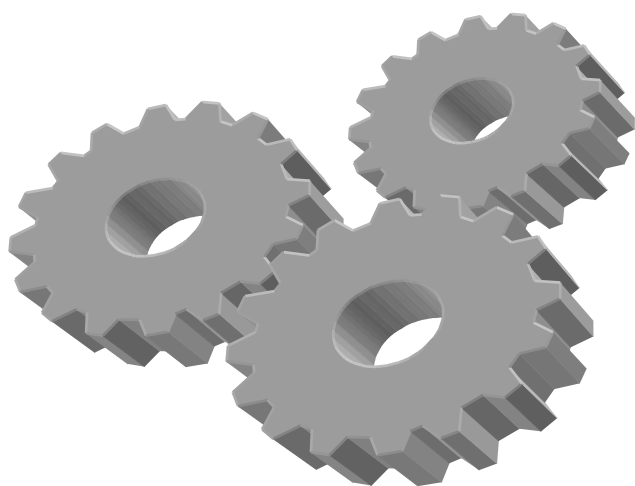


**Ю.В. ВОРОБЬЕВ, А.Д. КОБЕРГИН,
Ю.В. РОДИОНОВ, П.А. ГАЛКИН**

ДЕТАЛИ МАШИН



Издательство ТГТУ

Учебное издание

Воробьев Юрий Валентинович
Ковергин Алексей Дмитриевич
Родионов Юрий Викторович
Галкин Павел Александрович

ДЕТАЛИ МАШИН

Учебно-методическое пособие

Редактор З.Г. Чернова
Компьютерное макетирование М.А. Филатовой

Подписано в печать 12.01.04
Формат 60 × 84 / 16. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Гарнитура Times New Roman. Объем: 5,58 усл. печ. л.; 6,0 уч.-изд. л.
Тираж 150 экз. С. 9^М

Издательско-полиграфический центр
Тамбовского государственного технического университета,
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14
Министерство образования Российской Федерации
Тамбовский государственный технический университет

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

ДЕТАЛИ МАШИН

Учебно-методическое пособие по курсовому проектированию
и практическим занятиям
для студентов дневного и заочного отделений
специальностей 120100, 170500, 170600, 311300, 311900

Тамбов
Издательство ТГТУ
2004

УДК 621.86.01
ББК 34.42
В 75

Рецензенты:
Доктор технических наук, профессор
В.Ф. Першин
Кандидат технических наук
В.Н. Шашков

Воробьев Ю.В., Ковергин А.Д., Родионов Ю.В., Галкин П.А.

В 75 Детали машин: Учебно-методическое пособие. Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2004. 96 с.

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.

Предназначено для студентов дневного и заочного отделения специальностей 120100, 170500, 170600, 311300, 311900.

УДК 621.86.01
ББК 34.42

© Тамбовский государственный
технический университет (ТГТУ),
2004
© Воробьев Ю.В., Ковергин А.Д.,
Родионов Ю.В., Галкин П.А., 2004

ВВЕДЕНИЕ

Курсовое проектирование по деталям машин развивает навыки самостоятельной и творческой работы студентов. Студент должен уметь:

- подбирать справочную литературу, ГОСТы, а также графические материалы (прототипы) при проектировании;
- выбирать наиболее подходящие материалы для деталей машин и рационально их использовать;
- выполнять расчеты деталей, узлов и механизмов в машинах, пользуясь справочной литературой, ГОСТами и другой нормативной документацией;
- самостоятельно модернизировать узлы и механизмы машин с учетом требований работоспособности, надежности, экономичности, стандартов, промышленной эстетики, охраны труда и экологии.

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 расчета, оформлению чертежей.

Задания на проектирование составлены на основе требований Государственного Стандарта, учебного плана и рабочей программы по деталям машин для студентов механических и машиностроительных специальностей вуза.

Приведены примеры проектирования, справочная информация и рекомендуемая литература.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Основные требования к оформлению расчетно-пояснительной записки и чертежей

Расчетно-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. Она может быть набрана на компьютере в MICROSOFT WORD (шрифт Times New Roman, кегль 12), а также может быть написана от руки.

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

Расчеты рекомендуется производить в единицах СИ. Достаточная точность машиностроительных расчетов: для сил – в десятке чисел Н, для моментов – в десятых долях чисел Н·м и для напряжений – в десятых долях чисел МПа. При технических расчетах 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.

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

Расчет следует писать с достаточно ясными заголовками, в определенном 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 расчетные сечения. На эскизах и сечениях размеры должны быть поставлены в тех же буквах, которыми они обозначаются в расчетных формулах.

Министерство образования Российской Федерации Тамбовский Государственный Технический Университет Кафедра ТММ и ДМ		Утверждаю Зав. кафедрой
		Подпись, инициалы, фамилия "___" _____ 200_ г.
ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА к курсовому проекту(работе) по _____		
на тему _____ <small>наименование учебной дисциплины</small>		
Автор проекта(работы) _____ <small>подп, дата, иниц, фамил</small>	Группа _____	
Специальность _____ <small>номер, наименование</small>	Обозначение курсового проекта(работы) _____	
Руководитель проекта(работы) _____ <small>подп, дата, иниц, фамил</small>	Оценка _____	
Проект(работа) защищен(а) _____		
Члены комиссии: _____ <small>подп, дата, иниц, фамил</small>		
_____ <small>подп, дата, иниц, фамил</small>		
Нормоконтролер _____ <small>подп, дата, иниц, фамил</small>		
ТАМБОВ 200_ г.		

Рис. 1 Титульный лист

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

При проектировании машин и их деталей и при выполнении чертежей необходимо руководствоваться ГОСТами на чертежи в машиностроении. Однако рекомендованные ЕСКД упрощенные 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 повести к задержкам и ошибкам при вычерчивании.

Число проекций должно быть минимальным, но с тем условием, чтобы ясность в чертежах устройства машины, а также ее 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, ее 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 2.104–68. На спецификациях помещают штамп для первого листа текстовых документов. Если чертеж или спецификация состоит из нескольких листов, то на остальных листах помещают штамп для последующих листов чертежей и текстовых документов.

Курсовым проектам присваивается обозначение.

Пример КП 170506.09.08.1000.СБ,

где КП – курсовой проект (КР – курсовая работа);

1705 – номер специальности;

06 – номер специализации;

09 – номер задания;

08 – номер варианта;

1 – порядковый номер сборочной единицы;

0 – порядковый номер сборочной единицы внутри предыдущей сборочной единицы;

00 – порядковый номер детали;

СБ – сборочный чертеж (ВО – вид общий, РПЗ – расчетно-пояснительная записка, СП – спецификация).

Курсовой проект по деталям машин должен содержать в себе следующие виды документов: а) чертеж 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) расчетно-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.

Чертеж 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 устанавливается 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, крепежные 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 приведен 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 уяснения 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 чертеж также сопровождается спецификацией (рис. 4). На рисунке 5 приведен пример оформления сборочного чертежа редуктора.

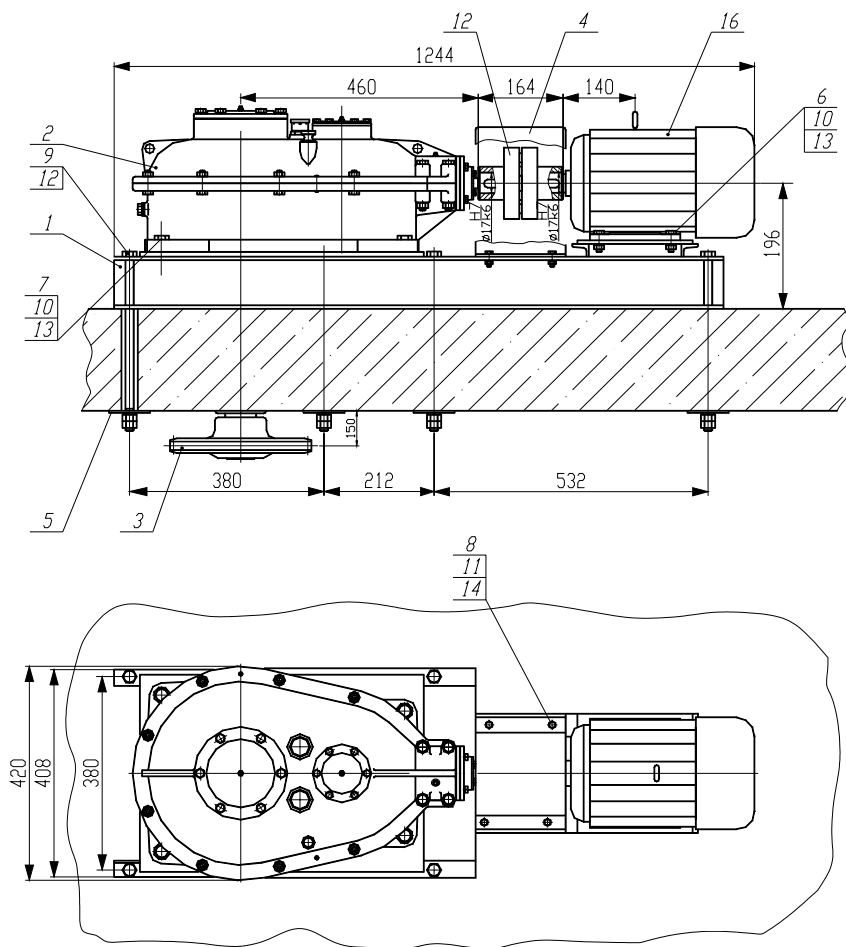


Рис. 2 Привод конвейера (вид общий)

Таблица 1

Техническая характеристика привода

Электродвигатель 4A112M4У3		Тяговое усилие це- пи, Н	Окружная скорость звездочки, м/мин	Диаметр звездочки, мм
N, кВт	n, мин ⁻¹			
5,5	1500	5900	50	280

Формат	Зона	Позиц.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
А1			ТГТУ 17.05.00 09.08.0000 В0	Вид общий		
А1			ТГТУ 17.05.00 09.08.0000 ПЗ	РПЗ		
				Сборочные единицы		
А1	1		09.08.1000	Рама	1	Сварная
А1	2		09.08.2000	Редуктор	1	
				Детали		
	3		09.08.0001	Звездочка ведущая	1	
	4		09.08.0002	Кожух	1	
				Стандартные изделия		
	7			Болт М16х60 ГОСТ 7798-70	4	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Литера	Лист	Листов
Разраб.		Петров			У	1	2
Проверил		Сидоров					
Н. контр.							
Утв.р.							

КП 17.05.00 09.08.0000 СП

Привод к конвейеру

ТГТУ, МП-41з

Рис. 3 Спецификация к чертежу общего вида привода

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.

Формат	Зона	Позиц.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
			ТГТУ 17.05.00 09.08.2000 СБ	Сборочный чертёж		
				Сборочные единицы		
	1		09.08.2100	Игла масломерная	1	
				Детали		
	2		09.08.2001	Вал входной	1	
	3		09.08.2002	Вал промежуточный	1	
				Шайба нажимная	1	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Литера	Лист	Листов
Разраб.		Петров			У	1	3
Проверил		Сидоров					
Н. контр.							
Утв.р.							

ТГТУ 17.05.00 09.08.2000 СП

Редуктор

ТГТУ МП-41з

Формат	Зона	Позиц.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Стандартные изделия		
		20		Болт М30х170 ГОСТ 7798-70	8	
		21		Винт М16х70 ГОСТ 10338-80	1	
		22		Винт М16х70 ГОСТ 10338-80	12	
		36		Шайба 12 65Г ГОСТ 6402-70	2	
		37		Штифт конический 10х50 ГОСТ 3129-70	2	
ТГТУ 17. 05. 00 09. 08. 2000 СБ						Лист
						2
Изм.	Лист	И докум.	Подп.	Дата		

Рис. 4 Спецификация к сборочному чертежу редуктора

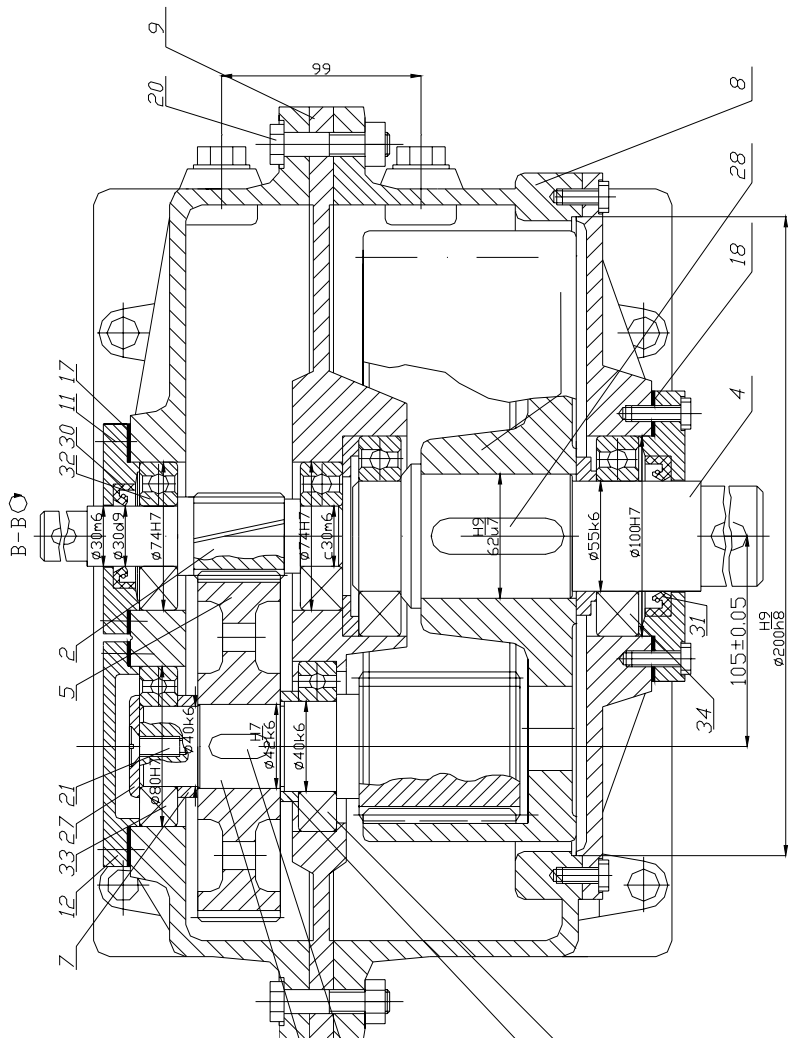


Рис. 5 Редуктор (сборочный чертеж)

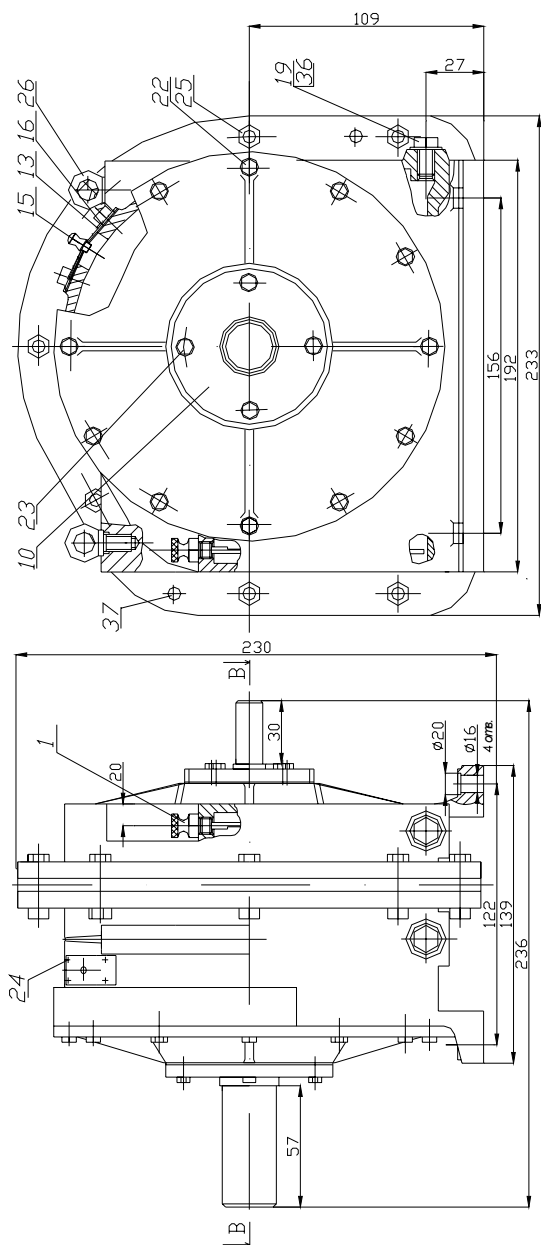


Рис. 5. (Продолжение)

На чертеже каждой детали должны быть даны: все необходимые для ее изготовления исполнительные размеры; допуски формы расположения и шероховатость поверхностей; марка материала; предельные значения твердости. На чертежах зубчатых, червячных колес и червяка (в правом верхнем углу) должны быть приведены таблицы основных параметров, характеризующих зацепление. Более подробные указания по выполнению чертежей и расчетно-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 определенный 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 (прил. 1) и общий КПД привода. Рассчитать мощность на входе привода. По каталогу (прил. 7 и 8) выбрать электродвигатель с номинальной мощностью, равной или превышающей расчетную.

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

4 Рассчитать все передачи, входящие в кинематическую схему привода. Проектировочный расчет 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 расчета и выбора геометрических параметров колес и найти пути их устранения. Изменяя материал зубчатых или червячных колес и технологию их изготовления, уточняя и изменяя значения расчетных коэффициентов и передаточных чисел соответствующих ступеней, путем повторных расчетов можно добиться лучшей конструкции рассчитываемых передач.

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

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

7 Выполнить эскизную компоновку основных деталей редуктора (желательно в масштабе 1:1 и на миллиметровой бумаге). При этом вычертить в зацеплении все рассчитанные передачи, валы, подшипниковые узлы, размещенные в стенках корпуса, детали, необходимые для предотвращения или ограничения осевого перемещения зубчатых или червячных колес 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, находящимися на одном валу. Эскизная компоновка позволяет определить ориентировочное расстояние между опорными подшипниками валов (между серединами подшипников) для составления расчетной схемы.

8 Составить расчетные схемы валов, определить суммарные реакции их опор, рассчитать и подобрать окончательно подшипники, сделать проверочный расчет 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 колес) и их проверку на срез и смятие.

9 Выполнить сборочный чертеж проектируемого узла (редуктора, коробки скоростей и т.п.) в двух-трех проекциях с соблюдением всех требований в соответствии с ГОСТ. 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 чертеж узла, который указан в задании (рама, муфта и т.д.).

12 Вычертить общий вид привода в двух или трех проекциях.

13 Оформить полностью расчетно-пояснительную записку.

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

1.3 КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА

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

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

где $\omega_{вм}$ и $n_{вм}$ – 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 прил. 2 и 4.

После принятия значений частных передаточных чисел отдельных видов передач производятся кинематические и силовые расчеты привода. Расчет 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*: $P_2 = P_1 \eta_1$, $n_2 = n_1/u_1$, $\omega_2 = \omega_1/u_1$, $T_2 = P_2/\omega_2$.

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⁻¹.

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 расчете привода машины с заданным графиком нагрузки общее календарное время работы привода t , (ч), определяется по формуле

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

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 трех процентов суммарного рабочего времени, при расчетах деталей машин на усталостную прочность не учитываются.

При ступенчатом графике нагрузки привода за расчетную нагрузку принимается максимальная рабочая нагрузка. Однако в этом случае при расчете зубьев зубчатых и червячных колес на усталостную прочность необходим проверочный расчет 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 вышеприведенным 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 $U_p = \frac{n_{\text{дв}}}{\sqrt{n_{\text{вм max}} n_{\text{вм min}}}};$

2) регулирование на замедление $U_p = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вм max}}};$

3) регулирование на ускорение $U_p = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вм min}}},$

Где $n_{\text{вм max}}$ и $n_{\text{вм min}}$ 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, расчетно-пояснительная записка и дано положительное заключение (рецензия). Защиту курсового проекта принимает комиссия, состоящая из двух-трех 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 выдается 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 расчетов, 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 четкие ответы на такие вопросы, как определение действительных напряжений в различных сечениях вала, характер износа зубьев зубчатых и червячных колес, распределение напряжений в шпоночных и шлицевых, зубчатых соединениях, особенности расчета подшипников качения на динамическую грузоподъемность, обоснование выбора материала деталей, допусков и посадок, шероховатостей поверхности, обоснование выбора принятых коэффициентов запаса прочности и т.д.

После защиты проект сдается на хранение в архив кафедры.

2 ЗАДАНИЯ К КУРСОВЫМ ПРОЕКТАМ И РАБОТАМ

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 выполнять 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 механических и машиностроительных специальностей, изучающих курсы «Детали машин», «Детали машин и подъемно-транспортные машины». Объем графической части – четыре листа чертежей формата А1. Объем расчетно-пояснительной записки 30 – 50 страниц рукописного текста.

Студентам как дневного, так и заочного отделений рекомендуется выполнять курсовой проект с использованием ЭВМ. На консультации представляются этапы проектирования в электронном или распечатанном варианте. При этом допускается уменьшение масштаба чертежа или расчетной схемы. На защите и хранение представляется распечатанный вариант курсового проекта, выполненный в соответствии с существующими стандартами.

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 ω_4 , приведены в табл. 2.

Представить расчетно-пояснительную записку с полным расчетом привода и четыре листа чертежей (формата А1): 1) общего вида привода; 2) ведущего вала конической зубчатой передачи с шестерней и опорами; 3) червячно-цилиндрического редуктора; 4) рабочих чертежей деталей редуктора – основания корпуса, ведомого зубчатого колеса и его вала.

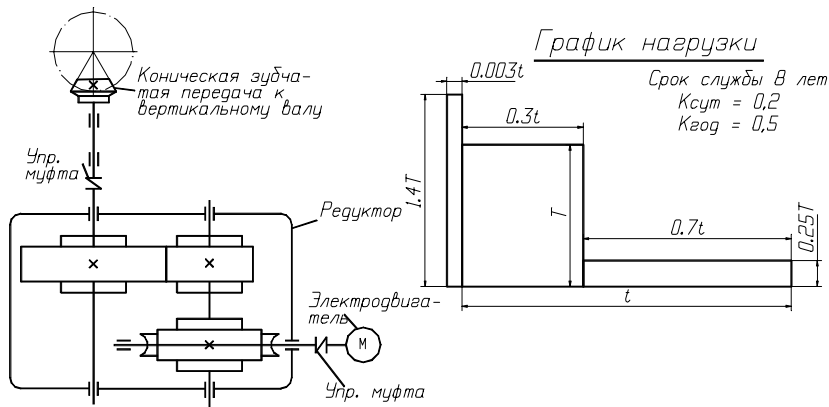


Рис. 6 Схема привода и график нагрузки

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
ω_4 , рад/с	$0,3\pi$	$0,4\pi$	$0,5\pi$	$0,6\pi$	$0,7\pi$	$0,8\pi$	$0,9\pi$	$0,9\pi$	$0,8\pi$	$0,7\pi$	

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

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

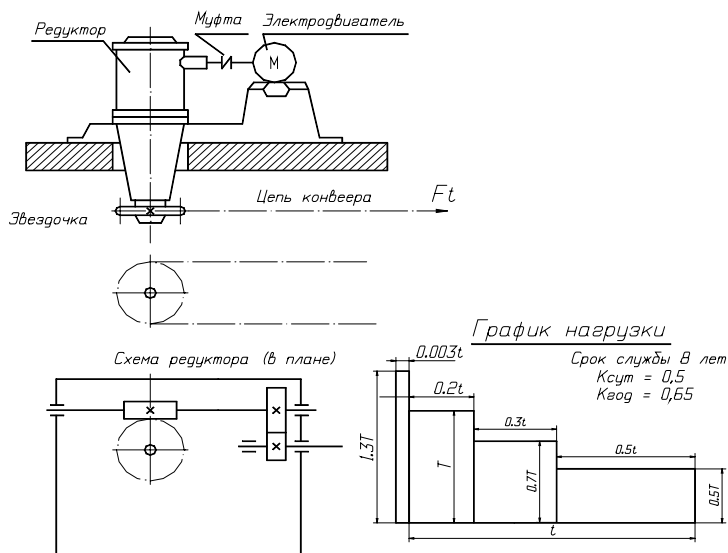


Рис. 7 Схема привода и график нагрузки

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.

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

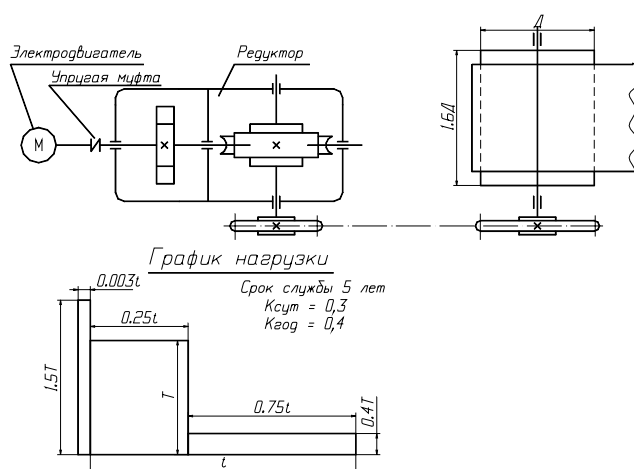


Рис. 8 Схема привода и график нагрузки

Таблица 4

Величи- на	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	

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

Представить расчетно-пояснительную записку с полным расчетом привода и четыре листа чертежей

(формата А1): 1) общего вида привода; 2) рамы; 3) зубчатого редуктора; 4) рабочих чертежей деталей редуктора – крышки корпуса, ведомого зубчатого колеса и ведомого вала.

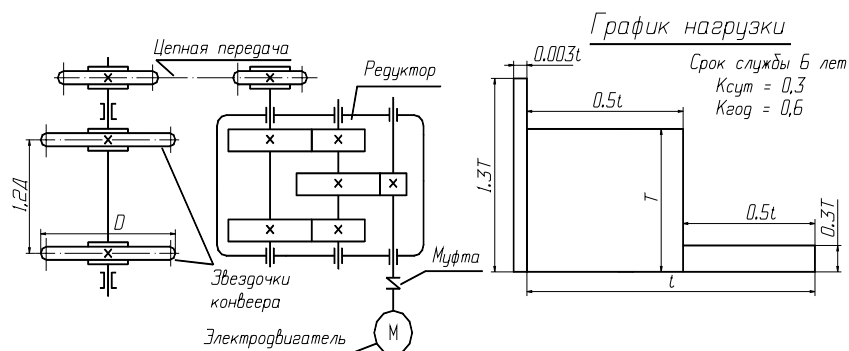


Рис. 9 Схема привода и график нагрузки

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	

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

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

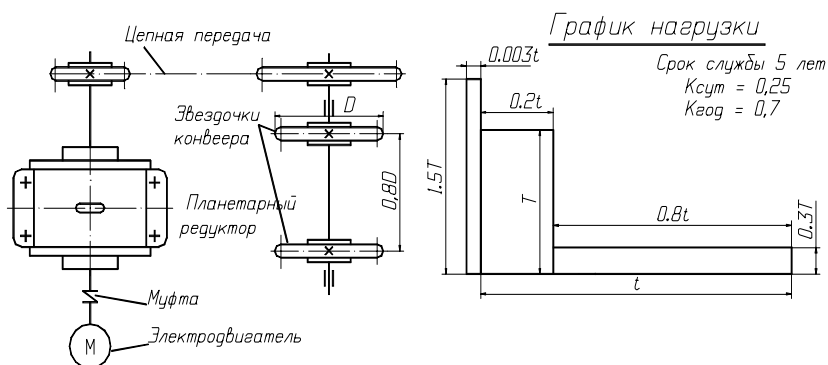


Рис. 10 Схема привода и график нагрузки

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	

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

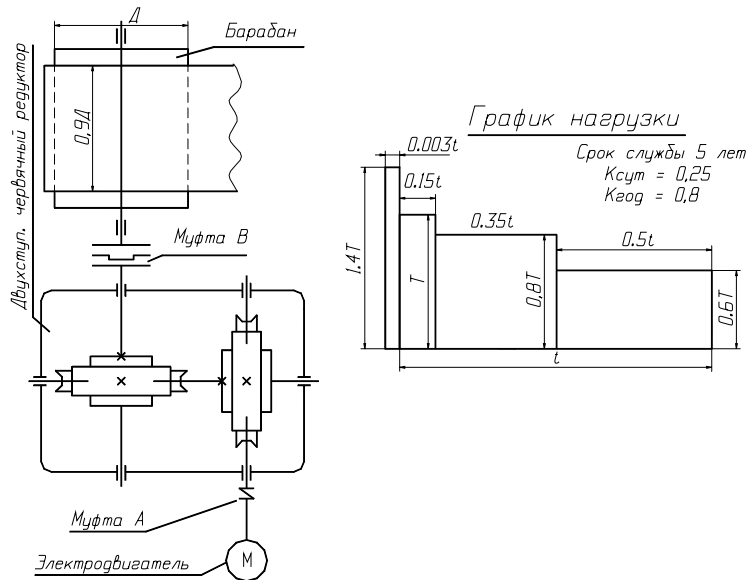


Рис. 11 Схема привода и график нагрузки

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	15,5	16	16,5	17	17,5
v , м/с	0,1	0,1 2	0,1 4	0,1 5	0,1 6	0,1	0,1 2	0,1 4	0,1 5	0,1 6	
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 звездочке F_t , окружная скорость этой звездочки v , шаг тяговой цепи t и число зубьев звездочки z приведены в табл. 8.

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

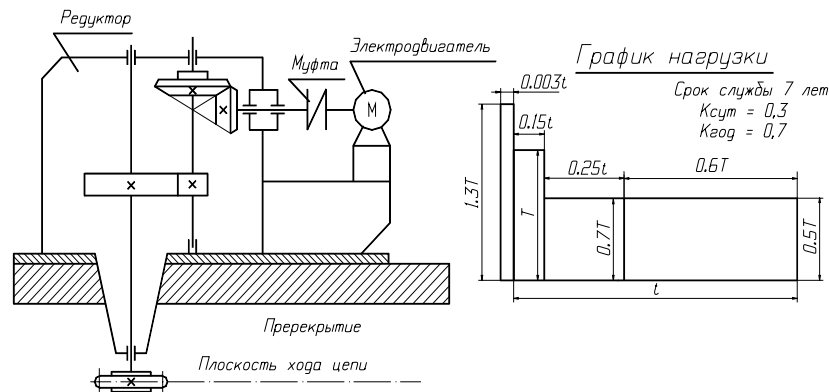


Рис. 12 Схема привода и график нагрузки

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	

Задание 8. Спроектировать привод к цепному конвейеру по схеме (рис. 13). Мощность на ведомом колесе зубчатой передачи P_4 и угловая скорость вращения его ω_4 (даны в табл. 9).

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

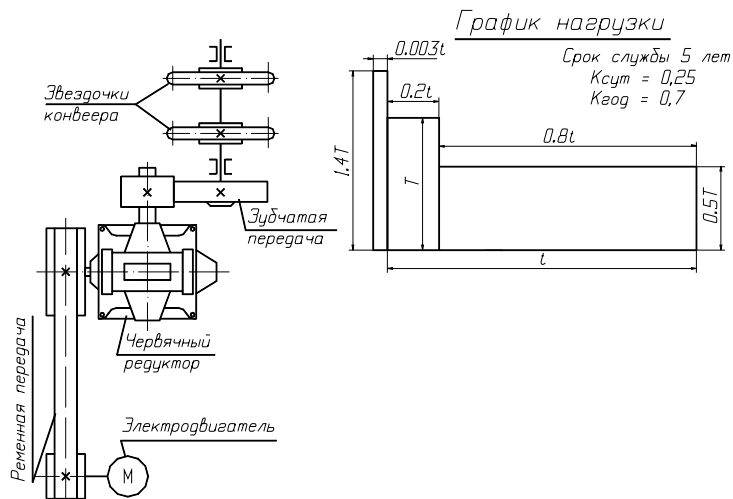


Рис. 13 Схема привода и график нагрузки

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
ω_4 , рад/с	$0,3\pi$	$0,5\pi$	$0,7\pi$	$0,3\pi$	$0,5\pi$	$0,7\pi$	$0,3\pi$	$0,5\pi$	$0,7\pi$	$0,3\pi$	

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

Представить расчетно-пояснительную записку с полным расчетом 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.

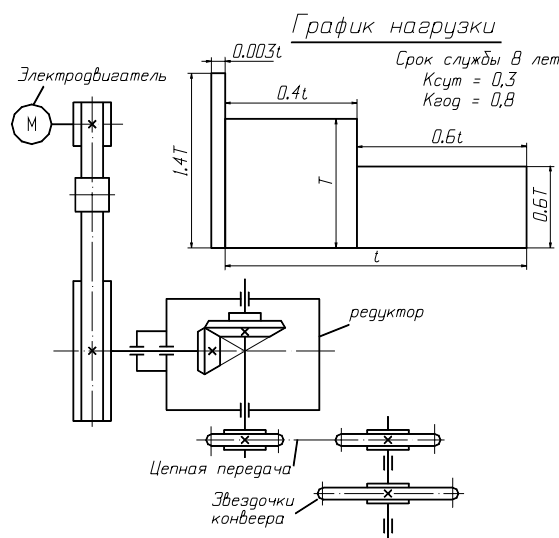


Рис. 14 Схема привода и график нагрузки

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) $\omega_{3\max}$ и минимальная (при рабочем ходе винта) $\omega_{3\min}$ приведены в табл. 11.

ПРЕДСТАВИТЬ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНУЮ ЗАПИСКУ С ПОЛНЫМ РАСЧЕТОМ 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.

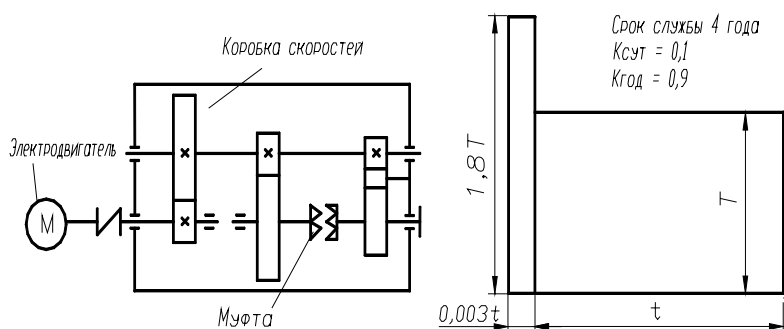


Рис. 15 Схема привода и график нагрузки

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	2π	2,1π	2,2π	2,3π	2,4π	2,5π	2,6π	2,7π	2,8π	2,9π	
$\omega_{3\min}$, рад/с	0,8π	0,8π	0,9π	0,9π	π	π	1,1π	1,1π	1,2π	1,2π	

Задание 11. Спроектировать привод к цепному конвейеру по схеме (рис. 16) и графику нагрузки,

данным на рисунке. Полезное окружное усилие на звездочке F_t , скорость цепи v_{\max} и v_{\min} шаг цепи t , число зубьев тяговой звездочки z приведены в табл. 12. Срок службы – 4 года, $K_{\text{сут}} = 0,3$, $K_{\text{год}} = 0,9$. Половину срока службы транспортер работает с максимальной скоростью.

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

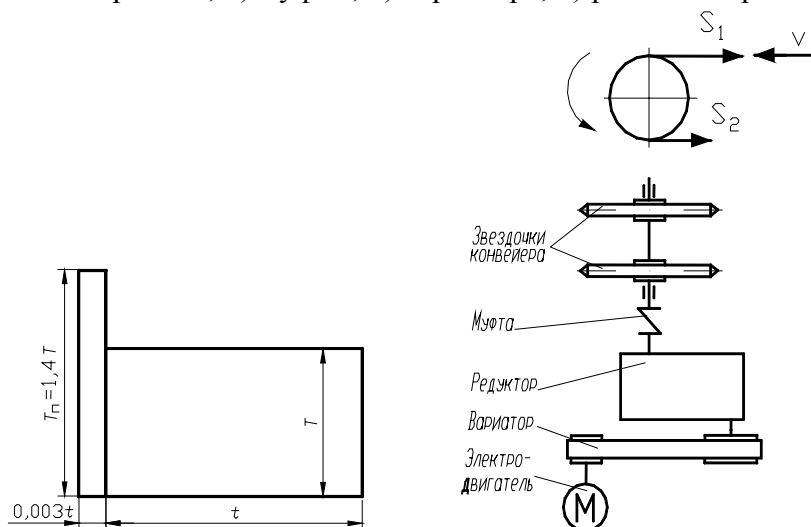


Рис. 16 Схема привода и график нагрузки

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
H , 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	0,3	0,5	0,4	0,3	0,5	0,6	1,0	0,9	0,6	0,45	
	0,1	0,2	0,2	0,1	0,2	0,2	0,4	0,3	0,2	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	

3 ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

ПРИМЕР 1. ОПРЕДЕЛИТЬ РАЗМЕРЫ КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПАРЫ В РЕДУКТОРЕ ДЛЯ ПРИВОДА ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА. СХЕМА ПРИВОДА И ГРАФИК ЕГО НАГРУЗКИ ПОКАЗАНЫ НА РИС. 17.

Дано:

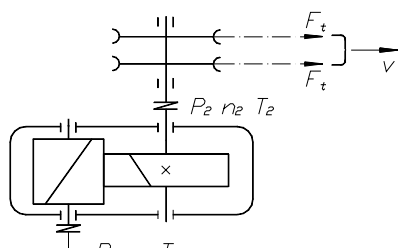
$F_t = 1200$ Н – окружное усилие на звездочке;

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

$v = 2,5$ м/с – скорость груза;

срок службы – 10 лет;

работа по 7 ч. в сутки.



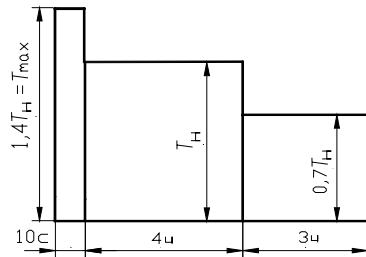


Рис. 17 Схема привода и график его нагрузки

1 Определение исходных данных

1.1 Определяем мощность на звездочках, 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 звездочки.

1.3 Рассчитаем мощность электродвигателя, необходимую для перемещения груза

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

1.4 Подбираем электродвигатель по прил. 7 и 8.

Типоразмер 4А160S8УЗ. Мощность $P_{дв} = 7,5$ кВт. Частота вращения $n_{дв} = n_1 = 735 \text{ мин}^{-1}$ (с учетом скольжения $S = 2,5\%$, при синхронной частоте вращения 750 об/мин).

Характеристика двигателя:

- пусковая $T_{п}/T_H = 1,4$ (соответствует графику нагрузки);
- перегрузочная $T_{max}/T_H = 2,2$.

1.5 Рассчитаем передаточное число привода

$$u = i = \frac{n_1}{n_{зв}} = \frac{n_1}{\frac{v \cdot 60 \cdot 1000}{\pi D_{зв}}} = \frac{735}{\frac{2,5 \cdot 60 \cdot 1000}{3,14 \cdot 300}} = 4,62.$$

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

2.1 Выбор материалов для колес (прил. 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 [1]	колесо [3]
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
Твердость 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

$$\overline{HB}_1 = \frac{241 + 285}{2} = 263 \text{ НВ} \text{ и } \sigma_{H01} = 2 \cdot \overline{HB}_1 + 70 = 2 \cdot 263 + 70 = 596 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$\overline{HB}_2 = \frac{173 + 187}{2} = 180 \text{ НВ} \text{ и } \sigma_{H02} = 2 \cdot \overline{HB}_2 + 70 = 2 \cdot 180 + 70 = 430 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности $S_H = 1,1$ (для нормализованных и улучшенных колес); коэффициент долговечности K_{HL} определим в зависимости от эквивалентного числа циклов нагружений N_{HE} (расчет 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 $(n_i = n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{735}{4,62} = 159 \text{ мин}^{-1})$ – 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

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

Коэффициент безопасности $S_F = 1,75$, коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки $K_{FS} = 1$ (передача неререверсивная), коэффициент долговечности $K_{FL} = 1$, так как $N_{FE} > N_{F0} = 4 \cdot 10^6$.

- 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

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

- для шестерни и колеса по изгибающим напряжениям:

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

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

2.5 Определяем вращающие моменты на колесе и на шестерне:

- вращающий момент на колесе

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

- вращающий момент на шестерне

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

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 $K_d = 680 \text{ (МПа)}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 1$, $K_{H\beta} = 1,04$ [1].

Предварительно принимаем $d_1 = 56 \text{ мм}$.

2.7 Рассчитываем геометрические параметры колес:

- рабочая ширина колеса $b_{\omega} = \psi_{bd} d_1 = 1 \cdot 56 = 56 \text{ мм}$;
- торцевой модуль $m_t = b_{\omega} / \psi_m = 56 / 30 = 1,86 \text{ мм}$, где $\psi_m = 30$ [1].

По ГОСТ 9563–80 [1] принимаем $m_n = 2 \text{ мм}$.

Угол наклона зубьев найдем 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 ($\beta = 12 \dots 20^{\circ}$).

Принимаем фаски на торцевых 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 торцевого 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

$$d_1 = m_t z_1 = 2,0527 \cdot 27 = 55,42 \text{ мм}, \quad d_2 = m_t z_2 = 2,0527 \cdot 125 = 256,58 \text{ мм}.$$

и межосевого расстояния

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

Принимаем $a_{\omega} = 156 \text{ мм}$ 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 расчетная окружная сила

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

где $K_{H\alpha} = 1,06$ табл. 8.7 [2, с. 184].

Определим [2] величину действующих нормальных контактных напряжений

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

где z_H , z_M , z_{ε} – коэффициенты, учитывающие геометрию, механические свойства и перекрытие зубьев, соответственно:

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

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

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

Коэффициент торцевого перекрытия ε_{α} определим по формуле

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

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

2.9 ПРОИЗВЕДЕМ ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПО НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА [2]. ИСПОЛЬЗУЕМ ФОРМУЛУ

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

где Y_F , Y_{ε} , Y_{β} – 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 [2, рис. 12.23] $Y_{F1} = 3,81$; $Y_{F2} = 3,6$.

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

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

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

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

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев $Y_\varepsilon = 1$ [2].

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

Удельная расчетная окружная сила

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

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями; $K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса; K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки ($K_{F\alpha} = 1,22$) [2, с. 184]; $K_{F\beta} = 1,1$ [2, с. 186]; $K_{Fv} = 1,06$ [2, с. 195]).

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

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

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;

- 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.

Пример 2. Подобрать подшипники качения для быстроходного вала в одноступенчатом цилиндрическом редукторе. Вал соединяется с электродвигателем 4А1608У3 упругой втулочно-пальцевой муфтой (муфта 500-42-45-1-У3 – ГОСТ 21424–75). 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. 18).

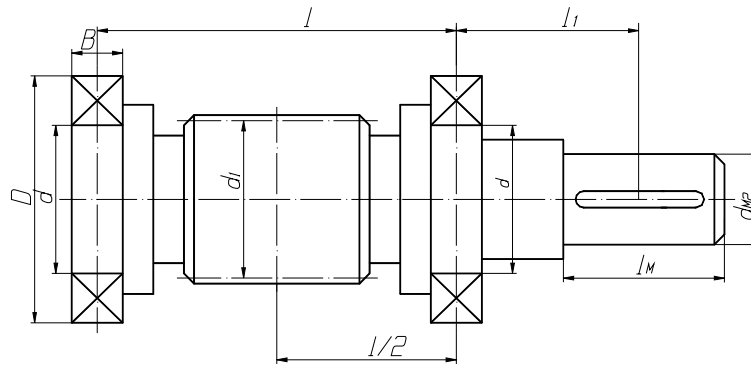


Рис. 18 Эскиз вала с шестерней и подшипниками

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

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.

Расчетная схема вала показана на рис. 19.

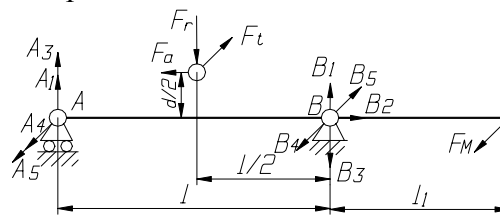


Рис. 19 Расчетная схема вала

2.1 Опорные реакции от силы F_r

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

2.2 От осевой силы $F_a = B_2 = 729 \text{ Н.}$

2.3 От момента $F_a \frac{d_1}{2}$

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

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 учетом 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 ради-

альной) 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 [5, с. 93] по соотношению

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

здесь C_0 – статическая грузоподъемность подшипника с внутренним диаметром $d = 55$ мм легкой серии [5, с. 93].

3.3 Рассчитаем динамическую грузоподъемность подшипника.

Долговечность подшипника

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

Расчетная динамическая грузоподъемность

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

где $a_1 = a_2 = 1$.

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

3.5 Проверим подшипник 210 по динамической грузоподъемности. 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).

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

Расчетная динамическая грузоподъемность

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

(принимаем $a_1 = a_2 = 1$).

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

Пример 3. Спроектировать вариатор к мешалке для сыпучих материалов по данной схеме (рис. 20), если электродвигатель развивает мощность $P_{дв} = 5,5$ кВт, максимальная частота вращения вала мешалки $n_{2\max} = 2410$ об/мин, минимальная – $n_{2\min} = 482$ об/мин.

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

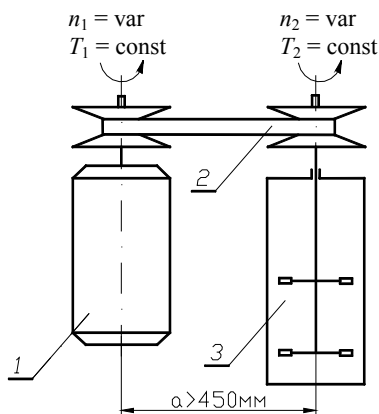


Рис. 20 Схема привода мешалки:
1 – электродвигатель; 2 – вариатор;
3 – мешалка

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

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, задаемся максимальным передаточным отношением $i_{\max} = 3$, тогда ориентировочная частота вращения двигателя:

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

По n_1 и $P_{\text{дв}}$, с помощью каталогов (прил. 7, 8) подбираем двигатель 4A112M4УЗ, $P_{\text{дв}} = 5,5$ кВт, $n_1 = 1450$ об/мин. Минимальное передаточное отношение

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

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 (прил. 9) с углом профиля канавки $\varphi = 26^\circ$ и относительной шириной $v = 3,1$.

5 Принимаем число ремней $z = 1$ (прил. 10)

6 Определим относительный диаметр ведущего шкива $\vartheta_1 = 8$ (прил. 11).

7 Рассчитаем допускаемые полезные напряжения

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

8 Рассчитаем наименьший расчетный диаметр ведомого шкива

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

здесь $\vartheta_2 = \vartheta_1 \left[\frac{(i_{\max} + 1)}{(i_{\min} + 1)} \right] \cdot i_{\min} = 8 \left[\frac{(3+1)}{(0,6+1)} \right] \cdot 0,6 = 12$;

$\eta = 0,9$ – КПД вариатора.

9 Уточняем размеры ремня:

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

Выбираем (прил. 10) стандартный ремень 1-В40 кордшнуровый, зубчатый с размерами: $b_p = 40$ мм, $h = 13$ мм, $h_p = 3,2$ мм, площадью $A_1 = 508 \text{ мм}^2$ погонным весом $q = 6,3 \text{ Н/м}$.

10 Определим диаметры шкивов:

• наибольший расчетный для ведущего шкива

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

где ε – коэффициент скольжения;

- наименьший диаметр ведущего шкива

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

здесь $d_1 = 102 \text{ мм} > d_{\min} = 71 \text{ мм}$ (прил. 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 расчетную 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 $\Delta_1 = 0,5 \pi (D_2 + d_1) = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (291 + 102) = 617 \text{ мм}$;

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

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

13 Уточним межосевое расстояние с учетом длины стандартного ремня:

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

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:

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

принимаем $D_{\text{н1}} = 262 \text{ мм}$;

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

принимаем $D_{\text{н2}} = 298 \text{ мм}$. Здесь $c \approx h_p = 3,2 \text{ мм}$.

- внутренние диаметры

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

принимаем $d_{\text{в1}} = 82 \text{ мм}$;

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

принимаем $d_{\text{в2}} = 125 \text{ мм}$.

15 Проверим возможность регулирования по величине осевого зазора Δ между полушкивами при их минимальном сближении:

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

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

Перемещение дисков обеспечивается в случае поперечного изгиба и износа ремня.

16 Определим осевые перемещения дисков:

- для ведущего шкива

$$x_1 = \frac{D_1 - d_2}{2} \text{tg} \frac{\varphi}{2} = \frac{255 - 102}{2} \text{tg} 13^\circ = 17,5 \text{ мм},$$

- 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 Приведенные 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 обертки, $\beta = 30^\circ$ [11, 12].

Дальнейший расчет ведем для двух крайних положений при:

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

18 Окружная сила:

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

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

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

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 α_1 и α_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 α_c и сцепления α_n :

$$1) \alpha_{c1} = \alpha_{c2} \frac{f'_2}{f'_1} = 2,11 \frac{0,75}{1,65} = 0,96 \text{ рад;}$$

$$2) \alpha_{c1} = \alpha_{c2} \frac{f'_2}{f'_1} = 1,75 \frac{0,75}{1,65} = 0,8 \text{ рад;}$$

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

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

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

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

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

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

22 Отношение натяжений ветвей ремня для ведомого шкива:

$$1) m = e^{\alpha_{c2} f'_2} = 4,85.$$

$$2) m = e^{\alpha_{c2} f'_2} = 3,7.$$

Ведомый шкив лимитирует тяговую способность вариатора, так как $\alpha_{c2}f'_2 < \alpha_{c1}f'_1$.

23 Коэффициент тяги по ведомому шкиву:

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

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

24 Натяжение в ремне от центробежных воздействий:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

26 Осевые силы на дисках шкивов:

1) а) для ведущего

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

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

б) для ведомого

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

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

2) а) для ведущего

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

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

б) для ведомого

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

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

27 Пружину ставим на ведомый шкив, так как $T_2 = \text{const}$. Рассчитаем ее 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

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

здесь $C_2 = 40$ МПа [11, 12].

29 Долговечность ремня

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

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, 6, 7, 12, 13]. Разработка остальных чертежей осуществляется по аналогии с разработкой заданий 1 – 11. При этом можно использовать дополнительные источники [8 – 11]. Сборочный чертеж типового вариатора показан в прил. 25.

Пример 4. Рассчитать коробку скоростей для привода винтового толкателя. Схема привода и график нагрузки показаны на рис. 21.

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 – $K_c = 0,2$, коэффициент годовой нагрузки – $K_{\text{год}} = 0,9$.

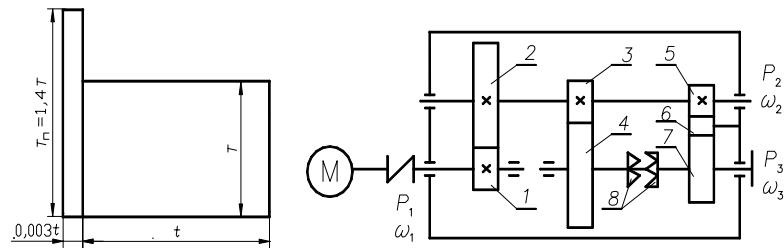


Рис. 21 Схема привода и график нагрузки
1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 – зубчатые колеса, 8 – зубчатая муфта

1 Кинематический и энергетический расчеты.

1.1 Распределим детали зацепления в коробке скоростей (рис. 21) на два потока:

а) нагружаем детали зацепления 1, 2, 3, 4 и 8, что соответствует рабочему ходу толкателя при минимальной скорости выходного вала;

б) нагружаем детали зацепления 1, 2, 5, 6, 7 и 8, что обеспечит холостой ход толкателя при максимальной скорости выходного вала. Направление вращения изменяется за счет постановки промежуточного зубчатого колеса 6.

1.2 Определим потери мощности [1] в приводе

$$\eta = \eta_n^4 \eta_3^3 \eta_m^2 = 0,98^4 \cdot 0,97^3 \cdot 0,99^2 = 0,808,$$

где η_n – кпд пары подшипников; η_3 – кпд зубчатого зацепления; η_m – кпд муфты.

1.3 Рассчитаем требуемую мощность двигателя

$$P = \frac{P_3}{\eta} = \frac{5,5}{0,808} = 6,8 \text{ кВт.}$$

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

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

здесь u_6 – передаточное число быстроходной ступени 1 – 2 в коробке скоростей; u_7 – передаточное число тихоходной ступени 3 – 4 (прил. 2).

1.5 Подбираем (прил. 7, 8) подходящий электродвигатель 4А160S8УЗ, мощность $P_{дв} = 7,5$ кВт, быстроходность $n_{дв} = 750$ об/мин, коэффициент перегрузки $\varphi = \frac{T_{п}}{T} = 1,4$.

Принимаем $n_{дв} = 730$ об/мин с учетом скольжения (2,5 %)

1.6 Рассчитаем общее передаточное число коробки скоростей:

а) для рабочего хода

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

б) для холостого хода

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

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

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

б) на промежуточном валу:

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

в) на выходном валу:

• для рабочего хода:

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

• для холостого хода:

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

1.9 Рассчитаем угловые скорости:

а) на быстроходном валу

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

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

в) на выходном валу:

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

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

2 Расчет зубчатых передач.

Расчет зубчатых передач выполняется по аналогии с расчетом в примере 1 при соблюдении следующей рекомендуемой последовательности:

2.1 Расчет тихоходной ступени коробки скоростей для рабочего хода толкателя.

2.2 Расчет тихоходной ступени коробки скоростей для холостого хода толкателя. Расчет выполняется для зацепления 5 – 6 и 6 – 7, причем межосевые расстояния этих зацеплений должны вписываться в межосевое расстояние зацепления 3 – 4 по двум вариантам (рис. 22).

2.3 Расчет быстроходной ступени коробки скоростей. Выполняется по аналогии с расчетом в примере 1.

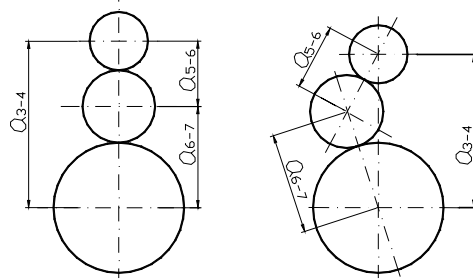
2.4 Расчет зацеплений 4 – 8 и 7 – 8. Выполняется по аналогии с расчетом шлицевых соединений [1].

3 Предварительный расчет валов [1].

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

5 Расчет шпоночных и шлицевых соединений [1]. Разрабатывается конструкция муфты 8 (рис. 21) [1, 6, 7, 10].

6 Уточненный расчет тихоходного вала [1], в режиме нагрузок при рабочем ходе толкателя.



1 вариант

2 вариант

Рис. 22 Схема зацеплений для тихоходной ступени коробки скоростей при холостом ходе толкателя

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

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

9 Разработка сборочного чертежа коробки скоростей [7, 8, 9, 14]. Сборочные чертежи коробки скоростей для токарного станка и автомобиля КамАЗ представлены в прил. 25 и 26.

Пример 5. Рассчитать планетарный редуктор по схеме на рис. 23 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 – $T_{ном}$;

6) пусковая перегрузка – $T_{пуск} / T_{ном} = 1,2$;

7) зацепление колес – прямозубое;

8) число сателлитов – $C = 3$;

9) число зубьев – $z_1 = 21$;

10) колеса изготовить из стали 40Х со средней твердостью поверхности: колеса 1-280 НВ; сателлита 2-250 НВ; колеса 3-280 НВ.

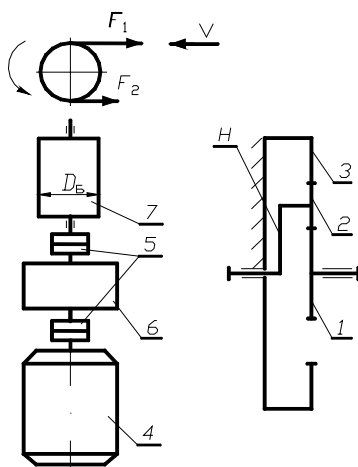


РИС. 23
СХЕМА
ПРИВОДА И
ПЛАНЕТАР-
НОГО
РЕДУКТОРА :

1 Энергетический и кинематический расчеты 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 Найдем [1] потери в кинематической цепи привода по величине КПД привода

$$\eta = \eta_n \eta_m^2 \eta_p = 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 0,95,$$

где $\eta_n = 0,98$ – КПД подшипников барабана; η_m – КПД муфт; $\eta_p = 0,98$ – КПД редуктора.

1.3 Потребная мощность электродвигателя

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

1.4 Подбираем электродвигатель ([5], прил. 7, 8) марки 4А200Л6УЗ, мощностью $P_{дв} = 30 \text{ кВт}$, частотой вращения $n_{дв} = 1000 \text{ об/мин}$, перегрузочной способностью $T_{пуск} / T_{ном} = 1,2$.

1.5 Определим частоту вращения приводного барабана тянущей установки:

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

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 Расчет геометрии и прочности планетарной передачи [3, 15]. Расчет сведен в табл. 14.

Таблица 14

Определяемый параметр	Используемая литература	Численное значение	Примечание
-----------------------	-------------------------	--------------------	------------

2.1 Определение чисел зубьев

z_3	[15, (1.1)]	$z_3 = (i_{1H}^3 - 1) \cdot z_1 = (5,53 - 1) \cdot 21 = 95,1$ Принимаем $z_3 = 93$	
-------	-------------	---	--

ПРОДОЛЖЕНИЕ ТАБЛ. 14

Определяемый параметр	Используемая литература	Численное значение	Примечание
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

-ва			ется
i_{1H}^3	[14, (1.1)]	$i_{1H}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{93}{21} = 5,429$	Отличается от заданного менее чем на 2 %

2.2 Определение размеров зубчатых колес из условия контактной выносливости

u_1	[1]	$u_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{36}{21} = 1,714$	
K_c	[1, (8.81)]	$K_c = 1,15$	Для самоустанавливающихся колес
φ_{ba}	([2], с. 159)	$\varphi_{ba} = 0,4$	
K_{HL}	[3, (4.7)]	$K_{HL} = 1$	По заданным условиям работы
T_1	[3, (4.17)]	$T_1 = 9550 P_{дв} / n_{дв} = 9550 \cdot 25 / 1000 = 239 \text{ Н} \cdot \text{м}$	боты

ПРОДОЛЖЕНИЕ ТАБЛ. 14

Определяемый параметр	Используемая литература	Численное значение	Примечание
T_2	[3]	$T_2 = T_1 u_1 \eta_1 = 239 \cdot 1,714 \cdot 0,99 = 406 \text{ Н} \cdot \text{м}$	η_1 – КПД первой ступени
C_v	[3, табл. 4.9]	$C_v = 13$	Коэффициент термообработки
v'	[2, (4.36)]	$v' = \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{U^2 \varphi_{ba}}} = \frac{1000}{10^3 \cdot 13} \times$ $\times \sqrt[3]{\frac{406 \cdot 10^3}{1,714^2 \cdot 0,4}} = 5,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$	Окружная скорость в зацеплении предварительная

$K_{H\alpha}$	[3, с. 92]	$K_{H\alpha} = 1$	Для прямо-зубых колес
$K_{H\beta}$	[3, табл. 4.7, (4.27)]	$K_{H\beta} = K_{H\beta}^c (1-x) + x = 1,05(1-1) + 1 = 1,05$	$L_h > 32000$ и $X = 1$, табл. 4.1, [3]
K_{HV}	[3, табл. 4.10 и 4.11]	$K_{HV} = 1,22$	Для 8-й степени точности
T_p	[3, с. 98]	$T_p = T_2 K_{HL} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} = 406 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1,22 = 520 \text{ Н} \cdot \text{м}$	
σ_{Hlim2}^c	[3, табл. 4.6]	$\sigma_{Hlim2}^0 = 2\tilde{H}B + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}$	Расчет по колесу 2
S_H	[3, табл. 4.6]	$S_H = 1,1$	
$[\sigma_H]$	[3, (4.21)]	$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}^0}{S_H} = \frac{570}{1,1} = 518 \text{ МПа}$	

ПРОДОЛЖЕНИЕ ТАБЛ. 14

Определяемый параметр	Используемая литература	Численное значение	Примечание
a_w	[3, (5.39)]	$a_w = (u_1 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{315}{[\sigma_H] u_1} \right)^2 \frac{T_p K_c}{\Psi_{ba} c}} =$ $= (1,714 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{315}{518 \cdot 1,714} \right)^2 \frac{520 \cdot 10^3 \cdot 1,15}{0,4 \cdot 3}} =$ $= 108 \text{ мм}$ <p>Принимаем $a_w = 114 \text{ мм}$</p>	Коэффициент распределения нагрузки по сателлитам K_c взят по [1]
b_{w1} b_{w2}	[3, (4.39)]	$b_{w2} = a_w \Psi_{ba} = 114 \cdot 0,4 = 45,6 \text{ мм}$ <p>Принимаем $b_{w2} = 45 \text{ мм}$</p> $b_{w1} = b_{w2} 1,12 = 50,4 \text{ мм}$ <p>Принимаем $b_{w1} = 50 \text{ мм}$</p>	[3, с. 51, 52, 98]
d_1	[1, с.116]	$d_1 = \frac{2a_w}{u_1 + 1} = \frac{2 \cdot 114}{1,714 + 1} = 84 \text{ мм}$	
m	[1, с.116]	$m = d_1 / z_1 = 84 / 21 = 4 \text{ мм}$	

a_w d_2 d_3	[1, с.116, с.117]	$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{4(21 + 36)}{2} =$ $= 114 \text{ мм}$ $d_2 = mz_2 = 4 \cdot 36 = 144 \text{ мм}$ $d_3 = mz_3 = 4 \cdot 93 = 372 \text{ мм}$	Уточне- ние разме- ров
-------------------------	----------------------	--	---------------------------------

2.3 Проверка на выносливость по контактным напряжениям

	[3, (4.42)]	$V = \frac{2a_w \pi n_1}{(u_1 + 1)60} = \frac{2 \cdot 114 \cdot 3,14 \cdot 1000}{(1,714 + 1) \cdot 60} =$ $= 4,4 \text{ м/с}$	Поправ- ка на K_{HV} не требует- ся [3, табл. 4.11]
--	-------------	---	---

ПРОДОЛЖЕНИЕ ТАБЛ. 14

Определяе- мый пара- метр	Используй- ванная ли- тература	Численное значение	Примеч- ание
σ_H	[3, (4.42)]	$\sigma_H = 315 \frac{u_1 + 1}{a_w u_1} \sqrt{\left(\frac{u_1 + 1 T_p K_c}{b_{w2} c} \right)} =$ $= 315 \frac{1,714 + 1}{114 \cdot 1,714} \sqrt{\left(\frac{1,714 + 1 \cdot 520 \cdot 10^3 \cdot 1,15}{45 \cdot 3} \right)}$ $= 484 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 518 \text{ МПа}$	Кон- тактная вынос- ливість обеспеч- ена

2.4 Проверочный расчет по напряжениям изгиба

K_{FL}	[2, (3.14)]	$K_{FL} = 1$	По ус- ловиям работы $N > 10^8$
Y_F	[3, табл. 4.13]	$Y_F = 3,74$	
$K_{F\alpha}$	[3, с.92]	$K_{F\alpha} = 1$	
$K_{F\beta}$	[3, (4.32)]	$K_{F\beta} = 1,04$	$X = 1$
K_{FV}	[3, табл. 4.12]	$K_{FV} = 1,55$	
F_t	$F_t = \frac{2T_2}{d_2}$	$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 406 \cdot 10^3}{144} = 5639 \text{ Н}$	
$\sigma_{F \lim 2}^0$ S_F	[3, табл. 4.6]	$\sigma_{F \lim 2}^0 = 1,8 \tilde{HVB} = 1,8 \cdot 250 = 458 \text{ МПа}$ $S_F = 1,75$	
$[\sigma_{F2}]$	[3, (4.24)]	$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \lim 2}^0}{S_F} = \frac{458}{1,75} = 262 \text{ МПа}$	

σ_{F2}	[3, (5.44)]	$\sigma_{F2} = 0,8 \frac{Y_F F_t K_{FD} K_F K_C}{b_w m c} =$ $= 0,8 \cdot \frac{3,74 \cdot 5639 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,55 \cdot 1,15}{45 \cdot 4 \cdot 3} =$ $= 58 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}] = 262 \text{ МПа}$	Прочность по напряжениям изгиба обеспечена
---------------	-------------	---	--

ПРОДОЛЖЕНИЕ ТАБЛ. 14

Определяемый параметр	Используемая литература	Численное значение	Примечание
-----------------------	-------------------------	--------------------	------------

2.5 Проверка на перегрузку по контактным напряжениям

$[\sigma_{Hmax}]$	[3, табл. 4.6]	$[\sigma_{Hmax}] = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 640 = 1792$ МПа	$\sigma_T =$ $= 675$ МПа [3. табл. 4.5]
-------------------	----------------	---	--

σ_{Hmax}	[3, (4.43)]	$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_n}{T_2 K_{HD}}} = 484 \cdot \sqrt{\frac{1,2}{1,1}} =$ $= 581 \text{ МПа}$ $\leq [\sigma_{Hmax}] = 1792 \text{ МПа}$	Условие статической прочности при перегрузке выполняется
-----------------	-------------	---	--

2.6 Проверка на перегрузку по напряжениям изгиба

$[\sigma_{Fmax}]$	[3, табл. 4.6]	$[\sigma_{Fmax}] = 2,7\tilde{H}B = 2,7 \cdot 250 =$ $= 675 \text{ МПа}$	
-------------------	----------------	--	--

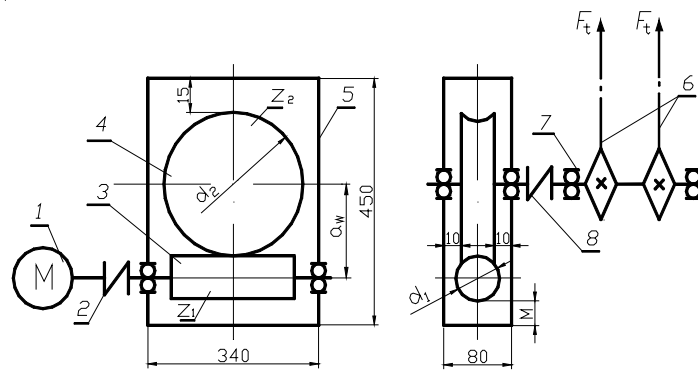
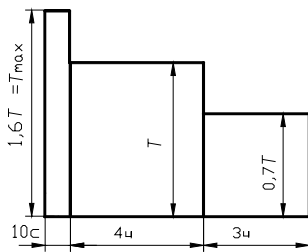
σ_{Fmax}	[3, (4.57)]	$\sigma_{Fmax} = \sigma_{F2} \frac{T_n}{T_2 K_{FL}} = 58 \frac{1,2}{1,1} =$ $= 69,6 \text{ МПа} \leq [\sigma_{Fmax}] = 650 \text{ МПа}$	Запас статической прочности при перегрузке имеется
-----------------	-------------	---	--

3 Разработка сборочного чертежа планетарного редуктора [3, 7, 9, 15]. Сборочный чертеж планетарного редуктора показан в прил. 22.

Пример 6. Произвести полный расчет зацепления червячного редуктора приводной станции цепного конвейера. Схема привода и график его нагрузки показаны на рис. 24.

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

Рис. 24 Схема привода и график нагрузки:
1 – электродвигатель;
2 – муфта; 3 – червяк;
4 – колесо; 5 – корпус;



1 Кинематический и энергетический расчеты.

1.1 Определим мощность на валу со звездочками

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

1.2 Рассчитаем потребную мощность [1, 3] электродвигателя

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

где $\eta_{п}$ – КПД пары подшипников; $\eta_{м}$ – КПД муфты; $\eta_{чз}$ – КПД червячного зацепления; $\eta_{зв}$ – КПД цепной передачи.

1.3 Подбираем электродвигатель (прил. 7, 8):

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

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

1.4 Рассчитаем частоту вращения вала со звездочками:

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

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

1.5 Рассчитаем передаточное число редуктора

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

Вращающие моменты на валах:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{2,49 \cdot 1000}{100,48} = 24,78 \text{ Н} \cdot \text{м} = 24780 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_2 = T_1 u \eta_{чз} = 24,78 \cdot 24,9 \cdot 0,8 = 493,62 \text{ Н} \cdot \text{м} = 493620 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2 Расчет зацепления [16]

2.1 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений.

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

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

В первом приближении оцениваем скорость скольжения:

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

По таблице 10.11 [16] выбираем допускаемые напряжения $[\sigma_H] = 180 \text{ МПа}$, по табл. 10.10 $\sigma_T = 200 \text{ МПа}$.

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

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

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

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

$$= 34 \cdot 10^6,$$

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

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

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

$K_{H\beta}$ – 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 (табл. 10.6); $x = 0$ коэффициент смещения инструмента;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент динамической нагрузки.

Назначаем 8-ю степень точности передачи (по ст СЭВ 311–76), и учитывая ранее принятое значение скорости скольжения $v_{\text{ск}} = 3,41 \text{ м/с}$, назначаем $K_{H\alpha} = 1,2$. Тогда коэффициент нагрузки:

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

Рассчитываем межосевое расстояние:

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

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

Определяем модуль зацепления

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

По табл. 10.2 [16] подбираем наиболее близкие к расчетным 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:

$$\Delta u = \frac{25 - 24,9}{25} \cdot 100 = 0,4\%. \text{ Допускаемое отклонение } [\Delta u] = (2 \dots 4)\%.$$

Окончательно имеем:

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

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

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

2.3 Проверим зацепление на прочность по контактным напряжениям. Используем формулу

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a_w}\right)^3} T_2 K_H =$$

$$= \frac{170}{\frac{50}{10}} \sqrt{\left(\frac{\frac{50}{10} + 1}{180}\right)^3} 493,62 \cdot 10^3 \cdot 1,42 = 173,7 \text{ МПа}.$$

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 γ – угол подъема витков резьбы червяка: $\text{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{10}$; $\gamma = 11,31^\circ$.

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

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]:

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

Учитывая выход шлифовального камня, принимаем:

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

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 $b_{w2} \leq 0,75d_{\alpha 1} = 0,75 \cdot 72 = 54 \text{ мм}$, принимаем $b_{w2} = 54 \text{ мм}$.

Наружный диаметр колеса $d_{\alpha 2} = \frac{d_{\alpha 2} + 6m}{(z_1 + 2)} = \frac{312 + 6 \cdot 6}{(2 + 2)} = 321 \text{ мм}$.

2.5 Проверим зацепление на прочность по напряжениям изгиба (рис. 25). Действительные напряжения изгиба в зацеплении

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

По таблице 10.8 [11], в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_V путем 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 $F_t = \frac{T_2}{d_2/2} = \frac{49320}{300/2} = 3291 \text{ Н}.$

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 контактным 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

$$\eta_{\text{чз}} = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\text{tg} 11,31}{\text{tg}(11,31 + 1,6)} = 0,866,$$

где $\varphi' = 1,6$ – приведенный угол трения (табл. 10.5, [16]).

Выбираем масло с допустимой температурой $t = 65^\circ \text{C}.$

4 Расчет усилий, действующих в зацеплении (рис. 25).

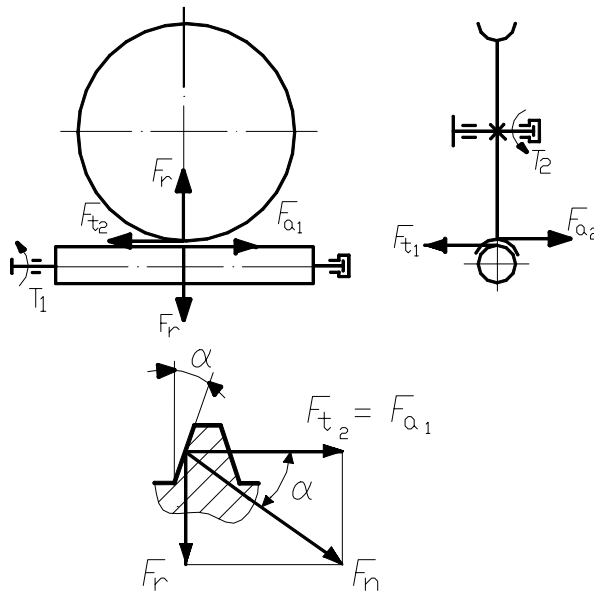


Рис. 25 Схема сил, действующих в зацеплении

Окружная сила на червяке $F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 24780}{60} = 826 \text{ Н}.$

Окружная сила на колесе $F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 493620}{300} = 3291 \text{ Н}$.

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

5 Рассчитаем червяк на прочность и жесткость.

5.1 Построение эпюр для вала червяка (рис. 26).

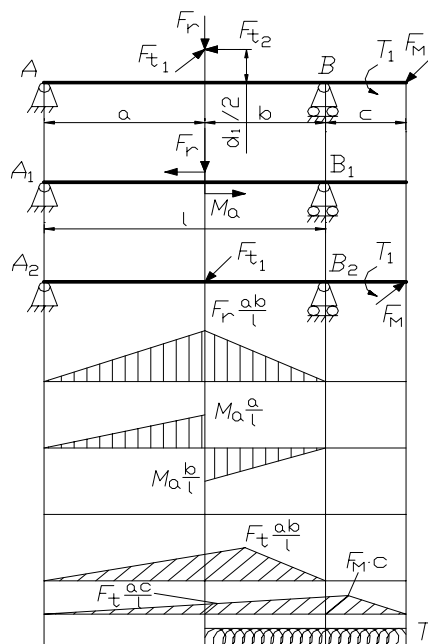


Рис. 26 Расчетная схема червяка

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 :

$$M_{Fr} = F_r \frac{ab}{l} = \frac{1198 \cdot 170 \cdot 170}{340} = 101823 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Изгибающий момент от силы F_{a1} :

$$M_{Fa1} = F_{a1} \frac{d_{f1} a}{2 l} = \frac{3291 \cdot 45,6 \cdot 170}{2 \cdot 340} = 37517 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Изгибающий момент от силы F_{t1}

$$M_{Ft1} = F_{t1} \frac{ab}{l} = \frac{826 \cdot 170 \cdot 170}{340} = 70210 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Изгибающий момент от силы F_M

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

где $F_M = 0,3F'_M$; $F'_M = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 24780}{82} = 604,4 \text{ Н}$; здесь $D_1 = 82$ мм – диаметр окружности, проходящей через оси пальцев муфты на валу червяка.

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

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

Суммарный момент в сечении

$$M = \sqrt{(M_{Fr} + M_{Fa1})^2 + (M_{Ft1} + M_F)^2} = \\ = \sqrt{(101\,823 + 375\,17)^2 + (70\,210 + 90\,65)^2} = 160\,312,7 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Изгибающие напряжения

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

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: $[f] = m(0,005 \dots 0,01) = (0,03 \dots 0,06) \text{ мм}.$

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

Условие жесткости 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,

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

Количество тепла, отводимое корпусом за один час работы:

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

где $K_T = 30 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С}$ – 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 (рис. 24) определяется из условия наполнения масла в корпус на высоту зуба червяка и объема масла из расчета 0,7 литра 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, 7, 8]. Сборочный чертеж редуктора представлен в

прил. 19.

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. 27). Материал колеса и вала принять – сталь 45 (улучшенная $\sigma_T = 450 \text{ МПа}$).

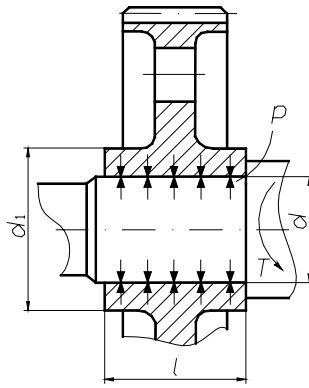


Рис. 27 Расчетная схема соединения с натягом

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]:

$$d_1 = 1,5 \cdot d + 10 = 1,5 \cdot 70 + 10 = 115 \text{ мм}.$$

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

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

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

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

3 Определяем расчетный натяг по формуле Ляме:

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

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

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

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. 28. Тогда $N_{\min} = 102 - 30 = 72 \text{ мкм} > 50,86 \text{ мкм}$

6 Проверим прочность ступицы после сборки.

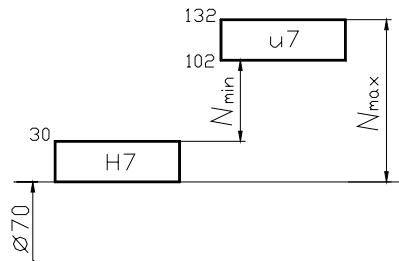


Рис. 28 Схема полей допусков вала и отверстия для посадки $\text{Ø}70 \frac{\text{H7}}{\text{u7}}$

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:

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

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

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

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

1 Определим размеры соединений.

1) Поперечное сечение шпонки по ГОСТ 10748–79 ([7], прил. 14) – $b = 20 \text{ мм}$, $h = 18 \text{ мм}$, длину из условия размещения внутри ступицы – $l_p = l - b - 5 = 105 - 20 - 5 = 80 \text{ мм}$.

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

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 $[\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа}$, что больше чем $\sigma_{\text{см}} = 85,3 \text{ МПа}$, следовательно, условие прочности выполняется.

2) По обобщенному критерию работоспособности [1]

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

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

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

Пример 9. Определить размеры лобового и фланговых швов сварного соединения (рис. 29). Соединение выполнено внахлестку сплошным нормальным швом: толщина накладки δ_1 , больше толщины полки уголка δ_2 . Материал свариваемых деталей сталь Ст3. Электрод Э42. Соединение должно быть равнопрочно основному материалу. Сварка ручная электродуговая.

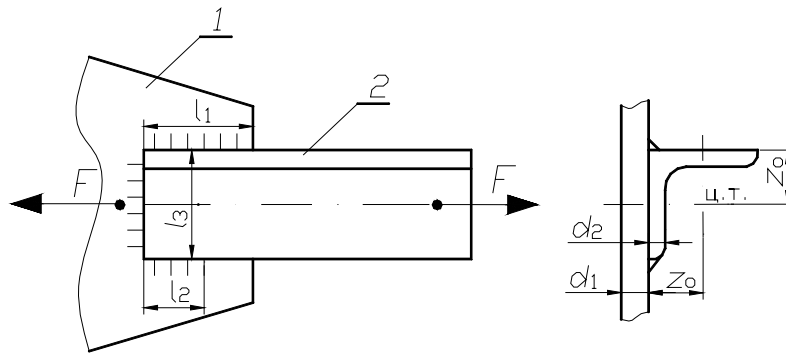


Рис. 29 Сварное нахлесточное соединение

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 (прил. 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 расчете деталей на растяжение [1]. Площадь поперечного сечения уголка $160 \times 160 \times 12$ находим по сортаменту [4] $S = 3740$ мм². Тогда допускаемая величина передаваемого усилия

$$F = A[\sigma_p] = 3740 \cdot 150 = 561000 \text{ Н.}$$

2 Рассчитаем суммарную длину швов в соединении

$$(l_1 + l_2 + l_3) = \frac{F}{0,7k[\tau'_{cp}]} = \frac{561000}{0,7 \cdot 12 \cdot 90} = 750 \text{ мм,}$$

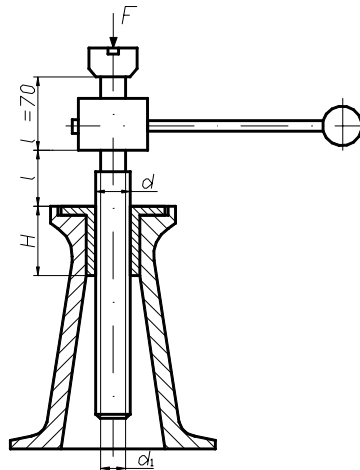
где $[\tau'_{cp}] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 150 = 90$ МПа – допускаемые напряжения среза в сварных швах; $k \leq 12$ мм – катет сварного шва.

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 грузоподъемностью $F = 32$ кН (рис. 30). Максимальная высота подъема 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]:

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

где σ_T – предел текучести (прил. 5).

1.2 Рассчитаем диаметр винта

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F}{\pi[\sigma_{сж}]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 32000}{3,14 \cdot 90}} = 24,3 \text{ мм,}$$

1.3 По таблице стандартов [7 с. 48] 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 $[\sigma_{см}] = 8$ МПа [1]. Воспользуемся формулой

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

тогда

$$z = \frac{F}{\pi d_2 h [\sigma_{см}]} = \frac{32000}{3,14 \cdot 40,5 \cdot 4 \cdot 8} = 7,86.$$

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

3 Проверим винт на самоторможение.

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

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

4 Проверим винт на устойчивость по формуле

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

где γ – коэффициент уменьшения допустимого напряжения сжатия выбирается в зависимости от гибкости винта λ (см. табл.).

λ	60	80	100
γ	0,86	0,75	0,6

Найдем гибкость – $\lambda = \frac{\mu l_p}{i}$, здесь $\mu = 1$ (шарнирное закрепление); l_p – расчетная 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

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 32000}{3,14 \cdot 36^2} = 31,4 \text{ МПа} \leq \gamma [\sigma_{сж}] = 0,764 \cdot 90 = 68,76 \text{ МПа}.$$

Устойчивость винта обеспечена.

Пример 11. Рассчитать болты фланцевой муфты (рис 31), если передаваемая мощность $P = 40$ кВт, частота вращения $n = 100$ об/мин, диаметр $D_0 = 236$ мм и число болтов $z = 6$. Нагрузка постоянная, коэффициент трения между полумуфтами $f = 0,2$. Болты изготовлены из качественной углеродистой стали – Сталь 20.

Расчет выполнить для двух вариантов конструкций:

- болты поставлены с зазором;
- болты поставлены без зазора.

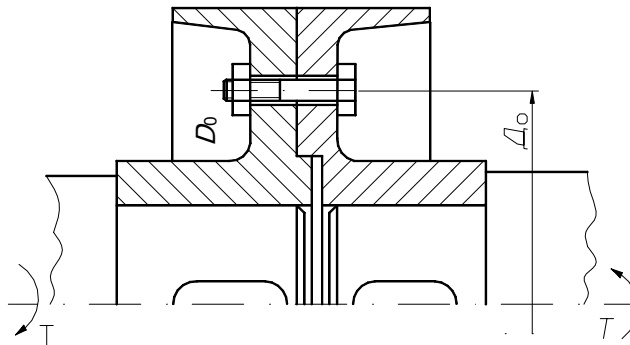


РИС. 31 РАСЧЕТНАЯ СХЕМА МУФТЫ

- Определим вращающий момент, передаваемый муфтой

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

- Определим окружное усилие, приходящееся на 1 болт,

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

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

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1,3 F_{\text{заг}}}{\pi d_1^2} = \frac{1,3 k F}{\pi d_1^2 f} = [\sigma],$$

откуда

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

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

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

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

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

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

здесь $[\tau] = 0,4 \cdot \sigma_{\tau} = 0,4 \cdot 240 = 96$ МПа [1, с.55].

По таблице стандартов (прил. 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. 32) по напряжениям растяжения, среза и смятия. Тип резьбы – М36, высота гайки $H = 0,8d$.

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

Определим напряжения:

- растяжения:

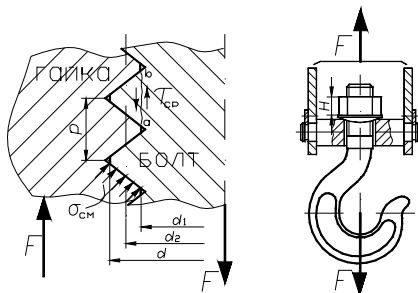


Рис. 32 Сечение резьбы и схема крюковой подвески

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p} = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{50000}{\frac{3,14 \cdot 31,67^2}{4}} = 63,5 \text{ МПа};$$

- среза

$$\tau_{cp} = \frac{F}{A_{cp}} = \frac{F}{\pi d_1 H K} = \frac{F}{\pi d_1 0,8d \cdot 0,8} = \frac{50000}{3,14 \cdot 30,8 \cdot 0,8 \cdot 36 \cdot 0,8} = 22,4 \text{ МПа},$$

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

- смятия

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{S_{cm}} = \frac{F}{\frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4} z} = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2) \frac{H}{S}} = \frac{50000}{\frac{3,14}{4}(36^2 - 30,8^2) \frac{0,8 \cdot 36}{4}} = 25,5 \text{ МПа}.$$

Определим допускаемые напряжения:

- разрыва $[\sigma_p] = 0,6\sigma_T = 0,6 \cdot 240 = 144$ МПа;
- среза $[\tau_{cp}] = 0,4\sigma_T = 0,4 \cdot 240 = 96$ МПа;
- смятия $[\sigma_{cm}] = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 240 = 192$ МПа,

где $\sigma_T = 240$ 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.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Средние значения кпд различных передач (с учетом 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 $z = 1$	0,7 ... 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
Плоскоременная:		0,95 ... 0,98
Клиноременная:		0,94 ... 0,97

Примечание: КПД соединительных муфт принять равным 0,99

Приложение 2

Передаточные числа отдельных передач

Тип передачи	Средние значения	Наибольшее значение	Тип передачи	Средние значения	Наибольшее значение
Зубчатая передача редуктора:			Червячная:		
а) цилиндрическими колесами	3 ... 4	12,5	открытая	8 ... 40	90
прямозубыми	3 ... 5	12,5	Цепная	15 ...	100
косозубыми	3 ... 5	12,5	Ременная:	3 ... 4	8
шевронными	4 ... 6	12,5	плоскоременная	2 ... 4	10
б) коническими колесами	2 ... 3	6	открытая		
Открытая зубчатая передача	4 ... 6	20	плоскоременная с	3 ... 5	15
цилиндрическими колесами			натяжным		
			клиноременная	2 ... 4	10

Приложение 3

Модули эвольвентных зубчатых передач по ГОСТ 95 63 –70 [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.

Приложение 4

Рекомендуемые передаточные отношения в зависимости от числа ступеней редуктора

Редуктор	Редукторы		
	одноступенчатые	двухступенчатые	трехступенчатые
Цилиндрический	1,6 ... 8 2 ... 6,3	7,1 ... 50 8 ... 40	25 ... 250 31,5 ... 180
Планетарный	3,15 ... 12,5 4 ... 10	10 ... 125 16 ... 100	63 ... 1000 80 ... 500
Волновой	63 ... 400 80 ... 315	–	–
Конический	1 ... 6,3 1 ... 5	–	–
Коническо-цилиндрический	–	6,3 ... 40 6,3 ... 31,5	20 ... 200 25 ... 140
Червячный	8 ... 80 8 ... 63	63 ... 4000 63 ... 2500	–
Червячно-цилиндрический	–	25 ... 400 40 ... 250	200 ... 2000 250 ... 1250
Цилиндро-червячный	–	16 ... 160 16 ... 200	–

Примечание. В числителе приведен полный диапазон применяемых передаточных отношений, знаменателе – рекомендуемый.

Приложение 5

Механические свойства сталей							
Марка стали	Диаметр D , мм	Ширина S , мм	НВ сердцевин	HRC поверхности	σ_b	σ_T	Термическая обработка
					МПа		
Ст. 3	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
35X М	315	200	235 ... 262	–	800	670	Улучшение
40XH	315	200	235 ... 262	–	800	630	Улучшение
45Л	315	200	207 ... 235	–	680	440	Улучшение

Материалы для червячных колес

Группа	Материал	Способ отливки	Механические свойства	
			$\sigma_{вн}$	$\sigma_{т}$
I б	БрО5Ц5С5	К	200	90
		З	145	80
II а	БрА9ЖЗЛ	Ц	530	245
		К	500	230
		З	425	195
II б	ЛЦ23А6ЖЗМц2	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.

ТРЕХФАЗНЫЕ АСИНХРОННЫЕ КОРОТКОЗАМКНУТЫЕ ДВИГАТЕЛИ СЕРИИ 4А
(ГОСТ 20459-87) [6]

Параметры двигателей основного исполнения

Тип двигателя	Мощность, кВт	Отношение вращающего момента к номинальному		
		максимального	начального пускового	минимального
Синхронная частота вращения 3000 об/мин				
4АА63В2	0,55	2,2	2,0	1,2
У3	0,75		2,0	1,2
4А71А2У	1,1		2,0	1,2
3	1,5		2,0	1,2
4А71В2У	2,2		2,0	1,2
3	3,0		2,0	1,2
4А80А2У	4,0		2,0	1,2
3	5,5		2,0	1,2
4А80В2У	7,5		2,0	1,0
3	11,0		1,6	1,0
4А90Л2У3	15,0		1,4	1,0
4А100S2У	18,5		1,4	1,0
3	22,0		1,4	1,0
4А100L2У	30,0		1,4	1,0
3				
4А112М2				
У3				
4А132М2				

У3				
4A160S2У				
3				
4A160M2				
У3				
4A180S2У				
3				
4A180M2				
У3				

Синхронная частота вращения 1500 об/мин

4A71A4У	0,55		2,0	1,6
3	0,75		2,0	1,6
4A71B4У	1,1		2,0	1,6
3	1,5		2,0	1,6
4A80A4У	2,2		2,0	1,6
3	3,0		2,0	1,6
4A80B4У	4,0	2,2	2,0	1,6
3	5,5		2,0	1,6
4A90L4У3	7,5		2,0	1,6
4A100S4У	11,0		2,0	1,6
3	15,0		1,4	1,0
4A100L4У	18,5		1,4	1,0
3	22,0		1,4	1,0
4A112M4	30,0		1,4	1,0
У3				
4A132S4У				
3				
4A132M4				
У3				
4A160S4У				
3				
4A160M4				
У3				
4A180S4У				
3				
4A180M4				
У3				

Продолжение прил. 7

Тип двигателя	Мощность, кВт	Отношение вращающего момента к номинальному		
		максимального	начального пускового	минимального

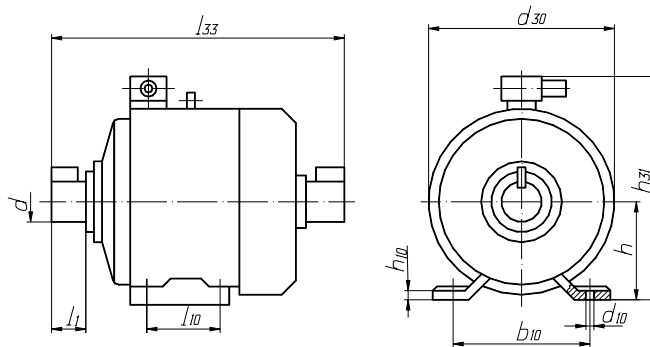
Синхронная частота вращения 1000 об/мин

4A71B6Y3				
4A80A6Y3				
4A80B6Y3				
4A90L6Y3	0,55	2,2	2,0	1,6
4A100L6Y3	0,75	2,2	2,0	1,6
4A112MA6Y3	1,1	2,2	2,0	1,6
4A112MA6Y3	1,5	2,2	2,0	1,6
4A112MB6Y3	2,2	2,2	2,0	1,6
4A112MB6Y3	3,0	2,2	2,0	1,6
4A132S6Y3	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
4A180M6Y3	30	2,0	1,2	1,0
4A200L6Y3				

Синхронная частота вращения 750 об/мин

4A80B8Y3				
4A90LA8Y3				
4A90LA8Y3				
4A90LA8Y3	0,55	1,7	1,6	1,2
4A100L8Y3	0,75	1,7	1,6	1,2
4A112MA8Y3	1,1	1,7	1,6	1,2
4A112MA8Y3	1,5	1,7	1,6	1,2
4A112MB8Y3	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
4A132S8Y3	5,5	2,2	1,8	1,4
4A132M8Y3	7,5	2,2	1,4	1,0
4A160S8Y3	11,0	2,2	1,4	1,0
4A160M8Y3	15,0	2,0	1,4	1,0
4A180M8Y3				

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	13 8	14	30	80	7	10 0	63	7	6,3	
4A71	2, 4, 6, 8	330	201/ 233	17 0	19	40	90	7	11 2	71	9	15,1	
4A80A	2, 4, 6, 8	355	218/ 240	18 6	22	50	10 0	10	12 5	80	1	17,5	
4A80B	2, 4, 6, 8	375									0		20,0
4A90L	2, 4, 6, 8	405	243/ 260	20 8	24			12 5	10	14 0	90	1 1	28,7
4A10OS	2, 4, 6, 8	427	265/ 280	23 5	28	60	11 2	12	16 0	100	1 2	36	
4A10OL	2, 4, 6, 8	457					14 0						42
4A112M	2, 4, 6, 8	534	310	26 0	32	80	14 0	12	19 0	112	1 2	56	
4A132S	4, 6, 8	560	350	30 2	38				14 0		21 6	132	1 3
4A132M	2, 4, 6, 8	610							17 8				
4A16OS	2	737	430	35 8	42	10	17 8	15	25 4	160	1	130	
4A160M	4, 6, 8												
4A18OS	2	778	470	41 0	48			20 3	15	27 9	180	2 0	145
4A180S	4, 6, 8							55					
4A20OL	2	925	535	45 0	55	11 0	30	19	31 8	200	2 4	165	
4A200L	4, 6, 8	945				60	14 0						

Приложение 9

Параметры вариаторов с широким ремнем по ОСТ 38.5.17-73 [13]

Группа вариато-	А	Б	В
-----------------	---	---	---

Вид ремня	зубчатый	зубчатый		сплошной						
Угол канавки φ	26°	28°		28°						
Тип ремня	$v = \frac{b_p}{h}$	Параметры								
		v	$\frac{D}{d}$	Д	v	$\frac{D}{d}$	Д	v	$\frac{D}{d}$	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... 9,6	1,8...1,7	3...3,5	–	–	–
СВ	2,0	6,7	1,9	3,5	8...8,6	1,6	2,6	12...14	1,4	2,0

Примечание: 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.

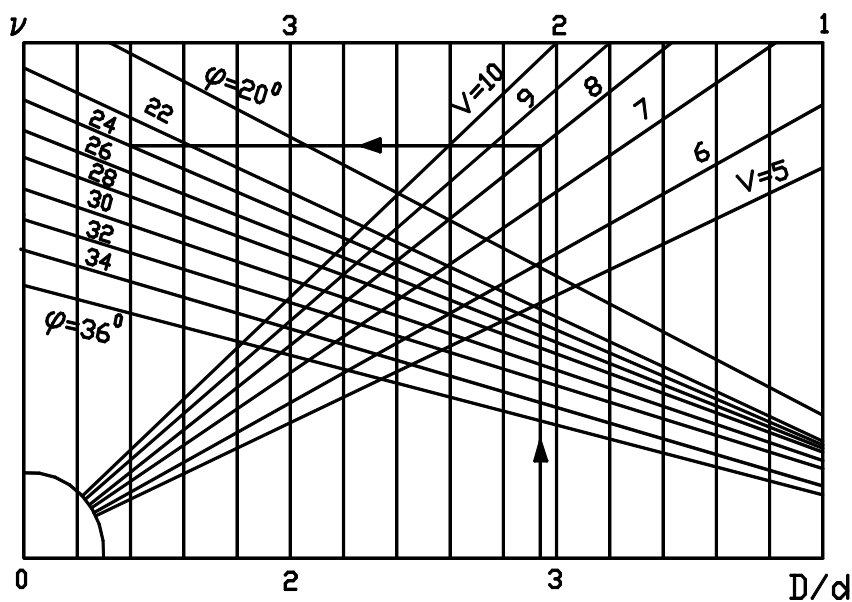
Приложение 10

Допускаемая мощность и минимальные диаметры шкивов для широких ремней по ОСТ 38.5.17–73 [13]

Ремень						А		Б		В	
Тип	Размеры сечений и погонный вес					d, мм	P ₀ , кВт	d, мм	P ₀ , кВт	d, мм	N ₀ , кВт
	h _p , мм	b _p , мм	h, мм	q, Н/мм	A, мм ²						
	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-	2,5	32	10,0	3,9	310	56	2,25	85	3,1	12	4,6
1-В-	3,2	40	13,0	6,3	508	71	3,6	106	5,2	16	7,8
1-В50	4,0	50	16,0	9,6	770	90	6,0	135	9,0	20	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	15	8,1
СВ-32	4,8	32	15,0	5,2	412	10	5,2	130	7,8	20	11,8

Приложение 11

Номограмма для определения основных параметров вариаторов с широким ремнем



Приложение 12

Предпочтительные числа для длины ремня по ГОСТ 1284-68 [13]

Ря-	Длина ремня в 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

Приложение 13

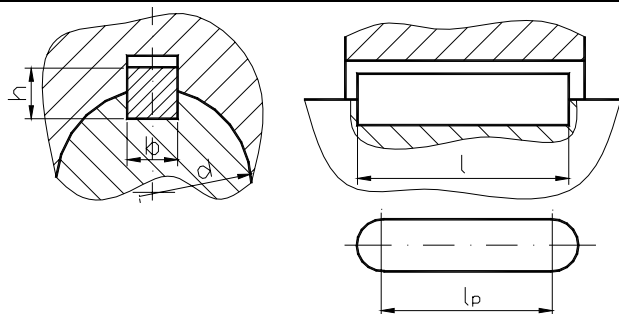
Допускаемые напряжения в сварных швах при статическом нагружении для малоуглеродистых и низколегированных сталей

Напряженное состояние	Тип шва	Способ сварки	Допускаемые напряжения.
Растяжение, сжатие $[\sigma'_p]$	Стыковой	дуговая, контактная, автоматическая, полуавтоматическая, ручная	$[\sigma_p]$
Срез $[\tau'_{cp}]$	Угловой	автоматическая, полуавтоматическая	$0,65[\sigma_p]$
		ручная	$0,6[\sigma_p]$

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 – $S = 1,5 \dots 1,7$.

Приложение 14

Размеры сечений для призматических шпонок (ГОСТ 23360–78) [4]

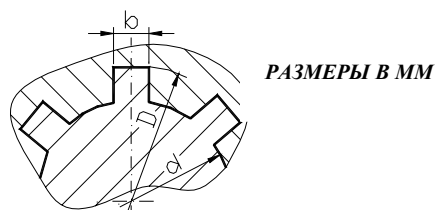


Диаметр Раз- вала, мм меры сечения шпонки, мм	Св. 12 до 17	Св. 17 до 22	Св. 22 до 30	Св. 30 до 38	Св. 38 до 44	Св. 44 до 50	Св. 50 до 58	Св. 58 до 65	Св. 65 до 75	Св. 75 до 85	Св. 85 до 95	Св. 95 до 110
	5	6	7	8	8	9	10	11	12	14	16	16
Ширина, <i>b</i>	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	24	28
Высота, <i>h</i>	5	6	7	8	8	9	10	11	12	14	16	16

Примечания: 1 Расчетная длина шпонки – l_p определяется из условия расчета на прочность по напряжениям смятия.
2 Полная длина – $l = l_p + b$.

Приложение 15

Размеры сечений для прямобочных шлиц (ГОСТ 23360–78) [4]



Номинальный размер $z \times d \times D \times b$, где z – число шлиц

Легкая серия	Средняя серия	Тяжелая 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
		16×56×65×5

8×42×46×8	8×52×60×10	16×62×72×6
8×42×46×8	8×56×65×10	16×72×82×7
	8×62×72×12	20×82×92×6
	10×72×82×12	20×92×102×7
		20×102×115×8

Приложение 16

Размеры метрической резьбы (мм) для болтов и винтов
(ГОСТ8724–78) [4]

Номиналь- ный или наружный диаметр резьбы, d	Резьба с крупным ша- гом			Резьба с мелким шагом		
	Шаг резь- бы, P	Внут- ренний диа- метр, d_1	Сред- ний диа- метр, d_2	Шаг резь- бы, P	Внут- ренний диа- метр, d_1	Сред- ний диа- метр, 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 $H_1 = 0,541P$.

Приложение 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

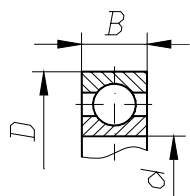
	8	17	22		12	37	44
32	3	28,5	30,5	(55)	3	51,5	53,5
	6	25	29		8	46	51
	10	21	27		12	42	49
(36)	3	32,5	24,5	60	3	56,5	58,5
	6	29	33		8	51	56
	10	25	31		12	47	54

Примечания: 1 Размеры в скобках менее предпочтительны.

2 Рабочая высота профиля $H_1 = 0,5P$.

Приложение 18

Шарикоподшипники радиальные однорядные по ГОСТ 8338-75 [6]



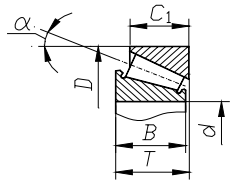
Размеры в мм

Обозначение	d	D	B	Грузоподъемность, кН		Обозначение	d	D	B	Грузоподъемность, кН	
				C	C_0					C	C_0
Легкая серия						Средняя серия					
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,	11,4

202	15	35	11	7,8	3,55	306	30	72	19	5	14,6
203	17	40	12	9,56	4,5	307	35	80	21	28,1	18,0
204	20	47	14	12,7	6,2	308	40	90	23	1	22,4
205	25	52	15	14,0	6,95	309	45	100	25	33,2	30,0
										41,0	
										52,7	
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	8	41,5
208	40	80	18	32,0	17,8	312	60	130	31	71,5	48,0
209	45	85	19	33,2	18,6	313	65	140	33	5	56,0
210	50	90	20	35,1	19,8	314	70	150	35	81,9	63,0
211	55	100	21	43,6	25,0	315	75	160	37	9	72,5
212	60	110	22	52	31,0	316	80	170	39	92,3	80,0
213	65	120	23	56	34	317	85	180	41	104	90,0
214	70	125	24	61,8	37,5	318	90	190	43	112	99,0
										124	
										133	
										143	

Приложение 19

Роликоподшипники конические однорядные по ГОСТ 27365–87



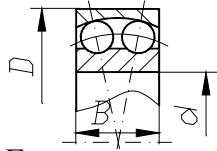
Размеры в мм

Обозначение	d	D	B	C ₁	T		α, град	Грузоподъемность, кН	
					max	min		C	C ₀
Легкая серия									
7203 А	17	40	12	11	13,5	13	12	17,9	12
7204 А	20	47	14	12	15,5	15	14	26	16,6
7205 А	25	52	15	13	16,5	16	14	29,2	21
7206 А	30	62	16	14	17,5	17	14	38	25,5
7207 А	35	72	17	15	18,5	18	14	48,4	32,5
7208 А	40	80	20	16	19,5	19,5	14	58,3	40
7209 А	45	85	19	16	20,5	20,5	15	62,7	50
7210 А	50	90	21	17	21,5	20,5	14	70,4	55
7211 А	55	100	21	18	22,5	21,5	15	84,2	61
7212 А	60	110	23	19	23,5	22,5	13	91,3	70
7214 А	70	125	26	21	24,5	23,5	14	108	78
7216 А	80	140	26	22	26,5	22,5	16	119	89
Средняя серия									
7305 А	25	62	17	15	18,5	18	14	41,8	28
7306 А	30	72	19	17	20,5	20,5	14	52,8	39
7307 А	35	80	21	18	22,5	22,5	12	68,2	50
7308 А	40	90	23	20	25,5	23,5	11	80,9	56
7309 А	45	100	25	22	27,5	25,5	11	101	72
7310 А	50	110	27	23	29,5	27,5	12	117	90
7311 А	55	120	29	25	31,5	29,5	12	134	110
7312 А	60	130	31	27	33,5	31,5	12	16	120
7313 А	65	140	33	28	35,5	33,5	12	183	150
7314 А	70	150	35	30	37,5	35,5	12	209	170
7315 А	75	160	37	31	39,5	37,5	12	229	185

A					38,5	39,5		
7313					40,5			
A								
7313								
A								
7315								
A								

Приложение 20

Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные по ГОСТ 5720–75



Размеры в мм

Обозначение	d	D	B	Грузоподъемность, кН		Факторы приведенной нагрузки		
				C	C ₀	e	$F_a/(F_r V) \leq e$	$F_a/(F_r V) > e$
Легкая серия								
1208	40	80	18	19	8,55	0,219	2,87	4,42
1209	45	85	19	21	9,6	0,212	2,972	4,599
1210	50	90	20	22	10,6	0,214	3,134	4,850
1212	55	95	21	23	11,8	0,195	3,232	5,002
1213	60	100	22	24	13,2	0,185	3,407	5,273
1214	65	105	23	26	14,7	0,170	3,705	5,734
1215	70	110	24	28	16,7	0,179	3,509	5,431
1216	75	115	25	30	18,7	0,175	3,596	5,566
1217	80	120	26	32	21,5	0,160	3,944	6,105
1218	85	125	28	31	23,5	0,171	3,686	5,710
1218	90	130	30	32	28,5	0,168	3,758	5,815
1220	100	133	34	34	40,5	0,173	3,634	5,625
		140		39				
		150		39				
		160		48				
		180		57				
		200		68				
		220		79				
Средняя серия								
1310	50	110	27	43	17,5	0,235	2,676	4,141
1312	55	115	29	46	22,5	0,234	2,696	4,173
1313	60	120	31	50	26,5	0,225	2,8	4,334
1314	65	125	33	57	29,5	0,226	2,785	4,311
1315	70	130	35	62	35,5	0,224	2,813	4,354
1316	75	135	37	72	38,5	0,222	2,837	4,39
1317	80	140	39	81	42	0,216	2,918	4,515
1318	85	145	41	90	48,5	0,217	2,898	4,485
1318	90	150	43	100	56,5	0,224	2,817	4,360
1320	100	160	47	110	72	0,236	2,673	4,137
		170		130				
		180		140				
		190		150				
		210		170				
		230		190				

* Примечание: при $F_a/(F_r V) \leq e$ X = 1, при $F_a/(F_r V) > e$ X = 0,65

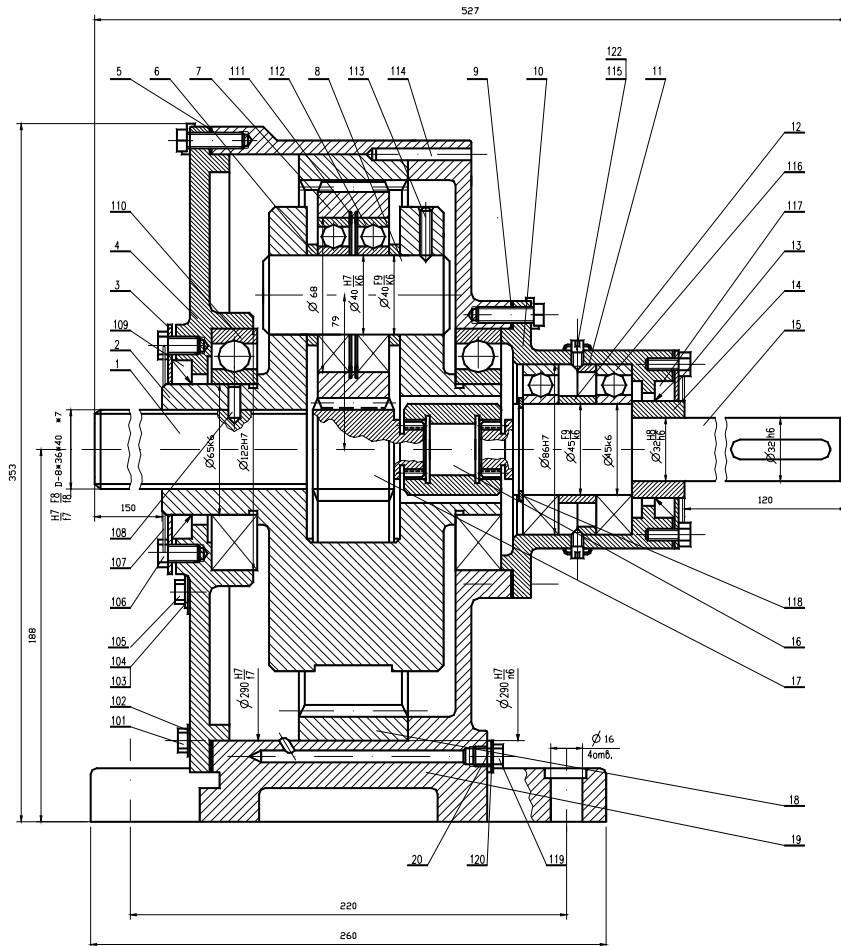
Приложение 21

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	
	0,056				1,75	
	0,084				1,52	
	0,11				1,45	
	0,17				1,31	
	0,28				1,15	
	0,42				1,04	
	0,56				1,00	
	Роликовые конические					

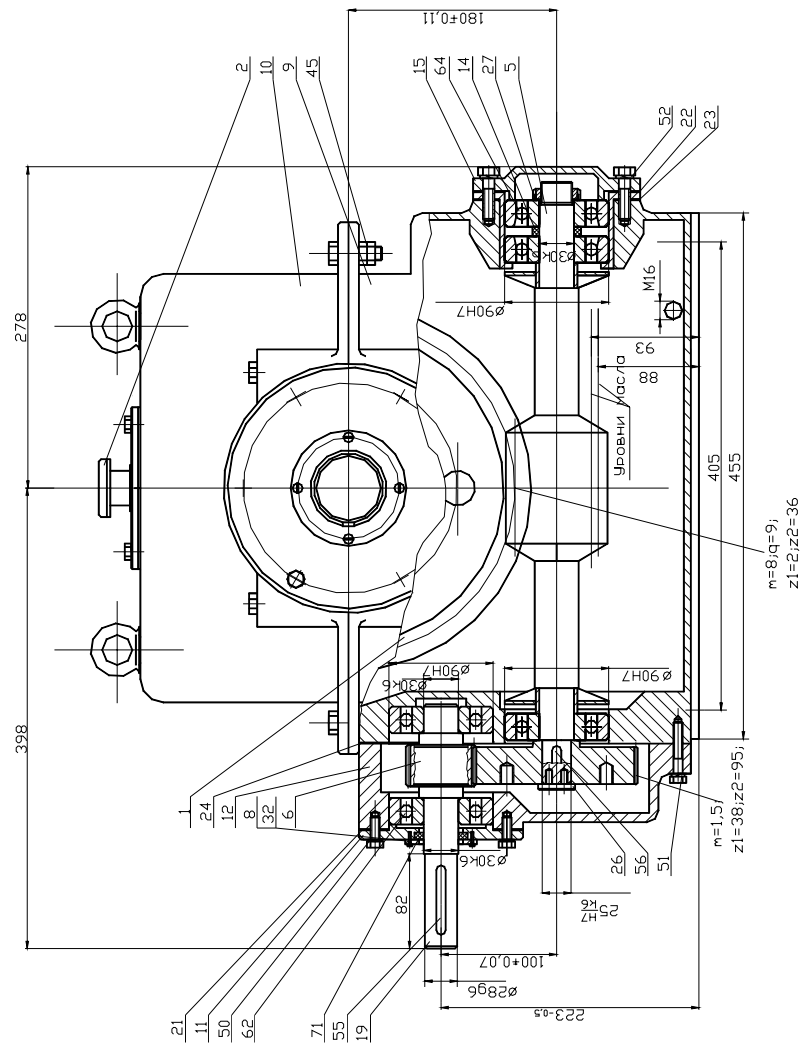
Приложение 22

СБОРОЧНЫЙ ЧЕРТЕЖ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

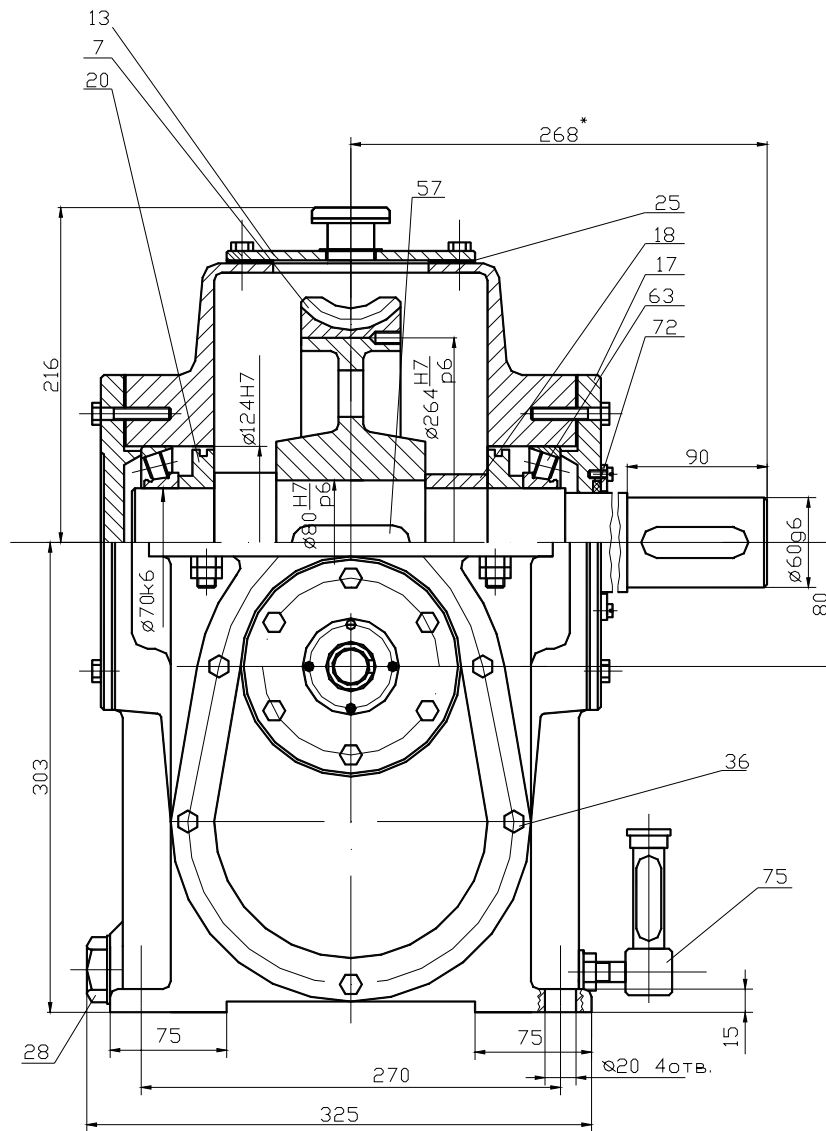


Приложение 23

СБОРОЧНЫЙ ЧЕРТЕЖ ЦИЛИНДРО-ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

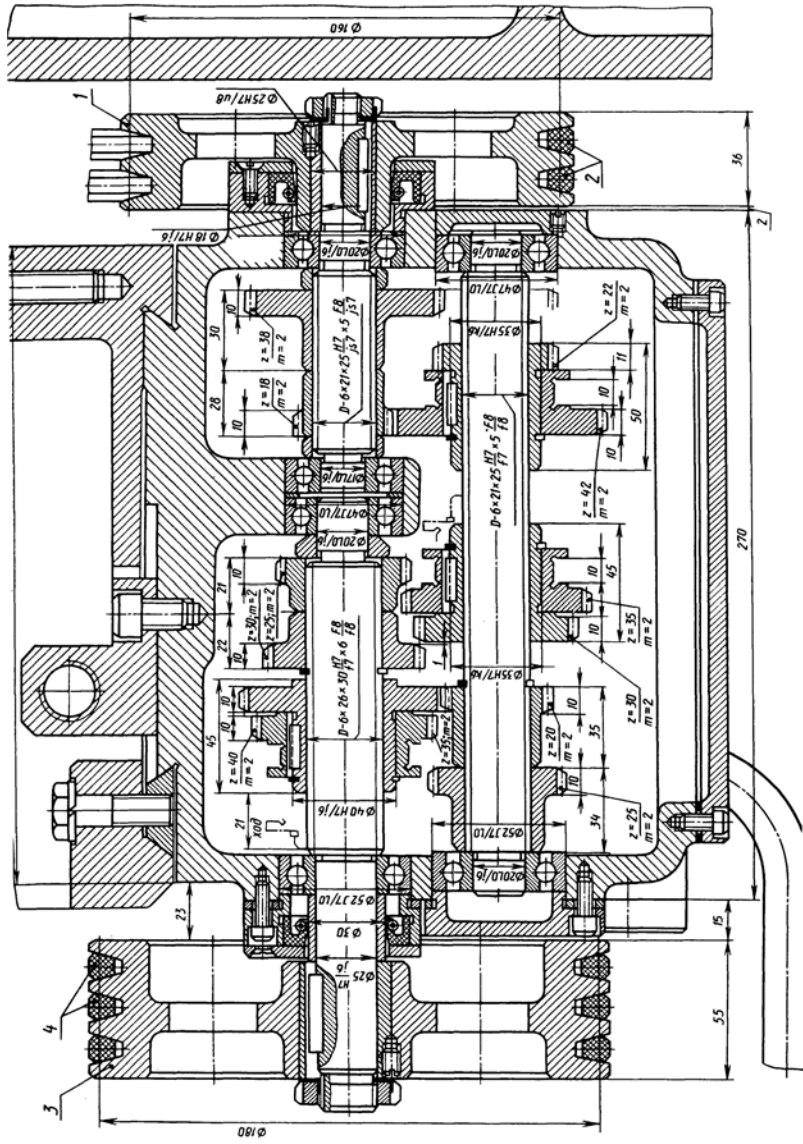


Продолжение прил. 23 (Повернуто)

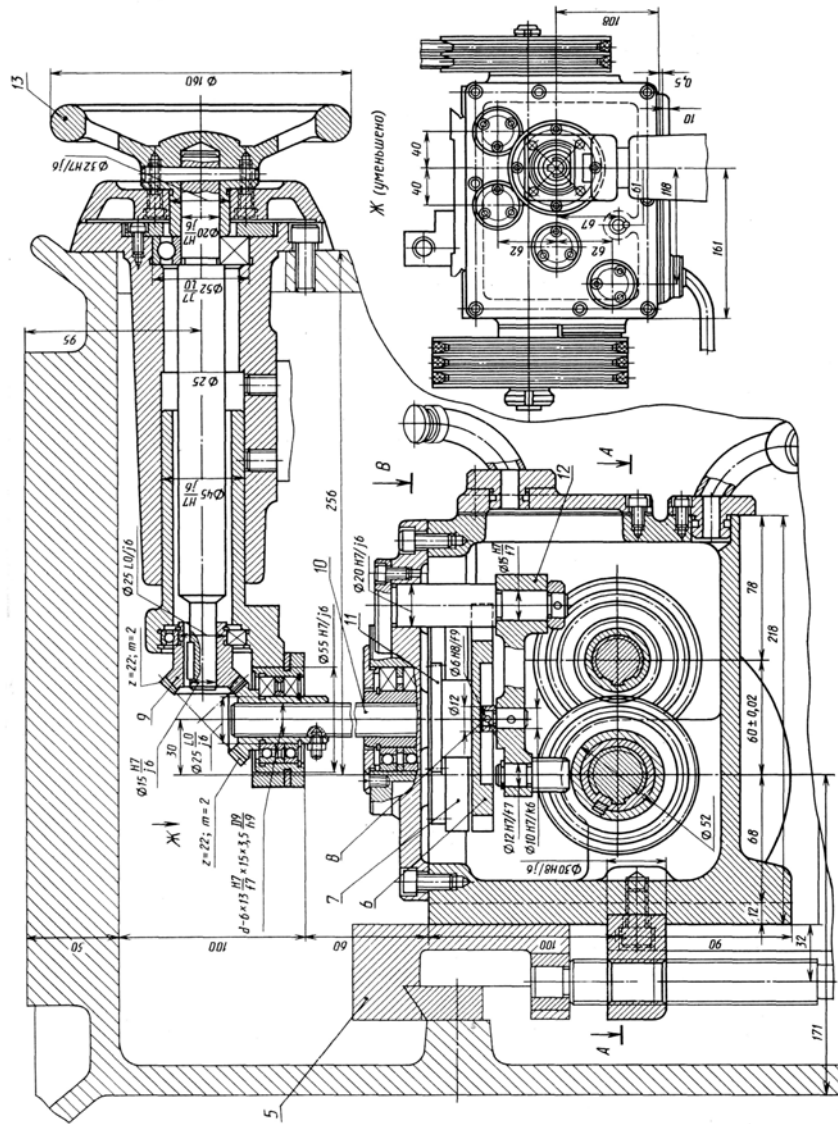


Приложение 24

Сборочный чертеж коробки скоростей для токарного станка 1610

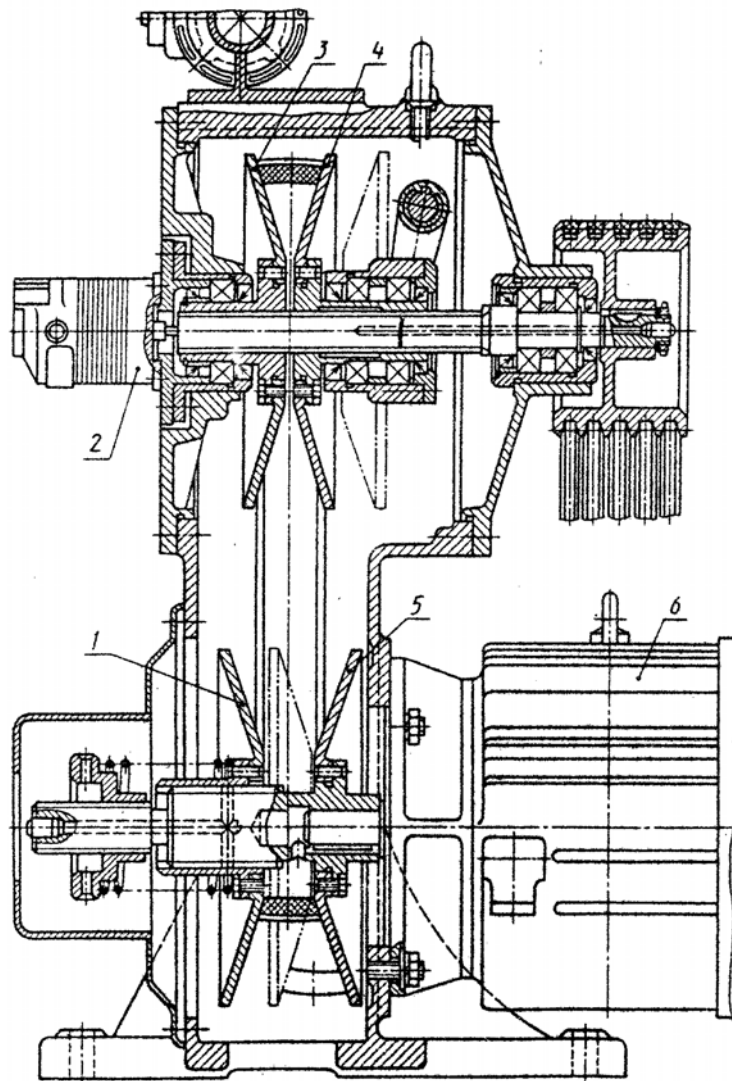


Продолжение прил. 24



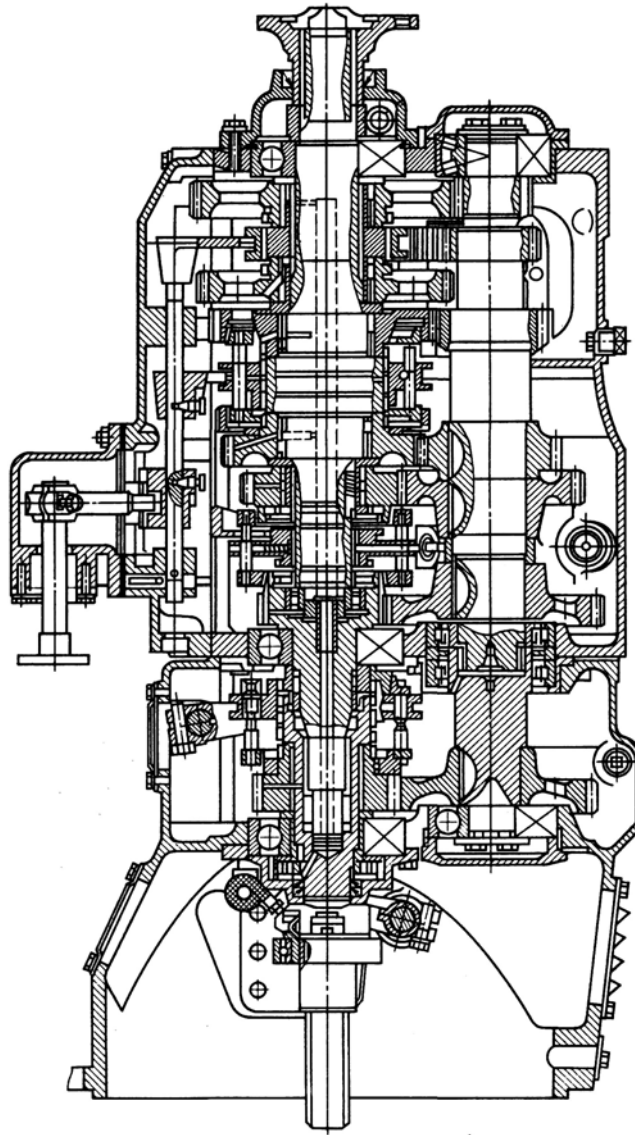
Приложение 25

СБОРОЧНЫЙ ЧЕРТЕЖ ВАРИАТОРА



Приложение 26

Сборочный чертеж коробки передач автомобиля КамАЗ-5320



СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Иванов М.Н., Финогенов В.Н.** Детали машин. М.: Высшая школа, 2003. 408 с.
- 2 **Гузенков П.Г.** Детали машин. М.: Высшая школа, 1986. 359 с.
- 3 **Чернавский С.А.** и др. Проектирование механических передач. М.: Машиностроение, 1984. 558 с.
- 4 **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя: 7-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. Т. 1. 720 с.
- 5 **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя: 7-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. Т. 3. 720 с.
- 6 **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя: 7-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. Т. 2. 748 с.
- 7 **Детали машин:** Атлас конструкций / Под ред. Д.Н. Решетова. М., 1992. 352 с.
- 8 **Дунаев П.Ф., Леликов О.П.** Конструирование узлов и деталей машин. М., 1985. 416 с.
- 9 **Иванов М.Н., Иванов В.Н.** Детали машин. Курсовое проектирование. М., 1975. 551 с.
- 10 **Курсовое проектирование деталей машин** / Под ред. В.Н. Кудрявцева. Л., 1983. 400 с.
- 11 **Решетов Д.Н.** Детали машин. М., 1974. 520 с.
- 12 **Пронин Б.А.** Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). М.: Машиностроение, 1980. 320 с.
- 13 **Проектирование вариаторов:** Метод. указ. / Сост. Ю.В. Воробьев, А.Д. Ковергин, Л.Х. Никитина, Тамбов, 1993. 29 с.
- 14 **Коробки передач.** Метод. указ. / Сост. Н.Ф. Попов и др., Тамбов, 1979. 32 с.

15 **Проектирование** планетарных передач: Метод. указ. / А.Д. Ковергин, Л.Х. Никитина, Н.Ф. Майникова. Тамбов, 1993. 36 с.

16 **Ничипорчик С.Н.** и др. Детали машин в примерах и задачах. М.: Высшая школа. 1981. 432 с.