеса относительно диаметра $\psi_{bd}$

Расположение колёс относительно опор	Рекомендуемые значения	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев	
		HB <sub>2</sub> ≤ 350	HRC <sub>1</sub> и HRC <sub>2</sub> > 35
Симметричное	$\psi_{ba}$	0,3...0,5	0,25...0,30
	$\psi_{bd \max}$	1,2...1,6	0,9...1,0
Несимметричное	$\psi_{ba}$	0,25...0,40	0,20...0,25
	$\psi_{bd \max}$	1,00 ..1,25	0,65...0,80
Консольное	$\psi_{ba}$	0,20...0,25	0,15...0,20
	$\psi_{bd \max}$	0,6...0,7	0,45...0,55

Примечания .

1. Для шевронных колёс  $\psi_{ba}$  увеличивают в 1,3–1,4 раза.
2. Большие значения  $\psi_{ba}$  принимают для постоянных нагрузок.
3. Для быстроходной ступени 2-ступенчатых редукторов значения  $\psi_{ba}$ ,  $\psi_{bd}$  принимают на 20...30% меньше, чем в тихоходной.

2.6. Определяем диаметр шестерни [1]

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \frac{u+1}{u}} = 680 \cdot \sqrt[3]{\frac{87,2 \cdot 1,04}{1 \cdot 466,5^2} \cdot \frac{4,62+1}{4,62}} = 54,5 \text{ мм},$$

где  $K_d$  – вспомогательный коэффициент,  $K_d = 680$  (МПа)<sup>1/3</sup>;  $\psi_{bd}$  – коэффициент ширины колеса,  $\psi_{bd} = 1$  (табл. 14);  $K_{H\beta} = 1,04$  [1].

Предварительно принимаем  $d_1 = 56$  мм.

2.7. Рассчитываем геометрические параметры колёс:

- рабочая ширина колеса

$$b_\omega = \psi_{bd} d_1 = 1 \cdot 56 = 56 \text{ мм};$$

- торцовый модуль

$$m_t = b_\omega / \psi_m = 56/30 = 1,86 \text{ мм},$$

где  $\psi_m$  – коэффициент ширины колеса относительно модуля,  $\psi_m = 30$  (табл. 15).

По ГОСТ 19672–74 принимаем  $m_n = 2$  мм (нормальный модуль).

Угол наклона зубьев найдём из условия обеспечения плавности:

$$\sin \beta = \frac{\varepsilon_\beta \pi m_n}{b_\omega} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2}{56} = 0,2243,$$

где  $\varepsilon_\beta = 2$  – коэффициент осевого перекрытия [1];  $\beta = 12^\circ 57'$ , что находится в рекомендуемых пределах ( $\beta = 12 \dots 20^\circ$ ).

## 15. Значение коэффициента $\psi_m$

Конструкция	$\psi_m = b_w / m$ , не более
Высоконагруженные точные передачи, валы, опоры и корпуса повышенной жёсткости: $NB \leq 350$ $NB > 350$	45...30 30...20
Обычные передачи редукторного типа в отдельном корпусе с достаточно жёсткими валами и опорами (и другие аналогичные): $NB \leq 350$ $NB > 350$	30...20 20...15
Грубые передачи, например с опорами на стальных конструкциях (крановые и т.п.) или с плохо обработанными колёсами (литые), а также открытые передачи, передачи с консольными валами (конические), подвижные колёса коробок скоростей	15...10

**Примечание.** Нижние значения  $\psi_m$  для повторно-кратковременных режимов работы, значительных перегрузок и средних скоростей; верхние значения  $\psi_m$  для длительных режимов работы, небольших перегрузок и высоких скоростей.

Принимаем фаски на торцовых поверхностях зубьев по 0,1 мм, тогда

$$\sin \beta = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2}{55,8} = 0,2252 ; \quad \beta = 13^\circ 1'$$

Уточняем величину торцового модуля

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{2}{\cos 13^\circ 1'} = 2,0527 \text{ мм.}$$

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{d_1}{m_t} = \frac{56}{2,0527} = 27,3 .$$

Принимаем  $z_1 = 27 > z_{\min} = 17$ .

Тогда число зубьев колеса  $z_2 = z_1 u = 27 \cdot 4,62 \cong 125$ .

Уточняем размеры диаметров делительных окружностей

$$d_1 = m_t z_1 = 2,0527 \cdot 27 = 55,42 \text{ мм};$$

$$d_2 = m_t z_2 = 2,0527 \cdot 125 = 256,58 \text{ мм}$$

и межосевого расстояния

$$a_{\omega} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{55,42 + 256,58}{2} = 156 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a_{\omega} = 156$  мм и определяем окончательно геометрические параметры:

- шестерни

$$d_{\omega 1} = d_1 = 55,42 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 55,42 + 2 \cdot 2 = 59,42 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 55,42 - 2,5 \cdot 2 = 50,42 \text{ мм};$$

$$b_{\omega 1} = b_{\omega} + 4 = 56 + 4 = 60 \text{ мм};$$

- колеса

$$d_2 = d_{\omega 2} = 256,58 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 256,58 + 2 \cdot 2 = 260,58 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 256,58 - 2,5 \cdot 2 = 251,58 \text{ мм};$$

$$b_{\omega 2} = 56 \text{ мм.}$$

2.8. Проверим зубчатую передачу на выносливость от действия контактных напряжений.

Уточним величину коэффициента динамической нагрузки [1]. Для этого рассчитываем окружную скорость в зацеплении

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 55,42 \cdot 735}{60 \cdot 1000} = 2,13 \text{ м/с}$$

и назначаем 8-ю степень точности [1]. Тогда коэффициент динамической нагрузки  $K_{HV} = 1,2$ .

Окружное усилие в зацеплении

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 87,2 \cdot 10^3}{55,42} = 3147 \text{ Н.}$$

Удельная расчётная окружная сила

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_\omega} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} = \frac{3147}{56} \cdot 1,04 \cdot 1,2 \cdot 1,06 = 74,2 \text{ Н/мм},$$

где  $K_{H\alpha} = 1,06$  (табл. 16).

Определим [2] величину действующих нормальных контактных напряжений

$$\begin{aligned} \sigma_H &= z_H z_M z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_1} \frac{u+1}{u}} = \\ &= 1,72 \cdot 271 \cdot 0,77 \cdot \sqrt{\frac{74,2}{55,42} \frac{4,62+1}{4,62}} = 458 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 466,5 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

где  $z_H, z_M, z_\varepsilon$  – коэффициенты, учитывающие геометрию, механические свойства и перекрытие зубьев соответственно:

$$z_H = \sqrt{2 \cos^2 \beta / \sin 2\alpha} = \sqrt{2 \cos^2 13^\circ 1' / \sin 40^\circ} = 1,72;$$

$$z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)}} = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{3,14 \cdot (1-0,3^2)}} = 271 \text{ Н/мм};$$

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,69}} = 0,77,$$

где  $E$  – модуль упругости.

**16. Значения коэффициентов  $K_{H\alpha}$  и  $K_{F\alpha}$ , учитывающих распределение нагрузки между зубьями для косозубых и шевронных передач (для прямозубых передач  $K_{H\alpha} = 1,0$  и  $K_{F\alpha} = 1,0$ )**

Окружная скорость $v$ , м/с	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Св. 5 до 10	7	1,05	1,2
	8	1,10	1,3
« 10 « 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

Коэффициент торцового перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  определим по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{27} + \frac{1}{125} \right) \right] 0,97437 = 1,69 .$$

Так как действующие напряжения не превышают допустимые, то условие прочности по контактной усталости можно считать выполненным.

2.9. Произведём проверочный расчёт зацепления по напряжениям изгиба [2]. Используем формулу

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{\omega_{Fl}}{m_n} ,$$

где  $Y_F$ ,  $Y_\varepsilon$ ,  $Y_\beta$  – коэффициенты, учитывающие форму, перекрытие и наклон зубьев, соответственно.

Предварительно определим величины параметров, входящих в эту формулу.

Эквивалентное число зубьев:

- шестерни

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{27}{\cos^3 13^\circ 1'} = \frac{27}{0,925} = 29 ;$$

- колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{125}{\cos^3 13^\circ 1'} = \frac{125}{0,925} \approx 135 .$$

По графику [1, рис. 8.20]  $Y_{F1} = 3,81$ ;  $Y_{F2} = 3,6$ .

Определим слабое звено, по которому следует проверить прочность зуба. Рассчитаем отношение  $[\sigma_F] / Y_F$ :

- для шестерни

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{271}{3,81} = 71,5 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{185}{3,6} = 51,5 \text{ МПа}.$$

Меньшая величина отношения у колеса, поэтому проверку производим для зуба колеса.

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев,  $Y_\varepsilon = 1$  [1].

Коэффициент, учитывающий наклон зубьев,  $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ} = 0,91$ .

Удельная расчётная окружная сила

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b_0} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} = \frac{3147}{56} \cdot 1,22 \cdot 1,1 \cdot 1,06 = 80,5 \text{ Н/мм},$$

где  $K_{F\alpha}$  – коэффициент распределения нагрузки между зубьями;  $K_{F\beta}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса (рис. 18);  $K_{FV}$  – коэффициент динамической нагрузки ( $K_{F\alpha} = 1,22$ );  $K_{F\beta} = 1,1$ ;  $K_{FV} = 1,06$  (табл. 17).

Определим напряжения изгиба:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\varepsilon Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{m_n} = 3,6 \cdot 1 \cdot 0,91 \cdot \frac{80,5}{2} = 131,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = 131,8 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 185 \text{ МПа}.$$

Условие прочности по напряжениям изгиба выполняется.

2.10. Проверим прочность зубьев при перегрузках:

- по контактным напряжениям

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_H}} = 458 \sqrt{1,4} = 542 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\max} = 756 \text{ МПа},$$

статическая прочность зуба колеса по контактным напряжениям при перегрузках обеспечена;

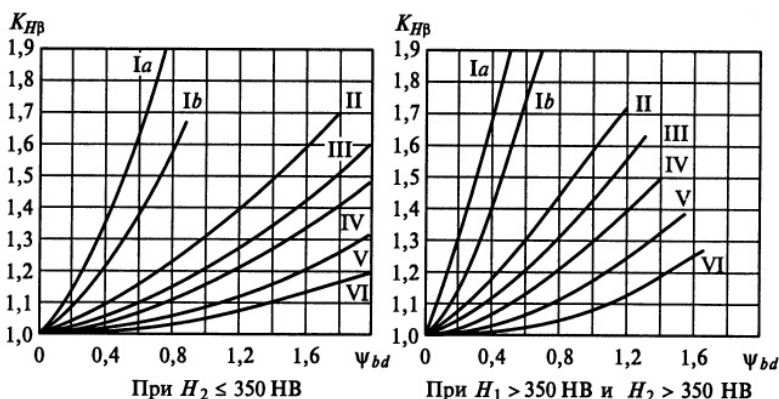


Рис. 18. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса

- по напряжениям изгиба

$$\sigma_{F \max} = \sigma_{F2} \frac{T_{\max}}{T_H} = 131,8 \cdot 1,4 = 184,5 \text{ МПа} < [\sigma_F]_{\max} = 216 \text{ МПа} ,$$

статическая прочность зуба колеса по напряжениям изгиба при перегрузках обеспечена.

### 17. Значения коэффициентов $K_{HV}$ , $K_{FV}$ с учётом динамической нагрузки

Степень точности	Твёрдость поверхностей зубьев	Коэффициенты	v, м/с					
			1	2	4	6	8	10
6	а	$K_{HV}$	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
			1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
		$K_{FV}$	1,06	1,13	1,26	1,40	1,53	1,67
			1,02	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
	б	$K_{HV}$	1,02	1,04	1,07	1,10	1,15	1,18
			1,00	1,00	1,02	1,02	1,03	1,04
		$K_{FV}$	1,02	1,04	1,08	1,11	1,14	1,17
			1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
7	а	$K_{HV}$	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
			1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
		$K_{FV}$	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
			1,08	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
	б	$K_{HV}$	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
			1,00	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04
		$K_{FV}$	1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22
			1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
8	а	$K_{HV}$	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
			1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
		$K_{FV}$	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
			1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
	б	$K_{HV}$	1,03	1,06	1,10	1,16	1,22	1,26
			1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
		$K_{FV}$	1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26
			1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08



Степень точности	Твёрдость поверхностей зубьев	Коэффициенты	v, м/с					
			1	2	4	6	8	10
9	а	$K_{HV}$	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
			1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
		$K_{FV}$	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
			1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35
	б	$K_{HV}$	1,04	1,07	1,13	1,20	1,26	1,32
			1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
		$K_{FV}$	1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34
			1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09

**Пример 2.** Подобрать подшипники качения для быстроходного вала в одноступенчатом цилиндрическом редукторе. Вал соединяется с электродвигателем 4A1608У3 упругой втулочно-пальцевой муфтой (муфта 500-42-45-1-У3 – ГОСТ 21424–93). Передаваемый вращающий момент  $T = 87,4$  Н·м. Диаметр делительной окружности шестерни  $d_1 = 55,42$  мм, угол наклона зубьев  $\beta = 13^\circ 1'$ ,  $l = 124$  мм,  $l_1 = 100$  мм,  $l_m = l_3 = 100$  мм, здесь  $d_3$  и  $l_3$  диаметр и длина вала электродвигателя под полумуфтой соответственно [4] (диаметр полумуфты под вал двигателя  $d_{m1} = d_3 = 42$  мм, а под вал редуктора  $d_{m2} = 45$  мм в соответствии с обозначением принятой муфты). Размеры вала определены после эскизной компоновки (рис. 19).

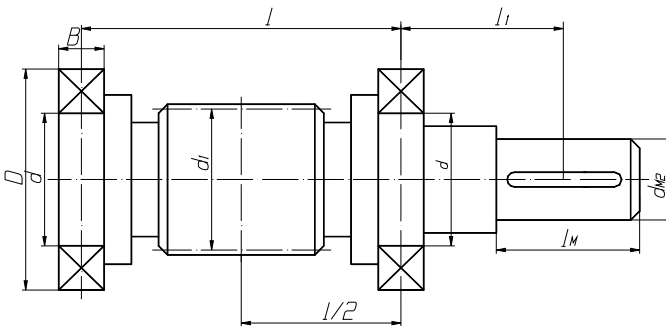


Рис. 19. Эскиз вала с шестерней и подшипниками

1. Определение усилий, действующих на вал.

1.1. Окружное усилие на шестерне

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 87,4}{0,05542} = 3154 \text{ Н.}$$

1.2. Осевая сила в зацеплении

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 3154 \cdot \operatorname{tg} 13^\circ 1' = 729 \text{ Н.}$$

1.3. Радиальная сила

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 3154 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 13^\circ 1'} = 1178 \text{ Н.}$$

1.4. Неуравновешенная сила от муфты

$$F_M = (0,2 \dots 0,5) \frac{2T_1}{D_0} = \frac{T_1}{D_0} = \frac{87,4}{0,140} = 624 \text{ Н.}$$

Здесь  $D_0$  – диаметр окружности, проходящей через оси пальцев муфты [6] (определяется приближенно).

2. Определение опорных реакций.

Расчётная схема вала показана на рис. 20.

2.1. Опорные реакции от силы  $F_r$

$$A_1 = B_1 = \frac{F_r}{2} = \frac{1178}{2} = 589 \text{ Н.}$$

2.2. Реакция от осевой силы

$$F_a = B_2 = 729 \text{ Н.}$$

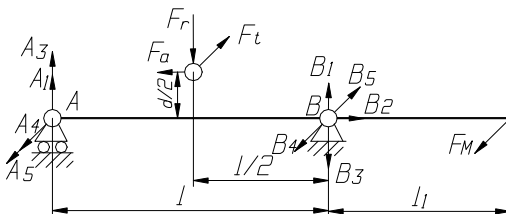


Рис. 20. Расчётная схема вала

2.3. От момента  $F_a \frac{d_1}{2}$

$$A_3 = -B_3 = F_a \frac{d_1}{2 \cdot 1} = 729 \frac{0,05542}{2 \cdot 0,124} = 163 \text{ Н.}$$

При реверсе силы  $A_3$  и  $B_3$  изменяют направление.

2.4. От силы  $F_t$

$$A_4 = B_4 = \frac{F_t}{2} = \frac{3154}{2} = 1577 \text{ Н.}$$

2.5. От силы  $F_m$

$$A_5 = F_m \frac{l_1}{l} = 624 \frac{0,1}{0,124} = 503 \text{ Н;}$$

$$B_5 = F_m \frac{l_1 + l}{l} = 624 \frac{0,1 + 0,124}{0,124} = 1127 \text{ Н.}$$

2.6. Суммарные реакции в опорах (с учётом реверса):

$$A = \sqrt{(A_1 + A_3)^2 + A_4^2} + A_5 = \sqrt{(589 + 163)^2 + 1157^2} + 503 = 2250 \text{ Н;}$$

$$B = \sqrt{(B_1 + B_3)^2 + B_4^2} + B_5 = \sqrt{(589 + 163)^2 + 1157^2} + 1127 = 2874 \text{ Н.}$$

3. Подбор подшипников.

3.1. Дополним исходные данные.

Срок службы в часах (ресурс) при односменной работе [5] для редукторов  $L_h = 12\,000$  ч. Частота вращения вала 735 об/мин. Нагрузка с умеренными толчками. Рабочая температура  $t < 125$  °С. Осевая нагрузка  $F_a$  составляет 35% (допускается до 70% от неиспользованной радиальной) от наименьшей радиальной, поэтому принимаем радиальные подшипники, однорядные, шариковые. Диаметр вала под подшипником  $d$  должен быть больше или равен 50 мм.

3.2. Определяем эквивалентную нагрузку

$$P = (XvF_r + YF_a)K_\delta K_t = (0,56 \cdot 1 \cdot 2874 + 1,99 \cdot 729) \cdot 1,5 \cdot 1 = 4590 \text{ Н.}$$

Здесь  $v = 1$  – вращается внутреннее кольцо подшипника,  $K_\delta = 1,5$  – нагрузка с умеренными толчками;  $K_t = 1$  – температура рабочей среды меньше 125 °С.

Коэффициенты  $X$  и  $Y$  выбираем [1, с. 360] по соотношению

$$\frac{F_a}{\sqrt{F_r}} = \frac{729}{1 \cdot 2874} \cong 0,25 > e = \frac{0,22}{1} \quad \text{при} \quad \frac{F_a}{C_0} = \frac{729}{25\,000} = 0,029,$$

здесь  $C_0$  – статическая грузоподъёмность подшипника с внутренним диаметром  $d = 55$  мм лёгкой серии [5].

3.3. Рассчитаем динамическую грузоподъёмность подшипника.

Долговечность подшипника

$$L = \frac{60n}{10^6} L_h = \frac{60 \cdot 735}{10^6} 12\,000 = 529,2 \text{ млн об.}$$

Расчётная динамическая грузоподъёмность

$$C_p = P \sqrt[3]{\frac{L}{a_1 a_2}} = 4590 \sqrt[3]{\frac{529,2}{1 \cdot 1}} = 37\,126 \text{ Н,}$$

где  $a_1 = a_2 = 1$ .

3.4. Подбираем подшипник 211 по ГОСТ 8338–75 (табл. П.17), шариковый, однорядный, радиальный, лёгкой серии. Угол контакта  $\alpha = 0^\circ$ . Размеры подшипника  $d = 55$  мм,  $D = 100$  мм,  $B = 21$  мм. Допускаемая динамическая грузоподъёмность  $C = 43\,600$  Н.

3.5. Проверим подшипник 210 по динамической грузоподъёмности. Определим эквивалентную нагрузку по отношению

$$e = \frac{0,23}{1} \quad \text{при} \quad \frac{F_a}{C_0} = \frac{729}{19\,800} = 0,037, \quad \text{тогда} \quad X = 0,56, \quad Y = 1,90$$

( $X, Y$  – определяются интерполированием).

$$P = (0,56 \cdot 1 \cdot 2874 + 1,90 \cdot 729) \cdot 1,5 \cdot 1 = 4492 \text{ Н.}$$

Расчётная динамическая грузоподъёмность

$$C_p = P \sqrt[3]{\frac{L}{a_1 a_2}} = 4492 \sqrt[3]{\frac{529,2}{1 \cdot 1}} = 36\,334 \text{ Н}$$

(принимая  $a_1 = a_2 = 1$ ).

3.6. Так как  $C_p > C = 35\,100$  Н, то подшипник 210 не подходит по динамической грузоподъёмности. Окончательно принимаем подшипник 211.

**Пример 3.** Спроектировать вариатор к мешалке для сыпучих материалов по данной схеме (рис. 21), если электродвигатель развивает мощность  $P_{дв} = 5,5$  кВт, максимальная частота вращения вала мешалки  $n_{2max} = 2410$  об/мин, минимальная –  $n_{2min} = 482$  об/мин.

Привод работает по семь часов в сутки при постоянном моменте сопротивления  $T_2 = const$ . Нагрузка равномерная, без ударов и толчков.

1. Определяем диапазон регулирования  $D = \frac{n_{2max}}{n_{2min}} = \frac{2410}{482} = 5$ .

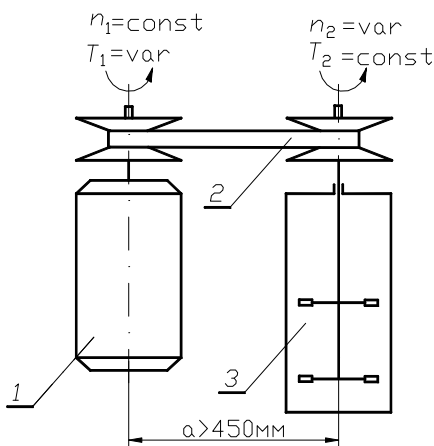
Полученная величина диапазона реализуется передачей с широким клиновым ремнем и двумя регулируемыми шкивами ([12], с. 17).

2. Подбираем двигатель и определяем максимальное и минимальное передаточные отношения. Ориентируясь на рекомендации [12] и существующие частоты вращения двигателей, задаёмся максимальным передаточным отношением  $i_{max} = 3$ , тогда ориентировочная частота вращения двигателя

$$n_1 = i_{max} n_{2min} = 3 \cdot 482 = 1446 \text{ об/мин.}$$

По  $n_1$  и  $P_{дв}$  с помощью каталогов (табл. П.7, П.8) подбираем двигатель 4А112М4У3,  $P_{дв} = 5,5$  кВт,  $n_1 = 1450$  об/мин. Минимальное передаточное отношение

$$i_{min} = \frac{n_{дв}}{n_{2max}} = \frac{1450}{2410} = 0,6.$$



**Рис. 21.** Схема привода мешалки:

1 – электродвигатель; 2 – вариатор; 3 – мешалка

3. Отношение максимального  $D_1$  и минимального  $d_1$  диаметров ведущего шкива

$$\frac{D_1}{d_1} = \frac{i_{\max} + 1}{i_{\min} + 1} = \frac{3 + 1}{0,6 + 1} = 2,5.$$

4. Принимаем ремень типа 1-В (табл. П.9) с углом профиля канавки  $\varphi = 26^\circ$  и относительной шириной  $\nu = 3,1$ .

5. Принимаем число ремней  $z = 1$ .

6. Определим относительный диаметр ведущего шкива  $\vartheta_1 = 8$  (табл. П.9).

7. Рассчитаем допускаемые полезные напряжения

$$[k] = (20 - 4\nu) \frac{\vartheta_1}{110} = (20 - 4 \cdot 3,1) \frac{8}{110} = 0,6 \text{ МПа.}$$

8. Рассчитаем наименьший расчётный диаметр ведомого шкива

$$\begin{aligned} d_2 &= \sqrt[3]{\frac{2T_2 \vartheta_2^2}{[k]z\nu}} = \sqrt[3]{\frac{2N_{\text{дв}} \eta \vartheta_2^2 \cdot 974 \cdot 10^4}{n_{2\max} [k]z\nu}} = \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 5,5 \cdot 0,9 \cdot 12^2 \cdot 974 \cdot 10^4}{2410 \cdot 0,6 \cdot 1 \cdot 3,1}} = 145 \text{ мм,} \end{aligned}$$

здесь  $\vartheta_2 = \vartheta_1 [(i_{\max} + 1)/(i_{\min} + 1)] i_{\min} = 8 \cdot [(3 + 1)/(0,6 + 1)] \cdot 0,6 = 12$ ;  $\eta = 0,9$  – КПД вариатора.

9. Уточняем размеры ремня:

$$h = \frac{d_2}{\vartheta_2} = \frac{145}{12} \approx 12 \text{ мм}; \quad b_p = h\nu = 12 \cdot 3,1 = 37,2 \text{ мм.}$$

Выбираем (табл. П.10) стандартный ремень 1-В-40 кордшнуровый, зубчатый с размерами:  $b_p = 40$  мм,  $h = 13$  мм,  $h_p = 3,2$  мм, площадь  $A_1 = 508 \text{ мм}^2$ , погонный вес  $q = 6,3 \text{ Н/м}$ .

10. Определим диаметры шкивов:

- наибольший расчётный диаметр для ведущего шкива

$$D_1 = \frac{d_2 n_{2\max}}{n_{\text{дв}}(1 - \varepsilon)} = \frac{145 \cdot 2410}{1450 \cdot (1 - 0,05)} = 254 \text{ мм,}$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент скольжения;

- наименьший диаметр ведущего шкива

$$d_1 = \frac{D_1}{2,5} = \frac{254}{2,5} = 102 \text{ мм};$$

здесь  $d_1 = 102 \text{ мм} > d_{\min} = 71 \text{ мм}$  (табл. П.10), что приемлемо;

- наибольший диаметр ведомого шкива

$$D_2 = d_1 i_{\max} (1 - \varepsilon) = 102 \cdot 3 (1 - 0,05) = 291 \text{ мм}.$$

11. Определим наибольшие скорости для ремня  $v_{\max}$  и обода шкива  $v_{\text{об max}}$ :

$$v_{\max} = \frac{\pi D_1 n_{\text{дв}}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,255 \cdot 1450}{60} = 19,3 \text{ м/с} \leq [v_{\max}] = 30 \text{ м/с},$$

$$v_{\text{об max}} = \frac{\pi D_2 n_{2\max}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,291 \cdot 2410}{60} = 36,7 \text{ м/с}.$$

Скорость обода превышает допустимую для серого чугуна  $[v_{\max}] = 30 \text{ м/с}$ , поэтому его необходимо изготавливать из стального литья  $[v_{\max}] = 45 \text{ м/с}$  или штамповкой  $[v_{\max}] = 80 \text{ м/с}$ .

12. Из условия размещения двигателя и мешалки предварительно принимаем  $a = 450 \text{ мм}$ . Тогда определим расчётную длину ремня для одного из крайних положений

$$L = 2a + \Delta_1 + \frac{\Delta_2}{a} = 2 \cdot 450 + 617 + \frac{8930}{450} = 1537 \text{ мм},$$

где

$$\Delta_1 = 0,5 \pi (D_2 + d_1) = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (291 + 102) = 617 \text{ мм};$$

$$\Delta_2 = 0,25 \cdot (D_2 - d_1)^2 = 0,25 (291 - 102)^2 = 8930 \text{ мм}.$$

Принимаем (табл. П.12) ближайшую большую длину ремня  $L = 1600 \text{ мм}$  и ремень 1-В40-1600Ш зубчатый по ГОСТ 38.5.17-73.

13. Уточним межосевое расстояние с учётом длины стандартного ремня:

$$\begin{aligned} a &= 0,25 \left[ (L - \Delta_1) + \sqrt{(L - \Delta_1)^2 - 8\Delta_2} \right] = \\ &= 0,25 \left[ (1600 - 617) + \sqrt{(1600 - 617)^2 - 8 \cdot 8930} \right] = 483 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Для обеспечения сборки, компенсации вытяжки и отклонений в размерах, определим  $a_{\min}$  и  $a_{\max}$ :

$$a_{\min} = a - 0,015L = 483 - 0,015 \cdot 1600 = 459 \text{ мм};$$

$$a_{\max} = a + 0,03L = 483 + 0,03 \cdot 1600 = 531 \text{ мм}.$$

14. Определим конструктивные размеры шкивов [2]:

- наружные диаметры

$$D_{н1} = D_1 + 2c = 255 + 2 \cdot 3,2 = 261,4 \text{ мм},$$

принимаем  $D_{н1} = 262$  мм;  $c$  – размер канавки шкива;

$$D_{н2} = D_2 + 2c = 291 + 2 \cdot 3,2 = 297,4 \text{ мм},$$

принимаем  $D_{н2} = 298$  мм. Здесь  $c \approx h_p = 3,2$  мм ( $h_p$  – ширина в расчётном сечении);

- внутренние диаметры

$$d_{в1} = d_1 - 2h_1 = 102 - 2 \cdot 9,8 = 82,4 \text{ мм},$$

принимаем  $d_{в1} = 82$  мм;

$$d_{в2} = d_2 - 2h_1 = 145 - 2 \cdot 9,8 = 125,4 \text{ мм};$$

принимаем  $d_{в2} = 125$  мм.

15. Проверим возможность регулирования по величине осевого зазора  $\Delta$  между полушкивами при их минимальном сближении:

$$\Delta = b_p - [(D - d) + 2h_1] \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \geq [\Delta] = 0,05 b_p;$$

$$\Delta = 13 - [(291 - 145) + 2 \cdot 9,8] \operatorname{tg} 13^\circ = 3 \text{ мм} \geq [\Delta] = 0,05 \cdot 40 = 2 \text{ мм}.$$

Перемещение дисков обеспечивается в случае поперечного изгиба и износа ремня.

16. Определим осевые перемещения дисков:

- для ведущего шкива

$$x_1 = \frac{D_2 - d_2}{2} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = \frac{255 - 102}{2} \operatorname{tg} 13^\circ = 17,5 \text{ мм};$$

- для ведомого шкива

$$x_2 = \frac{D_2 - d_2}{2} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = \frac{291 - 145}{2} \operatorname{tg} 13^\circ = 16,7 \text{ мм}.$$



17. Приведённые коэффициенты трения:

$$f'_1 = \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}} = \frac{0,35}{\sin 13^\circ} = 1,65;$$

$$f'_2 = \frac{f \cos \beta}{\sin \frac{\varphi}{2} + \sin \beta \cos \frac{\varphi}{2}} = \frac{0,35 \cos 30^\circ}{\sin 13^\circ + 0,35 \sin 30^\circ \cos 13^\circ} = 0,75,$$

здесь  $f = 0,35$  – ремень без обёртки,  $\beta = 30^\circ$  [11, 12].

Дальнейший расчёт ведём для двух крайних положений при:

1)  $i_{\max}$ ; 2)  $i_{\min}$ .

18. Окружная сила:

$$1) F_t = \frac{2T_2}{D_2} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 10^4}{291} = 137 \text{ Н};$$

$$2) F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 10^4}{145} = 276 \text{ Н},$$

$$\text{здесь } T_2 = 974 \left( \frac{P_{\text{дв}} \eta \cdot 10^4}{n_{2\text{max}}} \right) = 974 \left( \frac{5,5 \cdot 0,9 \cdot 10^4}{2410} \right) = 2 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

19. Скорость ремня:

$$1) v = \frac{\pi d_1 n_{\text{дв}}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,102 \cdot 1450}{60} = 7,7 \text{ м/с};$$

$$2) v = \frac{\pi D_1 n_{\text{дв}}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,255 \cdot 1450}{60} = 19,3 \text{ м/с}.$$

20. Углы обхвата шкивов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ :

$$1) \alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \frac{D_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 60^\circ \frac{291 - 102}{483} = 157^\circ = 2,76 \text{ рад};$$

$$\alpha_2 = 180^\circ + 60^\circ \frac{D_2 - d_1}{a} = 3,52 \text{ рад};$$

$$2) \alpha_1 = 180^\circ + 60^\circ \frac{D_1 - d_2}{a} = 180^\circ + 60^\circ \frac{255 - 145}{483} = 194^\circ = 3,36 \text{ рад};$$

$$\alpha_2 = 180^\circ - 60^\circ \frac{D_1 - d_2}{a} = 166^\circ = 2,92 \text{ рад}.$$

21. Углы скольжения  $\alpha_c$  и сцепления  $\alpha_n$ :

$$1) \quad \alpha_{c1} = \alpha_{c2} \frac{f_2'}{f_1'} = 2,11 \frac{0,75}{1,65} = 0,96 \text{ рад};$$

$$2) \quad \alpha_{c1} = \alpha_{c2} \frac{f_2'}{f_1'} = 1,75 \frac{0,75}{1,65} = 0,8 \text{ рад};$$

$$1) \quad \alpha_{c2} = 0,6\alpha_2 = 0,6 \cdot 3,52 = 2,11 \text{ рад};$$

$$2) \quad \alpha_{c2} = 0,6\alpha_2 = 0,6 \cdot 2,92 = 1,75 \text{ рад};$$

$$1) \quad \alpha_{n1} = \alpha_1 - \alpha_{c1} = 2,76 - 0,96 = 1,8 \text{ рад};$$

$$\alpha_{n2} = \alpha_2 - \alpha_{c2} = 3,52 - 2,11 = 1,41 \text{ рад};$$

$$2) \quad \alpha_{n1} = \alpha_1 - \alpha_{c1} = 3,36 - 0,8 = 2,56 \text{ рад};$$

$$\alpha_{n2} = \alpha_2 - \alpha_{c2} = 2,96 - 1,75 = 1,17 \text{ рад}.$$

22. Отношение натяжений ветвей ремня для ведомого шкива:

$$1) \quad m = e^{\alpha_{c2} f_2'} = 4,85.$$

$$2) \quad m = e^{\alpha_{c2} f_2'} = 3,7.$$

Ведомый шкив лимитирует тяговую способность вариатора, так как  $\alpha_{c2} f_2' < \alpha_{c1} f_1'$ .

23. Коэффициент тяги по ведомому шкиву:

$$1) \quad \varphi = \frac{m-1}{m+1} = \frac{4,85-1}{4,85+1} = 0,658;$$

$$2) \quad \varphi = \frac{m-1}{m+1} = \frac{3,7-1}{3,7+1} = 0,575.$$

24. Натяжение в ремне от центробежных воздействий:

$$1) \quad F_V = \frac{g v^2}{g} = \frac{6,3 \cdot 7,7^2}{9,8} = 40 \text{ Н};$$

$$2) \quad F_V = \frac{g v^2}{g} = \frac{6,3 \cdot 19,3^2}{9,8} = 250 \text{ Н}.$$

25. Натяжение в ведущей и ведомой ветвях, а также нагрузки на вал:

$$1) \quad F_1 = \frac{m}{m-1} F_t + F_V = \frac{4,85}{4,85-1} 137 + 40 = 214 \text{ Н};$$

$$F_2 = \frac{1}{m-1} F_t + F_V = \frac{1}{4,85-1} 137 + 40 = 76 \text{ Н};$$

$$F_r \cong F_1 + F_2 - 2F_V = 214 + 76 - 2 \cdot 40 = 210 \text{ Н};$$

$$2) F_1 = \frac{m}{m-1} F_t + F_V = \frac{3,7}{3,7-1} 276 + 250 = 628 \text{ Н};$$

$$F_2 = \frac{1}{m-1} F_t + F_V = \frac{1}{3,7-1} 276 + 250 = 352 \text{ Н};$$

$$F_r \cong F_1 + F_2 - 2F_0 = 628 + 352 - 2 \cdot 250 = 480 \text{ Н}.$$

26. Осевые силы на дисках шкивов:

1) а) для ведущего

$$F_{x1} = \frac{F_t}{2zf} \cos \frac{\varphi}{2} + \frac{F_2 - F_V}{2z} \frac{\alpha_2 - \alpha_{c2}}{\operatorname{tg}\left(\frac{\varphi}{2} + \rho\right)} = \frac{137}{2 \cdot 1 \cdot 0,35} \cos 13^\circ +$$

$$+ \frac{214 - 40}{2 \cdot 1} \frac{2,76 - 0,96}{\operatorname{tg}(13^\circ + \operatorname{arctg} 0,35)} = 440 \text{ Н } (\rho - \text{угол трения});$$

б) для ведомого

$$F_{x2} = \frac{F_t}{2zf} \cos \frac{\varphi}{2} + \frac{F_2 - F_V}{2z} \frac{\alpha_2 - \alpha_{c2}}{\operatorname{tg}\left(\frac{\varphi}{2} + \rho\right)} = \frac{137}{2 \cdot 1 \cdot 0,35} \cos 13^\circ +$$

$$+ \frac{76 - 40}{2 \cdot 1} \frac{3,52 - 2,11}{\operatorname{tg}(13^\circ + \operatorname{arctg} 0,35)} = 230 \text{ Н};$$

2) а) для ведущего

$$F_{x1} = \frac{F_t}{2zf} \cos \frac{\varphi}{2} + \frac{F_1 - F_V}{2z} \frac{\alpha_1 - \alpha_{c1}}{\operatorname{tg}\left(\frac{\varphi}{2} + \rho\right)} = \frac{2,76}{2 \cdot 1 \cdot 0,35} \cos 13^\circ +$$

$$+ \frac{628 - 250}{2 \cdot 1} \frac{3,36 - 0,8}{(13^\circ + \operatorname{arctg} 0,35)} = 1150 \text{ Н};$$

б) для ведомого

$$F_{x2} = \frac{F_t}{2zf} \cos \frac{\varphi}{2} + \frac{F_2 - F_V}{2z} \frac{\alpha_2 - \alpha_{c2}}{\operatorname{tg}\left(\frac{\varphi}{2} + \rho\right)} = \frac{2,76}{2 \cdot 1 \cdot 0,35} \cos 13^\circ +$$

$$+ \frac{352 - 250}{2 \cdot 1} \frac{2,92 - 1,75}{(13^\circ + \operatorname{arctg} 0,35)} = 475 \text{ Н}.$$

27. Пружину ставим на ведомый шкив, так как  $T_2 = \text{const}$ . Рассчитаем её полную деформацию:

$$\lambda_{\max} = \frac{2x_2 F_{x2d}}{F_{x2d} - F_{x2D}} = \frac{2 \cdot 16,7 \cdot 4,75}{475 - 230} = 64,7 \text{ мм.}$$

Исходные данные для определения размеров пружины получены. Методика определения размеров изложена в [2].

28. Определим максимальное напряжение в ремне

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{m}{m-1} \frac{F_t}{b_p h} + C_2 \frac{h}{d_2} + \frac{F_V}{b_p h} = \\ &= \frac{3,7}{3,7-1} \frac{276}{40 \cdot 13} + 40 \frac{13}{145} + \frac{250}{40 \cdot 13} = 4,76 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

здесь  $C$  – коэффициент,  $C_2 = 40$  МПа [11, 12].

29. Долговечность ремня

$$T = \frac{z_{\text{эф}} L}{3600v} = \frac{6,3^{11} \cdot 1,6}{3600 \cdot 19,3} = 1,4 \cdot 10^4 \text{ ч,}$$

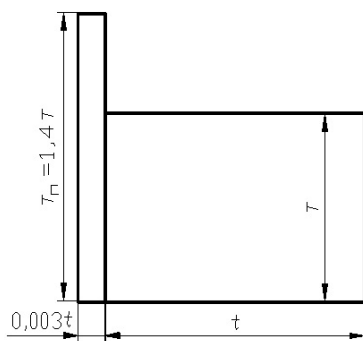
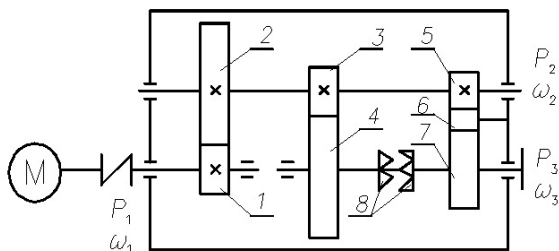
$$\text{здесь } z_{\text{эф}} = \left( \frac{30}{\sigma_{\max}} \right)^{11} = \left( \frac{30}{4,76} \right)^{11} = 6,3^{11}.$$

Полученная долговечность вполне допустима.

30. Разработка сборочного чертежа вариатора. Все необходимые исходные данные для вычерчивания имеются. В процессе разработки чертежа можно использовать информацию, которая изложена в [2, 3, 5 – 7, 12, 13]. Разработка остальных чертежей осуществляется по аналогии с разработкой заданий 1 – 11. При этом можно использовать дополнительные источники [8 – 11].

**Пример 4.** Рассчитать коробку скоростей для привода винтового толкателя. Схема привода и график нагрузки показаны на рис. 22.

Мощность на выходе привода –  $P_3 = 5,5$  кВт, максимальная угловая скорость выходного вала –  $\omega_{3\max} = 2\pi$  рад/с, минимальная угловая скорость выходного вала –  $\omega_{3\min} = 0,8\pi$  рад/с. Срок службы привода – 4 года. Коэффициент суточной нагрузки –  $K_{\text{сут}} = 0,2$ , коэффициент годовой нагрузки –  $K_{\text{год}} = 0,9$ .



**Рис. 22.** Схема привода и график нагрузки:  
1 – 7 – зубчатые колёса; 8 – зубчатая муфта

### 1. Кинематический и энергетический расчёты.

1.1. Распределим детали зацепления в коробке скоростей (рис. 22) на два потока:

а) нагружаем детали зацепления 1 – 4 и 8, что соответствует рабочему ходу толкателя при минимальной скорости выходного вала;

б) нагружаем детали зацепления 1, 2, 5 – 8, что обеспечит холостой ход толкателя при максимальной скорости выходного вала. Направление вращения изменяется за счёт постановки промежуточного зубчатого колеса 6.

1.2. Определим потери мощности [1] в приводе

$$\eta = \eta_{\text{п}}^4 \eta_3^3 \eta_{\text{м}}^2 = 0,98^4 \cdot 0,97^3 \cdot 0,99^2 = 0,808,$$

где  $\eta_{\text{п}}$  – КПД пары подшипников;  $\eta_3$  – КПД зубчатого зацепления;  $\eta_{\text{м}}$  – КПД муфты.

### 1.3. Рассчитаем потребную мощность двигателя

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_3}{\eta} = \frac{5,5}{0,808} = 6,8 \text{ Вт.}$$

1.4. Определим ориентировочно требуемую быстроходность двигателя [1] при минимальной угловой скорости выходного вала (рабочий ход):

$$n = \frac{30\omega_{\min}}{\pi} u_6 u_T = \frac{30 \cdot 0,8\pi}{\pi} \cdot 6 \cdot 5 = 720 \text{ об/мин,}$$

здесь  $u_6$  – передаточное число быстроходной ступени 1–2 в коробке скоростей;  $u_T$  – передаточное число тихоходной ступени 3–4 (табл. П.2).

1.5. Подбираем (табл. П.7, П.8) подходящий электродвигатель 4А160S8УЗ, мощность  $P_{\text{дв}} = 7,5$  кВт, быстроходность  $n_{\text{дв}} = 750$  об/мин, коэффициент перегрузки  $\varphi = \frac{T_{\text{п}}}{T} = 1,4$ . Принимаем  $n_{\text{дв}} = 730$  об/мин с учётом скольжения (2,5%).

### 1.6. Рассчитаем общее передаточное число коробки скоростей:

а) для рабочего хода

$$u_p = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{3\min}} = \frac{n_{\text{дв}}\pi}{30\omega_{3\min}} = \frac{730 \cdot 3,14}{30 \cdot 0,8 \cdot 3,14} = 30,42 ;$$

б) для холостого хода

$$u_x = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{3\max}} = \frac{n_{\text{дв}}\pi}{30\omega_{3\max}} = \frac{730 \cdot 3,14}{30 \cdot 2 \cdot 3,14} = 12,17 .$$

1.7. Распределим общее передаточное число коробки скоростей по ступеням:

а) для рабочего хода принимаем  $u_{1-2} = 6$ , тогда

$$u_{3-4} = \frac{u_p}{u_{1-2}} = \frac{30,42}{6} = 5,07 ;$$

б) для холостого хода

$$u_{5-7} = \frac{u_x}{u_{1-2}} = \frac{12,17}{6} = 2,02 .$$

1.8. Рассчитаем вращающие моменты:

а) на быстроходном валу

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{P_1 \cdot 30}{\pi n_{\text{дв}}} = \frac{6,8 \cdot 10^3 \cdot 30}{3,14 \cdot 730} = 89 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

б) на промежуточном валу

$$T_2 = T_1 u_{1-2} \eta_{\text{п}}^2 \eta_3 = 89 \cdot 6 \cdot 0,98^2 \cdot 0,97 = 497 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

в) на выходном валу:

• для рабочего хода

$$T_{3\text{р}} = T_2 u_{3-4} \eta_{\text{п}} \eta_3 = 497 \cdot 5,07 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 2395 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

• для холостого хода

$$T_{3\text{х}} = T_2 u_{5-7} \eta_{\text{п}}^2 \eta_3^2 = 497 \cdot 2,02 \cdot 0,98^2 \cdot 0,97^2 = 907 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

1.9. Рассчитаем угловые скорости:

а) на быстроходном валу

$$\omega_1 = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 730}{30} = 76,4 \text{ с}^{-1};$$

б) на промежуточном валу

$$\omega_2 = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30 u_{1-2}} = \frac{3,14 \cdot 730}{30 \cdot 6} = 12,7 \text{ с}^{-1};$$

в) на выходном валу:

• для рабочего хода

$$\omega_{3\text{min}} = \frac{\omega_2}{u_{3-4}} = \frac{12,7}{5,07} = 2,5 \text{ с}^{-1};$$

• для холостого хода

$$\omega_{3\text{max}} = \frac{\omega_2}{u_{5-7}} = \frac{12,7}{2,02} = 6,28 \text{ с}^{-1}.$$

2. Расчёт зубчатых передач.

Расчёт зубчатых передач выполняется по аналогии с расчётом в примере 1 при соблюдении следующей рекомендуемой последовательности:

2.1. Расчёт тихоходной ступени коробки скоростей для рабочего хода толкателя.

2.2. Расчёт тихоходной ступени коробки скоростей для холостого хода толкателя. Расчёт выполняется для зацепления 5–6 и 6–7, причём межосевые расстояния этих зацеплений должны вписываться в межосевое расстояние зацепления 3–4 по двум вариантам (рис. 23).

2.3. Расчёт быстроходной ступени коробки скоростей. Выполняется по аналогии с расчётом в примере 1.

2.4. Расчёт зацеплений 4 – 8 и 7–8. Выполняется по аналогии с расчётом шлицевых соединений [1].

3. Предварительный расчёт валов [1].

4. Подбор подшипников. Подшипники подбираются для всех валов по аналогии с примером 2, если используются подшипники качения. Если приняты подшипники скольжения, то расчёт производится по аналогии с примером 16.1 [1].

5. Расчёт шпоночных и шлицевых соединений [1]. Разрабатывается конструкция муфты 8 (рис. 22) [1, 6, 7, 10].

6. Уточнённый расчёт тихоходного вала [1] в режиме нагрузок при рабочем ходе толкателя.

7. Разработка механизма переключения скоростей [6 – 8, 13].

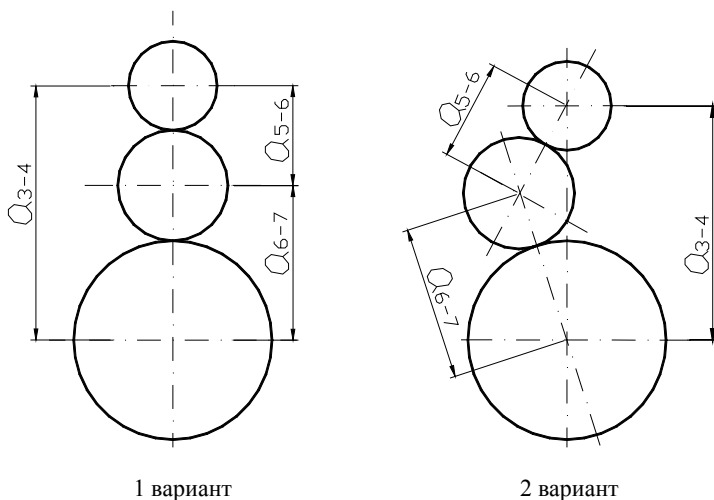


Рис. 23. Схема зацеплений для тихоходной ступени коробки скоростей при холостом ходе толкателя

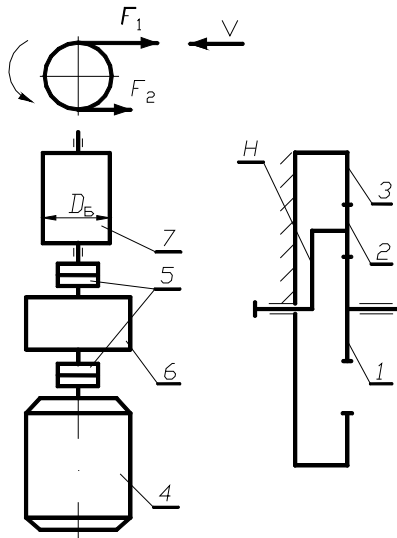


8. Конструирование системы смазки и определение размеров корпуса для коробки скоростей [7 – 9, 14].

9. Разработка сборочного чертежа коробки скоростей [7 – 9, 14].

**Пример 5.** Рассчитать планетарный редуктор по схеме на рис. 24 в составе привода тянущей установки для кордной линии по следующим данным:

- 1) натяжение кордного полотна –  $F_1 = 20,8$  кН,  $F_2 = 11,3$  кН;
- 2) скорость кордного полотна –  $v = 2,56$  м/с;
- 3) диаметр тянущего барабана –  $D_6 = 270$  мм;
- 4) срок службы длительный –  $L_h = 40\ 000$  ч;
- 5) нагрузка постоянная при номинальном моменте на барабане –  $T_n$ ;
- 6) пусковая перегрузка –  $T_n / T_n = 1,2$ ;
- 7) зацепление колёс – прямозубое;
- 8) число сателлитов –  $C = 3$ ;



**Рис. 24. Схема привода планетарного редуктора:**

1 – колесо солнечное; 2 – сателлит; 3 – колесо; 4 – двигатель;  
5 – муфта; 6 – редуктор; 7 – барабан

9) число зубьев –  $z_1 = 21$ ;

10) колёса изготовить из Стали 40X со средней твёрдостью поверхности: колеса 1 – 280 НВ; сателлита 2 – 250 НВ; колеса 3 – 280 НВ.

1. Энергетический и кинематический расчёты привода.

1.1. Определим мощность на приводном барабане тянущей установки

$$P_{т.у} = F_t v = (20,8 - 11,3) 2,56 = 23,8 \text{ кВт},$$

здесь  $F_t = F_1 - F_2$  – полезная окружная сила.

1.2. Найдём [1] потери в кинематической цепи привода по величине КПД привода

$$\eta = \eta_{п} \eta_{м}^2 \eta_{р} = 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 0,95,$$

где  $\eta_{п} = 0,98$  – КПД подшипников барабана;  $\eta_{м} = 0,99$  – КПД муфт;  $\eta_{р} = 0,98$  – КПД редуктора.

1.3. Потребная мощность электродвигателя

$$P_{дв} = P_{т.у} / \eta = 23,8 / 0,95 = 25 \text{ кВт}.$$

1.4. Подбираем электродвигатель ([6], табл. П.7, П.8) марки 4А200Л6У3, мощностью  $P_{дв} = 30$  кВт, частотой вращения  $n_{дв} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ , перегрузочной способностью  $T_{п} / T_{н} = 1,2$ .

1.5. Определим частоту вращения приводного барабана тянущей установки:

$$n_{т.у} = \frac{v \cdot 60 \cdot 1000}{\pi D_6} = \frac{2,56 \cdot 60 \cdot 1000}{3,14 \cdot 270} = 181 \text{ мин}^{-1}.$$

1.6. Рассчитаем передаточное отношение редуктора

$$i_{1H}^3 = \frac{n_{дв}}{n_{т.у}} = \frac{1000}{181} = 5,53,$$

что допустимо [3] для заданной схемы редуктора.

2. Расчёт геометрии и прочности планетарной передачи [3, 15]. Расчёт сведём в табл. 18.

3. Разработка сборочного чертежа планетарного редуктора [3, 7, 9, 15].

Таблица 18

Определяемый параметр	Использованная литература	Численное значение	Примечание
<i>2.1. Определение чисел зубьев</i>			
$z_3$	[15, (1.1)]	$z_3 = (i_{1H}^3 - 1)z_1 = (5,53 - 1) \cdot 21 = 95,1$ . Принимаем $z_3 = 93$	
$z_2$	[15, (1.2)]	$z_2 = (z_3 - z_1) / 2 = (93 - 21) / 2 = 36$ , $z_2$ – целое число	Условие соосности выполняется
Условие сборки	[15, (1.8)]	$\frac{z_1 + z_3}{c} = \frac{21 + 93}{3} = 38$ – целое число	Условие сборки выполняется
Условие соседства	[15, (1.6)]	$\sin \frac{\pi}{c} (z_1 + z_2) > (z_2 + 2)$ ; $\sin \frac{\pi}{3} (21 + 36) > (36 + 20)$ ; $49,4 > 38$	Условие соседства выполняется
$i_{1H}^3$	[14]	$i_{1H}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{93}{21} = 5,429$	Отличается от заданного менее чем на 2%

*2.2. Определение размеров зубчатых колёс из условия контактной выносливости*

$u_1$	[1]	$u_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{36}{21} = 1,714$	
$K_c$	[1]	$K_c = 1,15$	Для самоустанавливающихся колёс
$\varphi_{ba}$	[2]	$\varphi_{ba} = 0,4$	
$K_{HL}$	[3]	$K_{HL} = 1$	По заданным условиям работы
$T_1$	[3]	$T_1 = 9550 P_{дв} / n_{дв} =$ $= 9550 \cdot 25 / 1000 = 239 \text{ Н}\cdot\text{м}$	

Определенный параметр	Использованная литература	Численное значение	Примечание
$T_2$	[3]	$T_2 = T_1 u_1 = 239 \cdot 1,714 \cdot 0,99 = 406 \text{ Н}\cdot\text{м}$	$\eta_1$ – КПД первой ступени
$C_v$	[3]	$C_v = 13$	Коэффициент термообработки
$v'$	[2]	$v' = \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2 \varphi_{ва}}} = \frac{1000}{10^3 \cdot 13} \times$ $\times \sqrt[3]{\frac{406 \cdot 10^3}{1,714^2 \cdot 0,4}} = 5,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$	Окружная скорость в зацеплении предварительная
$K_{H\alpha}$	[3]	$K_{H\alpha} = 1$	Для прямозубых колёс
$K_{H\beta}$	[3]	$K_{H\beta} = K_{H\beta}^c (1-x) + x = 1,05(1-1) + 1 = 1,05$	$L_h > 32\ 000$ и $X = 1$ , [3, табл. 4]
$K_{HV}$	[3]	$K_{HV} = 1,22$	Для 8-й степени точности
$T_p$	[3]	$T_p = T_2 K_{HL} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} = 406 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1,22 = 520 \text{ Н}\cdot\text{м}$	
$\sigma_{Hlim2}^c$	[3]	$\sigma_{Hlim2}^0 = 2\tilde{H}B + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}$	Расчёт по колесу
$S_H$	[3]	$S_H = 1,1$	
$[\sigma_H]$	[3]	$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}^0}{S_H} = \frac{570}{1,1} = 518 \text{ МПа}$	
$a_\omega$	[3]	$a_\omega = (u_1 + 1) \sqrt[3]{\left( \left( \frac{315}{[\sigma_H] u_1} \right)^2 \frac{T_p K_c}{\psi_{ba} c} \right)} =$ $= (1,714 + 1) \times$ $\times \sqrt[3]{\left( \left( \frac{315}{518 \cdot 1,714} \right)^2 \frac{520 \cdot 10^3 \cdot 1,15}{0,4 \cdot 3} \right)} =$ $= 108 \text{ мм. Принимаем } a_\omega = 114 \text{ мм}$	Коэффициент распределения нагрузки по сателлитам $K_c$ взят по [1]

Определяемый параметр	Использованная литература	Численное значение	Примечание
$b_{\omega 1}$ $b_{\omega 2}$	[3]	$b_{\omega 2} = a_{\omega} \Psi_{ba} = 114 \cdot 0,4 = 45,6$ мм. Принимаем $b_{\omega 2} = 45$ мм; $b_{\omega 1} = b_{\omega 2} \cdot 1,12 = 50,4$ мм. Принимаем $b_{\omega 1} = 50$ мм	[3, с. 51, 52, 98]
$d_1$	[1]	$d_1 = \frac{2a_{\omega}}{u_1 + 1} = \frac{2 \cdot 114}{1,714 + 1} = 84$ мм	
$m$	[1]	$m = d_1 / z_1 = 84 / 21 = 4$ мм	
$a_{\omega}$ $d_2$ $d_3$	[1]	$a_{\omega} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{4 \cdot (21 + 36)}{2} = 114$ мм; $d_2 = mz_2 = 4 \cdot 36 = 144$ мм; $d_3 = mz_3 = 4 \cdot 93 = 372$ мм	Уточнение размеров

2.3. Проверка на выносливость по контактным напряжениям

$v$	[3]	$v = \frac{2a_{\omega} \pi n_1}{(u_1 + 1)60} = \frac{2 \cdot 114 \cdot 3,14 \cdot 1000}{(1,714 + 1)60} = 4,4$ м/с	Поправка на $K_{HV}$ не требуется [3, табл. 4.11]
$\sigma_H$	[3]	$\sigma_H = 315 \frac{u_1 + 1}{a_{\omega} u_1} \sqrt{\left( \frac{u_1 + 1}{b_{\omega 2}} \frac{T_p K_c}{c} \right)} =$ $= 315 \frac{1,714 + 1}{114 \cdot 1,714} \sqrt{\left( \frac{1,714 + 1}{45} \frac{520 \cdot 10^3 \cdot 1,15}{3} \right)} =$ $= 484 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 518 \text{ МПа}$	Контактная выносливость обеспечена

2.4. Проверочный расчёт по напряжениям изгиба

$K_{FL}$	[2]	$K_{FL} = 1$	По условиям работы $N > 10^8$
$Y_F$	[3]	$Y_F = 3,74$	
$K_{F\alpha}$	[3]	$K_{F\alpha} = 1$	
$K_{F\beta}$	[3]	$K_{F\beta} = 1,04$	$X = 1$

Определяемый параметр	Использованная литература	Численное значение	Примечание
$K_{FV}$	[3]	$K_{FV} = 1,55$	
$F_t$	$F_t = \frac{2T_2}{d_2}$	$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 406 \cdot 10^3}{144} = 5639 \text{ Н}$	
$\sigma_{F \text{ lim} 2}^0, S_F$	[3]	$\sigma_{F \text{ lim} 2}^0 = 1,8\tilde{\text{HB}} = 1,8 \cdot 250 = 458 \text{ МПа}, S_F = 1,75$	
$[\sigma_{F2}]$	[3]	$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \text{ lim} 2}^0}{S_F} = \frac{458}{1,75} = 262 \text{ МПа}$	
$\sigma_{F2}$	[3]	$\sigma_{F2} = 0,8 \frac{Y_F F_t K_{FD} K_F K_c}{b_{\omega 2} m c} =$ $= 0,8 \frac{3,74 \cdot 5639 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,55 \cdot 1,15}{45 \cdot 4 \cdot 3} =$ $= 58 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}] = 262 \text{ МПа}$	Прочность по напряжениям изгиба обеспечена

## 2.5. Проверка на перегрузку по контактным напряжениям

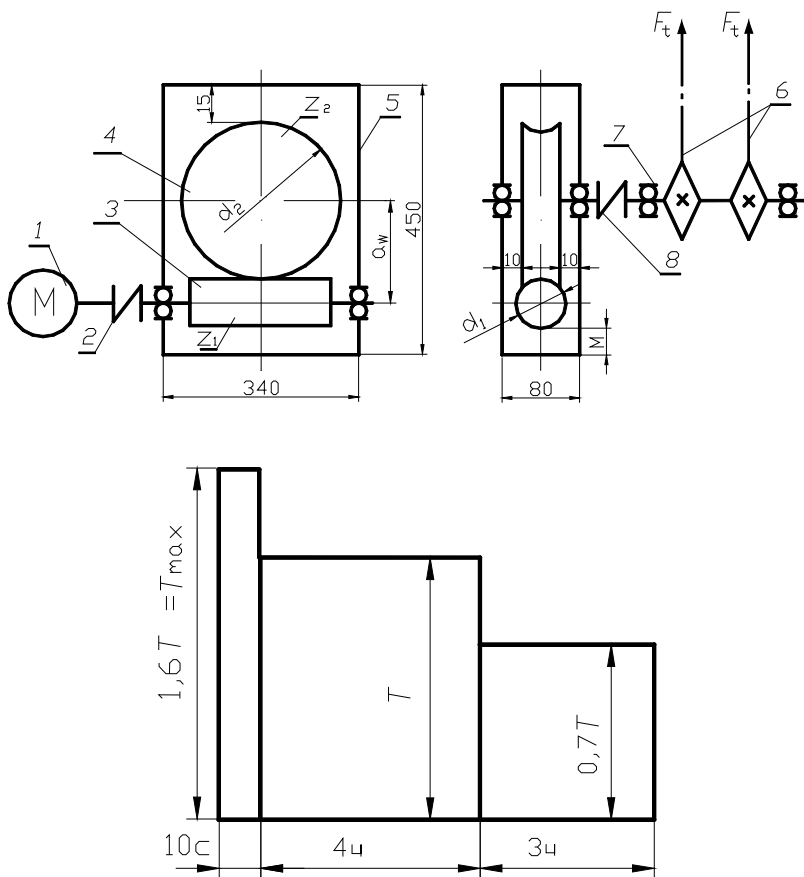
$[\sigma_{H \text{ max}}]$	[3]	$[\sigma_{H \text{ max}}] = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 640 = 1792 \text{ МПа}$	$\sigma_T = 675 \text{ МПа}$ [3, табл. 4.5]
$\sigma_{H \text{ max}}$	[3]	$\sigma_{H \text{ max}} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_H}{T_2 K_{HD}}} = 484 \cdot \sqrt{\frac{1,2}{1 \cdot 1}} =$ $= 581 \text{ МПа} \leq [\sigma_{H \text{ max}}] = 1792 \text{ МПа}$	Условие статической прочности при перегрузке выполняется

## 2.6. Проверка на перегрузку по напряжениям изгиба

$[\sigma_{F \text{ max}}]$	[3]	$[\sigma_{F \text{ max}}] = 2,7\tilde{\text{HB}} = 2,7 \cdot 250 = 675 \text{ МПа}$	
$\sigma_{F \text{ max}}$	[3]	$\sigma_{F \text{ max}} = \sigma_{F2} \frac{T_H}{T_2 K_{FL}} = 58 \cdot \frac{1,2}{1 \cdot 1} =$ $= 69,6 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F \text{ max}}] = 650 \text{ МПа}$	Запас статической прочности при перегрузке имеется

**Пример 6.** Произвести полный расчёт зацепления червячного редуктора приводной станции цепного конвейера. Схема привода и график его нагрузки показаны на рис. 25.

*Дано:*  $F_t = 1500$  Н – окружное усилие на звёздочке;  $v_{зв} = 0,607$  м/с – окружная скорость на делительной окружности звёздочки;  $z = 15$  – число зубьев тяговой звёздочки;  $t = 63$  – шаг цепи; число звёздочек – 2; срок службы – 10 лет; работа по 7 ч в сутки.



**Рис. 25. Схема привода и график нагрузки:**

1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – червяк; 4 – колесо; 5 – корпус;  
6 – цепная передача; 7 – подшипники качения; 8 – муфта

1. Кинематический и энергетический расчёты.  
 Определим мощность на валу со звёздочками

$$P_{зв} = \frac{2F_t v_{зв}}{1000} = \frac{2 \cdot 1500 \cdot 0,607}{1000} = 1,785 \text{ кВт.}$$

1.2. Рассчитаем требуемую мощность [1, 3] электродвигателя

$$P_{дв} = \frac{P_{зв}}{\eta_{п}^3 \eta_{ч.з} \eta_{м}^2 \eta_{цп}} = \frac{1,785}{0,98^3 \cdot 0,8 \cdot 1^2 \cdot 0,96} = 2,49 \text{ кВт,}$$

где  $\eta_{п}$  – КПД пары подшипников;  $\eta_{м}$  – КПД муфты;  $\eta_{ч.з}$  – КПД червячного зацепления;  $\eta_{цп}$  – КПД цепной передачи.

1.3. Подбираем электродвигатель (табл. П.7, П.8):

типоразмер 4А112МА6УЗ.  $P_{дв} = P_1 = 3$  кВт; частота вращения (с учётом скольжения):  $n_{дв} = n_1 = 960 \text{ мин}^{-1}$ ;  $T_{\max} / T_{н} = 2,2$ ;  $T_{п} / T_{н} = 1,8$ .

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 960}{30} = 100,48 \text{ с}^{-1}.$$

1.4. Рассчитаем частоту вращения вала со звёздочками

$$n_2 = \frac{60 \cdot 1000 v_{зв}}{z t} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0,607}{15 \cdot 63} = 38,55 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot 38,55}{30} = 4,03 \text{ с}^{-1}.$$

1.5. Рассчитаем передаточное число редуктора

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{960}{38,55} = 24,9.$$

Вращающие моменты на валах:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{2,49 \cdot 1000}{100,48} = 24,78 \text{ Н} \cdot \text{м} = 24\,780 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_2 = T_1 u \eta_{ч.з} = 24,78 \cdot 24,9 \cdot 0,8 = 493,62 \text{ Н} \cdot \text{м} = 493\,620 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2. Расчёт зацепления [16].

2.1. Выбор материалов и определение допускаемых напряжений.

Червяк: Сталь 40Х, закалённая до HRC 45...55, червяк шлифованный.



Колесо: венец – бронза БрАЖ9-4Л (литьё в землю), ступица – чугун СЧ15-32.

В первом приближении оцениваем скорость скольжения

$$v_{\text{ск}} = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1^3 \sqrt{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 960^3 \sqrt{493,62} = 3,41 \text{ м/с.}$$

По таблице 10.11 [16] выбираем допускаемые напряжения  $[\sigma_H] = 180$  МПа, по табл. 10.10 [16]  $\sigma_\tau = 200$  МПа.

Допускаемые напряжения изгиба для бронзовых червячных колёс при работе зубьев обеими сторонами (при реверсе)

$$[\sigma_{-1F}] = 0,16 \sigma_B^9 \sqrt{\frac{10^6}{N_{FE}}},$$

где  $\sigma_B = 500$  МПа – предел прочности бронзы БрАЖ 9-4Л [1];  $N_{FE}$  – эквивалентное число циклов нагружений:

$$N_{FE} = 60 n_2 \sum \left( \frac{T_i}{T_2} \right)^9 L_{hi} = 60 \cdot 38,55 (1^9 \cdot 4 \cdot 360 \cdot 10 + 0,7^9 \cdot 3 \cdot 360 \cdot 10) = 34 \cdot 10^6;$$

$$[\sigma_{-1F}] = 0,16 \cdot 500^9 \sqrt{\frac{10^6}{34 \cdot 10^6}} = 54,4 \text{ МПа.}$$

2.2. Рассчитаем числа зубьев, выберем относительный диаметр и межосевое расстояние. Задаёмся числом заходов червяка  $z_1 = 2$ , тогда число зубьев колеса:  $z_2 = 2 \cdot 24,9 \approx 50 > 28$  – подрезания нет. Задаёмся относительным диаметром червяка по табл. 10.1 [16]  $q = 10$ .

Коэффициент нагрузки:  $K_H = K_{H\beta} K_{HV}$ ,

–  $K_{H\beta}$  – коэффициент неравномерности нагрузки:

$$K_{H\beta} = 1 + \left( \frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - x) = 1 + \left( \frac{50}{86} \right)^3 \cdot 1 = 1,19,$$

где  $\theta = 86$  – коэффициент деформации червяка ([16], табл. 10.6);  $x = 0$  коэффициент смещения инструмента;

–  $K_{HV}$  – коэффициент динамической нагрузки.

Назначаем 8-ю степень точности передачи (по ГОСТ 3675–81), и, учитывая ранее принятое значение скорости скольжения  $v_{\text{ск}} = 3,41$  м/с, назначаем  $K_{HV} = 1,2$ . Тогда коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{H\beta} K_{HV} = 1,19 \cdot 1,2 = 1,42.$$

Рассчитываем межосевое расстояние

$$a_{\omega} = \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{ \left( \frac{170}{\left[ \sigma_H \right] \frac{z_2}{q}} \right)^2 } T_2 K_H =$$

$$= \left( \frac{50}{10} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{ \left( \frac{170}{180 \cdot \frac{50}{10}} \right)^2 } 493,62 \cdot 10^3 \cdot 1,42 = 174,34 \text{ мм.}$$

Определяем модуль зацепления

$$m = \frac{a_{\omega}}{0,5(q + z_2)} = \frac{174,34}{0,5(10 + 50)} = 5,8 \text{ мм.}$$

По таблице 10.2 [16] подбираем наиболее близкие к расчётным значения величин  $q$  и  $m$ . Принимаем  $m = 6$ ,  $q = 10$ ,  $z_1 = 2$ ,  $z_2 = 50$ ,  $u = 50/2 = 25$ . Отклонение передаточного отношения от требуемого равно  $\Delta u = \frac{25 - 24,9}{25} \cdot 100 = 0,4\%$ . Допускаемое отклонение  $[\Delta u] = (2 \dots 4)\%$ .

Окончательно имеем:

$$d_1 = qm = 10 \cdot 6 = 60 \text{ мм;}$$

$$d_2 = mz_2 = 6 \cdot 50 = 300 \text{ мм;}$$

$$a_{\omega} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{60 + 300}{2} = 180 \text{ мм.}$$

2.3. Проверим зацепление на прочность по контактным напряжениям. Используем формулу

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \sqrt[3]{ \left( \frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a_{\omega}} \right)^3 } T_2 K_H = \frac{170}{10} \sqrt[3]{ \left( \frac{\frac{50}{10} + 1}{180} \right)^3 } 493,62 \cdot 10^3 \cdot 1,42 = 173,7 \text{ МПа.}$$

Так как  $\sigma_H = 173,7 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 180 \text{ МПа}$ , то условие прочности выполняется.

Проверим скорость скольжения, для чего рассчитываем окружную скорость в зацеплении:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 60 \cdot 960}{60 \cdot 1000} = 3,01 \text{ м/с.}$$

Скорость скольжения равна

$$v_{\text{ск}} = \frac{v_1}{\cos \gamma},$$

где  $\gamma$  – угол подъёма витков резьбы червяка:  $\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{10}$ ;  $\gamma = 11,31^\circ$ ;

$$v_{\text{ск}} = \frac{3,01}{\cos 11,31} = 3,07 \text{ м/с.}$$

Скорость скольжения меньше принятой ранее, поэтому поправка величины  $[\sigma_H]$  не требуется.

2.4. Рассчитаем геометрические размеры червяка и колеса.

Размеры *червяка*:

$$d_1 = 60 \text{ мм};$$

$$d_{\alpha 1} = d_1 + 2m = 60 + 2 \cdot 6 = 72 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 60 - 2,4 \cdot 6 = 45,6 \text{ мм.}$$

Длина нарезной части червяка [1]

$$b_1 = (11 + 0,06z_2) m = (11 + 0,06 \cdot 50) \cdot 6 = 84 \text{ мм.}$$

Учитывая выход шлифовального камня, принимаем

$$b_1 = 84 + (25 \dots 30) = 110 \text{ мм.}$$

Размеры *колеса*:

$$d_2 = mz_2 = 6 \cdot 50 = 300 \text{ мм};$$

$$d_{\alpha 2} = d_2 + 2m = 300 + 2 \cdot 6 = 312 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_2 - 2,4m = 300 - 2,4 \cdot 6 = 285,6 \text{ мм.}$$

Ширина колеса

$$b_{\omega 2} \leq 0,75d_{\alpha 1} = 0,75 \cdot 72 = 54 \text{ мм,}$$

принимаем  $b_{\omega 2} = 54 \text{ мм.}$

Наружный диаметр колеса

$$d_{aM2} = \frac{d_{a2} + 6m}{(z_1 + 2)} = \frac{312 + 6 \cdot 6}{(2 + 2)} = 321 \text{ мм.}$$

2.5. Проверим зацепление на прочность по напряжениям изгиба (рис. 26). Действительные напряжения изгиба в зацеплении

$$\sigma_F = \frac{Y_F K_F F_{t2} \cos \gamma}{1,3m^2 q}.$$

По таблице 8.20 [1] в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $z_V$  путём интерполяции выбираем значение коэффициента формы зуба:

$$z_V = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{50}{\cos^3 11,31^\circ} = 53; \quad Y_F = 1,42; \quad K_F = K_H.$$

Окружная сила на колесе

$$F_t = \frac{T_2}{d_2/2} = \frac{49\,320}{300/2} = 3291 \text{ Н.}$$

Действительные напряжения изгиба в зацеплении

$$\sigma_F = \frac{1,42 \cdot 1,42 \cdot 3200 \cdot \cos 11,31}{1,3 \cdot 6^2 \cdot 10} = 13,9 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется:  $13,9 \text{ МПа} < 54,4 \text{ МПа}$ .

2.6. Проверка зацепления на прочность при перегрузках:

- по изгибу:

$$[\sigma_F]_{\text{пред}} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{F_{\text{max}}} = 1,6\sigma_F = 1,6 \cdot 13,9 = 22,2 \text{ МПа} < 160 \text{ МПа;}$$

- по контактными напряжениям:

$$[\sigma_H]_{\text{пред}} = 2\sigma_T = 2 \cdot 200 = 400 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{H_{\text{max}}} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{max}}}{T_1}} = 173,7 \cdot \sqrt{1,6} = 219,7 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется:  $219,7 \text{ МПа} < 400 \text{ МПа}$ .

3. Определение КПД зацепления и выбор смазки:

$$\eta_{ч.з} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} 11,31}{\operatorname{tg}(11,31 + 1,6)} = 0,866,$$

где  $\varphi' = 1,6$  – приведённый угол трения (табл. 9.3, [1]).

Выбираем масло с допустимой температурой  $t = 65$  °С.

4. Расчёт усилий, действующих в зацеплении (рис. 26).

Окружная сила на червяке

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 24\,780}{60} = 826 \text{ Н.}$$

Окружная сила на колесе

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 493\,620}{300} = 3291 \text{ Н.}$$

Радиальная сила

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 3291 \cdot 0,364 = 1198 \text{ Н.}$$

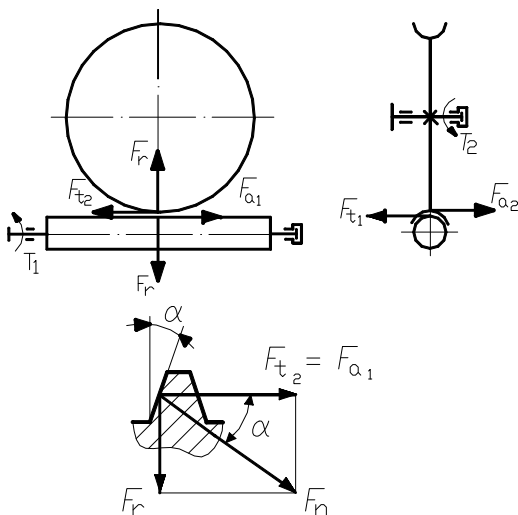


Рис. 26. Схема сил, действующих в зацеплении

5. Рассчитаем червяк на прочность и жёсткость.

5.1. Построение эпюр для вала червяка (рис. 27).

Принимаем конструктивно  $l = 340$  мм. Обычно  $a = b$ , тогда  $a = 170$  мм,  $c = 100$  мм (из условия закрепления муфты).

Изгибающий момент от силы  $F_r$ ,

$$M_{Fr} = F_r \frac{ab}{l} = \frac{1198 \cdot 170 \cdot 170}{340} = 101\,823 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

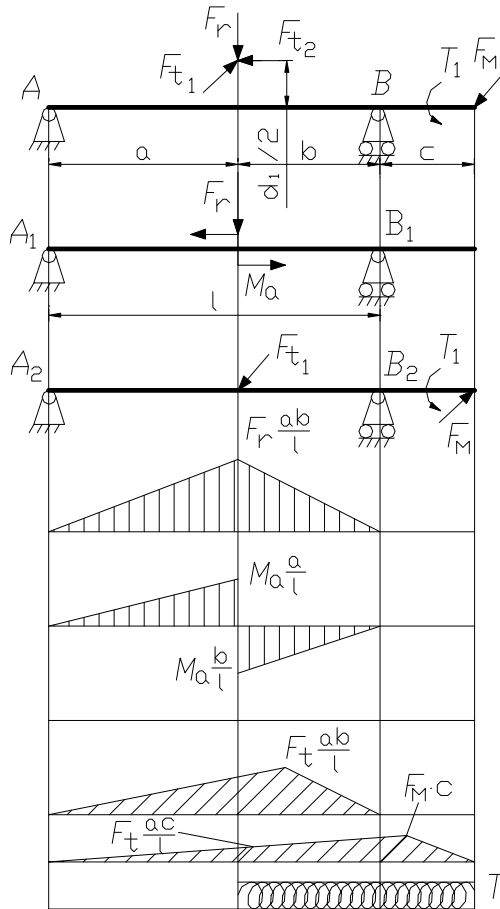


Рис. 27. Расчётная схема червяка

Изгибающий момент от силы  $F_{a1}$

$$M_{Fa1} = F_{a1} \frac{d_{f1} a}{2 l} = \frac{3291 \cdot 45,6 \cdot 170}{2 \cdot 340} = 37\,517 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Изгибающий момент от силы  $F_{t1}$

$$M_{Ft1} = F_{t1} \frac{ab}{l} = \frac{826 \cdot 170 \cdot 170}{340} = 70\,210 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Изгибающий момент от силы  $F_M$

$$M_{FM} = F_M \frac{ca}{l},$$

где  $F_M = 0,3F'_M$ ;  $F'_M = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 24\,780}{82} = 604,4 \text{ Н}$ ; здесь  $D_1 = 82 \text{ мм}$  – диаметр окружности, проходящей через оси пальцев муфты на валу червяка.

$$F_M = 0,3 \cdot 604,4 = 181,3 \text{ Н,}$$

$$M_F = F_M \frac{ca}{l} = \frac{181,3 \cdot 100 \cdot 170}{340} = 9065 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Суммарный момент в сечении

$$\begin{aligned} M &= \sqrt{(M_{Fr} + M_{Fa1})^2 + (M_{Ft1} + M_F)^2} = \\ &= \sqrt{(101\,823 + 37\,517)^2 + (70\,210 + 9065)^2} = 160\,312,7 \text{ Н}\cdot\text{мм.} \end{aligned}$$

Изгибающие напряжения

$$\sigma_{и} = \frac{M}{0,1d_{f1}^3} = \frac{160\,312,7}{0,1 \cdot 45,6^3} = 16,9 \text{ МПа} \leq [\sigma_{и}] = 750 \text{ МПа.}$$

Условие статической прочности выполняется с большим запасом, поэтому проверку на усталостную прочность не делаем.

5.2. Рассчитаем червяк на прогиб.

Равнодействующая, вызывающая прогиб червяка, равна

$$R = \sqrt{F_r^2 + F_{t1}^2} = \sqrt{1198^2 + 826^2} = 1455 \text{ Н.}$$

При симметричном расположении опор величина прогиба равна

$$f = \frac{Rl^3}{48EJ} \leq [f], \quad E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}, \quad J = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \approx 0,05d_{f1}^4.$$

Допускаемый прогиб  $[f] = m(0,005 \dots 0,010) = (0,03 \dots 0,06) \text{ мм}$ .

$$f = \frac{1455 \cdot 340^3}{48 \cdot 2,15 \cdot 10^3 \cdot 0,05 \cdot 45,6^4} = 0,025 \text{ мм}.$$

Условие жёсткости выполняется, так как  $f = 0,025 \text{ мм} < [f] = 0,03 \text{ мм}$ .

6. Проверим редуктор на перегрев.

Количество тепла, выделяющегося при работе передачи за одну секунду:

$$Q = (1 - \eta_{ч.з})N_1 = (1 - 0,8) \cdot 2490 = 498 \text{ Вт}.$$

Количество тепла, отводимое корпусом за один час работы:

$$Q_1 = K_T(t_1 - t_0)A,$$

где  $K_T = 30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$  – коэффициент теплопередачи, при обдуве редуктора вентилятором;  $t_1 = 65 \text{ °С}$  – допускаемая температура масла в редукторе;  $t_0 = 20 \text{ °С}$  – температура окружающей среды;  $A$  – площадь поверхности редуктора (без днища) (рис. 24).

$$A = 2 \cdot 0,34 \cdot 0,45 \cdot 2 \cdot 0,08 \cdot 0,45 + 0,08 \cdot 0,34 = 0,397 \text{ м}^2.$$

Размер «м» корпуса редуктора определяется из условия наполнения масла в корпус на высоту зуба червяка и объёма масла из расчёта 0,7 л на 1 кВт мощности:

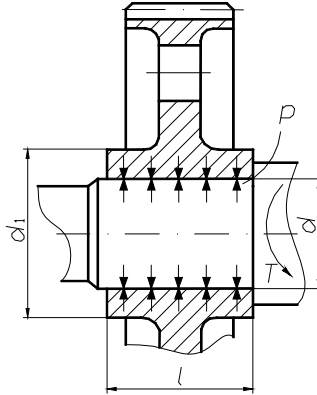
$$Q_1 = 30 \cdot (65 - 20) \cdot 0,397 = 540 \text{ Вт}.$$

Так как  $Q_1 < Q$ , то редуктор не перегревается.

7. Разработка сборочного чертежа редуктора [6 – 8].

**Пример 7.** Для вала, передающего зубчатому колесу мощность  $P = 75 \text{ кВт}$  при  $n = 300 \text{ мин}^{-1}$ , подобрать посадку с гарантированным натягом и проверить прочность деталей после запрессовки (рис. 28). Материал колеса и вала принять – Сталь 45 (улучшенная  $\sigma_T = 450 \text{ МПа}$ ).





**Рис. 28. Расчётная схема соединения с натягом**

1. Определяем размеры соединения.

1.1. Диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{30P}{\pi n 0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{30 \cdot 75 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 300 \cdot 0,2 \cdot 4 \cdot 10^7}} = 0,0668 \text{ м} = 66,8 \text{ мм},$$

где  $[\tau] = 40 \text{ МПа}$  – допускаемые напряжения кручения [1].

Используя ряд предпочтительных чисел, принимаем  $d = 70 \text{ мм}$ .

1.2. Диаметр ступицы колеса [7]:  $d_1 = 1,5d + 10 = 1,5 \cdot 70 + 10 = 115 \text{ мм}$ .

1.3. Длина ступицы колеса [7]  $l = 1,5d = 1,5 \cdot 70 = 105 \text{ мм}$ .

2. Определим удельное давление в соединении, необходимое для передачи заданного вращающего момента:

$$p = \frac{P \cdot 30 \cdot 10^6 \cdot 2}{\pi^2 n d^2 l f} = \frac{75 \cdot 30 \cdot 10^6 \cdot 2}{3,14 \cdot 300 \cdot 70^2 \cdot 105 \cdot 0,1} = 29,55 \text{ МПа},$$

здесь  $f = 0,1$  – коэффициент трения на поверхности соединения после сборки.

3. Определяем расчётный натяг по формуле Ляме

$$N = pd \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \cdot 10^3 = 29,55 \cdot 70 \cdot \left( \frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,48}{2,1 \cdot 10^5} \right) \cdot 10^3 = 31,3 \text{ мкм},$$

где  $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  – модуль упругости для материала колеса и вала соответственно;  $C_1$  и  $C_2$  – коэффициенты, определяемые по формулам:

$$C_1 = 1 - \mu = 1 - 0,3 = 0,7; C_2 = \frac{d_1^2 + d^2}{d_1^2 - d^2} + \mu = \frac{115^2 + 70^2}{115^2 - 70^2} + 0,3 = 2,48,$$

здесь  $\mu = 0,3$  – коэффициент Пуассона для стальных деталей.

4. Определяем минимальный табличный натяг

$$N_{\min} = N + (R_{z1} + R_{z2}) \cdot 1,2 = 31,3 + 1,2(6,3 + 10) = 50,86 \text{ мкм},$$

здесь  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  – максимальные высоты микронеровностей для поверхности вала и ступицы соответственно.

5. Выбираем посадку  $\text{Ø}70 \frac{\text{H7}}{\text{u7}}$ , схема полей допусков для которой показана на рис. 29. Тогда  $N_{\min} = 102 - 30 = 72 \text{ мкм} > 50,86 \text{ мкм}$ .

6. Проверим прочность ступицы после сборки.

6.1. Рассчитаем давление в соединении при максимальном натяге:

$$p_{\max} = \frac{N_{\max} - 1,2(R_{z1} + R_{z2})}{d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \cdot 10^3} = \frac{132 - 19,6}{70 \left( \frac{0,7 + 2,48}{2,1 \cdot 10^5} \right) \cdot 10^3} = 106 \text{ МПа}.$$

6.2. Определим допускаемое давление в соединении

$$[p] \leq \sigma_r \frac{d_1^2 - d^2}{2d_1^2} = 450 \cdot \frac{115^2 - 70^2}{2 \cdot 115^2} = 142 \text{ МПа}.$$

Прочность ступицы колеса обеспечена, так как  $106 \text{ МПа} < 142 \text{ МПа}$ . Также обеспечена и прочность вала при сплошном поперечном сечении [1].

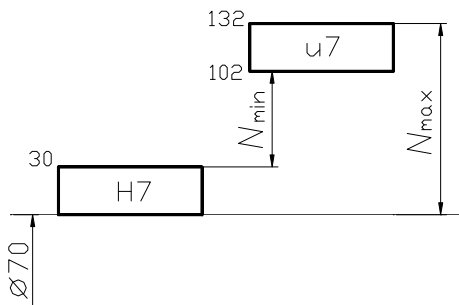


Рис. 29. Схема полей допусков вала и отверстия для посадки  $\text{Ø}70 \frac{\text{H7}}{\text{u7}}$

**Пример 8.** По данным примера 7 рассчитать соединение зубчатого колеса с валом по двум вариантам:

- 1) призматической шпонкой;
- 2) прямобочными шлицами (зубьями).

1. Определим размеры соединений.

1) поперечное сечение шпонки по ГОСТ 10748–79 ([7], прил. 14) –  $b = 20$  мм,  $h = 18$  мм, длина из условия размещения внутри ступицы –  $l_p = l - b - 5 = 105 - 20 - 5 = 80$  мм;

2) по ГОСТ 1139–80 ([7], прил. 15) выбираем лёгкую серию с центрированием по внутреннему диаметру –  $d - 10 \times 72 \frac{H7}{f7} \times 78 \times 12 \frac{F8}{f8}$ ; длину соединения –  $l_p = l = 105$  мм.

2. Проверим работоспособность соединений.

1) на прочность по напряжениям смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4T}{d h l_p} = \frac{4P \cdot 30}{\pi n d h l_p} = \frac{4 \cdot 75 \cdot 10^6 \cdot 30}{3,14 \cdot 300 \cdot 70 \cdot 20 \cdot 80} = 85,3 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения [1] для шпонки из углеродистой стали и переходной посадки  $[\sigma_{\text{см}}] = 100$  МПа, что больше чем  $\sigma_{\text{см}} = 85,3$  МПа, следовательно, условие прочности выполняется;

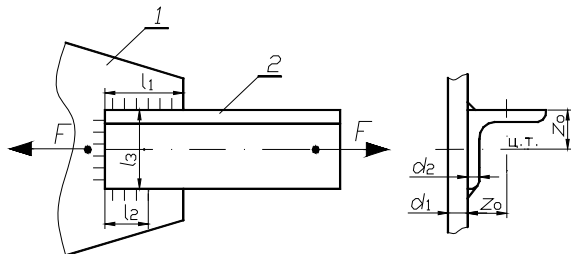
2) по обобщённому критерию работоспособности [1]:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{см}} &= \frac{2T}{K z h d_{\text{ср}} l_p} = \frac{2P \cdot 30}{\pi n K z h d_{\text{ср}} l_p} \\ &= \frac{2 \cdot 75 \cdot 10^6 \cdot 30}{3,14 \cdot 300 \cdot 0,75 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 75 \cdot 105} = 27 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

где  $K = 0,75$  – коэффициент неравномерности;  $z = 10$  – число зубьев (шлиц);  $h = 0,5(D - d) = 0,5(78 - 72) = 3$  мм – рабочая высота зубьев (шлиц);  $D = 78$  мм – наружный диаметр шлицевого вала;  $d_{\text{ср}} = 0,5(D + d) = 0,5(78 + 72) = 75$  мм – средний диаметр шлицевого вала.

Допускаемые напряжения [1] для неподвижного соединения в средних условиях эксплуатации  $[\sigma_{\text{см}}] = 60$  МПа, что больше чем  $\sigma_{\text{см}} = 27$  МПа, следовательно, условие прочности выполняется.

**Пример 9.** Определить размеры лобового и фланговых швов сварного соединения (рис. 30). Соединение выполнено внахлестку сплошным нормальным швом: толщина накладки  $\delta_1$  больше толщины полки уголка  $\delta_2$ . Материал свариваемых деталей сталь Ст3. Электрод Э42. Соединение должно быть равнопрочно основному материалу. Сварка ручная электродуговая.



**Рис. 30. Сварное нахлесточное соединение:**

1 – накладка; 2 – уголок

1. Допустимую величину передаваемого усилия  $P$  определим по условию прочности углового профиля на растяжение

$$\sigma_p = F/A \leq [\sigma_p],$$

где  $F$  – растягивающее усилие;  $A$  – площадь поперечного сечения уголка;  $[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение растяжения.

Свариваемые детали выполнены из стали Ст3 (табл. П.5), для которой  $\sigma_T = 220$  МПа, тогда  $[\sigma_p] = \sigma_T/n = 220/1,46 = 150$  МПа, где  $n = (1,4 \dots 1,6)$  – запас прочности при расчёте деталей на растяжение [1]. Площадь поперечного сечения уголка  $160 \times 160 \times 12$  находим по сортаменту [4]  $S = 3740$  мм<sup>2</sup>. Тогда допускаемая величина передаваемого усилия

$$F = A[\sigma_p] = 3740 \cdot 150 = 561\,000 \text{ Н.}$$

2. Рассчитаем суммарную длину швов в соединении

$$(l_1 + l_2 + l_3) = \frac{F}{0,7k[\tau'_{cp}]} = \frac{561\,000}{0,7 \cdot 12 \cdot 90} = 750 \text{ мм,}$$

где  $[\tau'_{cp}] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 150 = 90$  МПа – допускаемые напряжения среза в сварных швах;  $k \leq 12$  мм – катет сварного шва.

3. Определим длины фланговых швов при  $z_0 = 43,9$  мм. Суммарная длина фланговых швов при  $l_3 = 160$  мм:  $(l_1 + l_2) = 750 - 160 = 590$  мм. Из условия равнопрочности швов

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{l_3 - z_0}{z_0} = \frac{160 - 43,9}{43,9} = 2,64.$$

Тогда  $l_1 = 590 - l_2 = 590 - 0,378 l_1$ ;  $l_1 = 428$  мм;  $l_2 = 162$  мм.

**Пример 10.** Рассчитать винт домкрата грузоподъёмностью  $F = 32$  кН (рис. 31). Максимальная высота подъёма груза  $l = 600$  мм. Коэффициент трения в резьбе (сталь–бронза)  $f = 0,15$ .

1. Определяем диаметр винта из условия прочности на сжатие.

1.1. Рассчитаем допускаемые напряжения [2]

$$[\sigma_{\text{сж}}] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{3} = \frac{270}{3} = 90 \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{\text{т}}$  – предел текучести (табл. П.5).

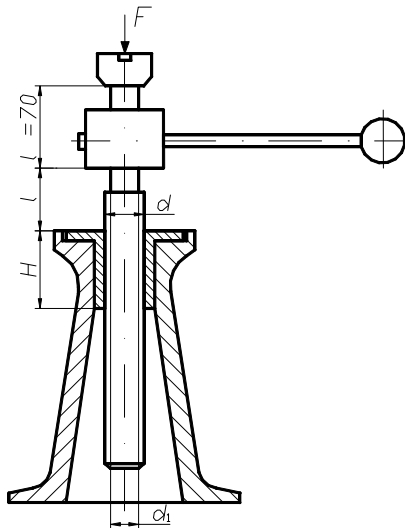
1.2. Рассчитаем диаметр винта

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 F}{\pi [\sigma_{\text{сж}}]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 32\,000}{3,14 \cdot 90}} = 24,3 \text{ мм}.$$

1.3. По таблице стандартов [7] принимаем резьбу трапецеидальную Тр 44×7, для которой  $d = 44$  мм;  $d_2 = 40,5$  мм;  $d_1 = 36$  мм;  $P = 7$  мм – шаг резьбы;  $\alpha = 30^\circ$  – угол профиля;  $h = 4$  мм – высота профиля.

2. Определим число витков под нагрузкой гайки из бронзы БрОЦС6-6-3, приняв  $[\sigma_{\text{см}}] = 8$  МПа [1]. Воспользуемся формулой

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$



**Рис. 31.** Расчётная схема домкрата

тогда

$$z = \frac{F}{\pi d_2 h [\sigma_{см}]} = \frac{32\,000}{3,14 \cdot 40,5 \cdot 4 \cdot 8} = 7,86.$$

Принимаем  $z = 8$ , что находится в рекомендуемых пределах  $z \leq 10$  [5].

3. Проверим винт на самоторможение:

- угол подъёма резьбы  $\psi = \arctg \frac{P}{\pi d_2} = \arctg \frac{7}{3,14 \cdot 40,5} = 3^\circ 9'$ ;
- угол трения  $\varphi' = \arctg \frac{f}{\cos \alpha / 2} = \arctg \frac{0,15}{\cos 15^\circ} = 8^\circ 50'$ .

Так как  $\varphi' > \psi$ , то условие самоторможения обеспечивается.

4. Проверим винт на устойчивость по формуле

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq \gamma [\sigma_{сж}],$$

где  $\gamma$  – коэффициент уменьшения допустимого напряжения сжатия выбирается в зависимости от гибкости винта  $\lambda$  (см. таблицу).

$\lambda$	60	80	100
$\gamma$	0,86	0,75	0,6

Найдём гибкость –  $\lambda = \frac{\mu l_p}{i}$ , здесь  $\mu = 1$  (шарнирное закрепление);  $l_p$  – расчётная длина винта в соответствии с рис. 30,

$$l_p = l + l_1 + \frac{H}{2} = 600 + 70 + \frac{8 \cdot 7}{2} = 698 \text{ мм},$$

где  $H = zP$  – высота гайки.

Радиус инерции для площади сечения винта

$$i = \sqrt{\frac{J}{A}} = \sqrt{\frac{\pi d_1^4}{64}} = \sqrt{\frac{d_1^2}{16}} = \frac{d_1}{4},$$

где  $J$  – момент инерции для площади сечения винта;  $A$  – площадь сечения винта.

Гибкость винта  $\lambda = \frac{4\mu l}{d_1} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 698}{36} = 77,5$ , тогда интерполируя,

получим  $\gamma = 0,764$  и устойчивость

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 32\,000}{3,14 \cdot 36^2} = 31,4 \text{ МПа} \leq \gamma [\sigma_{\text{сж}}] = 0,764 \cdot 90 = 68,76 \text{ МПа}.$$

Устойчивость винта обеспечена.

**Пример 11.** Рассчитать болты фланцевой муфты (рис. 32), если передаваемая мощность  $P = 40 \text{ кВт}$ , частота вращения  $n = 100 \text{ мин}^{-1}$ , диаметр  $D_0 = 236 \text{ мм}$  и число болтов  $z = 6$ . Нагрузка постоянная, коэффициент трения между полумуфтами  $f = 0,2$ . Болты изготовлены из качественной углеродистой стали – Сталь 20.

Расчёт выполнить для двух вариантов конструкций:

а) болты поставлены с зазором;

б) болты поставлены без зазора.

1. Определим вращающий момент, передаваемый муфтой:

$$T = 9,55 \cdot 10^3 \frac{P}{n} = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{40 \cdot 10^3}{100} = 3,82 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

2. Определим окружное усилие, приходящееся на один болт:

$$F = \frac{2T}{D_0 z} = \frac{2 \cdot 3,82 \cdot 10^6}{236 \cdot 6} = 5395 \text{ Н}.$$

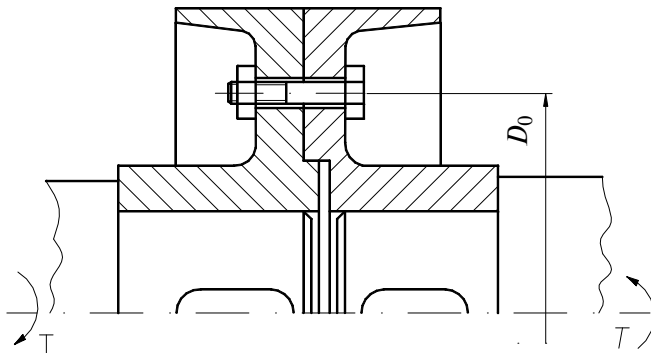


Рис. 32. Расчётная схема муфты

3. Рассчитаем внутренний диаметр резьбы из условия прочности на растяжение (вариант а):

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1,3F_{\text{зат}}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{1,3kF \cdot 4}{\pi d_1^2 f} = [\sigma],$$

откуда

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4kF}{\pi f[\sigma]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 1,3 \cdot 5395}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 120}} = 27 \text{ мм.}$$

где  $k = 1,3$  – коэффициент запаса по условию отсутствия сдвига [1];  
 $[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{[S]} = \frac{240}{2} = 120$  МПа – допустимое напряжение растяжения;  $[S]$  – коэффициент запаса [1].

По таблице стандартов (табл. П.16) выбираем болт с резьбой М36, для которой внутренний диаметр  $d_1 = 31,67$  мм.

4. Рассчитаем диаметр болта из условия прочности на срез (вариант б):

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau],$$

откуда

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5395}{3,14 \cdot 96}} = 8,4 \text{ мм,}$$

здесь  $[\tau] = 0,4\sigma_{\text{т}} = 0,4 \cdot 240 = 96$  МПа [1].

По таблице стандартов (табл. П.16) выбираем болт с резьбой М10.

Вывод: болт поставленный без зазора обеспечивает меньшие габариты и вес муфты, однако требует более дорогой обработки и сборки.

**Пример 12.** Проверить болтовое соединение крюковой подвески грузоподъемностью  $F = 5$  т (рис. 33) по напряжениям растяжения, среза и смятия. Тип резьбы – М36, высота гайки  $H = 0,8d$ .

По справочным данным (табл. П.16) находим:  $d_1 = 31,67$  мм,  $d_2 = = 33,4$  мм,  $p = 4$  мм.

Определим напряжения:

- растяжения

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{F}{A_{\text{р}}} = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{50\,000}{\frac{3,14 \cdot 31,67^2}{4}} = 63,5 \text{ МПа;}$$



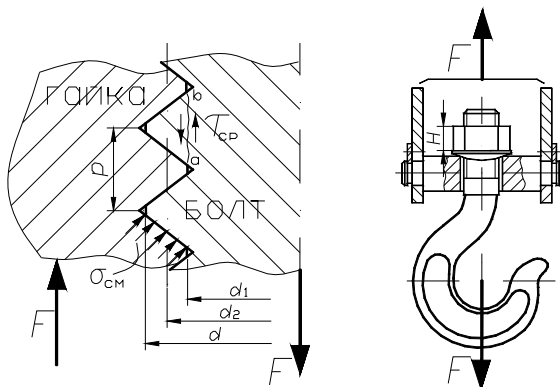


Рис. 33. Сечение резьбы и схема крюковой подвески

- среза

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{A_{\text{ср}}} = \frac{F}{\pi d_1 H K} = \frac{F}{\pi d_1 0,8 d \cdot 0,8} = \frac{50\,000}{3,14 \cdot 30,8 \cdot 0,8 \cdot 36 \cdot 0,8} = 22,4 \text{ МПа,}$$

где  $K = \frac{ab}{p}$  – коэффициент полноты резьбы ( $K = 0,8$  для метрической резьбы);

- смятия

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{см}} &= \frac{F}{S_{\text{см}}} = \frac{F}{\frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4} z} = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2) \frac{H}{S}} = \\ &= \frac{50\,000}{\frac{3,14}{4}(36^2 - 30,8^2) \frac{0,8 \cdot 36}{4}} = 25,5 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Определим допускаемые напряжения:

- растяжения  $[\sigma_p] = 0,6\sigma_T = 0,6 \cdot 240 = 144 \text{ МПа}$ ;
- среза  $[\tau_{\text{ср}}] = 0,4\sigma_T = 0,4 \cdot 240 = 96 \text{ МПа}$ ;
- смятия  $[\sigma_{\text{см}}] = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 240 = 192 \text{ МПа}$ ,

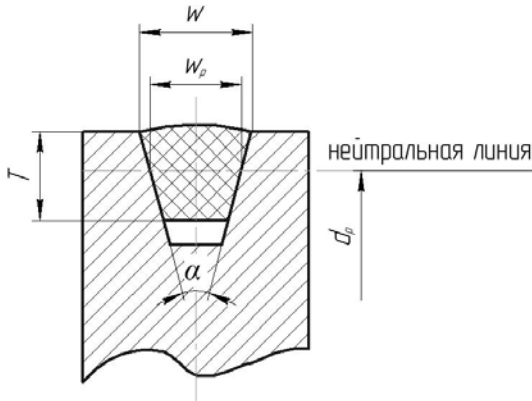
где  $\sigma_T = 240 \text{ МПа}$  – предел текучести для материала болта – Сталь 20.

Допускаемые напряжения не превышают соответствующие действующие, следовательно, условия прочности выполняются. Рассчитаем соотношения допускаемых напряжений к действующим:

$$\frac{[\sigma_p]}{\sigma_p} = \frac{144}{63,5} = 2,27; \quad \frac{[\tau_{cp}]}{\tau_{cp}} = \frac{96}{22,4} = 4,29; \quad \frac{[\sigma_{cm}]}{\sigma_{cm}} = \frac{192}{25,5} = 7,53.$$

Вывод: наиболее опасными являются напряжения растяжения.

**Пример 13. Расчёт клиноремённой передачи.** Клиноремённые передачи в силу ряда своих достоинств широко применяются в приводах машин. В приводах, разрабатываемых в курсовых проектах, они, как правило, используются для передачи энергии между валом двигателя и входным валом редуктора и являются быстроходной ступенью привода. Основу конструкции передачи составляют ремень с клиновидным сечением и шкивы, форма и размеры которых в соответствии с ГОСТ 1284.1–89 показаны на рис. 34 и в табл. 19.



**Рис. 34. Поперечное сечение клинового ремня в шкиве:**

$W_p$  – расчётная ширина ремня, мм;  
 $W$  – ширина большего основания ремня, мм;  $T$  – высота ремня, мм;  
 $\alpha$  – угол клина ремня, равный  $(40 \pm 1)^\circ$ ;  $d_p$  – расчётный диаметр шкива, мм

### 19. Размеры сечений, мм

Сечение ремня	$W_p$	$W$	$T$
Z (0)	8,5	10	6,0
A	11,0	13	8,0
B (Б)	14,0	17	11,0
C (В)	19,0	22	14,0

Расчёт клиноременной передачи выполняется в соответствии с ГОСТ 1284.3–96 по исходным параметрам, определённым в кинематическом и энергетическом расчётах. Так как обычно ведущий шкив ремённой передачи устанавливается на валу двигателя, то исходные данные для расчёта принимаются следующим образом: мощность (номинальная)  $P_1$ , вращающий момент  $T_1$  и частота вращения  $n_1$  ведущего шкива будут равны аналогичным параметрам на валу электродвигателя, т.е.

$$P_1 = P_{э.тр}; T_1 = T_{э.тр}; n_1 = n.$$

Передачное число  $i_p$  также принимается из кинематического расчёта.

Упрощённый проектировочный расчёт клиноременной передачи производится в следующем порядке:

1. Поперечные сечения клиновых ремней (см. рис. 34), обозначаемые в порядке увеличения их площадей буквами Z (O)<sup>1</sup>, A, B (Б), C (В), O (Г), E (O), выбираются по рис. 35 в зависимости от частоты вращения  $n_1$  малого (ведущего) шкива и передаваемой расчётной мощности  $P$ . Буквами в скобках обозначаются соответствующие сечения ремней, изготовленных до 1995 г.

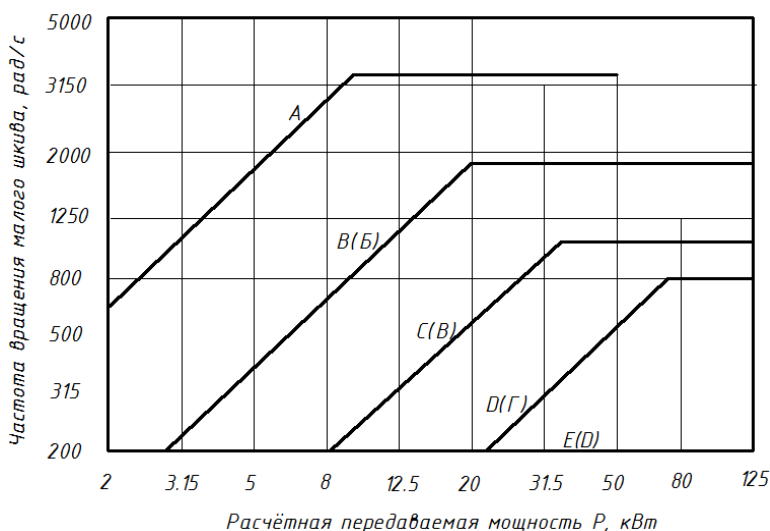


Рис. 35. К выбору поперечного сечения ремня

<sup>1</sup> Ремни сечения Z (O) применяются при передаваемых мощностях  $P$  до 2 кВт.

Расчётная передаваемая мощность  $P$ , кВт, вычисляется по формуле

$$P = P_{\text{ном}} C_p,$$

где  $P_{\text{ном}}$  – номинальная мощность, потребляемая приводом, кВт. Здесь можно принять  $P_{\text{ном}} = P_1 = P_{\text{э.тр}}$  из энергетического расчёта;  $C_p$  – коэффициент режима нагрузки:

Характер нагрузки	Спокойная	Умеренные колебания	Значительные колебания	Ударная или резко переменная
$C_p$	1,0...1,2	1,1...1,3	1,3...1,5	1,5...1,7

2. *Расчётные диаметры шкивов* устанавливаются в соответствии с требованиями ГОСТа.

Расчётный диаметр меньшего шкива  $d_{p1}$ , мм, следует выбирать в зависимости от сечения ремня по размерам, указанным в табл. 20, по возможности принимая средние и большие значения в указанном диапазоне.

Расчётный диаметр большего шкива  $d_{p2}$ , мм, определяется по формуле

$$d_{p2} = i_p d_{p1},$$

где  $i_p$  – передаточное число передачи, принятое в кинематическом расчёте.

3. *Линейная скорость ремня*  $v$ , м/с, рассчитывается по формуле

$$v = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi d_{p2} n_2}{60 \cdot 1000},$$

где  $n_1$  и  $n_2$  – частота вращения соответственно меньшего и большего шкивов, определённая в кинематическом расчёте, мин<sup>-1</sup>.

## 20. Номинальные диаметры меньших шкивов для различных сечений

Сечение ремня	Номинальные расчётные диаметры меньших шкивов, мм
Z (0)	63; 71; 80; 90; 100; 112
A	90; 100; 112; 125; 140; 160
B (Б)	125; 140; 160; 180; 200; 224
C (В)	200; 224; 250; 280; 315; 355

4. Угол обхвата ремнём меньшего шкива  $\alpha$ , град, вычисляется по формуле

$$\alpha = 180 - 57 \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a},$$

где  $a$  – межосевое расстояние, мм.

5. Межосевое (рекомендуемое) расстояние  $a$ , мм, рассчитывается по формуле

$$0,7d_{p1} + d_{p2} \leq a < (d_{p1} + d_{p2}).$$

6. Расчётная длина ремня  $L_p$ , мм, определяется по формуле

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

Вычисленная расчётная длина округляется до ближайшей стандартной расчётной длины ремня  $L$  в соответствии с ГОСТ 1284.1–89 по табл. 21.

**21. Стандартные длины клиновых ремней (+)  
и значения коэффициента  $C_L$ ,  
учитывающего влияние длины ремня на число ремней в передаче**

Длина ремня $L$ , мм	Сечение ремня (+) и значение коэффициента $[C_L]$			
	Z (0) $[C_L]$	A $[C_L]$	B (Б) $[C_L]$	C (В) $[C_L]$
500	+ [0,58]	–	–	–
560	+ [0,63]	+ [0,71]	–	–
630	+ [0,68]	+ [0,74]	–	–
710	+ [0,73]	+ [0,77]	–	–
800	+ [0,78]	+ [0,8]	–	–
900	+ [0,84]	+ [0,83]	+ [0,8]	–
1000	+ [0,88]	+ [0,86]	+ [0,82]	–
1120	+ [0,93]	+ [0,89]	+ [0,85]	–
1250	+ [0,98]	+ [0,92]	+ [0,87]	–
1400	+ [1,03]	+ [0,95]	+ [0,9]	–
1600	+ [1,08]	+ [0,98]	+ [0,93]	–
1800	+ [1,13]	+ [1,02]	+ [0,95]	+ [0,85]
2000	+ [1,18]	+ [1,04]	+ [0,98]	+ [0,87]

Длина ремня $L$ , мм	Сечение ремня (+) и значение коэффициента [ $C_L$ ]			
	Z (0) [ $C_L$ ]	A [ $C_L$ ]	B (Б) [ $C_L$ ]	C (В) [ $C_L$ ]
2240	+ [1,23]	+ [1,07]	+ [1,0]	+ [0,9]
2500	+ [1,27]	+ [1,1]	+ [1,02]	+ [0,92]
2800	–	+ [1,13]	+ [1,05]	+ [0,94]
3150	–	+ [1,16]	+ [1,07]	+ [0,97]

7. Номинальное межосевое расстояние  $a_{\text{ном}}$ , мм, вычисляется по формуле

$$a_{\text{ном}} = 0,25 \left[ (L - \omega) + \sqrt{(L - \omega)^2 - 8q} \right],$$

где  $\omega = \pi \frac{d_{p1} + d_{p2}}{2}$ ;  $q = \left( \frac{d_{p2} + d_{p1}}{2} \right)^2$ .

8. Необходимое число ремней  $K$  в передаче определяется по формуле

$$K = \frac{P_{\text{ном}} C_p}{P_0 C_\alpha C_L C_K},$$

где  $P_{\text{ном}}$  – номинальная мощность, потребляемая приводом, кВт;  $P_0$  – номинальная мощность, передаваемая одним ремнём определённого сечения и длины при угле  $\alpha = 180^\circ$  и спокойном режиме работы, кВт. Определяется из номограммы (рис. 37), построенной по табличным данным ГОСТ 1284.3–96 для ремней 0, I и II классов. Для ремней III и IV классов того же сечения и длины значения  $P_0$  необходимо увеличить на 50%;  $C_\alpha$  – коэффициент угла обхвата (см. табл. 18);  $C_L$  – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня (рис. 12.27 [1]);  $C_K$  – коэффициент, учитывающий число ремней в комплекте (см. табл. 23).

## 22. Значения коэффициента угла обхвата $C_\alpha$ в зависимости от угла обхвата $\alpha$

Угол обхвата $\alpha$ , град.	180	170	160	150	140	130	120
Коэффициент $C_\alpha$	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82

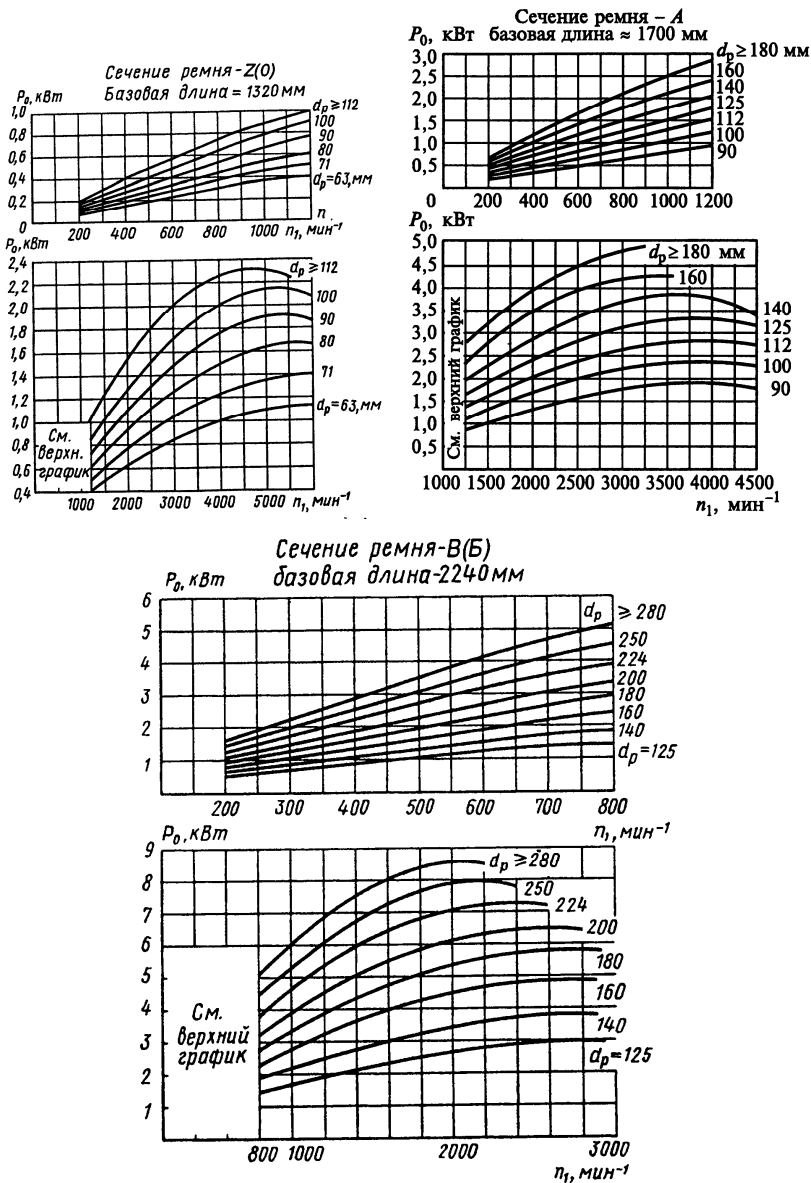


Рис. 36. К определению номинальной мощности  $P_0$ , передаваемой одним ремнём, для сечений Z (0), А, В (Б) ремней классов 0, I и II в зависимости от частоты вращения шкива и расчётного диаметра малого шкива  $d_{p1}$

### 23. Значения коэффициента $C_k$ в зависимости от числа ремней в передаче

Число ремней в передаче	Значения $C_k$
2	0,82
3	0,8
4	0,78
5...6	0,76
Свыше 6	0,75

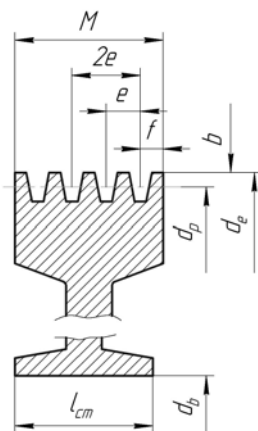


Рис. 37. Контурные размеры шкивов

9. Размеры шкивов (контурные), мм, для изображения клиноремённой передачи на чертеже общего вида привода показаны на рис. 37.

К контурным размерам, мм, относятся:

- ширина шкива  $M$ ;
- расчётный диаметр шкива  $d_p$  – диаметр окружности по нейтральной линии ремня (см. рис. 37);
- наружный диаметр шкива  $d_e$ ;
- длина ступицы  $l_{ст}$ .

Ширина шкива  $M$ , мм, определяется по формуле

$$M = (K - 1) e + 2f,$$

где  $K$  – число канавок на шкиве, соответствует числу ремней в передаче;  $e$  и  $f$  (мм) – см. табл. 24.

### 24. Некоторые размеры шкивов, мм, в зависимости от сечения ремня

Сечение ремня	$l_p$	$b$	$h$	$e$	$f$
Z (0)	8,5	2,5	7,5	12	8
A	11,0	3,3	9	15	10
B (Б)	14,0	4,2	11	19	12,5
C (В)	19,0	5,2	13,5	24	15,5



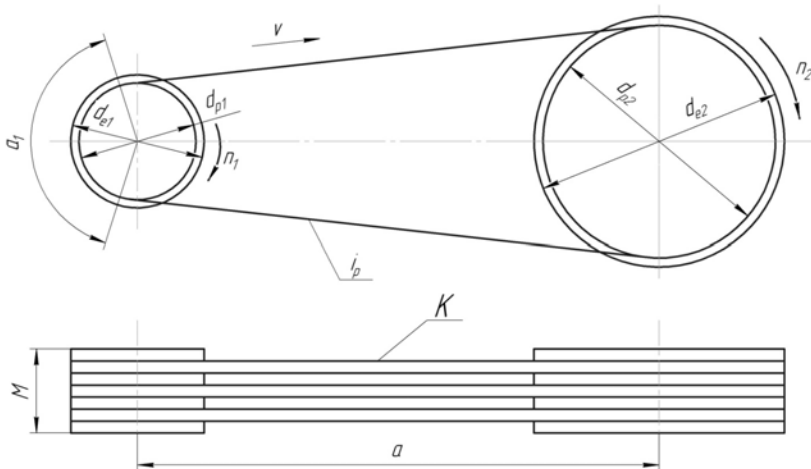


Рис. 38. Схема клиноремённой передачи

Наружный диаметр шкива  $d_e$ , мм, рассчитывается по формуле

$$d_e = d_p + 2b,$$

где  $d_p$  – расчётный диаметр шкива, мм;  $b$  – см. табл. 24.

Длина (ориентировочная) ступицы, мм, вычисляется по формуле

$$l_{ст} = (1,2 \dots 1,5) d_b,$$

где  $d_b$  – диаметр выходного конца вала, на котором устанавливается шкив, мм.

Окончательно длину ступицы определяют после расчёта шпоночного соединения и разработки конструкции вала.

По результатам расчёта составляют контурную (компоновочную) схему передачи (рис. 38).

**Пример 14. Расчёт цепной передачи (упрощённый).** В приводах общего назначения, разрабатываемых в курсовых проектах, цепные передачи применяют в основном для передачи энергии от выходного вала редуктора к приводному валу исполнительного органа с одновременным снижением частоты вращения последнего. Чаще всего для этой цели используют передачи с приводными роликовыми цепями по ГОСТ 13568–97 типа ПРЛ или ПР. Первые самые дешёвые, вторые вдвое дороже, но обладают более высокой несущей способностью. Но в любом случае предпочтение следует отдавать однорядной цепи.

В приводах, рассчитываемых в курсовых проектах, рекомендуется применять однорядные цепные передачи с приводными роликовыми цепями типа ПР. Цепная передача, так как она является тихоходной ступенью привода, во избежание больших динамических нагрузок должна работать при скоростях до 8...10 м/с. Располагать цепные передачи в приводе следует так, чтобы угол наклона линии, соединяющей центры звёздочек (ось передачи), составлял с горизонтальной плоскостью не более 45°.

*Исходные данные для расчёта.* Значения параметров, необходимых для расчёта, были получены в кинематическом и энергетическом расчётах привода.

В курсовом проекте цепная передача рассматривается как составная часть привода, связанная непосредственно с другими ступенями, параметрам которых также присваиваются свои индексы. Помня о том, что в одном приводе параметры разных деталей не должны иметь одинаковых обозначений, необходимо придерживаться той индексации параметров цепной передачи, которая была принята в кинематическом и энергетическом расчётах привода. Для цепной передачи в приводе цепного конвейера, исходные данные:

$n_3$  – частота вращения вала III ведущей звёздочки, мин<sup>-1</sup>;

$n_4$  – частота вращения вала IV ведущей звёздочки, мин<sup>-1</sup>;

$P_3$  – мощность на валу ведущей звёздочки, кВт;

$P_4$  – мощность на приводном валу, кВт;

$T_3$  – вращающий момент на валу ведущей звёздочки, Н·м;

$T_4$  – вращающий момент на приводном валу, Н·м;

$i_{ц}$  – передаточное число цепной передачи;

$L_{п}$  – требуемый ресурс привода, ч.

Условия эксплуатации (режим работы, сменность и др.) указаны в техническом задании.

*Определение основных параметров.*

1. Определение чисел зубьев ведущей (малой) звёздочки. Здесь принята смешанная индексация: для общего случая используются индексы «1» и «2», для частного – индексы «3» и «4».

Число зубьев  $Z_1(Z_3)$  (индекс «3» для привода принимают потому, что параметрам червяка в червячном редукторе присвоен индекс «1»:

**25. Рекомендуемые числа ведущей (малой) звёздочки  
в зависимости от передаточного числа  $i_{ц}$  для цепи типа ПР**

Передаточное число $i_{ц}$	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6
Число зубьев ведущей звёздочки $Z_1(Z_3)$	29...27	27...25	25...23	23...21	21...17

$Z_1$  – число витков червяка; индекс «2» присвоен червячному колесу;  $Z_2$  число зубьев червячного колеса) ведущей звёздочки выбирают по табл. 25 в зависимости от передаточного числа  $i_{ц}$ . Для равномерного изнашивания цепи и звёздочки желательно принимать число зубьев ведущей звёздочки нечётным.

Для упрощения дальнейших расчётов здесь рекомендуется принять  $Z_1 = 25$ .

2. Определение числа зубьев ведомой (большей) звёздочки:

$$Z_2(Z_4) = i_{ц} Z_1(Z_3).$$

Полученное значение  $Z_2(Z_4)$  округляют до целого числа.

3. Расчёт фактического передаточного числа  $i_{ц,ф}$ :

$$i_{ц,ф} = \frac{Z_2(Z_4)}{Z_1(Z_3)}.$$

Затем вычисляют отклонение  $\Delta i_{ц,ф}$ , %, фактического передаточного числа  $i_{ц,ф}$  от ранее принятого

$$\Delta i_{ц} = \left| \frac{i_{ц,ф} - i_{ц}}{i_{ц,ф}} \right| 100\% \leq 3\% ,$$

если это условие выполняется, то дальнейший расчёт ведут по фактическому  $i_{ц,ф}$ .

4. Выбор цепи. Приводная роликовая однорядная цепь с соответствующим шагом  $t$ , указанным в типоразмере цепи, в зависимости от передаваемой мощности  $P_1(P_3)$ , кВт, и частоты вращения ведущей звёздочки  $n_1(n_3)$ , мин<sup>-1</sup>, выбирают по табл. 26.

**26. Допускаемые значения передаваемой мощности  $P$ , кВт,  
для приводных однорядных роликовых цепей при  $Z_1 = 25$**

Типоразмер цепи (по ГОСТ 13568–97)	Частота вращения ведущей звёздочки $n_1$ , мин <sup>-1</sup>						Масса одного погонного метра цепи, кг
	50	200	400	600	800	1000	
ПР-9,525-9,1	0,18	0,62	1,11	1,52	1,87	2,19	0,45
ПР-12,7-10-1	0,2	0,69	1,24	1,69	2,08	2,43	0,3
ПР-12,7-9	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	0,35
ПР-12,7-18,2-1	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	0,65
ПР-12,7-18,2-1	0,45	1,61	2,91	3,98	4,9	5,74	0,75
ПР-15,875-23-1	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	0,8
ПР-15,875-23	0,75	2,7	4,88	6,67	8,22	9,63	1,0
ПР-19,05-31,8	1,41	4,8	8,38	11,4	13,5	15,3	1,9
ПР-25,4-60	3,2	11,0	19,0	25,7	31,0	35,0	2,6
ПР-31,75-89	5,83	19,3	32,0	42,0	49,0	55,0	3,8

**Примечания:**

1. В типоразмере цепи последовательно указаны шаг  $t$  в мм, статическая разрушающая нагрузка  $P_p$  в кН и размерная группа по ширине (0 или 1).
2. Промежуточные значения  $P$  вычисляют линейной интерполяцией.

5. Определение допускаемого давления  $[P]$ , МПа, в шарнирах роликов выбранной цепи в зависимости от частоты вращения ведущей звёздочки  $n_1(n_3)$ , мин<sup>-1</sup>, следует производить по табл. 27.

**27. Допускаемое среднее давление  $[P]$ , МПа,  
в шарнирах роликовой цепи**

Шаг цепи $t$ , мм	При частоте вращения ведущей звёздочки $n_1$ , мин <sup>-1</sup>					
	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

Примечание. При необходимости интерполировать.

6. Определение геометрических размеров по ГОСТ 591–69:

а) диаметры делительных окружностей звёздочек, мм:

$$- \text{ведущей } d_{д1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z_1}};$$

$$- \text{ведомой } d_{д2} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z_2}};$$

б) диаметры окружностей выступов звёздочек, мм:

$$- \text{ведущей } D_{e1} = t \left( K + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z_1} \right);$$

$$- \text{ведомой } D_{e2} = t \left( K + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z_2} \right),$$

где  $K$  – коэффициент высоты зуба, здесь можно принять  $K = 0,5$ ;

в) межосевое расстояние  $a$ , мм. Предварительно принимают  $a = (30 \dots 50) t$ .

7. Расчёт окружной силы  $F_t$ , Н, передаваемой цепью:

$$F_t = \frac{2T_1(T_3) \cdot 10^3}{d_{д1}},$$

где  $T_1, T_3$  – вращающий момент на ведущей звёздочке, Н·м;  $d_{д1}$  – диаметр делительной окружности ведущей звёздочки, мм.

8. Определение силы  $F_0$  предварительного натяжения цепи, Н:

$$F_0 = K_f a q g,$$

где  $K_f$  – коэффициент провисания цепи, зависит от угла наклона  $\gamma$ :

для  $\gamma = 90^\circ$  (вертикальная передача)  $K_f = 1$ ;

для  $\gamma = 45^\circ$   $K_f = 3$ ;

для  $\gamma = 0^\circ$  (горизонтальная передача)  $K_f = 6$ ;

$a$  – межосевое расстояние, м;  $q$  – масса 1 пог. м цепи, кг (см. табл. 26);  
 $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

9. Определение нагрузки на вал  $F_{ц}$ , Н:

$$F_{ц} = K_b F_t + 2F_0,$$

где  $K_b$  – коэффициент нагрузки вала (при  $\gamma = 45^\circ$   $K_b = 1,15$ , при  $\gamma = 90^\circ$   $K_b = 1,05$ ). Считаем, что сила  $F_{ц}$  направлена по линии центров звёздочек.

10. Вычисление коэффициента запаса прочности цепи  $S$ :

$$S = \frac{F_p}{F_t + F_v + F_0} \geq [S],$$

где  $F_p$  – статическая разрушающая нагрузка, Н, указывается в типоразмере цепи в кН (табл. 13.4 [1]);  $F_t$  – окружная сила, передаваемая цепью, Н;  $F_v$  – нагрузка от динамических сил при движении цепи по замкнутому контуру, Н,

$$F_v = qv^2;$$

здесь  $q$  – масса одного погонного метра цепи, кг/м;  $v$  – скорость движения цепи, м/с,

$$v = \frac{\pi d_{д1} n_1}{60 \cdot 1000}$$

$F_0$  – сила предварительного натяжения цепи, Н;  $[S]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности, определяется по табл. 28.

### 28. Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S]$ для роликовых цепей при $Z_1 = 15...30$

Шаг цепи $t$ , мм	Частота вращения ведущей звёздочки $n_1$ , мин <sup>-1</sup>								
	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	11,0	11,8	13,4	–
38,1	7,5	8	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	–	–

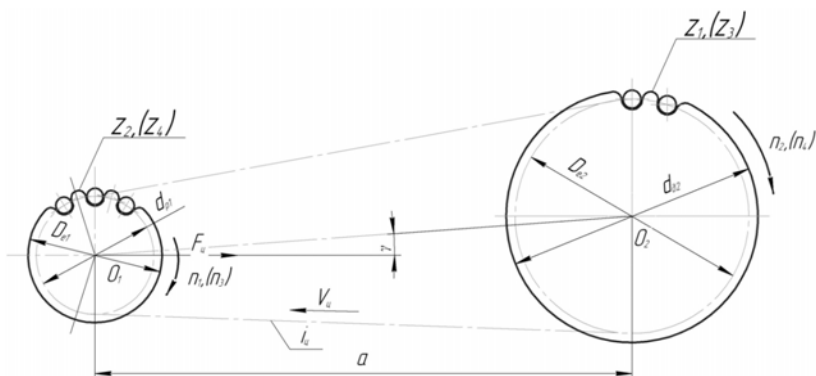


Рис. 39. Контурная схема цепной передачи

Если условие

$$S = \frac{F_p}{F_t + F_v + F_0} \geq [S]$$

выполняется, то по результатам расчёта составляют контурную (компоновочную) схему цепной передачи по образцу рис. 39 с указанием значений основных геометрических, кинематических и силовых параметров. Угол наклона  $\gamma$  передачи находят из прямоугольного треугольника с вершиной  $O_1$  и гипотенузой, длина которой равна межосевому расстоянию  $a$ , и высотой от оси приводного вала (оси ведомой звёздочки  $O_2$ ), положение которой определяется параметром  $l_1$ , указанным в техническом задании, до горизонтальной плоскости, проходящей через ось ведущей звёздочки (вершину треугольника  $O_1$ ).

**Пример 15. Разработка эскизной компоновочной схемы редуктора.** После кинематического и энергетического расчётов привода, а также определения размеров зубчатых или червячных передач редуктора приступают к разработке конструкции редуктора как главной сборочной единицы, а затем к конструированию всего привода в целом. Результатом этого этапа конструирования являются эскизная компоновочная схема редуктора и эскизная компоновочная схема привода, которая разрабатывается после выполнения сборочного чертежа редуктора.

При эскизном проектировании редуктора определяют взаимное расположение деталей передач, ориентировочные размеры (диаметры

и длины) отдельных ступеней валов редуктора, расстояния между ними, выбирают типоразмеры подшипников и схемы их установки, после чего составляют компоновочную схему редуктора, являющуюся «скелетом» будущего сборочного чертежа.

**Пример 16. Определение диаметров валов редуктора.** Предварительные значения диаметров различных участков валов редуктора определяют, условно приняв форму консольного участка входного вала конической, а выходного вала – цилиндрической.

Входные валы, как правило, изготавливают либо заодно с цилиндрической (рис. 40, *а*) или конической (рис. 40, *б*) шестерней быстроходной передачи, либо заодно с червяком червячной передачи.

Основные предварительные размеры для валов, представленных на рис. 40, определяют следующим образом:

*Для быстроходного (входного) вала* (см. рис. 40, *а* и *б*):

– наибольший диаметр конической консоли, мм,

$$d_b = (7...8)\sqrt[3]{T_6} \quad \text{или} \quad d_b = \sqrt[3]{\frac{T_6}{0,2[\tau]}}$$

где  $T_6$  – вращающий момент на быстроходном валу, Н·м;  $[\tau]$  – допускаемое напряжение на кручение для материала вала, здесь можно принять  $[\tau] = 12...24$  МПа. Полученные значения  $d_b$  необходимо округлить до ближайшего значения из стандартного ряда размеров  $Ra 40$ , мм: 20, 21, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34/35, 36, 38, 40, 42, 45/47, 48, 50/52, 53/55, 60/62;

–  $d_{п}$  – диаметр цапфы (под подшипник), мм,

$$d_{п} = d_b + 2t_{кон}$$

Высота заплечика  $t_{кон} = 1,5...2,3$  мм для диаметров  $d = 24...44$  мм.

Номинальный диаметр вала под уплотнение здесь принять равным  $d_{п}$ , но изготавливать с минусовым полем допуска, т.е.  $d_y = d_{п}$  (рис. 40).

–  $d_{б,п}$  – диаметр, мм, бурта подшипника

$$d_{б,п} \geq d_{п} + 3r$$

( $r$  – фаска подшипника,  $r = 2,0...2,5$  мм для диаметров  $d = 24...44$  мм).

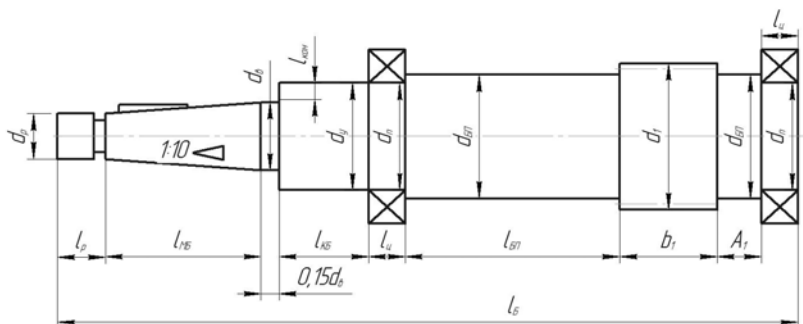
Если входной вал редуктора соединён с валом электродвигателя  $d_3$  упругой муфтой, то ( $d_b \approx d_e$  для промежуточного вала (рис. 40, *в*));



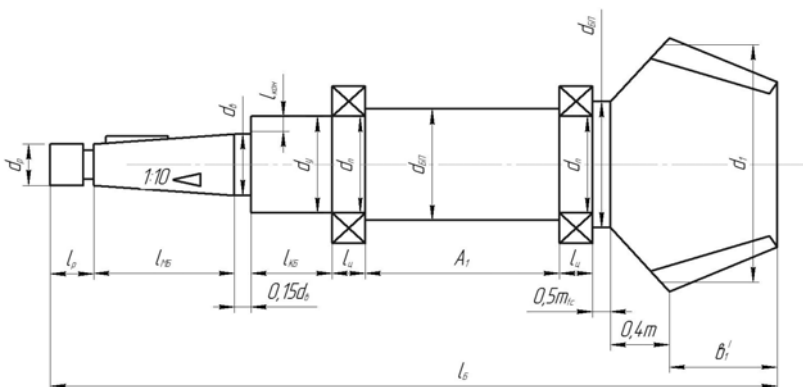
–  $d_k$  – диаметр вала под зубчатое или червячное колесо быстроходной ступени, мм,

$$d_k \geq (6 \dots 7) \sqrt[3]{T_{II}} \quad \text{или} \quad d_k \geq 3 \sqrt[3]{\frac{T_{II}}{0,2[\tau]}}$$

где  $T_{II}$  – вращающий момент на промежуточном валу редуктора, Н·м;  
 $d_k$  округлить до ближайшего значения из ряда  $Ra 40$ ;



a)



б)

**Рис. 40. Предварительные размеры валов редуктора:**

*a* – быстроходный (входной) вал с цилиндрической шестернёй или червяком;

*б* – быстроходный (входной вал) с конической шестернёй;

*в* – промежуточный вал; *г* – тихоходный (выходной) вал



- $d_{\text{п}}$  – диаметр вала под подшипник, мм,

$$d_{\text{п}} = d_{\text{к}} - 3r ,$$

где  $r = 2,5 \dots 3,0$  мм;

- диаметр бурта для подшипника, мм,

$$d_{\text{б.п}} \geq d_{\text{п}} + 3r ,$$

где  $r = 2,5 \dots 3$  мм.

Для тихоходного (выходного) вала (рис. 41, з):

- диаметр цилиндрической консоли, мм,

$$d_{\text{в}} \geq (5 \dots 6) \sqrt[3]{T_{\text{т}}} \quad \text{или} \quad d_{\text{в}} \geq \sqrt[3]{\frac{T_{\text{т}}}{[\tau]}} ,$$

где  $T_{\text{т}}$  – вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м.

Полученный размер  $d_{\text{в}}$  следует округлить до ближайшего стандартного из ряда размеров  $Ra 40$ ;

- диаметр под подшипник, мм,

$$d_{\text{п}} \geq d_{\text{в}} + 3t_{\text{цил}} ,$$

где  $t_{\text{цил}}$  – высота заплечика цилиндрической консоли,  $t_{\text{цил}} = 3 \dots 5$  мм для диаметров консоли  $d_{\text{в}} = 45 \dots 75$  мм; номинальный диаметр под уплотнение здесь следует принять равным  $d_{\text{п}}$ , но изготавливать с минусовым полем допуска  $d_{\text{в}} = d_{\text{п}}$ ;

- диаметр бурта для подшипника, мм,

$$d_{\text{б.п}} \geq d_{\text{п}} + 3r ,$$

где  $r$  – фаска подшипника,  $r = 2,5 \dots 3,5$  мм для диаметров  $d = 32 \dots 75$  мм;

- диаметр для посадки колеса тихоходной ступени, мм,

$$d_{\text{к}} \geq d_{\text{б.п}} ;$$

- диаметр бурта колеса, мм,

$$d_{\text{б.к}} \geq d_{\text{к}} + 3f ,$$

где  $f$  – фаска отверстия колеса, мм,  $f = 1,6 \dots 2,5$  мм для  $d_{\text{к}} = 45 \dots 85$  мм.

Вычисленные значения диаметров округляют в ближайшую сторону до стандартных из ряда диаметров по ГОСТ 6636–69: 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34/35, 36, 38, 40, 42, 45/47, 48, 50/52, 53/55, 56, 60/62, 63/65, 67/70, 71/72, 75, 80, 85, 90, 95, 100 мм.

Диаметры под подшипники округляют до ближайших размеров, кратных 5.

Диаметры концов быстроходного и тихоходного валов согласуются с диаметрами отверстий, устанавливаемых на них деталей – шкива, звёздочки, полумуфты. Полученные здесь значения диаметров являются ориентировочными, и на последующих этапах конструирования эти диаметры могут быть изменены.

**Пример 17. Определение длин участков валов.** Ориентировочные значения длин различных участков валов находят расчётным путём либо по конструктивным соображениям после определения зазоров между внутренними поверхностями стенок редуктора и внешними поверхностями вращающихся деталей (зазор «а»), а также расстояний между торцовыми поверхностями колёс двух- или трёхступенчатых редукторов, выполненных либо соосными, либо по развёрнутой схеме (зазор «с»).

Зазор «а» между вращающимися деталями и внутренними стенками корпуса редуктора, мм:

$$a = \sqrt[3]{L} + 3,$$

где  $L$  – расстояние между внешними поверхностями вращающихся деталей, мм:

– для развёрнутой схемы цилиндрического 2-ступенчатого редуктора

$$L = a_{\text{об}} + a_{\text{от}} + \frac{d_{a_1} + d_{a_4}}{2},$$

где  $a_{\text{об}}$  – межосевое расстояние;  $a_{\text{об}}$ ,  $a_{\text{от}}$  – межосевое расстояние для быстроходной и тихоходной ступеней соответственно;  $d_{a_1}$  – диаметр окружности выступов шестерни быстроходной ступени 2-ступенчатого редуктора;  $d_{a_4}$  – диаметр окружности выступов колеса тихоходной ступени 2-ступенчатого редуктора;

– для соосных

$$L = a_{\text{о}} + \frac{d_{a_2} + d_{a_4}}{2} + 2m;$$

– для коническо-цилиндрических

$$L = a_{\text{от}} + \frac{d_{a_2} + d_{a_4}}{2} + 2m;$$

– для червячных

$$L = a_{\text{о}} + \frac{d_{a_1} + d_{a_4}}{2} + 2m;$$

- для червячно-зубчатых

$$L = a_{\text{от}} + \frac{d_{a1} + d_{a4}}{2} + 2m .$$

Значения « $a$ », мм, округляют в большую сторону до целого числа. Зазор « $b_0$ » – расстояние между дном корпуса и поверхностью колёс или червяка для всех типов редукторов, принять в мм:  $b_0 \geq 4a$ . Зазор « $c$ » – расстояние между торцами колёс быстроходной и тихоходной ступеней, мм,

$$c = (0,3 \dots 0,5)a.$$

**Пример 18. Определение длин цапф валов.** Цапфы (опорные части) – участки вала, на которые устанавливаются подшипники. Диаметры цапфы каждого вала  $d_{\text{ц}}$  (см. рис. 40) должны иметь размеры, кратные 5, так как диаметры посадочных отверстий подшипников, также кратные 5, т.е.  $d_{\text{ц}} = d$ , где  $d$  – номинальный диаметр внутреннего кольца подшипника, принимают из табл. 29 – 32. Длина каждой цапфы (размер  $l_{\text{ц}}$  на рис. 40) зависит от типоразмера подшипника и на эскизной стадии может быть принята равной ширине подшипника  $B$  лёгкой серии (см. табл. 29 – 31) или  $T$  (см. табл. 32).

*Выбор типоразмера подшипника и схемы его установки в реальном проектировании является непростой задачей, при решении которой учитываются многочисленные конструктивные и эксплуатационные факторы. В курсовом проектировании можно выбирать подшипники по упрощённой методике, которая сводится к следующему:*

- для опор валов цилиндрических прямозубых и косозубых шестерён и колёс применяют шариковые радиальные подшипники (см. табл. 28) и шариковые радиально-упорные подшипники (см. табл. 31);

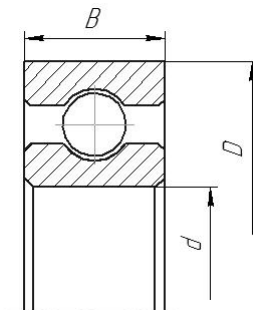
- для опор валов с коническими и червячными колёсами, в которых возникают большие радиальные и осевые нагрузки, используют конические роликовые подшипники (см. табл. 32);

- для опор вала конической шестерни применяют либо конические роликовые подшипники (см. табл. 32), либо – при частоте вращения вала  $n > 1500 \text{ мин}^{-1}$  – шариковые радиально-упорные (см. табл. 31);

- для опор вала-червяка чаще всего используют шариковые радиально-упорные (см. табл. 31) или роликовые конические подшипники (см. табл. 32);

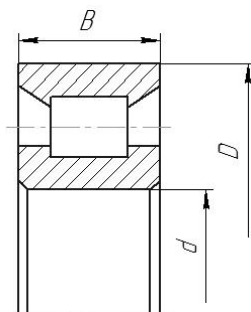
- для опор плавающих валов косозубых и шевронных передач применяют радиальные подшипники с цилиндрическими роликами (см. табл. 30).

## 29. Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338–75)



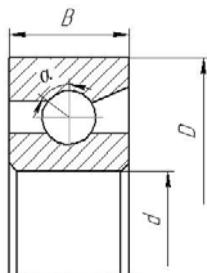
<i>Лёгкая серия</i>						<i>Средняя серия</i>					
Обозначение подшипника	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	Грузо-подъёмность		Обозначение подшипника	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	Грузо-подъёмность	
				$C$ , кН	$C_0$ , кН					$C$ , кН	$C_0$ , кН
204	20	47	14	12,7	6,2	304	20	52	15	15,9	7,8
205	25	52	15	14,0	6,95	305	25	62	17	22,5	11,4
206	30	62	16	19,5	10,0	306	30	72	19	28,1	14,6
207	35	72	17	25,5	13,7	307	35	80	21	33,2	18,0
208	40	80	18	32,0	17,8	308	40	90	23	41,0	22,4
209	45	85	19	33,2	18,6	309	45	100	25	52,7	30,0
210	50	90	20	35,1	19,8	310	50	110	27	61,8	36,0
211	55	100	21	43,6	25,5	311	55	120	29	71,6	41,5
212	60	110	22	52,0	31,0	312	60	130	31	81,9	48,0
213	65	120	23	56,0	34,0	313	65	140	33	92,3	56,0
214	70	125	24	61,8	37,5	314	70	150	35	104,0	63,0
215	75	130	25	66,3	41,0	315	75	160	37	112,0	72,5

**30. Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами (из ГОСТ 8328–75) (тип 2000)**



<i>Лёгкая узкая серия</i>						<i>Средняя узкая серия</i>					
Обозначение подшипника	<i>d</i> , мм	<i>D</i> , мм	<i>B</i> , мм	Грузо-подъёмность		Обозначение подшипника	<i>d</i> , мм	<i>D</i> , мм	<i>B</i> , мм	Грузо-подъёмность	
				<i>C</i> , кН	<i>C</i> <sub>0</sub> , кН					<i>C</i> , кН	<i>C</i> <sub>0</sub> , кН
2205	25	52	15	16,8	8,8	2305	25	62	17	28,6	15,0
2206	30	62	16	22,4	12,0	2306	30	72	19	36,8	20,0
2207	35	72	17	31,9	17,6	2307	35	80	21	44,6	27,0
2208	40	80	18	41,8	24,0	2308	40	90	23	56,1	32,5
2209	45	85	19	44,0	25,5	2309	45	100	25	72,1	41,5
2210	50	90	20	45,7	27,5	2310	50	НО	27	88,0	52,0
2211	55	100	21	56,1	34,0	2311	55	120	29	102,0	67,0
2212	60	110	22	64,4	43,0	2312	60	130	31	123,0	76,5
2213	65	120	23	76,5	51,0	2313	65	140	33	138,0	85,0
2214	70	125	24	79,2	57,0	2314	70	150	35	151,0	102,0
2215	75	130	25	91,3	63,0	2315	75	160	37	183,0	125,0

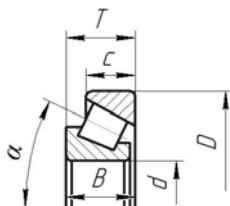
**31. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные**  
**(из ГОСТ 831–75) с  $\alpha = 12^\circ$  (тип 36000) и  $\alpha = 26^\circ$  (тип 46000)**



Обозначение подшипника	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	Грузоподъёмность	
				$C$ , кН	$C_0$ , кН
<i>Лёгкая серия</i>					
36205	25	52	15	16,7	9,1
36206	30	62	16	22,0	12,0
36207	35	72	17	30,8	17,8
36208	40	80	18	38,9	23,2
36209	45	85	19	41,2	25,1
36210	50	90	20	43,2	27,0
36211	55	100	21	58,4	34,2
36212	60	110	22	61,5	39,3
36214	70	125	24	80,2	58,4
36216	80	140	26	93,6	65,0
<i>Средняя серия</i>					
46305	25	62	17	26,9	14,6
46306	30	72	19	32,6	18,3
46307	35	80	21	42,6	24,7
46308	40	90	23	50,8	30,1
46309	45	100	25	61,4	37,0
46310	50	110	27	71,8	44,0
46311	55	120	29	82,8	51,6
46312	60	130	31	100	65,3
46313	65	140	33	113	75,0
46314	70	150	35	127	85,3



**32. Подшипники роликовые конические однорядные  
повышенной грузоподъёмности  $\alpha = 12...16^\circ$  (из ГОСТ 27365–87)**



Обозначение подшипника	$d$	$D$	$T$	$B$		Грузоподъёмность	
						$C$ , кН	$C_p$ , кН
<i>Лёгкая серия</i>							
7205A	25	52	16,5	15	13	29,2	21,0
7206A	30	62	17,5	16	14	38,0	25,5
7207A	35	72	18,5	17	15	48,4	32,5
7208A	40	80	20	18	16	58,3	40,0
7209A	45	85	21	19	17	62,7	50,0
7210A	50	90	22	20	18	70,4	55,0
7211A	55	100	23	21	19	84,2	61,0
7212A	60	110	24	22	20	91,3	70,0
7213A	65	120	25	23	21	108,0	78,0
7214A	70	125	26,5	24	22	119,0	89,0
7215 A	75	130	27,5	25	23	130,0	100,0
<i>Средняя серия</i>							
7305A	25	62	18,5	17	15	41,8	28,0
7306A	30	72	21,0	19	16	52,8	39,0
7307A	35	80	23	21	18	68,2	50,0
7308A	40	90	25,5	23	20	80,9	56,0
7309A	45	100	27,5	25	22	101,0	72,0
7310A	50	110	29,5	27	23	117,0	90,0
7311A	55	120	32	29	25	134,0	110,0
7312A	60	130	34	31	26	161,0	120,0
7313A	65	140	36,5	33	28	183,0	150,0
7314A	70	150	38,5	35	30	209,0	170,0
7315A	75	160	40,5	37	31	229,0	185,0

**Пример 19. Определение длины участка вала под посадку зубчатых или червячных колёс.** Зубчатые и червячные колёса быстроходных и тихоходных ступеней редуктора устанавливаются на промежуточных и тихоходных валах посредством шпоночных и шлицевых соединений, а также соединений внахлест, которые должны обеспечивать передачу расчётных вращающих моментов и надёжное базирование этих деталей на валах. В настоящем подразделе рассматриваются только шпоночные соединения, которые применяются в приводах при установке на валах звёздочек, шкивов, полумуфт и других деталей открытых передач.

Наибольшее распространение получили шпоночные соединения с призматическими шпонками исполнения 1 (рис. 41). Такие шпонки имеют прямоугольное сечение со скруглёнными концами. Длина шпонки  $l$  определяет длину ступицы колеса  $l_{ст}$ , что, в свою очередь, определяет длину посадочного участка вала.

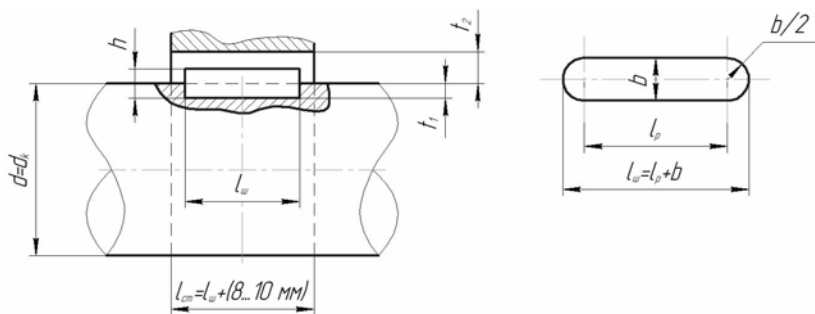
Рабочую длину шпонки  $l_p$ , мм, находят из условия прочности шпонки на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2000T}{dl_p(h-t_1)} \leq [\sigma_{см}],$$

отсюда

$$l_p \geq \frac{2000T}{d(h-t_1)[\sigma_{см}]},$$

где  $T$  – вращающий момент на соответствующем валу, Н·м;  $[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение на смятие для материала шпонки, здесь можно принять  $[\sigma_{см}] = 150 \dots 200$  МПа;  $d$  – диаметр вала в месте посадки колеса (на рис. 41  $d = d_k$ ). Размеры  $h$ ,  $t_1$  принимают из табл. 33.



**Рис. 41. Шпоночное исполнение с призматической шпонкой исполнения 1**

### 33. Основные размеры призматических шпонок и сечений пазов (из ГОСТ 23360–78)

Диаметр вала $d$ , мм	Сечение шпонки, мм		Глубина паза, мм		Длина шпонки $l_{ш}$ , мм, из ряда (ГОСТ 23360–78)
	$b$	$h$	вала $t_1$	ступицы $t_2$	
св. 12...17	5	5	3,0	2,3	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, 220, 250, 280
17...22	6	6	3,5	2,8	
22...30	8	7	4,0	3,3	
30...38	10	8	5,0	3,3	
38...44	12	8	5,0	3,3	
44...50	14	9	5,5	3,8	
50...58	16	10	6,0	4,3	
58...65	18	11	7,0	4,4	
65...75	20	12	7,5	4,9	
75...85	22	14	9,0	5,4	
85...95	25	14	9,0	5,4	
95...110	28	16	10,0	6,4	

Длина шпонки  $l_{ш} = l_p + b$ , где  $b$  – ширина сечения шпонки, принимают из табл. 29.

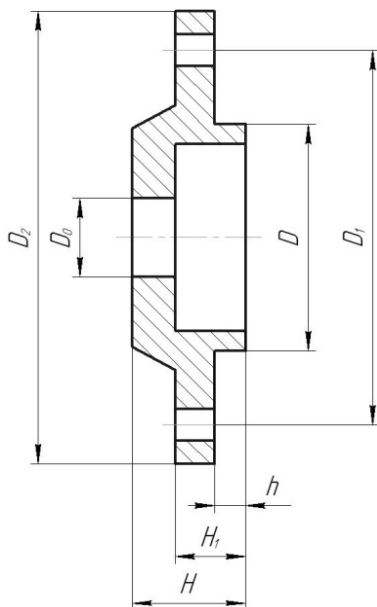
Длина ступицы колеса  $l_{ст} = l_{ш} + (8...10)$  мм.

Таким образом, длину посадочного места на валу можно принять равной длине ступицы колеса, округлив размеры до целых чисел.

**Пример 20. Выбор крышек подшипников.** Крышки подшипников бывают привёртные (торцовые) и закладные (врезные). Первые применяются в неразъёмных корпусах редукторов, вторые – в редукторах с разъёмными корпусами (зубчатые редукторы). И те и другие выполняются с отверстием для выхода консольных участков входного и выходного валов либо без отверстия (глухие).

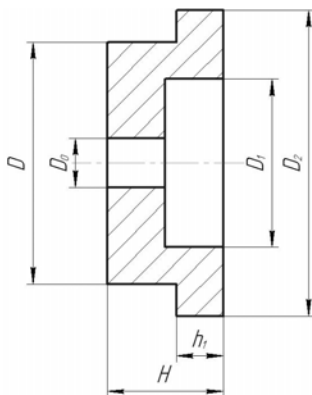
*Определение длины участка вала под уплотнение.* На данном этапе проектирования для предварительного определения длин участков входного ( $l_{к.в}$ ) и выходного ( $l_{к.т}$ ) валов редуктора следует определить толщины крышек с отверстиями, в которых устанавливаются уплотнительные манжеты. Необходимые размеры крышек можно выбрать по табл. 34 и 35.

### 34. Некоторые размеры привёртных крышек с отверстием. Тип I



Наружный диаметр подшипника $D$	$D_1$	$D_2$	$H_1$	$H$	$h$	$h_1$	$D_0$
47	60	78					Определяется по диаметру вала под уплотнение $d_y + l$ , мм
52	66	82					
58	75	95					
62	78	100	15	28	5	10	
68	84	105	18	30	8	12	
72	90	110	23	35		15	
80	100	120					
90	110	130					
100	120	145					
110	130	155					

### 35. Некоторые размеры закладных крышек с отверстием



Наружный диаметр подшипника $D$	$D_1$	$D_2$	$H$	$h_1$	$D_0$
47	34	52	14	4	Определяется по диаметру вала под уплотнение $d_y + l$ , мм
52	44	56		4	
62	52	67	16	5	
72	62	77		5	
80	72	85		5	
85	75	90		7	
90	80	95		7	
95	85	102	20	7	
100	90	105		7	
110	95	117		7	

После определения толщины крышек находят длину консольных участков валов ( $l_{к.б}$ ) и ( $l_{к.т}$ ), прибавив к толщине крышек 15...20 мм, т.е.  $l_{к.б} = H + 15$  мм,  $l_{к.т} = H + 20$  мм.

#### Пример 21. Определение длины консольного участка вала.

В курсовом проектировании условно принято: концевой участок входного вала редуктора имеет коническую форму (рис. 42), а концевой участок выходного вала – цилиндрическую (табл. 36); конический конец входного вала, выполненный по типу I с конусностью 1:10, имеет резьбовой участок длиной  $l_p$  с наружной резьбой  $d_p$ .

Размеры концевых участков приведены в табл. 36 и 37. Окончательные размеры этих участков определяют после выбора соединительной муфты и расчёта шпоночного соединения. Между деталями и валами здесь везде принято шпоночное соединение.

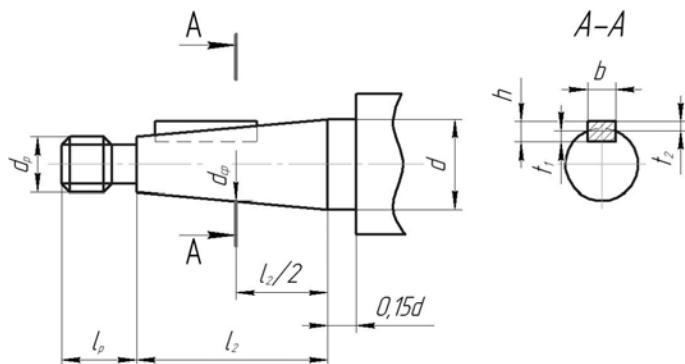
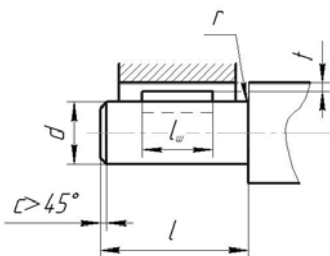


Рис. 42. Консольное исполнение вала


### 36. Некоторые размеры, мм, конических концов валов (из ГОСТ 12081–72)

Номинальный диаметр вала $d$	$l_1$	$l_2$	$l_p$	$d_2$	$b$	$h$	$t_1$	$t_2$	$d_p$
20 22	50	36	14	18,2 20,2	4	4	2,5	1,8	M12×1,25
25 28	60	42	18	22,9 25,9	5	5	3,0	2,3	M16×1,5
32 36	80	60	20	29,1 33,1	6	6	3,5	2,8	M20×1,5
40				35,9	10	8	5,0	3,3	M24×2
45	110	82	28	40,9	12	8			M30×2
50				45,9	12	8			M36×3
56				51,9	14	9	5,5	3,8	M36×3

**37. Некоторые размеры, мм, цилиндрических концов валов  
(из ГОСТ 12080–66)**



Номинальный диаметр вала $d$ , мм	$l$		$r$	$c$
	Исполнение			
	1	2		
20; 22	50	36	1,6	1,0
25; 28	60	42		
32; 36	80	58	2,0	1,6
40; 45	100	82		
50; 55	110	82	2,5	2,0
60; 70	140	105		
80; 90	170	130	3,0	2,5
100; 110	210	165		

**Выбор соединительной муфты и уточнение размеров концевых участков валов.** В приводах, разрабатываемых в курсовых проектах, соединительные муфты применяются либо для соединения вала электродвигателя с входным валом редуктора, либо для соединения выходного вала редуктора с приводным валом. В целях экономии времени, затрачиваемого на проектирование, во всех технических заданиях в указанных соединениях валов применяются муфты упругие втулочно-пальцевые типа МУВП, которые рассчитываются и выбираются по ГОСТ 21424–93 [5]. На кинематических схемах они обозначаются знаком . Эти муфты являются наиболее распространёнными, так как сравнительно недороги в изготовлении и эксплуатации. Их конструкция позволяет передавать значительные вращающие моменты

при частотах вращения до  $7000 \text{ мин}^{-1}$  и удовлетворительно компенсировать небольшие угловые, радиальные и осевые перемещения концов валов. Муфты применяются для соединения валов как с одинаковыми по форме концами (оба цилиндрической или конической формы), так и с различными (цилиндрический с коническим). Для последнего случая отверстие для одного вала имеет коническую форму, для другого – цилиндрическую по размерам концов (см. рис. в табл. 36 и 37). Допускаемая разность диаметров валов, соединяемых одной муфтой, составляет – 8...10% от большего диаметра. В курсовых проектах условно принято, что конец входного вала редуктора имеет коническую форму, а выходного – цилиндрическую. Концы валов электродвигателя и приводного вала имеют цилиндрическую форму.

Муфты рассчитываются по передаваемому вращающему моменту, а их размеры выбираются по диаметрам соединяемых валов из табл. 38.

Расчётный передаваемый вращающий момент, Н·м, не должен превышать допускаемый для выбранного типоразмера, т.е.

$$T_p = K_p T_n < [T],$$

где  $K_p$  – коэффициент режима работы, учитывающий условия эксплуатации:

- для ленточных конвейеров  $K_p = 1,2 \dots 1,5$ ;
- для цепных конвейеров  $K_p = 1,5 \dots 2,0$ ;

$T_n$  – номинальный вращающий момент на соединяемых валах, Н·м, для каждого вала определён в энергетическом расчёте привода;  $[T]$  – допускаемый вращающий момент для муфты выбранного типоразмера, Н·м.

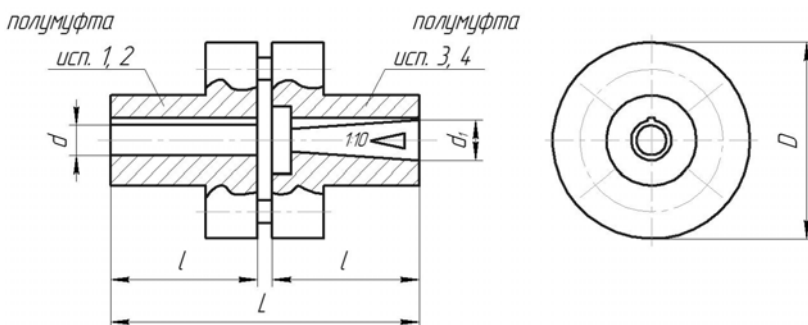


Рис. 43. Основные параметры муфты упругой втулочно-пальцевой



**38. Некоторые размеры муфты упругой втулочно-пальцевой  
(рис. 43) исполнений 1, 2 (с цилиндрическим отверстием)  
и исполнений 3, 4 (с коническим отверстием) из ГОСТ 21424–93**

Допускаемый вращающим момент [T], Н·м	Размеры, мм											Масса, не более		
	$d$ , H8	$d$ , H9	$d$ , H8	$d$ , H9	$D$ , не более	$L$ , не более, для исполнений				$l$ , h14 для исполнений				
	Ряд 1	Ряд 2	1	2		3	4	1	2	3	4			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13		
63	20	–	100	104	76	104	76	50	36	38	24	2,02		
	22	–										2,04		
		24										1,96		
125	25	–	120	125	89	125	89	60	42	44	26	3,97		
	28											4,13		
		30										4,37		
250	32	–	140	165	121	165	121	80	58	60	38	5,91		
		35										6,21		
	36	–										6,25		
		38										6,28		
	40											6,63		
		42										6,86		
	45	–										6,80		
500	40		170	225	169	225	169	110	82	85	56	11,75		
		42										12,1		
	45											12,6		
710	45		190	226	170	226	170	110	82	85	56	14,31		
		48										14,7		
	50											15,21		
		55										15,34		
	56	–										15,22		

Продолжение табл. 38

Допускаемый вращающим момент [T], Н·м	Размеры, мм											Масса, не более		
	$d$ , Н8	$d$ , Н9	$d$ , Н8	$d$ , Н9	$D$ , не более	$L$ , не более, для исполнений				$l$ , h14 для исполнений				
	Ряд 1	Ряд 2	1	2		3	4	1	2	3	4			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13		
1000	50		220										18,87	
	–	55												19,91
	56													19,75
	–	60												21,93
	63				286	216	286	216	140	105	107	72		26,09
	–	65												28,65
	–	70												29,81
2000	63		250										31,98	
	–	65											31,64	
	–	70			288	218	288	218	140	105	107	72	34,65	
	71												34,48	
	–	75											35,06	
	80												36,07	
	–	85			348	268	348	268						38,45
4000	80		320						170	130	135	95	66,71	
	–	85			350	270	350	270					69,01	
	90												71,61	
	–	95											74,11	

Условное обозначение муфты упругой втулочно-пальцевой с номинальным вращающим моментом 250 Н·м, диаметром посадочного отверстия  $d = 40$  мм, исполнения 1, климатического исполнения У и категории 3:

МУВП 250-40-1 УЗ ГОСТ 21424–93.

То же с номинальным вращающим моментом 250 Н·м, одна из полумуфт диаметром  $d = 32$  мм, исполнения 1, другая – диаметром  $d = 40$  мм, исполнения 4, климатического исполнения Т и категории 2:

МУВП 250-32-1-40-4 Т2 ГОСТ 21424–93.

*Внимание!* Отверстия в полумуфтах по форме и размерам должны соответствовать концам соединяемых валов (см. табл. 36, 37).

После выбора муфты на компоновочной схеме редуктора контурными линиями необходимо показать полумуфты на концах входного и(или) выходного вала.

**Пример 21. Определение длин остальных участков валов.**

Длину  $l_{к.б}$  (см. рис. 40, в) упорного бурта колеса быстроходной ступени на промежуточном валу можно принять равной зазору «с», т.е.

$$l_{к.б} \approx c \approx (0,3...0,5)a,$$

где  $a$  – зазор между вращающимися колёсами и внутренними стенками редуктора.

Длину  $l_{к.б}$  (см. рис. 40, а) тела быстроходного вала цилиндрической передачи измеряют на компоновочной схеме, выполненной в масштабе 1:1, установив внутренние торцы подшипников заподлицо с внутренними стенками корпуса редуктора.

Длину  $A_1$  (см. рис. 40, б) тела быстроходного вала конической передачи измеряют на компоновочной схеме.

Длину участка  $A_i$  (см. рис. 40, б) быстроходного вала цилиндрической передачи измеряют на компоновочной схеме, обеспечив зазор «а».

Длину  $A_3$  (см. рис. 40, з) тела тихоходного вала измеряют на компоновочной схеме, совместив оси колеса и шестерни тихоходной передачи (см. рис. 22, 24).

Длину  $l_{к.б}$  (см. рис. 40, з) упорного бурта колеса тихоходной ступени на выходном валу можно принять равной 5...10 мм.

Длину  $l_{в}$  (см. рис. 40, з) участка тихоходного вала под втулку измеряют на компоновочной схеме после определения положения всех деталей передач на схеме.

Длину  $A_2$  (см. рис. 40, в) участка промежуточного вала под втулки измеряют на компоновочной схеме после определения положения всех деталей передач на схеме.

## 2. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

---

### 2.1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ И ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Лабораторные работы составлены на основе существующих образовательных стандартов.

1. Выполнение лабораторных работ производится в соответствии с графиком, который устанавливается и объявляется кафедрой.

2. Студенты должны быть ознакомлены с правилами и нормами техники безопасности перед выполнением лабораторной работы. Инструктаж проводит преподаватель, который руководит выполнением работы. Прохождение инструктажа заверяется подписью каждого студента в специальном журнале, хранящемся на стенде лаборатории кафедры.

3. Студенты также должны ознакомиться с конструкцией лабораторного оборудования, используя рекомендуемую литературу и данное пособие.

4. Отчёт по лабораторным работам выполняется в соответствии с СТП ТГТУ 07–97 и предоставляется к защите. В состав отчёта входит:

- название и цель лабораторной работы;
- схема лабораторной установки с позициями и спецификацией;
- таблицы с экспериментальными и расчётными данными;
- обработка экспериментальных данных;
- графики полученных экспериментальных зависимостей;
- выводы по результатам работы.

Результаты выполнения согласовываются с преподавателем. При защите студент отвечает на контрольные вопросы.

5. Пропущенная лабораторная работа выполняется с разрешения преподавателя по отдельному графику.

#### *Лабораторная работа 1*

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

**Цель работы:** ознакомиться с конструкцией одно-, двух- и трёх-ступенчатых редукторов; определить геометрические параметры зацеплений; рассчитать допустимую величину крутящего момента на входном валу из условия прочности зубьев по контактным напряжениям; рассчитать мощность на входном валу редуктора.

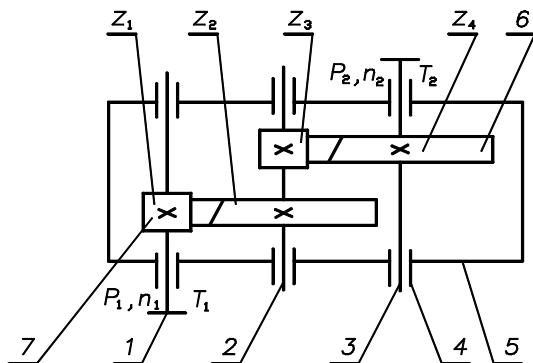
**Объект и средства исследования.** В качестве объекта исследования предлагается одно- или двухступенчатый редуктор горизонтального исполнения с косозубым зацеплением. Замеры величин осуществляются с помощью измерительной линейки, штангенциркуля, угломера.

Для изучения объекта используются разделы «Зубчатые передачи» и «Редукторы» в [1 – 3, 8, 9]. Обычно редукторы состоят из крышки и корпуса, соединённых между собой болтами. На крышке и корпусе редукторов имеются два направляющих установочных штифта. Внутри герметично закрываемого корпуса располагаются пары зубчатых колёс соответствующих ступеней. Ведущие шестерни выполняются чаще всего заодно с валами и носят название вал-шестерня. Зубчатые колёса выполняются отдельно и насажены на вал по соответствующим посадкам. На валах под колёсами имеются шпонки для передачи вращающего момента от колеса к валу, и наоборот. Валы в редукторах опираются на подшипники качения, чаще шариковые радиальные или радиально-упорные (в редукторах с косозубым зацеплением колёс). Подшипники устанавливаются в гнездах корпуса и крышки редуктора. Для защиты подшипников от пыли и влаги, а также для предупреждения утечки смазки из корпуса редуктора подшипниковые узлы закрываются глухими крышками на промежуточных валах и сквозными на выходных концах валов. В сквозных крышках помещаются манжетные уплотнения. В редукторе имеется смотровое окно, закрываемое крышкой с отдушиной. В корпус заливается масло для снижения потерь на трение в зацеплении и подшипниках, а также для снижения износа и шума при работе передачи. Редукторы снабжены указателями уровня масла. Для слива масла в корпусе имеется масло-спускная пробка с прокладкой. Возможный вариант кинематической схемы редуктора, изучаемого в настоящей работе, показан на рис. 1.1.

Следует помнить, что редукторы предназначены для снижения угловой скорости и для повышения вращающего момента на тихоходном валу. На схемах и в расчётах приняты следующие обозначения:  $P$ ,  $\omega$ ,  $T$ ,  $z$  – мощность, частота вращения, вращающий момент, число зубьев колёс соответственно.

### **Порядок выполнения работы**

1. Разборка редуктора и определение геометрических параметров.
  - 1.1. Произвести внешний осмотр редуктора.
  - 1.2. Выполнить необходимые замеры габаритных размеров, диаметров, длин выходных концов валов и присоединительных размеров на нижнем фланце корпуса редуктора.



**Рис. 1.1. Кинематическая схема редуктора с косозубым зацеплением:**

1 – вал быстроходный; 2 – вал промежуточный; 3 – тихоходный вал;

4 – подшипниковые опоры валов; 5 – корпус редуктора;

6 – выходное колесо; 7 – входная шестерня

1.3. Произвести разборку редуктора в следующей последовательности:

а) вывинтить болты крепления крышек подшипников и снять крышки с прокладками;

б) отвинтить гайки болтов крепления крышки редуктора к корпусу и осторожно снять крышку.

1.4. Вычертить кинематическую схему редуктора, выявив число ступеней.

1.5. Подсчитать числа зубьев шестерён и колёс в ступенях.

1.6. Рассчитать передаточные числа для быстроходной  $u_1$  и тихоходной  $u_2$  ступеней:  $u_1 = \frac{z_2}{z_1}$ ;  $u_2 = \frac{z_4}{z_3}$ .

Общее передаточное число  $u = u_1 u_2$  для двухступенчатого редуктора.

1.7. Измерить (штангенциркулем) межосевые расстояния ступеней  $a_{\omega 1}$ ,  $a_{\omega 2}$ .

1.8. Определить торцовые модули зацеплений в ступенях (учитывая, что зацепления выполнены без коррекции, т.е.  $x_1 = x_2 = 0$ ,  $h_a^* = 1$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ):

$$m_{t1} = \frac{2a_{\omega 1}}{z_1 + z_2}, \text{ мм}; \quad m_{t2} = \frac{2a_{\omega 2}}{z_3 + z_4}, \text{ мм},$$

затем модули нормальные

$$m_n = m_t \cos \beta,$$

где  $\beta$  – угол наклона зубьев к оси вала (определить методом отпечатков).

Расчётный нормальный модуль округлить до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 9563–60 (1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16).

1.9. Уточнить значения межосевых расстояний и торцовых модулей в ступенях с учётом округления нормального модуля.

1.10. Вычислить для колёс каждой ступени:

а) полную высоту зуба:  $h = h_a + h_f$ , мм, где высота головки зуба  $h_a = m_n$ , высота ножки  $h_f = 1,25m_n$ , мм;

б) диаметр делительной окружности  $d = m_t z$ , мм;

в) диаметр окружности выступов  $d_a = d + 2m_n$ , мм;

г) диаметр окружности впадин  $d_f = d - 2,5m_n$ , мм;

д) шаг зацепления нормальный  $p_n = \pi m_n$ , мм;

е) шаг зацепления торцовый  $p_t = \frac{\pi m_n}{\cos \beta}$ , мм.

1.11. Вычислить коэффициенты ширины колёс по модулю  $\psi_{bm} = \frac{b_\omega}{m}$ , межосевому расстоянию  $\psi_{ba} = \frac{b_\omega}{a_\omega}$  и делительному диа-

метру  $\psi_{bd} = \frac{b_\omega}{d}$ , предварительно измерив ширину зубчатых колёс  $b_\omega$ .

1.12. Результаты замеров и расчётов геометрических параметров занести в табл. 1.2.

1.13. Произвести сборку редуктора в обратной последовательности.

2. Определение допустимой величины момента, передаваемого выходным валом редуктора.

2.1. Принять: материал колёс Сталь 45, улучшенную до твёрдости 240 НВ; степень точности передач – 8; коэффициент концентрации нагрузки  $K_{H\beta}$  выбрать в зависимости от значения величины  $\psi_{bd}$  по табл. 1.1.

**Таблица 1.1**

$\Psi_{bd}$	0,2		0,4		0,6		0,8		1,0		1,2	
$K_{H\beta}$	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
	1,0	1,0	1,03	1,01	1,05	1,02	1,05	1,03	1,08	1,04	1,1	1,06

Примечание: В таблице 1.1 графы 1 и 2 соответственно значения коэффициента  $K_{H\beta}$  для симметричного (одноступенчатые редукторы) и асимметричного (двухступенчатые редукторы) расположения колёс на валах относительно опор.

Принять для косозубых колёс значение коэффициента  $K_a = 430$  (МПа)<sup>1/3</sup>. Допускаемые контактные напряжения для стальных улучшенных колёс

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO} K_{HL}}{S_H}, \text{ Н/мм}^2,$$

где  $\sigma_{HO} = 2HB + 240 = 2 \cdot 70 + 240 = 550$  МПа. Принять коэффициент безопасности для улучшенных колёс  $S_H = 1,1$ . Коэффициент долговечности принять  $K_{HL} = 1$  – для длительно работающих передач.

2.2. Рассчитать момент на тихоходном валу для двухступенчатого редуктора по формуле

$$T_3 = \frac{a_{\omega 2}^3 [\sigma_H]^2 u_2^2 \Psi_{ba2}}{K_{H\beta} K_a^3 (u_2 + 1)^3},$$

где  $T_3$  – в Н·м;  $[\sigma_H]$  – в МПа;  $K_a = 430$  МПа<sup>-1/3</sup>.

2.3. По указанию преподавателя назначить частоту вращения входного вала редуктора  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>, и вычислить:

$$n_3 = \frac{n_1}{u}, \text{ мин}^{-1}; \quad \omega_3 = \frac{\pi n_{31}}{30}, \text{ с}^{-1}.$$

2.4. Рассчитать мощность на выходном валу

$$P_3 = T_3 \omega_3 \cdot 10^{-3}, \text{ кВт.}$$

Мощность на входном (быстроходном) валу: для двухступенчатого редуктора  $P_1 = \frac{P_3}{\eta_p}$ . Принять КПД редуктора  $\eta_p = \eta_1 \eta_2 = 0,92$ , где

$\eta_1 = \eta_2 = 0,96$  КПД 1-й и 2-й ступени соответственно.



2.5. Расчётные величины моментов и мощностей занести в табл. 1.2.

### 1.2. Результаты измерений и расчётов

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Величины	
			1 ступень	2 ступень
1	2	3	4	5
<i>Измеряемые величины</i>				
1	Габаритные размеры, мм			
2	Присоединительные размеры: диаметр входного вала длина посадочного участка входного вала диаметр выходного конца вала длина посадочного участка входного вала расстояние между осями отверстий на опорном фланце редуктора диаметр этих отверстий	$d_B$ , мм $l_1$ , мм $d_{вых}$ , мм $l_2$ , мм $L_1$ , мм $L_2$ , мм $d_H$ , мм		
3	Числа зубьев шестерён	$z_1, z_3$		
4	Числа зубьев колёс	$z_2, z_4$		
5	Межосевые расстояния	$a_{\omega 1}, a_{\omega 2}$ , мм		
6	Углы наклона зубьев к оси вала	$\beta_1, \beta_2$ , °		
7	Ширина шестерён	$b_{\omega 1}, b_{\omega 3}$ , мм		
8	Ширина колёс	$b_{\omega 2}, b_{\omega 4}$ , мм		
9	Диаметры окружностей выступов шестерён	$b_{\alpha 1}, b_{\alpha 3}$ , мм		
10	Диаметры окружностей выступов колёс	$d_{a 2}, d_{a 4}$ , мм		
11	Нормальный окружной шаг	$p_{n 1}, p_{n 2}$ , мм		

Продолжение табл. 1.2

1	2	3	4	5
<i>Рассчитываемые величины</i>				
12	Модуль зацепления: нормальный торцовый	$m_{n1}, m_{n2}, \text{ММ}$ $m_{t1}, m_{t2}, \text{ММ}$		
13	Окружной шаг: нормальный торцовый	$p_{n1}, p_{n2}, \text{ММ}$ $p_{t1}, p_{t2}, \text{ММ}$		
14	Передаточные числа ступеней	$u_1, u_2$		
15	Передаточное число редуктора	$u$		
16	Диаметры делительных окружностей шестерён	$d_1, d_3, \text{ММ}$		
17	Диаметры делительных окружностей колёс	$d_2, d_4, \text{ММ}$		
18	Диаметры окружностей выступов шестерён	$d_{a1}, d_{a3}, \text{ММ}$		
19	Диаметры окружностей впадин шестерён	$d_{f1}, d_{f3}, \text{ММ}$		
20	Диаметры окружностей выступов колёс	$d_{a2}, d_{a4}, \text{ММ}$		
21	Диаметры окружностей впадин колёс	$d_{f2}, d_{f4}, \text{ММ}$		
22	Полная высота зуба	$h_1, h_2, \text{ММ}$		
23	Коэффициент ширины шестерни по межосевому расстоянию	$\Psi_{ba1}, \Psi_{ba2},$ $\text{ММ}$		
24	Коэффициент ширины шестерни по модулю	$\Psi_{bm1}, \Psi_{bm2},$ $\text{ММ}$		
25	Коэффициент ширины шестерни по делительному диаметру	$\Psi_{bd1}, \Psi_{bd2},$ $\text{ММ}$		
26	Допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H], \text{МПа}$		
27	Допустимый вращающий момент на выходном валу редуктора	$T_3, \text{Н}\cdot\text{М}$		
28	Допустимая величина мощности на входном валу редуктора	$P_1, \text{кВт}$		

## Контрольные вопросы

1. Какие конструкции редукторов существуют в машинах?
2. Назовите основные составные части редуктора.
3. В чём заключается назначение редуктора?
4. Назовите основные технические характеристики одноступенчатого редуктора.
5. Назовите основные технические характеристики двух- и многоступенчатых редукторов.
6. Вычертите кинематическую схему одно-, двух- и трёхступенчатого редуктора.
7. Изложите порядок сборки и разборки редуктора.
8. Объясните принципы передачи момента деталями редуктора.
9. Как рассчитать передаточное число ступени и редуктора?
10. Как производится расчёт геометрических параметров косозубой ступени зацепления?
11. Как осуществляется смазка зубчатых колёс и подшипников?
12. Как регулируются подшипники в редукторах?
13. Почему диаметр выходного вала в редукторе больше диаметра входного вала?
14. В чём заключается назначение штифтов?
15. Назовите быстроизнашивающиеся детали редуктора.

## Лабораторная работа 2

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

**Цель работы:** ознакомиться с конструкцией одноступенчатых червячных редукторов, определить геометрические параметры зацепления и допустимые величины передаваемого выходным (тихоходным) валом вращающего момента и мощности.

**Объект и средства исследования.** Объектом исследования являются одноступенчатые червячные редукторы с нижним расположением червяка, имеющие конструктивно отличающиеся друг от друга подшипниковые узлы.

Измерение геометрических параметров элементов произвести с помощью линейки и штангенциркуля. Сборку и разборку выполнить с помощью набора гаечных ключей и молотка.

Изучение объекта начинается с разделов «Червячные передачи» и «Червячные редукторы» [1 – 3, 8, 9]. Обратит внимание на то, что изучаемые в настоящей работе редукторы, выполнены с горизонталь-

ным разъемом корпусов. Корпус и крышка соединяются болтами. Имеются два направляющих установочных штифта. Внутри корпуса располагаются под углом  $90^\circ$  два вала. Один тихоходный, с расположенным на нём червячным колесом, другой – быстроходный с червяком. Оба вала установлены в подшипниках, закреплённых в гнездах корпуса редуктора. Подшипники защищены от попадания пыли и влаги крышками, которые крепятся к корпусу и крышке редуктора винтами.

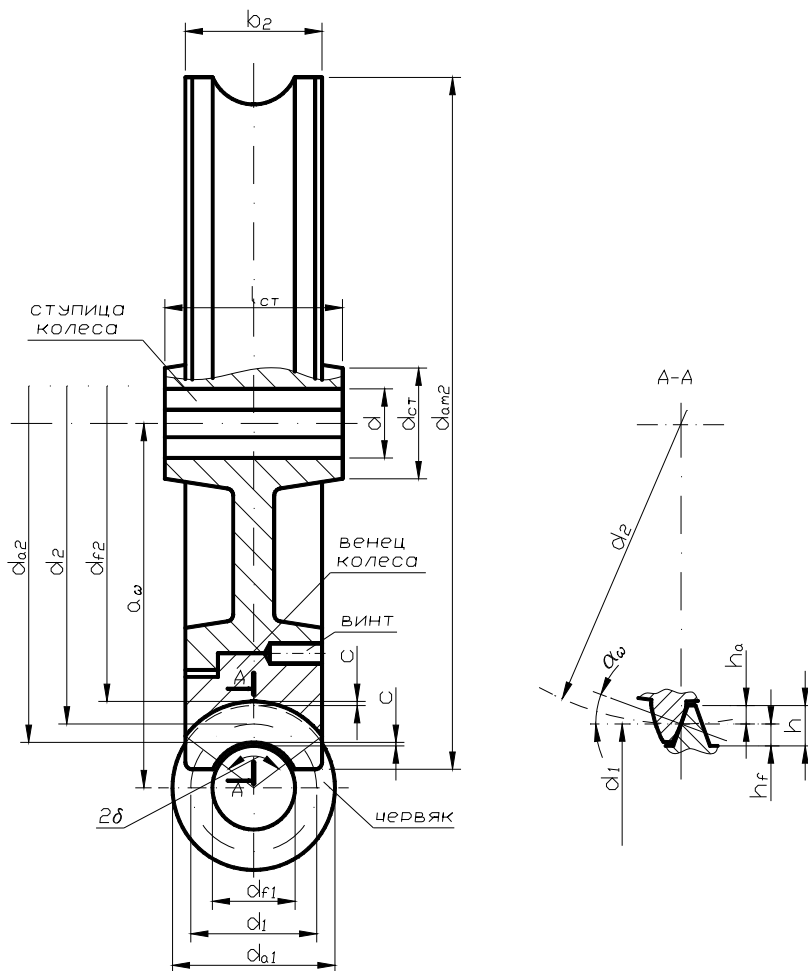


Рис. 2.1. Геометрические параметры червячного зацепления

## 2.1. Сочетание модулей ( $m$ ), коэффициента диаметра червяка ( $q$ ) и числа витков (заходов) червяка ( $z_1$ )

$m$	$q$	$z_1$
5	8; 10; 12,5	1; 2; 4
6,3	8; 10; 12,5; 14,0; 16,0; 20,0	1; 2; 4
8	8; 10; 12,5; 16,0; 20,0	1; 2; 4
10	8; 10; 12,5; 16,0; 20,0	1; 2; 4

ми. Выходные концы валов уплотняются манжетами. Для передачи вращающего момента от валов к закреплённым на них деталям используются шпонки. В верхней части редуктора имеется смотровое окно, закрытое крышкой. Контроль уровня масла осуществляется с помощью отверстий в корпусе редуктора, закрытых винтами.

Разбирая редуктор, необходимо обращать внимание на материал отдельных деталей. Корпус и крышки редуктора изготавливаются из чугуна. Червяк и вал колеса – из легированной и конструкционной стали с обязательной термообработкой. Наличие большого скольжения в червячной паре обуславливает необходимость применения антифрикционных материалов. Поэтому венцы червячных колёс изготавливаются из сплавов цветных металлов (рис. 2.1). При этом материал ступицы – серый чугун. Червячные колёса малых размеров изготавливаются целиком из чугуна или сплавов цветных металлов.

В целях унификации режущего инструмента и корпусных деталей для червячных редукторов ГОСТ 2144–76 регламентирует определённые соотношения величин  $a_w$ ,  $u$ ,  $m$ ,  $q$ ,  $z_2$ ,  $z_1$  [1]. Частично эти соотношения помещены в табл. 2.1.

### Порядок выполнения работы

1. Разборка редуктора и определение геометрических параметров червячного зацепления.

1.1. Произвести внешний осмотр редуктора. Измерить габаритные, присоединительные размеры и межосевое расстояние  $a_w$ .

1.2. Отвернуть винты крепления крышек подшипников и снять крышки с прокладками.

1.3. Отвинтить гайки болтов крепления крышки редуктора к корпусу и осторожно снять крышку.

1.4. Осмотреть детали внутри редуктора.

- 1.5. Снять червячное колесо в сборе с валом.
  - 1.6. Вынуть червяк с подшипниками.
  - 1.7. Отвернуть винты для контроля уровня масла в редукторе.
  - 1.8. Отвинтить сливную пробку.
  - 1.9. Подсчитать число зубьев колеса.
  - 1.10. Определить число заходов червяка  $z_1$ .
3. Рассчитать передаточное число редуктора по формуле  $u_1 = \frac{z_2}{z_1}$ .
  4. Измерить высоту витка червяка  $h_{\text{изм}}$  и рассчитать ориентировочную величину модуля:  $m = \frac{h_{\text{изм}}}{2,2}$ .
  5. Выбрать из табл. 2.1 ближайший модуль.
  6. Определить диаметр делительного цилиндра червяка:  $d_1 = mq$ , где  $q$  подбирается по табл. 2.1.
  7. Рассчитать диаметр делительной окружности червячного колеса:  $d_2 = mz_2$ , мм.
  8. Рассчитать межосевое расстояние  $a_{\text{ол}} = 0,5(d_1 + d_2)$ , мм.
  9. Определить остальные размеры червяка:
    - диаметр окружности выступов  $d_{a1} = d_1 + 2m$ , мм;
    - диаметр окружности впадин  $d_{f1} = d_1 - 2,4m$ , мм;
    - длину нарезной части червяка  $b_1$  – измерением;
    - шаг винтовой линии червяка рассчитать по формуле  $p = \pi m$  и проверить измерением;
    - делительный угол подъёма витков червяка:  $\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$ .
  10. Рассчитать геометрические размеры червячного колеса:
    - средний диаметр вершин зубьев колеса  $d_{a2} = d_2 + 2m$ , мм;
    - средний диаметр впадин  $d_{f2} = d_2 - 2,4m$ , мм;
    - наибольший диаметр червячного колеса  $d_{aM2} \leq \frac{d_{a2} + 6m}{z_1 + 2}$ , мм;
    - угол обхвата червяка венцом колеса  $\delta = \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$ .
  11. По указанию преподавателя назначить частоту вращения вала червяка из ряда  $n_1 = 750, 1000, 1500$  мин<sup>-1</sup> и рассчитать окружную скорость червяка  $v_1 = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 1000}$ , м/с.

12. Рассчитать скорость скольжения в зацеплении

$$v_{\text{ск}} = \frac{v_1}{\cos \gamma}, \text{ м/с.}$$

13. Принять значение допускаемых контактных напряжений  $[\sigma_H] = 180 \dots 210 \text{ Н/мм}^2$  соответственно при  $v_{\text{ск}} = 2 \text{ м/с}$  и  $v_{\text{ск}} = 3 \text{ м/с}$ , а также, учитывая, что материал колеса БрАЖ 9-4, а червяка – сталь 40Х закалённая.

14. Определить величину допускаемого вращающего момента на валу колеса

$$T_2 = \frac{a_{\omega}^3}{\left( \frac{z_2}{q} + 1 \right)^3 \left( \frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]} \right)^2} K_H, \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Принять коэффициент нагрузки  $K_H = 1,3$ .

15. Рассчитать мощность, которую может передать редуктор при заданной скорости:  $P_2 = T_2 \omega_2$ , кВт, где  $\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} \text{ с}^{-1}$ .

16. Занести расчётные и измеренные величины в табл. 2.2.

17. Сделать эскизы червяка и колеса в осевых сечениях.

18. Вычертить схему редуктора в двух проекциях.

## 2.2. Результаты измерений и расчётов

№ п/п	Наименование величин	Обозначение и размерность	Величина
1	2	3	4

### Измеряемые величины

1	Габаритные размеры редуктора: длина ширина высота	$B$ , мм $C$ , мм $A$ , мм	
---	--	----------------------------------	--

Продолжение табл. 2.2

№ п/п	Наименование величин	Обозначение и размерность	Величина
1	2	3	4
2	Присоединительные размеры: диаметр входного вала длина посадочного участка вала червяка диаметр выходного конца вала длина посадочного конца вала колеса расстояние между осями отверстий на опорном фланце редуктора диаметр отверстий	$d_{вх}$ , мм $l_1$ , мм $d_{вых}$ , мм $l_2$ , мм $L_1$ , мм $L_2$ , мм $d_{н}$ , мм	
3	Межосевое расстояние	$a_{о\text{ изм}}$ , мм	
4	Число зубьев колеса	$z_2$	
5	Число заходов червяка	$z_1$	
6	Высота витка червяка	$h_{изм}$ , мм	
7	Длина нарезной части червяка	$b_1$ , мм	
8	Шаг винтовой линии червяка	$p_{изм}$ , мм	
9	Диаметр окружности выступов червяка	$d_{аМ1\text{ изм}}$ , мм	
10	Диаметр окружности впадин червяка	$d_{л\text{ изм}}$ , мм	
11	Наибольший диаметр червячного колеса	$d_{аМ2\text{ изм}}$ , мм	
12	Ширина венца колеса	$b_2$ , мм	

*Рассчитываемые величины*

13	Передаточное число редуктора	$u$	
14	Модуль зацепления	$m$ , мм	
15	Величина относительного диаметра червяка	$q$	



№ п/п	Наименование величин	Обозначение и размерность	Величина
1	2	3	4
16	Делительный диаметр: червяка колеса	$d_1$ , мм $d_2$ , мм	
17	Расчётное значение межосевого расстояния	$a_{\omega}$ , мм	
18	Диаметр окружности выступов червяка колеса	$d_{a1}$ , мм $d_{a2}$ , мм	
19	Диаметр окружности впадин червяка колеса	$d_{f1}$ , мм $d_{f2}$ , мм	
20	Шаг винтовой линии червяка	$p$ , мм	
21	Угол подъёма витков червяка	$\gamma$ , град	
22	Наибольший диаметр червячного колеса	$d_{aM1}$ , мм	
23	Угол обхвата червяка венцом колеса	$2\delta$	
24	Частота вращения вала червяка Окружная скорость червяка Скорость скольжения в зацеплении	$n_1$ , мин <sup>-1</sup> $v_1$ , м/с $v_{ск}$ , м/с	
25	Допускаемые контактные напряжения в зацеплении	$[\sigma_H]$ , Н/мм <sup>2</sup>	
26	Величина вращающего момента на валу колеса	$T_2$ , Н·мм	
27	Мощность, передаваемая валом колеса при заданной скорости	$P_2$ , кВт	

### Контрольные вопросы

1. Назовите основные технические характеристики червячного редуктора.
2. Как рассчитывается передаточное число редуктора?

3. Как определить число заходов червяка?
4. В каком случае используются однозаходные червяки?
5. Какой принцип заложен в работе червячной передачи?
6. Из каких материалов изготавливаются основные детали редуктора?
7. Какую конструкцию могут иметь червячные колёса?
8. Какие подшипники могут использоваться в качестве опор валов в редукторе?
9. С какой целью устанавливаются шпонки, сколько их в редукторе?
10. Как осуществляется осевая регулировка подшипников?
11. Что является ведущим звеном в передаче: червяк или колесо?
12. Как осуществляется расчёт геометрических параметров зацеплений?
13. В каких пределах изменяется относительный диаметр червяка?
14. Как рассчитывается мощность, передаваемая валом колеса?

### *Лабораторная работа 3*

#### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА**

**Цель работы:** экспериментальное определение критической частоты вращения вала и сравнение опытных данных с расчётными значениями.

**Объект и средства исследования.** Изучение объекта необходимо начать с усвоения раздела «Валы и оси», «Расчёт на жёсткость» [1], обратив внимание на то, что валы могут подвергаться крутильным, продольным и поперечным колебаниям.

Продольные колебания вызываются переменной составляющей действующей осевой силы. Продольные колебания обладают весьма коротким периодом, так как восстанавливающая сила за счёт большой осевой жёсткости вала обычно очень велика. Вследствие этого, при проектировании валов продольные колебания большей частью не учитываются.

Крутильные колебания вызываются действием периодически изменяющегося крутящего момента. При этом также периодически изменяется величина деформации кручения вала и в нём, как во всякой механической упругой системе, возбуждаются колебания. Крутильная жёсткость валов обычно мала по сравнению с их осевой жёсткостью, в силу чего крутильные колебания обладают довольно большим периодом.

Одной из самых распространённых причин возникновения поперечных колебаний является недостаточно точная балансировка насаженных на вал деталей. Поперечные колебания, также как и крутильные, могут обладать большим периодом.

Периодически повторяющиеся импульсы внешних сил, действующих на тело, вызывают в нём вынужденные колебания. Если частота вынужденных колебаний не совпадает с частотой собственных колебаний, то последние затухают. При совпадении частоты тех и других колебаний наступает явление резонанса. Поскольку в ряде случаев на детали действуют периодически изменяющиеся нагрузки, необходимо принимать меры, чтобы предупредить возможность наступления резонанса. Частота вращения деталей, при которой наступает резонанс, называется критической.

Лабораторная установка (рис. 3.1) состоит из двухопорного вала 1 с закреплённым на нём диском 2. Вал приводится во вращение электродвигателем 5 через муфту 4. Конструкция диска и его крепление на валу позволяют изменять как положение диска относительно опор 3 и 10, так и его массу.

Неуравновешенность вращающихся масс создаётся путём завинчивания специального винта в диск 2. Установка оснащена контактным устройством, сигнализирующим о достижении валом критической частоты вращения, при этом на панели загорается лампочка «Резонанс».

Для определения жёсткости системы на диск навешивается груз 9. Подвеска груза выполнена в виде разрезного кольца и соединена с ручкой, которая выведена из корпуса установки. Величина статического прогиба измеряется по шкале индикатора часового типа 11, установленного в крышке.

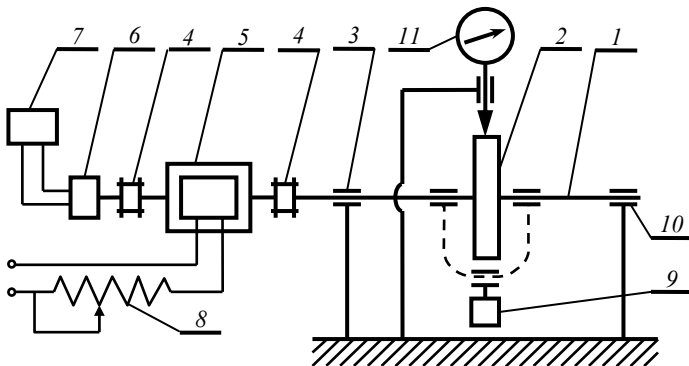


Рис. 3.1. Схема лабораторной установки

Перед включением установки необходимо сдвинуть крышку корпуса вправо до упора, при этом отключается блокировочное устройство. При включении загорается лампа «Сеть». Автотрансформатор  $\delta$  регулирует напряжение, подаваемое на электродвигатель, изменяя тем самым скорость вращения его вала. Замер частоты вращения вала производится с помощью тахогенератора  $\beta$ . Напряжение тахогенератора, пропорциональное частоте вращения, измеряется прибором  $\gamma$ , проградуированным в «об/мин».

### Порядок выполнения работы

1. Отвести влево защитный кожух, предварительно ослабив контрольную гайку. Установить диск (при отсутствии в нём винта) на отметку 250 мм от левой опоры. Закрепить диск контргайкой.

2. Совместить разрезное кольцо (к которому прикреплён груз весом 9 кг·с) с кольцевой канавкой диска. При этом диск 2, а следовательно, и вал 1 нагружаются статическим усилием 9 кг·с.

3. Поднять шток индикатора и, передвигая крышку с индикатором влево, установить шток по средней линии на диск, наблюдая за положением штока через смотровое окно.

4. Совместить «ноль» на шкале индикатора со стрелкой. Нажать на рукоятку и освободить тем самым вал от нагружения. Определить прогиб  $S$  по индикатору  $II$ . Подсчитать жёсткость системы,  $C = G_r/S$ , (кг·с)/мм, где  $S$  – показания индикатора в мм;  $G_r$  – вес груза, кг·с.

5. Определить статический прогиб вала  $f$ , мм. Если пренебречь собственным весом вала, то можно принять:  $f = G/C$ , где  $G$  – вес диска, кг·с;  $C$  – жёсткость системы, (кг·с)/мм.

6. Подсчитать значение критической частоты вращения вала:  $n_{кр} = 300\sqrt{1/f}$ , мин<sup>-1</sup>, где  $f$  – статический прогиб вала, рассчитанный по п. 5 (размерность величины статического прогиба  $f$  перевести в сантиметры). Результаты занести в табл. 3.1.

7. Нажать на рукоятку, отвести разрезное кольцо с грузом от диска 2, отвести индикатор от диска и включить электродвигатель.

8. Регулируя автотрансформатором напряжение и изменяя скорость вращения вала двигателя, довести вал до состояния резонанса и, не задерживая работу установки в этом состоянии, увеличить число оборотов путём перевода их в закритическую область. Повторить действие по п. 8 три раза, фиксируя критическое значение частоты вращения вала перед входом в резонанс  $n'$  и после выхода из резонанса  $n''$ .

### 3.1. Использование статической нагрузки

Расстояние от опоры $a$ , мм	Показание индикатора $S_i$ , мм	Жёсткость системы $C$ , кг/мм	Статический прогиб $f$ , мм	Критическая частота вращения $n_{кр}$ , мин <sup>-1</sup>
250				
275				
300				

9. Подсчитать среднеарифметические значения  $n'$  и  $n''$  и определить критическое значение частоты вращения вала  $n_{кpi}$  в каждом опыте:  $n_{кpi} = (n' + n'')/2$ ; подсчитать среднее значение  $n_{кр}$  по трём замерам:  $n_{кр} = (n_{кр1} + n_{кр2} + n_{кр3})/3$ .

10. Закрепить диск на валу в соответствии с отметкой на шкале, равной 275 мм от левой опоры. Повторить опыт по пунктам 2 – 9.

11. Установить в диске винт, при этом дисбаланс диска будет равен 40 г·см. Повторить опыт по пунктам 2 – 10.

12. Закрепить диск на валу в соответствии с отметкой на шкале, равной 300 мм от левой опоры. Повторить опыт по пунктам 2 – 10. Результаты экспериментов занести в табл. 3.2.

13. Определить расчётное значение величины статического прогиба  $f_p$  по зависимости

$$f_p = \frac{Ga^2(l-a)^2}{3EI}$$

где  $G$  – вес диска;  $a$  – расстояние от средней линии диска до оси левой опоры;  $l$  – расстояние между осями опор;  $E$  – модуль упругости материала вала;  $J$  – осевой момент инерции сечения вала. Значения величин  $G$ ,  $a$ ,  $l$ ,  $E$ ,  $J$  приведены в табл. 3.3.

14. Рассчитать величину критической частоты вращения вала по зависимости  $n_{кр} = 300\sqrt{1/f_p}$ , где  $n_{кр}$  – критическая частота вращения вала, мин<sup>-1</sup>;  $f_p$  – расчётное значение величины статического прогиба (размерность  $f_p$  в сантиметрах). Результаты расчётов занести в табл. 3.4.

15. Сравнить результаты, полученные расчётным и полукриментальным путём. Сделать выводы о влиянии различных параметров эксперимента на величину критической частоты вращения вала.

### 3.2. Результаты экспериментов с вращающимся валом

№ пп	Расстояние от опоры $a$ , мм	Условия опыта	№ опыта	Частота вращения вала до и после резонанса, об/мин		Критическая частота вращения вала $n_{кр}$ , об/мин
				$n'$	$n''$	
1	250	Без дополнительного груза	1 2 3			
		Винт установлен в диск	1 2 3			
2	275	Без дополнительного груза	1 2 3			
		Винт установлен в диск	1 2 3			
3	300	Без дополнительного груза	1 2 3			
		Винт установлен в диск	1 2 3			

### 3.3. Исходные данные

№ п/п	Наименование	Обозначение	Величина и размерность
1	Вес диска	$G$	3 кг·с
2	Расстояние между осями опор	$l$	500 мм
3	Расстояние от оси левой опоры до средней линии диска	$a$	250, 275, 300 мм
4	Диаметр вала	$d$	12 мм
5	Осевой момент инерции вала	$J$	1017 мм <sup>4</sup>
6	Вес груза с подвеской	$G_T$	9 кг·с
7	Модуль упругости материала вала	$E$	2,1·10 <sup>4</sup> (кг·с)/мм <sup>2</sup>

### 3.4. Результаты расчётов

Расстояние от опоры $a$ , мм	Прогиб (расчётное значение) $f_p$ , мм	Расчётное значение критической частоты вращения $n_{кр}$ , об/мин
250		
275		
300		

#### Контрольные вопросы

1. Каким видам колебаний могут подвергаться валы? Чем вызываются эти колебания?
2. Когда наступает явление резонанса?
3. Что подразумевается под жёсткостью и податливостью системы?
4. Методы уменьшения поперечных колебаний валов и управления величиной критической частоты вращения вала.
5. Какова методика определения критической частоты вращения вала через жёсткость системы?
6. Какова методика определения критической частоты вращения вала через расчётное значение величины статического прогиба?
7. Возможна ли эксплуатация устройств в закритической области частот вращения?
8. Устройство экспериментальной установки. Каково назначение подвески с грузом? Каково назначение контактного устройства?

#### *Лабораторная работа 4*

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИВЫХ СКОЛЬЖЕНИЯ И КПД ПЛОСКО- И КЛИНОРЕМЁННЫХ ПЕРЕДАЧ

**Цель работы:** ознакомиться с конструкцией ремённой передачи; построить экспериментальную зависимость коэффициента скольжения и КПД от коэффициента тяги, а также выбрать оптимальные условия работы передачи.

**Объект и средства исследования.** Изучение объекта начинается с раздела «Ремённые передачи» [1].

Ремень передаёт вращательное движение от ведущего вала к ведомому за счёт сил трения. Силы трения создаются при натяжении ремня между шкивами. Установлено, что при нормальной работе передачи окружная скорость  $v_1$  ведущего шкива оказывается несколько больше окружной скорости  $v_2$  ведомого шкива.

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000}, \quad v_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60 \cdot 1000}, \quad \text{м/с,}$$

где  $D_1, D_2$  – диаметры шкивов, мм;  $n_1$  и  $n_2$  – частота вращения соответственно ведущего и ведомого шкивов.

Неравенство скоростей оценивается коэффициентом скольжения  $\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} 100\%$ .

Степень нагруженности передачи характеризуется коэффициентом тяги

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0},$$

где  $F_0$  – сила предварительного натяжения ремня, Н;  $F_1, F_2$  – соответственно натяжение ведущей и ведомой ветви, Н;  $F_t$  – окружная сила, Н.

График зависимости коэффициента скольжения от коэффициента тяги называют тяговой характеристикой ремённой передачи или кривой скольжения. Примерный вид этой кривой показан на рис. 4.1.

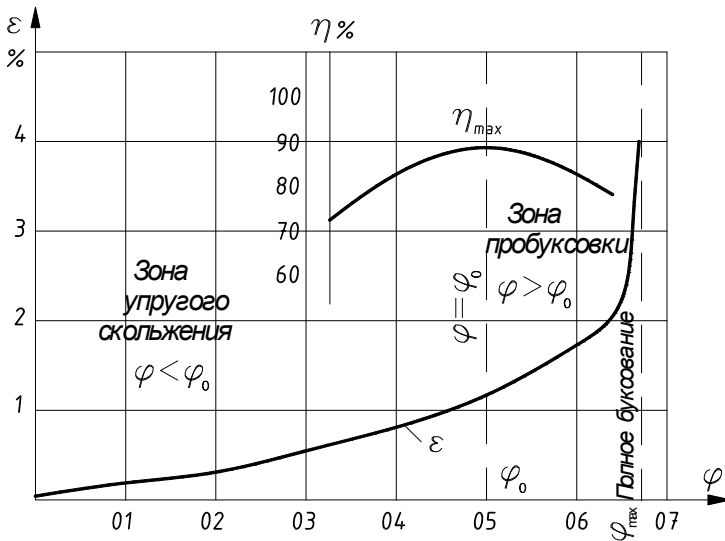


Рис. 4.1. Зависимость  $\varepsilon$  и  $\eta$  от  $\varphi$



Здесь же показана кривая зависимости КПД передачи от  $\phi$ . КПД передачи определяется по формуле

$$\eta = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1} 100\%,$$

где  $T_1$  и  $T_2$  – вращающие моменты соответственно на ведущем и ведомом шкивах.

Максимальное значение КПД соответствует критическому значению коэффициента тяги  $\phi_0$ , по которому рассчитываются допускаемые напряжения для ремней.

Схема лабораторной установки представлена на рис. 4.2. К станине 1 крепится балансирующий электродвигатель 2, имеющий возможность перемещения. На валу электродвигателя закреплён ведущий шкив 3 ремённой передачи. Ведомый шкив 4 закреплён на валу барабана колодочного тормоза 5. При вращении маховика 6 колодки тормоза прижимаются к тормозному барабану 7, создавая рабочий (тормозной) момент на ведомом валу. Тормоз охлаждается крыльчаткой вентилятора. Колодочный узел тормоза и статор ведущего электродвигателя имеют возможность поворота вокруг своих осей, при этом они перемещают призмы 8 и 9, которые воздействуют на плоские пружины 10 и 11. Измерив величины деформации пружин индикаторами 12 и 13, можно определить вращающие моменты на валах. Индикаторы

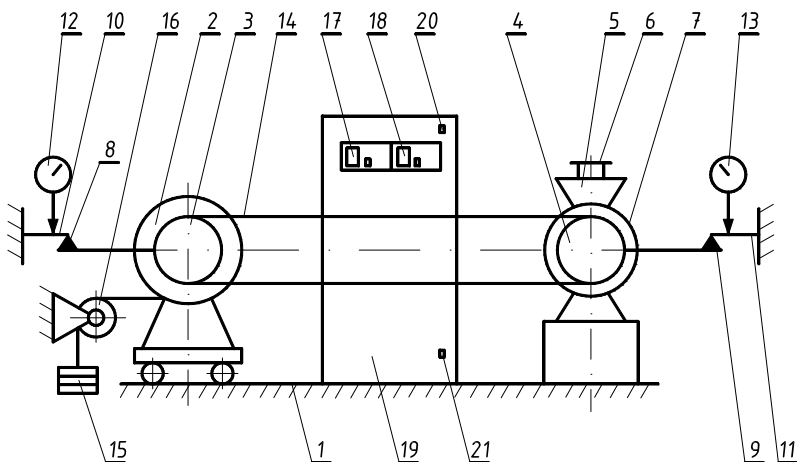


Рис. 4.2. Схема лабораторной установки

часового типа с ценой деления 0,01 мм (ГОСТ 577–68). Для успокоения колебаний статора электродвигателя и тормоза используются жидкостные успокоители. Натяжение ремня 14 осуществляется при перемещении двигателя 2 с помощью груза 15, подвешенного на тросе через блок 16.

Замер частоты вращения ведущего и ведомого валов осуществляется импульсными счётчиками 17 и 18 (типа ВИС-62), установленными на пульте управления 19. Щёточный переключатель 20 (ПР-30-4-4) позволяет одновременно включать импульсные счётчики. Включение и выключение электродвигателя осуществляется пакетным выключателем 21 (ПВ 3-10 ГОСТ 16708–84). Установка заземлена.

### Порядок выполнения работы

1. Проверить, какой ремень натянут на шкивы (клиновое или плоское).
2. Нагрузить передачу предварительно грузом 8 кг для клинового и 4 кг для плоского ремня.
3. Включить электродвигатель.
4. С помощью маховика 6 тормоза 5 производить ступенчатое нагружение ведомого шкива передачи. Фиксировать число делений  $z_2$  индикатора 13 и  $z_1$  – индикатора 12, а также количество оборотов ведущего  $n_1$  и ведомого  $n_2$  шкивов за 15 с по счётчикам 17 и 18, в последствии, умножая полученные значения чисел оборотов на 4. Нагружение шкива 2 производить постепенно на 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100 и т.д. делений индикатора 13 до полного буксования ремня.
5. В соответствии со значениями  $z_1$  и  $z_2$  определить усилия  $P_1$  и  $P_2$  нажатия призм 8 и 9 на пружины 10 и 11:  $P_1 = 1,12z_1$ ;  $P_2 = 0,91z_2$ , Н.
6. Подсчитать величины изгибающих моментов на пружинах 10 и 11:  $M_1 = P_1l_1$  и  $M_2 = P_2l_2$ , Н·м. Значения величин  $l_1$  и  $l_2$  помещены в табл. 4.1.
7. Определить величины вращающих моментов на ведущем  $T_1$  и ведомом  $T_2$  валах установки:  $T_1 = 1,78M_1$ ;  $T_2 = 1,6M_2$ , Н·м.
8. Для каждой ступени нагружения рассчитать: а) коэффициент скольжения в %; б) КПД; в) коэффициент тяги.
9. По экспериментальным данным и расчётным величинам построить графические зависимости:  $\varepsilon = f(\varphi)$ ;  $\eta = f(\varphi)$ .
10. Назначить оптимальный режим передачи, проанализировав построенные зависимости.
11. По указанию преподавателя повторить пункты 2 – 10 для другого типа ремня.
12. Сравнить результаты испытаний для клинового и плоского ремней, используя соответствующие кривые скольжения.

**Таблица 4.1**

№ п/п	Наименование	Обозначение	Величина и размерность
1	Мощность электродвигателя	$P$	1,1 кВт
2	Частота вращения электродвигателя	$n_1$	930 об/мин
3	Тип и размер ремня	ГОСТ 1284.1–89	Тип А; $l = 1400; b = 30$
4	Параметры шкивов: ведомого ведущего	$D_1$ $D_2$	0,125 м 0,125 м
5	Начальное натяжение ветвей ремня: клинового плоского	$2S_0$ $2S_0$	400 Н 200 Н
6	Вес подвески без груза Вес одного груза		10 Н 10 Н
7	Соотношение плеч рычага подвески		1:5
8	Расстояние от оси электро-двигателя до оси призмы	$l_1$	0,080 м
9	Расстояние от оси шкива тормоза до оси призмы	$l_2$	0,068 м

**4.2. Результаты измерений и расчётов**

№ пп	Результаты измерений и расчётов	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Частота вращения: ведущего шкива $n_1$ ведомого шкива $n_2$										
2	Показания индикатора: двигателя $z_1$ тормоза $z_2$										

№ пп	Результаты измерений и расчётов	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3	Усилие на пружине: двигателя $P_1$ тормоза $P_2$										
4	Вращающий момент: двигателя $T_1$ тормоза $T_2$										
5	Коэффициент скольжения $\varepsilon$ , %										
6	КПД $\eta$ , %										
7	Коэффициент тяги $\varphi$										

### Контрольные вопросы

1. Как устроена ремённая передача?
2. С какой целью фактическая длина замкнутого контура ремня берётся несколько меньше теоретической?
3. Как обеспечивается сила трения между шкивами и ремнём передачи?
4. Чем объясняется упругое скольжение ремня?
5. Зависит ли относительное удлинение ремня от свойств материала и площади поперечного сечения ремня?
6. От чего зависит величина коэффициента скольжения передачи?
7. Как оценивается степень нагруженности передачи?
8. Назовите оптимальные значения величин  $\varepsilon$ ,  $\eta$  и  $\varphi$  ременной передачи.
9. Как определяется полезное напряжение в ремне?
10. Как рассчитать напряжение в ремне от предварительного натяжения?
11. Как называется график зависимости  $\varepsilon$  от  $\varphi$ ?
12. Зависит ли величина  $\varphi$  от окружного усилия на шкивах?
13. В каких пределах изменяется допустимая величина коэффициента скольжения передачи?
14. Как определяется величина передаточного отношения ремённой передачи?
16. Какая передача, плоско- или клиноремённая, обладает большим коэффициентом тяги?

## ИСПЫТАНИЕ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ НА СДВИГ

**Цель работы:** экспериментально определить зависимость сдвигающей силы от момента закручивания гайки в болтовом соединении.

**Объект и средства исследования.** Вначале изучается раздел «Резьбовые соединения» [1]. Объект (рис. 5.1) состоит из винтового пресса 1 и болтового соединения 2.

Болтовое соединение состоит из двух пластин 3 и ползуна 4, которые сжимаются после затяжки болта 5 усилием  $F_{зат}$ . Момент закручивания гайки 6 ( $T_{зав}$ ) создаётся и контролируется динамометрическим ключом. Центрирование болта 5 относительно отверстий в пластинах 3 обеспечивается стопорными шайбами 7 и 8. Шайбы стопорятся штифтами 9. Наличие зазора между ползуном 4 и болтом 5 контролируется с помощью рисок 10 и 11. Зазор обеспечивается, если риска 11 на ползуне располагается между крайними рисками 10 на пластине.

Болтовое соединение 2 укрепляется на столе 12, который, перемещаясь при вращении маховика 13, действует на ползун 4 и создаёт усилие сдвига  $F_c$ . Это усилие создаётся при перемещении стола в пределах рабочего хода, отмеченного рисками 14 на стойке пресса. Величина усилия сдвига определяется динамометром 15 с тензодатчиками или индикатором часового типа 16. Динамометр укрепляется на верхней траверсе 17 с возможностью перемещения посредством маховика 18.

### Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с конструкцией установки при осмотре.
2. Измерить диаметр отверстия в шайбе –  $d_0$  (рис. 5.1) и наружный диаметр опорного кольца на торце гайки –  $D$ .
3. Установить стол 12 в рабочее положение (между рисками 14) вращением маховика 13.
4. Собрать (рис. 5.1) болтовое соединение 2 для заданного размера болта на столе 12. Размер резьбы указан на головке болта.
  - 4.1. Установить ползун 4 в крайнее верхнее положение относительно пластин 3.
  - 4.2. Затянуть гайку 6 рукой.
  - 4.3. Проверить неподвижность ползуна 4 в исходном положении и наличие зазора в соединении по рискам 10 и 11. Если ползун опустился под действием силы тяжести, то необходимо повторить пункт 4.1 и слегка затянуть гайку ключом.
5. Вращением маховика 18 опустить до касания динамометр 15 на ползун 4.

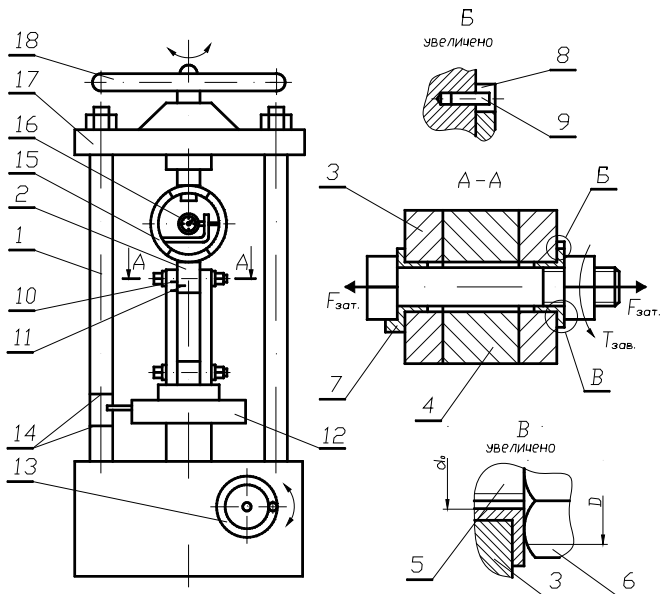


Рис. 5.1. Схема лабораторной установки

6. Затянуть гайку динамометрическим ключом. Величина момента завинчивания гайки  $T_{зав}$  отсчитывается по шкале индикатора в миллиметрах и назначается по табл. 5.1 или преподавателем. Перемещение стрелки на 0,01 мм соответствует моменту  $T_{зав} = 2770 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ .

7. С помощью маховика 18 установить индикатор 16 на нуль.

8. Нагрузить соединение сдвигающей силой  $F_c$  и измерить её величину по шкале индикатора 16. Нагрузку создать подъёмом стола 12, при равномерном вращении маховика 13. В момент сдвига деталей стрелка индикатора останавливается. После этого вращение маховика прекратить, а показание индикатора записать в табл. 5.1. Перемещение стрелки индикатора на 0,01 мм соответствует усилию сдвига  $F_c = 400 \text{ Н}$ .

9. Опустить стол 12 в исходное положение.

10. Снять усилие затяжки болта.

11. Повторить пункты 4 – 6.

12. Затянуть соединение динамометрическим ключом, уменьшая момент завинчивания на одну треть часть от первоначального, в соответствии с табл. 5.1.

13. Повторить пункты 7 – 12.

14. Повторить пункты 7 – 10.

15. Повторить пункты 4 – 14 для каждого вновь заданного размера резьбы болта.

16. Повторить пункты 4 – 15 для изменённых условий смазки.

17. Повторить пункты 4 – 15 для изменённых параметров шероховатости на поверхностях трения.

18. Заполнить таблицы 5.1 и 5.2 по результатам измерений и вычислений.

19. Построить графики зависимости  $F_c = f(T_{зав})$  по результатам испытаний.

20. Построить графики зависимости  $F'_c = f(T_{зав})$  по результатам расчётов, используя формулу

### 5.1. Результаты измерений и расчётов

Резьба болтов	Параметры испытаний	№ испытаний					
		1		2		3	
		А, мм	В	А, мм	В	А, мм	В
М20×1,5	$T_{зав}$ , Н·м	0,45		0,30		0,15	
	$F_c$ , Н						
	$F'_c$ , Н						
М18	$T_{зав}$ , Н·м	0,36		0,24		0,12	
	$F_c$ , Н						
	$F'_c$ , Н						
М16	$T_{зав}$ , Н·м	0,27		0,18		0,09	
	$F_c$ , Н						
	$F'_c$ , Н						
М16×1,5	$T_{зав}$ , Н·м	0,27		0,18		0,09	
	$F_c$ , Н						
	$F'_c$ , Н						

Примечание: А – показания индикатора; В – величина момента  $T_{зав}$  в Н·м или усилия сдвига в Н.

$$F'_c = \frac{4T_{\text{зав}} f i}{2d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + (d_0 + D) f},$$

где  $\psi = \operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_2}$  – угол подъема резьбы;  $\varphi' = \operatorname{arctg} f'$  – приведённый

угол трения;  $f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$  – приведённый коэффициент трения;

$\alpha$  – угол профиля резьбы (для метрической резьбы  $\alpha = 60^\circ$ );  $i$  – число поверхностей сдвига;  $f = 0,15$  – для смазанных поверхностей трения;  $f = 0,2$  – для поверхностей без смазки;  $T_{\text{зав}}$  – принять по табл. 5.1.

## 5.2. Параметры болтового соединения

Наименование параметров	Резьба болтов			
	M20×1,5	M18	M16	M16×1,5
Наружный диаметр $d$ , мм	20	18	16	16
Средний диаметр $d_2$ , мм	19,026	16,376	14,701	15,026
Внутренний диаметр $d_1$ , мм	18,376	15,294	13,835	14,376
Шаг резьбы $p$ , мм	1,5	2,5	2	1,5
Угол подъема резьбы $\psi$ , град				
Коэффициент трения на поверхности сдвига $f$				
Приведённый угол трения $\varphi'$ , град				
КПД резьбы $\eta = \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$				
Материал болта	Сталь 35	Сталь 35	Сталь 35	Сталь 35
Предел текучести $\delta_T$ , МПа	315	315	315	315
Допускаемое усилие затяжки $F_{\text{зат}}$ , Н				
Диаметр отверстия в шайбе $d_0$ , мм				
Наружный диаметр опорной поверхности гайки $D$ , мм				
Число поверхностей сдвига $i$	2	2	2	2



## Контрольные вопросы

1. По какой причине различаются экспериментальные и расчётные величины усилий сдвига в болтовом соединении?
2. Каким образом переводят показания индикаторов в миллиметрах в величины сил или моментов?
3. Каким образом можно определить выигрыш в силе для заданных резьбовых соединений?
4. В чём заключается условие самоторможения резьбового соединения?
5. Какое влияние на зависимость  $F_c = f(T_{зав})$  оказывают усилие затяжки соединения  $F_{зат}$ , условия смазки, материал поверхностей трения?

## Лабораторная работа 6

### ИСПЫТАНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

**Цель работы:** ознакомиться с конструкцией установки и экспериментально определить зависимость величины потерь в подшипниках от нагрузки, скорости и условий смазки.

**Объект и средства исследования.** Объектом исследования служат стандартные подшипники качения. Для исследований используется лабораторная установка, оборудованная необходимыми средствами измерения.

Изучение объекта начинается с раздела «Подшипники качения» [1].

В настоящей работе испытания подшипников проводят на установке, основной узел которой показан на рис. 6.1. Корпус 1 установлен на валу 2 посредством втулки 3 и подшипников качения 4, 12. Вал 2 приводится во вращение электродвигателем через ремённую передачу. На втулке 3 между крайними подшипниками 4 и 12 установлены два средних подшипника 5 и 11, которые служат для передачи радиальной нагрузки на вращающийся вал 2 со втулкой 3. Радиальная нагрузка создаётся винтом 7 и передаётся на средние подшипники посредством шариков 6, динамометра 8 и обоймы 10. Винт 7 в свою очередь связан с корпусом 1 через скобу 9. Момент трения в подшипниках  $T_t$  передаётся на корпус 1, который удерживается от вращения маятником (грузом) 13. Угол отклонения маятника изменяется в зависимости от величины этого момента. Шкала 14 предварительно проградуирована в кг·с·см. Указатель 15 служит для фиксации величины этого момента при различных режимах испытаний. Величина радиальной нагрузки на два подшипника  $Q$  измеряется динамометром с индикатором часового типа. Цена деления индикатора – 50 Н.

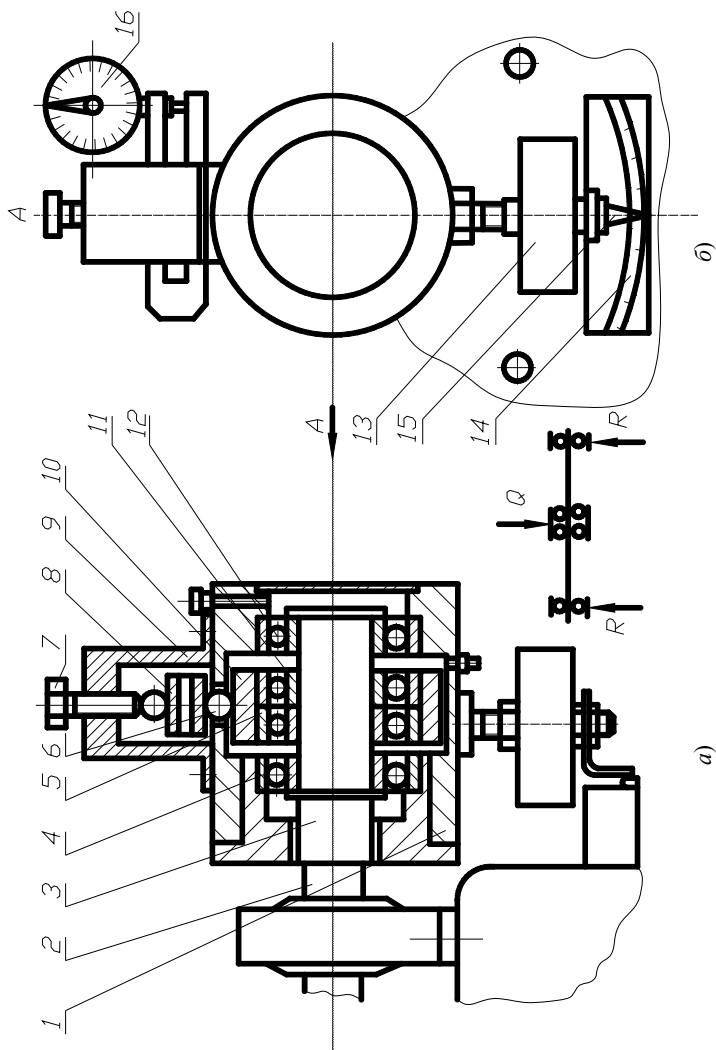


Рис. 6.1. Установка для испытания подшипников качения:  
*a* – основной узел; *б* – расчётная схема

Испытания проводятся при следующих  $n$ : 945, 1800, 2700 мин<sup>-1</sup>. Изменение угловых скоростей достигается за счёт установки на нём блока шкивов с различными диаметрами. Перестановка ремня на новую пару шкивов осуществляется при выключенном двигателе. Натяжение ремня при этом сохраняется за счёт перемещения электро-двигателя.

В корпусе 1 установлены радиальные шариковые подшипники 208. По каталогу они имеют следующие характеристики: внутренний диаметр  $d = 40$  мм, наружный диаметр  $D = 80$  мм, динамическая грузоподъёмность  $C = 25\,600$  Н.

### Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с конструкцией установки при осмотре.
2. Запустить установку на 2...5 мин для разогрева подшипников.
3. Установить стрелку индикатора 16 на нуль.
4. Снять по шкале 14 величину момента трения в подшипниках.
5. Нагрузить подшипники усилием на динамометре –  $Q = 2000$  Н.
6. Снять величину  $T_T$  по шкале 14.
7. Нагрузить подшипники последовательно по ступеням через 2000 Н, снимая показания  $T_T$  для каждой ступени. Последняя нагрузка не должна быть более 8000 Н.
8. Снять нагрузку и выключить установку.
9. Переставить ремень на следующую пару шкивов – для изменения угловой скорости вала.
10. Включить установку и повторить пункты 4 – 8.
11. Переставить ремень на следующую пару шкивов.
12. Включить установку и повторить пункты 4 – 8.
13. Заполнить корпус установки маслом до уровня, который совпадает с плоскостью, проходящей через центры нижних тел качения подшипников.
14. Включить установку и повторить пункты 4 – 12.
15. Построить графики  $T_T = f(R)$  по результатам испытаний.
16. Построить графики  $f_{пр} = f(R)$  по результатам испытаний. При этом величину приведённого условного коэффициента трения определять по формуле  $f_{пр} = \frac{T_T}{2Rd}$ .
17. По данным, полученным в результате испытаний подшипников качения, сделать выводы:

- 1) Как зависит момент трения от изменения нагрузки?
- 2) Как зависит приведённый коэффициент трения от изменения нагрузки?
- 3) Как влияет на момент трения приведённый коэффициент трения наличие смазки?

### 6.1. Результаты измерений и расчётов

№	Обозначение	1	2	3	4	5
1	$Q, \text{Н}$					
2	$R, \text{Н}$					
$n = 945 \text{ мин}^{-1}$ ; без масла						
3	$T_{\text{т}}, \text{Н}\cdot\text{м}$					
4	$f_{\text{пр}}$					
$n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ ; без масла						
5	$T_{\text{т}}, \text{Н}\cdot\text{м}$					
6	$f_{\text{пр}}$					
$n = 2700 \text{ мин}^{-1}$ ; без масла						
7	$T_{\text{т}}, \text{Н}\cdot\text{м}$					
8	$f_{\text{пр}}$					
$n = 945 \text{ мин}^{-1}$ ; с маслом						
9	$T_{\text{т}}, \text{Н}\cdot\text{м}$					
10	$f_{\text{пр}}$					
$n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ ; с маслом						
11	$T_{\text{т}}, \text{Н}\cdot\text{м}$					
12	$f_{\text{пр}}$					
$n = 2700 \text{ мин}^{-1}$ ; с маслом						
13	$T_{\text{т}}, \text{Н}\cdot\text{м}$					
14	$f_{\text{пр}}$					

## Контрольные вопросы

1. Конструкция подшипника качения.
2. Достоинства и недостатки подшипников качения.
3. Область применения подшипников качения.
4. Виды смазочных материалов, применяющихся для подшипников качения.
5. Классификация подшипников качения.
6. Маркировка подшипников качения.
7. Материалы, применяющиеся для изготовления подшипников качения.

## Лабораторная работа 7

### ИСПЫТАНИЕ КЛИНОРЕМЁННОГО ВАРИАТОРА

**Цель работы:** изучить конструкцию клиноремённого вариатора, определить его основные кинематические и нагрузочные характеристики.

**Объект и средства исследования.** Лабораторная установка представляет собой клиноремённый вариатор с двумя регулируемыми шкивами (рис. 7.1).

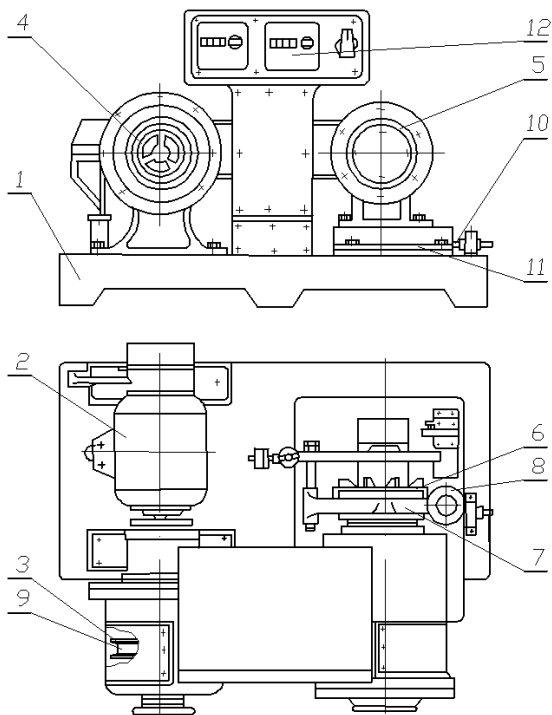
Все узлы установки и пульт управления смонтированы на литом основании 1. На валу балансирного электродвигателя 2 закреплён ведущий шкив 3, регулирование которого осуществляется с помощью маховика 4 во время работы вариатора.

Ведомый шкив 5 закреплён на валу барабана 6 колодочного тормоза, который имитирует рабочую нагрузку. Тормозной момент создаётся прижатием колодок 7 к барабану при вращении маховика 8. Регулирование ведомого шкива осуществляется при помощи пружины.

На шкивы натянут клиновый ремень 9, для натяжения которого ведомый вал перемещается с помощью винта 10 и направляющих 11.

Колодочный узел тормоза и статор электродвигателя имеют возможность поворота вокруг своих осей, при этом они воздействуют на плоские пружины. Измерив величины деформации пружин индикаторами часового типа, можно определить вращающие моменты на валах. Замер вращающих моментов также можно производить с помощью осциллографа, в этом случае тензодатчики присоединяются к осциллографу через усилитель. Для успокоения колебаний статора электродвигателя и тормоза используются жидкостные успокоители.

Замер чисел оборотов ведущего и ведомого валов осуществляется импульсными датчиками коллекторного типа и импульсными счётчиками 12, обеспечивающими отсчёт количества импульсов.



**Рис. 7.1. Лабораторный клиноремённый вариатор**

### **Порядок выполнения работы**

1. Определение основных параметров вариатора в режиме замедления.

1.1. Осмотреть установку, сравнивая её со схемой на рис. 7.1. С помощью лаборанта убедиться в наличии заземления и необходимого натяжения ремня при отсутствии нагрузки на ведомом шкиве ( $T_2 = 0$ ).

1.2. Включить электродвигатель.

1.3. Установить с помощью маховика 4 диски ведущего шкива 3 на минимальный рабочий диаметр.

1.4. Одновременно включить импульсные счётчики оборотов для ведущего  $n_1$  и ведомого  $n_{2\min}$  валов. Снять показания счётчиков за 15 с работы и занести их в табл. 7.1.

1.5. Рассчитать передаточное отношение для холостого хода

$$i_{x,x} = \frac{n_1}{n_{2\min}}$$

и занести его в таблицу.

## 7.1. Результаты измерений и расчётов

Наименование опыта	$d_1$	$d_2$	$n_1$	$n_2$	$i_{x,x}$	$T_{2max}$	$T_2$	$T_1$	$\varepsilon$	$\eta$	Д
Определение параметров вариатора в режиме замедления	$d_{1min}$	$d_{2max}$									
Определение параметров вариатора в режиме ускорения	$d_{1max}$	$d_{2min}$									
Расчёт диапазона регулирования вариатора											

1.6. Рассчитать коэффициент скольжения  $\varepsilon = \frac{n_1 - n_{2min} i_{x,x}}{n_1}$  и за-

нести его в таблицу (если счётчики исправны и ошибки при снятии показаний отсутствуют, то  $\varepsilon$  должен быть равен нулю).

1.7. С помощью маховика  $\delta$  плавно нагружить ведомый шкив вращающим моментом до максимальной величины  $T_{2max}$ . Величину момента зафиксировать после прекращения его роста (в числе делений индикатора). Время действия максимального момента  $T_{2max}$  должно быть минимальным, во избежание перегрева ремня при начальном буксовании ведомого шкива. Снять нагрузку, плавно вращая маховик  $\delta$  в противоположном направлении.

1.8. Значение момента  $T_{2max}$  занести в таблицу (в числе делений индикатора).

1.9. Выключить двигатель и сделать паузу для охлаждения ремня.

1.10. Включить электродвигатель.

1.11. Нагрузить ведомый шкив моментом  $T_2 = 0,6T_{2max}$  и снять показания индикаторов и счётчиков для ведомого и ведущего шкивов:  $T_1, T_2, n_1, n_2$ . Показания счётчиков снимаются за 15 с.

1.12. Снять нагрузку и выключить электродвигатель.

1.13. Показания приборов занести в таблицу.

1.14. Рассчитать коэффициент относительного скольжения по формуле  $\varepsilon = \frac{n_1 - n_2 i_{x,x}}{n_1}$ .

1.15. Результаты расчётов занести в таблицу.

1.16. Рассчитать передаточное отношение по формуле  $i = \frac{n_1}{n_2}$ .

1.17. Рассчитать величину коэффициента полезного действия вариатора  $\eta = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1}$ .

1.18. Результаты расчётов занести в таблицу.

2. Определение основных параметров для режима ускорения.

2.1. Включить электродвигатель.

2.2. С помощью шкива 4 установить ремень на максимальный диаметр  $d_1$ .

2.3. Повторить пункты 1.4 – 1.18 для режима ускорения.

3. Рассчитать диапазон регулирования по формуле  $D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}}$  и занести его величину в таблицу.

4. Сравнить результаты испытаний и сделать выводы.

### Контрольные вопросы

1. Для какой цели предназначены вариаторы?

2. Как осуществляется регулирование частоты вращения ведомого вала в вариаторах?

3. Назовите основные характеристики фрикционного вариатора.

4. Покажите на рисунке основные элементы лабораторной установки для испытаний клиноременного вариатора.

5. Как измеряются величины скоростей и нагрузок в данной лабораторной работе?



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

---

Курсовое проектирование по курсу «Детали машин и основы конструирования» является наиболее эффективным этапом в процессе усвоения дисциплины и инженерной подготовки студентов. Процесс проектирования требует разносторонних знаний, творческой фантазии, изобретательности, развивает самостоятельность, чувство ответственности.

В курсовом проекте проектирование редуктора не является самоцелью. Для проектирования редуктор выбран лишь как объект, на котором студенты практически знакомятся с элементами машин, усваивают техническую терминологию, учатся технически мыслить, проявлять творческий подход к решению задач, знакомятся с процессом проектирования, с конструкторской документацией и т.д.

В таком аспекте проектирование привода, в том числе входящего в привод редуктора, является процессом, наиболее отвечающим выполнению задач, стоящих перед курсовым проектированием.

В пособии даны последовательность выполнения лабораторных работ, описание объектов и средств исследования, расчётные зависимости и контрольные вопросы.

Выполняя лабораторные работы, студент вырабатывает у себя навыки самостоятельной исследовательской работы, развивает наблюдательность, прививает умение излагать наблюдение и делать на основании их выводы и обобщения.

Усвоение студентами содержания учебного пособия позволит им закрепить, углубить и обобщить теоретический материал изучаемой дисциплины, практически применить расчёты и выводы, развить чувство соразмерности и правильности форм, придаваемых частям машин, навыка в чтении чертежей, умение самостоятельно пользоваться литературным материалом, государственными стандартами и всевозможными нормативами и другими техническими материалами.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

---

1. **Иванов, М. Н.** Детали машин / М. Н. Иванов, В. Н. Финегонов. – Москва : Высшая школа, 2008. – 408 с.
2. **Гузенков, П. Г.** Детали машин / П. Г. Гузенков. – Москва : Высшая школа, 1986. – 359 с.
3. **Проектирование** механических передач / С. А. Чернавский и др. – Москва : Машиностроение, 1984. – 558 с.
4. **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев. – 7-е изд. перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1992. – Т. 1. – 720 с.
5. **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев. – 7-е изд. перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1992. – Т. 2. – 720 с.
6. **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев. – 7-е изд. перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1992. – Т. 3. – 748 с.
7. **Детали машин:** Атлас конструкций / под ред. Д. Н. Решетова. – Москва, 1992. – 352 с.
8. **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Москва, 1985. – 416 с.
9. **Иванов, М. Н.** Детали машин. Курсовое проектирование / М. Н. Иванов, В. Н. Иванов. – Москва, 1975. – 551 с.
10. **Курсовое** проектирование деталей машин / под ред. В. Н. Кудрявцева. – Ленинград, 1983. – 400 с.
11. **Решетов, Д. Н.** Детали машин / Д. Н. Решетов. – Москва, 1974. – 520 с.
12. **Пронин, Б. А.** Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) / Б. А. Пронин. – Москва : Машиностроение, 1980. – 320 с.
13. **Проектирование** вариаторов : метод. указания / сост. : Ю. В. Воробьев, А. Д. Ковергин, Л. Х. Никитина. – Тамбов, 1993. – 29 с.
14. **Коробки** передач : метод. указания / сост. Н. Ф. Попов и др. – Тамбов, 1979. – 32 с.
15. **Проектирование** планетарных передач : метод. указания / сост. : А. Д. Ковергин, Л. Х. Никитина, Н. Ф. Майникова. – Тамбов, 1993. – 36 с.
16. **Детали** машин в примерах и задачах / С. Н. Ничипорчик и др. – Москва : Высшая школа, 1981. – 432 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

### П.1. Средние значения КПД различных передач (с учётом потерь в подшипниках)

Тип передачи	Значение КПД	
	в масляной ванне	открытая
Зубчатая цилиндрическая	0,95...0,97	0,94...0,96
Зубчатая коническая	0,95...0,96	0,93...0,95
Червячная, при числе заходов червяка:		
$z = 1$	0,70...0,75	0,44...0,48
$z = 2$	0,75...0,85	
$z = 4$	0,85...0,93	
Цепная	0,94...0,96	0,92...0,95
Плоскоремённая		0,95...0,98
Клиноремённая		0,94...0,97

Пр и м е ч а н и е : КПД соединительных муфт принять равным 0,99.

## П.2. Передаточные числа отдельных передач

Тип передачи	Средние значения	Наибольшее значение
Зубчатая передача редуктора:		
а) цилиндрическими колёсами:		
прямозубыми	3...4	12,5
косозубыми	3...5	12,5
шевронными	4...6	12,5
б) коническими колёсами	2...3	6
Открытая зубчатая передача цилиндрическими колёсами	4...6	20
Червячная:		
редуктора	8...40	90
открытая	15...60	100
Цепная	3...4	8
Ремённая:		
плоскоремённая открытая	2...4	10
плоскоремённая с натяжным роликом	3...5	15
клиноремённая	2...4	10

## П.3. Модули эвольвентных зубчатых передач по ГОСТ 9563–60 [1]

Первый ряд: 1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25.

Второй ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 22; 28.

Примечание. Первый ряд следует предпочитать второму.

**II.4. Рекомендуемые передаточные отношения в зависимости от числа ступеней редуктора**

Редуктор	Редукторы		
	одноступенчатые	двухступенчатые	трёхступенчатые
Цилиндрический	1,6...8,0	7,1...50,0	25...250
	2,0...6,3	8...40	31,5...180,0
Планетарный	3,15...12,50	10...125	63...1000
	4...10	16...100	80...500
Волновой	63...400	–	–
	80...315		
Конический	1,0...6,3	–	–
	1...5		
Коническо-цилиндрический	–	6,3...40,0	20...200
		6,3...31,5	25...140
Червячный	8...80	63...4000	–
	8...63	63...2500	
Червячно-цилиндрический	–	25...400	200...2000
		40...250	250...1250
Цилиндро-червячный	–	16...160	–
		16...200	

## II.5. Механические свойства сталей

Марка стали	Диаметр $D$ , мм	Ширина $S$ , мм	НВ сердцевины	HRC поверхности	$\sigma_b$	$\sigma_T$	Термическая обработка
					МПа		
Ст3	Любой	Любая	–	–	400	220	Горячекатаная
35	»	»	163...192	–	550	270	Нормализация
45	»	»	179...207	–	600	320	»
45	125	80	235...262	–	780	540	Улучшение
45	80	50	269...302	–	890	650	»
40X	200	125	235...262	–	790	640	»
40X	125	80	269...302	45...50	900	750	Улучшение + закалка ТВЧ
35ХМ	315	200	235...262	–	800	670	Улучшение
40ХН	315	200	235...262	–	800	630	Улучшение
45Л	315	200	207...235	–	680	440	Улучшение

## II.6. Материалы для червячных колёс

Группа	Материал	Способ отливки	Механические свойства, МПа	
			$\sigma_b$	$\sigma_T$
I б	БрО5Ц5С5	К	200	90
		З	145	80
II а	БрА9Ж3Л	Ц	530	245
		К	500	230
		З	425	195
II б	ЛЦ23А6Ж3Мц2	Ц	500	330
		К	450	295
		З	400	260
III	СЧ 18	З	355**	–
	СЧ 15	З	315**	–

\* Материалы разделены на группы по сопротивляемости заеданию.

\*\* Приведены значения  $\sigma_{вн}$ .

Принятые обозначения: Ц – центробежная; К – в кокиль; З – в землю.

**П.7. Трёхфазные асинхронные короткозамкнутые двигатели  
серии 4А (ГОСТ 20459–87) [6].**

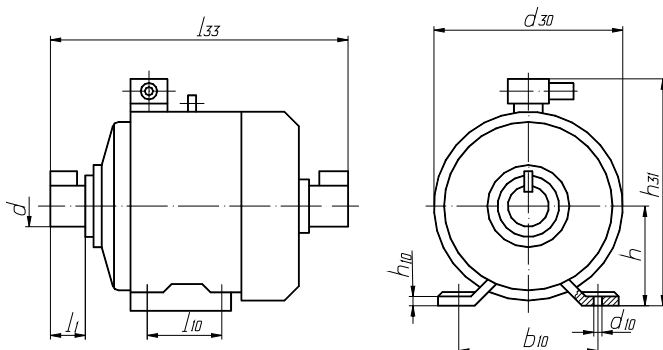
**Параметры двигателей основного исполнения**

Тип двигателя	Мощность, кВт	Отношение вращающего момента к номинальному			
		макси- мального	начального пускового	мини- мального	
<i>Синхронная частота вращения 3000 мин<sup>-1</sup></i>					
4АА63В2У3	0,55	2,2	2,0	1,2	
4А71А2У3	0,75		2,0	1,2	
4А71В2У3	1,1		2,0	1,2	
4А80А2У3	1,5		2,0	1,2	
4А80В2У3	2,2		2,0	1,2	
4А90L2У3	3,0		2,0	1,2	
4А100S2У3	4,0		2,0	1,2	
4А100L2У3	5,5		2,0	1,2	
4А112M2У3	7,5		2,0	1,0	
4А132M2У3	11,0		1,6	1,0	
4А160S2У3	15,0		1,4	1,0	
4А160M2У3	18,5		1,4	1,0	
4А180S2У3	22,0		1,4	1,0	
4А180M2У3	30,0		1,4	1,0	
<i>Синхронная частота вращения 1500 мин<sup>-1</sup></i>					
4А71А4У3	0,55		2,2	2,0	1,6
4А71В4У3	0,75	2,0		1,6	
4А80А4У3	1,1	2,0		1,6	
4А80В4У3	1,5	2,0		1,6	
4А90L4У3	2,2	2,0		1,6	
4А100S4У3	3,0	2,0		1,6	
4А100L4У3	4,0	2,0		1,6	
4А112M4У3	5,5	2,0		1,6	
4А132S4У3	7,5	2,0		1,6	
4А132M4У3	11,0	2,0		1,6	
4А160S4У3	15,0	1,4		1,0	
4А160M4У3	18,5	1,4		1,0	
4А180S4У3	22,0	1,4		1,0	
4А180M4У3	30,0	1,4		1,0	

Тип двигателя	Мощность, кВт	Отношение вращающего момента к номинальному		
		макси- мального	начального пускового	мини- мального
<i>Синхронная частота вращения 1000 мин<sup>-1</sup></i>				
4A71B6Y3	0,55	2,2	2,0	1,6
4A80A6Y3	0,75	2,2	2,0	1,6
4A80B6Y3	1,1	2,2	2,0	1,6
4A90L6Y3	1,5	2,2	2,0	1,6
4A100L6Y3	2,2	2,2	2,0	1,6
4A112MA6Y3	3,0	2,2	2,0	1,6
4A112MB6Y3	4,0	2,2	2,0	1,6
4A132S6Y3	5,5	2,2	2,0	1,6
4A132M6Y3	7,5	2,2	2,0	1,6
4A160S6Y3	11,0	2,0	1,2	1,0
4A160M6Y3	15,0	2,0	1,2	1,0
4A180M6Y3	18,5	2,0	1,2	1,0
4A200L6Y3	30	2,0	1,2	1,0
<i>Синхронная частота вращения 750 мин<sup>-1</sup></i>				
4A80B8Y3	0,55	1,7	1,6	1,2
4A90LA8Y3	0,75	1,7	1,6	1,2
4A90LA8Y3	1,1	1,7	1,6	1,2
4A100L8Y3	1,5	1,7	1,6	1,2
4A112MA8Y3	2,2	2,2	1,8	1,4
4A112MB8Y3	3,0	2,2	1,8	1,4
4A132S8Y3	4,0	2,2	1,8	1,4
4A132M8Y3	5,5	2,2	1,8	1,4
4A160S8Y3	7,5	2,2	1,4	1,0
4A160M8Y3	11,0	2,2	1,4	1,0
4A180M8Y3	15,0	2,0	1,4	1,0



## II.8. Геометрические размеры двигателя



Тип двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры, мм, не более			Установочные и присоединительные размеры, мм							Масса, кг			
		$l_{33}$	$h_{31}$	$d_{30}$	$d$	$l_1$	$l_{10}$	$d_{10}$	$b_{10}$	$h$	$h_{10}$				
4AA63	2, 4, 6	250	164	138	14	30	80	7	100	63	7	6,3			
4A71	2, 4, 6, 8	330	201/233	170	19	40	90	7	112	71	9	15,1			
4A80A	2, 4, 6, 8	355	218/240	186	22	50	100	10	125	80	10	17,5			
4A80B	2, 4, 6, 8	375										20,0			
4A90L	2, 4, 6, 8	405	243/260	208	24		125	10	140	90	11	28,7			
4A100S	2, 4, 6, 8	427	265/280	235	28	60	112	12	160	100	12	36			
4A100L	2, 4, 6, 8	457					140					42			
4A112M	2, 4, 6, 8	534	310	260	32	80	140	12	190	112	12	56			
4A132S	4, 6, 8	560	350	302	38		140					216	132	13	77
4A132M	2, 4, 6, 8	610					178								93
4A160S	2	737	430	358	42	10	178	15	254	160	18	130			
	4, 6, 8				135										
4A160M	2	780			48		210					145			
	4, 6, 8				160										
4A180S	2	778	470	410	48	203	15	279	180	20	165				
	4, 6, 8				55						175				
4A200L	2	925	535	450	55	110	305	19	318	200	24	280			
	4, 6, 8	945			60							140	310		

**П.9. Параметры вариаторов с широким ремнём  
по ГОСТ 24848.1–81**

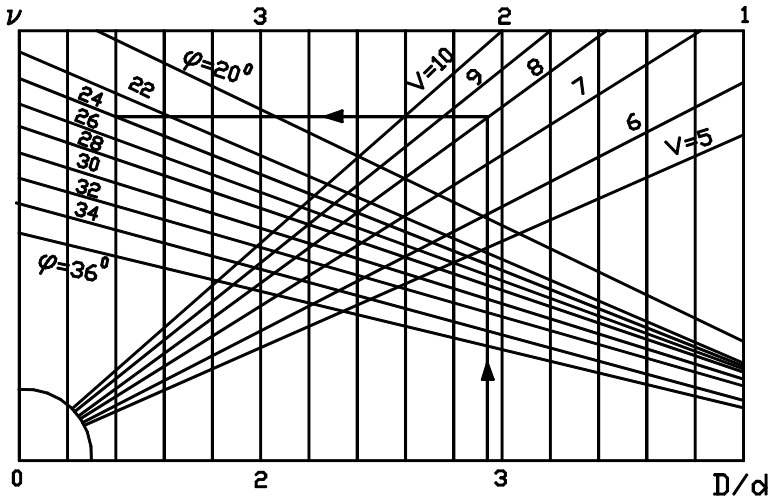
Группа вариаторов		А			Б			В		
Вид ремня		Зубчатый			Зубчатый			Сплошной		
Угол канавки φ		26°			28°			28°		
Тип ремня	$v = \frac{b_p}{h}$	Параметры								
		φ	$\frac{D}{d}$	Д	φ	$\frac{D}{d}$	Д	φ	$\frac{D}{d}$	Д
1-В	3,1	5,5	3,0	9,0	8,5	2,2	4,9	12,5	1,В	3,2
2-В	2,25	–	–	–	8,0...9,6	1,8...1,7	3,0...3,5	–	–	–
СВ	2,0	6,7	1,9	3,5	8,0...8,6	1,6	2,6	12...14	1,4	2,0

Пр и м е ч а н и е : группа А – вариаторы малой мощности с повышенным диапазоном регулирования; группа Б – средней мощности и среднего диапазона регулирования; группа В – повышенной мощности и низкого диапазона регулирования.

**П.10. Допускаемая мощность и минимальные диаметры шкивов  
для широких ремней по ГОСТ 24848.1–81**

Ремень						А		Б		В	
Тип	Размеры сечений и погонный вес					d, мм	P <sub>0</sub> , кВт	d, мм	P <sub>0</sub> , кВт	d, мм	N <sub>0</sub> , кВт
	h <sub>p</sub> , мм	b <sub>p</sub> , мм	h, мм	q, Н/мм	A, мм <sup>2</sup>						
1-В20	1,7	20	6,5	1,6	130	36	0,7	–	–	–	–
1-В25	2,0	25	8,0	2,5	196	45	1,35	67	1,9	95	2,9
1-В-32	2,5	32	10,0	3,9	310	56	2,25	85	3,1	120	4,6
1-В-40	3,2	40	13,0	6,3	508	71	3,6	106	5,2	160	7,8
1-В50	4,0	50	16,0	9,6	770	90	6,0	135	9,0	200	13,5
2В-25	3,6	25	11,0	3,5	271	–	–	90	3,5	–	–
2В-32	4,6	32	14,0	5,5	445	–	–	112	5,9	–	–
СВ-25	3,8	25	12,5	3,3	265	84	3,7	106	5,5	150	8,1
СВ-32	4,8	32	15,0	5,2	412	106	5,2	130	7,8	200	11,8

**П.11. Номограмма для определения основных параметров  
вариаторов с широким ремнём**



**П.12. Предпочтительные числа для длины ремня  
по ГОСТ 1284.3-96**

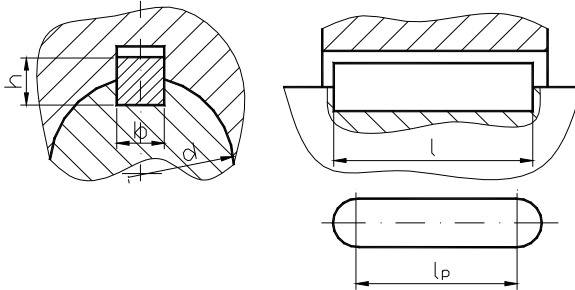
Ряды	Длина ремня, мм								
	R20	560	—	630	—	710	—	800	—
R40	560	600	630	670	710	750	800	850	900
R20	—	1000	—	1120	—	1250	—	1400	—
R40	950	1000	1060	1120	1180	1250	1320	1400	1500
R20	1600	—	1800	—	2000	—	2240	—	2500
R40	1600	1700	1800	1900	2000	2120	2240	2360	2500

### П.13. Допускаемые напряжения в сварных швах при статическом нагружении для малоуглеродистых и низколегированных сталей

Напряжённое состояние	Тип шва	Способ сварки	Допускаемые напряжения
Растяжение, сжатие $[\sigma_p']$	Стыковой	Дуговая, контактная, автоматическая, полуавтоматическая, ручная	$[\sigma_p]$
Срез $[\tau_{ср}']$	Угловой	Автоматическая, полуавтоматическая, ручная	$0,65[\sigma_p]$ $0,6[\sigma_p]$

Примечание:  $[\sigma_p] = \sigma_t/S$  – допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей. Для углеродистых сталей  $S = 1,4 \dots 1,6$ , а для легированных –  $S = 1,5 \dots 1,7$ .

### П.14. Размеры сечений для призматических шпонок (ГОСТ 23360–78) [4]

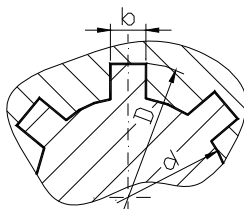


Диаметр вала, мм	Размеры сечения шпонки, мм											
	Св. 12 до 17	Св. 17 до 22	Св. 22 до 30	Св. 30 до 38	Св. 38 до 44	Св. 44 до 50	Св. 50 до 58	Св. 58 до 65	Св. 65 до 75	Св. 75 до 85	Св. 85 до 95	Св. 95 до 110
Ширина $b$	5	6	7, 8	10	12	14	16	18	20	22	24, 25	28
Высота $h$	5	6	7	8	8	9	10	11	12	14	14	16

Примечания: 1. Расчётная длина шпонки –  $l_p$  определяется из условия расчёта на прочность по напряжениям смятия.

2. Полная длина –  $l = l_p + b$ .

**П.15. Размеры сечений для прямобочных шлиц  
(ГОСТ 23360–78) [4]**



Размеры, мм

Номинальный размер  $z \times d \times D \times b$ , где  $z$  – число шлиц

Лёгкая серия	Средняя серия	Тяжёлая серия
6×23×26×6	6×13×16×3,5	10×16×20×2,5
6×26×30×6	6×16×20×4	10×18×23×3
6×28×32×7	6×18×22×5	10×21×26×3
8×32×36×6	6×21×25×5	10×23×29×4
8×36×40×7	6×23×28×6	10×26×32×4
8×42×46×8	6×26×32×6	10×28×35×4
8×42×46×8	6×28×34×7	10×32×40×5
8×42×46×8	8×32×38×6	10×36×45×5
8×42×46×8	8×36×42×7	10×42×52×6
8×42×46×8	8×42×48×8	10×46×56×7
8×42×46×8	8×46×54×9	16×52×60×5
	8×52×60×10	16×56×65×5
	8×56×65×10	16×62×72×6
	8×62×72×12	16×72×82×7
	10×72×82×12	20×82×92×6
		20×92×102×7
		20×102×115×8

**П.16. Размеры метрической резьбы (мм) для болтов и винтов  
(ГОСТ 8724–2002)**

Номинальный или наруж- ный диаметр резьбы $d$	Резьба с крупным шагом			Резьба с мелким шагом		
	шаг резьбы $p$	внутренний диаметр $d_1$	средний диаметр $d_2$	шаг резьбы $p$	внутренний диаметр $d_1$	средний диаметр $d_2$
6	1	4,918	5,350	0,75	5,188	5,513
8	1,25	6,647	7,188	1	6,918	7,350
10	1,5	8,376	9,026	1,25	8,647	9,188
12	1,75	10,106	10,863		10,647	11,188
(14)	2	11,835	12,701	1,5	12,376	13,026
16	2	13,835	14,701		14,376	15,026
(18)	2,5	15,294	16,376		16,376	17,026
20	2,5	17,294	18,376		18,376	19,026
24	3	20,752	22,051	2	21,835	22,701
30	3,5	26,211	27,727		27,835	28,701
36	4	31,670	33,402	3	32,752	34,051
42	4,5	37,129	39,077		38,752	40,051

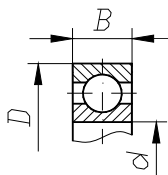
Примечания: 1. Размеры в скобках менее предпочтительны.  
2. Рабочая высота профиля  $H_1 = 0,541p$ .

**П.17. Размеры трапецидальной резьбы (мм) для винтов  
(ГОСТ 24737–81)[4]**

Наружный диаметр резьбы $d$	Резьба с крупным шагом			Наружный диаметр резьбы $d$	Резьба с мелким шагом		
	шаг резьбы $p$	внутренний диаметр $d_1$	средний диаметр $d_2$		шаг резьбы $p$	внутренний диаметр $d_1$	средний диаметр $d_2$
16	2	13,5	15	40	3	36,5	38,5
	4	11,5	14		6	33	37
					10	29	35
20	2	17,5	19	(44)	3	40,5	42,5
	4	15,5	18		7	36	40,5
					12	31	38
26	3	23,5	25	50	3	46,5	48,5
	5	20	13,5		8	41	46
	8	17	22		12	37	44
32	3	28,5	30,5	(55)	3	51,5	53,5
	6	25	29		8	46	51
	10	21	27		12	42	49
(36)	3	32,5	24,5	60	3	56,5	58,5
	6	29	33		8	51	56
	10	25	31		12	47	54

Примечания: 1. Размеры в скобках менее предпочтительны.  
2. Рабочая высота профиля  $H_1 = 0,5p$ .

**П.18. Шарикоподшипники радиальные однорядные  
по ГОСТ 8338–75 [6]**

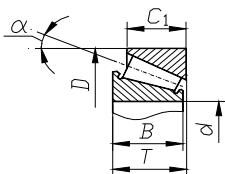


Размеры, мм

Обозначение	$d$	$D$	$B$	Грузоподъёмность, кН		Обозначение	$d$	$D$	$B$	Грузоподъёмность, кН	
				$C$	$C_0$					$C$	$C_0$
<i>Лёгкая серия</i>						<i>Средняя серия</i>					
200	10	30	9	5,9	2,65	304	20	52	15	15,9	7,8
201	12	32	10	6,89	3,1	305	25	62	17	22,5	11,4
202	15	35	11	7,8	3,55	306	30	72	19	28,1	14,6
203	17	40	12	9,56	4,5	307	35	80	21	33,2	18,0
204	20	47	14	12,7	6,2	308	40	90	23	41,0	22,4
205	25	52	15	14,0	6,95	309	45	100	25	52,7	30,0
206	30	62	16	19,5	10	310	50	110	27	61,8	36,0
207	35	72	17	25,5	13,7	311	55	120	29	71,5	41,5
208	40	80	18	32,0	17,8	312	60	130	31	81,9	48,0
209	45	85	19	33,2	18,6	313	65	140	33	92,3	56,0
210	50	90	20	35,1	19,8	314	70	150	35	104	63,0
211	55	100	21	43,6	25,0	315	75	160	37	112	72,5
212	60	110	22	52	31,0	316	80	170	39	124	80,0
213	65	120	23	56	34	317	85	180	41	133	90,0
214	70	125	24	61,8	37,5	318	90	190	43	143	99,0



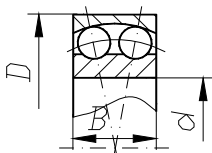
## П.19. Роликоподшипники конические однорядные по ГОСТ 27365–87



Размеры, мм

Обозначение	$d$	$D$	$B$	$C_1$	$T$		$\alpha$ , град	Грузоподъёмность, кН	
					max	min		$C$	$C_0$
<i>Лёгкая серия</i>									
7203A	17	40	12	11	13,5	13	12	17,9	12
7204A	20	47	14	12	15,5	15	14	26	16,6
7205A	25	52	15	13	16,5	16	14	29,2	21
7206A	30	62	16	14	17,5	17	14	38	25,5
7207A	35	72	17	15	18,5	18	14	48,4	32,5
7208A	40	80	20	16	20	19,5	14	58,3	40
7209A	45	85	19	16	21	20,5	15	62,7	50
7210A	50	90	21	17	22	21,5	14	70,4	55
7211A	55	100	21	18	23	22,5	15	84,2	61
7212A	60	110	23	19	24	23,5	13	91,3	70
7214A	70	125	26	21	26,5	26	14	108	78
7216A	80	140	26	22	28,5	28	16	119	89
<i>Средняя серия</i>									
7305A	25	62	17	15	18,5	18	14	41,8	28
7306A	30	72	19	17	21	20,5	14	52,8	39
7307A	35	80	21	18	23	22,5	12	68,2	50
7308A	40	90	23	20	25,5	25	11	80,9	56
7309A	45	100	25	22	27,5	27	11	101	72
7310A	50	110	27	23	29,5	29	12	117	90
7311A	55	120	29	25	32	31	12	134	110
7312A	60	130	31	27	34	33	12	16	120
7313A	65	140	33	28	38,5	35,5	12	183	150
7313A	70	150	35	30	38,5	37,5	12	209	170
7315A	75	160	37	31	40,5	39,5	12	229	185

**П.20. Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные  
по ГОСТ 28428–90**



Размеры, мм

Обозначение	$d$	$D$	$B$	Грузоподъёмность, кН		Факторы приведённой нагрузки*		
				$C$	$C_0$	$e$	$Y$	
							$F_a / (F_r V) \leq e$	$F_a / (F_r V) > e$

*Лёгкая серия*

1208	40	80	18	19	8,55	0,219	2,87	4,42
1209	45	85	19	21,6	9,6	0,212	2,972	4,599
1210	50	90	20	22,9	10,8	0,214	3,134	4,850
1211	55	100	21	26,5	13,3	0,195	3,232	5,002
1212	60	110	22	30,2	15,5	0,185	3,407	5,273
1213	65	120	23	31,2	17,2	0,170	3,705	5,734
1214	70	125	24	34,5	18,7	0,179	3,509	5,431
1215	75	130	25	39	21,5	0,175	3,596	5,566
1216	80	140	26	39,7	23,5	0,160	3,944	6,105
1217	85	150	28	48,8	28,5	0,171	3,689	5,710
1218	90	160	30	57,2	32	0,168	3,758	5,815
1220	100	180	34	68,9	40,5	0,173	3,634	5,625

Продолжение табл. П.20

Обозначение	$d$	$D$	$B$	Грузоподъёмность, кН		Факторы приведённой нагрузки *		
				$C$	$C_0$	$e$	$Y$	
							$F_a/(F_rV) \leq e$	$F_a/(F_rV) > e$
<i>Средняя серия</i>								
1310	50	110	27	43,6	17,5	0,235	2,676	4,141
1311	55	120	29	50,7	22,5	0,234	2,696	4,173
1312	60	130	31	57,2	26,5	0,225	2,8	4,334
1313	65	140	33	61,8	29,5	0,226	2,785	4,311
1314	70	150	35	74,1	35,5	0,224	2,813	4,354
1315	75	160	37	79,3	38,5	0,222	2,837	4,39
1316	80	170	39	88,4	42	0,216	2,918	4,515
1317	85	180	41	97,5	48,5	0,217	2,898	4,485
1318	90	190	43	117	56	0,224	2,817	4,360
1320	100	215	47	143	72	0,236	2,673	4,137
*Примечание. При $F_a/(F_rV) \leq e$ $X=1$ , при $F_a/(F_rV) > e$ $X=0,65$ .								

**П.21. Коэффициенты  $X$  и  $Y$   
для однорядных подшипников качения**

Тип подшипника	$F_a / C_0$	$F_a / (F_r V) \leq e$		$F_a / (F_r V) > e$		$e$
		$X$	$Y$	$X$	$Y$	
Радиальные шариковые	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028				1,99	0,22
	0,056				1,75	0,28
	0,084				1,55	0,30
	0,11				1,45	0,34
	0,17				1,31	0,38
	0,28				1,15	0,42
	0,42				1,04	0,44
0,56	1,00					
Роликовые конические		1	0	0,4	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \operatorname{ctg} \alpha$

## ОГЛАВЛЕНИЕ

---

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ .....	4
1.1. Основные требования к оформлению расчётно-пояснительной записки и чертежей .....	4
1.2. Последовательность работы над проектом .....	12
1.3. Кинематические и силовые расчёты привода .....	13
1.4. Защита курсового проекта .....	15
1.5. Задания к курсовым проектам .....	16
1.6. Примеры расчётов .....	27
2. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ .....	114
2.1. Основные требования к оформлению и выполнению лабораторных работ .....	114
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	151
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	152
ПРИЛОЖЕНИЕ .....	153

Учебное электронное издание

ВОРОБЬЕВ Юрий Валентинович  
КОВЕРГИН Алексей Дмитриевич  
РОДИОНОВ Юрий Викторович и др.

# **ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

Учебное пособие

Редактор Л. В. Комбарова  
Инженер по компьютерному макетированию М. Н. Рыжкова

Подписано к изданию 19.03.2014.  
Заказ № 126

Издательско-полиграфический центр ФГБОУ ВПО «ТГТУ»  
392000, Тамбов, ул. Советская, 106, к. 14.  
Тел./факс (4752) 63-81-08, 63-81-33. E-mail: izdatelstvo@admin.tstu.ru



