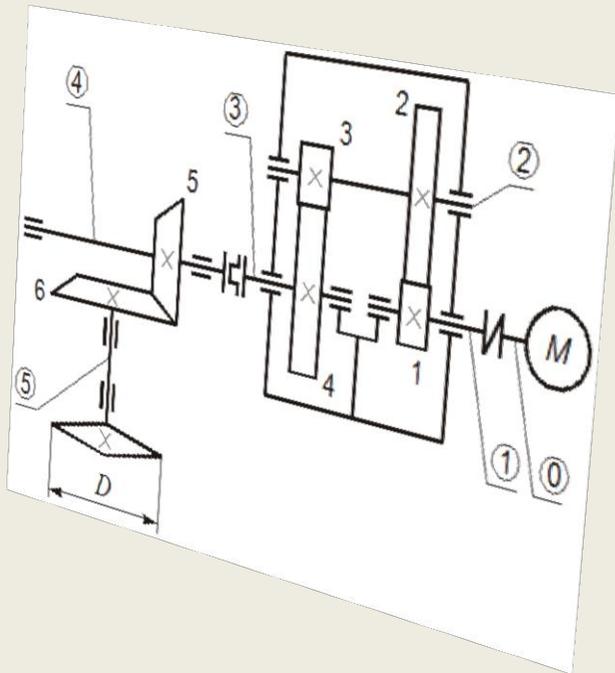


А.М. ПЕТРОВ

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРИВОДА ТРАНСПОРТИРУЮЩЕЙ МАШИНЫ



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А.М. Петров

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРИВОДА
ТРАНСПОРТИРУЮЩЕЙ МАШИНЫ**

Учебное пособие

Ростов-на-Дону

2019

УДК 621.8
П 30

Автор: к. т. н. А.М. Петров

Расчет и конструирование привода транспортирующей машины: Учебное пособие по курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин и основы конструирования». – Ростов-на-Дону: ЦДО ДГТУ, 2019. – 331 с.

Приведены основы расчета и конструирования приводов транспортирующих машин, используемых в различных областях производственной и хозяйственной деятельности.

Предназначено для студентов, выполняющих курсовые работы и проекты по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Основы проектирования». Пособие может быть полезно при выполнении расчетно-графических и контрольных работ по тем же дисциплинам, а также при выполнении выпускных квалификационных работ.

© Петров А.М., 2019

ПРЕДИСЛОВИЕ

Цель настоящего пособия – помочь студентам освоить практическую часть курса деталей машин, приобрести навыки конструирования в объеме, необходимом для выполнения курсового проекта, расчетно-графической или контрольной работы. Приведенные в пособии формулы, рекомендации и справочный материал по элементной базе машиностроения достаточны для расчета параметров типовых приводов транспортирующих машин, их рациональной компоновки и выполнения графической части проекта.

Работа студента над заданием требует от него не только теоретических знаний, но и определенных практических навыков проведения расчетов по деталям машин, объем которых часто бывает недостаточным. Чтобы избежать досадных ошибок, которые способны свести на нет итог многодневных трудов, в помощь студенту приводится типовой пример расчета, который позволит четче усвоить алгоритм действий, тонкости работы с таблицами и графиками при выборе справочных данных, сравнить и оценить порядок числовых значений в получаемых результатах, вовремя найти и устранить возможные ошибки. Для удобства пример расчета набран наклонным шрифтом синего цвета и размещен на нечетных страницах непосредственно напротив соответствующих теоретических положений и рекомендаций по их применению.

Учебный материал пособия разбит по разделам, расположенным в порядке, соответствующем последовательности выполнения работы, при котором расчет очередного узла привода опирается на результаты, полученные в предыдущих расчетах. Для удобства систематизации результатов в конце каждого этапа работы рекомендуется заполнять табличные формы, наличие которых упрощает оформление пояснительной записки и проверку работы преподавателем.

Поскольку для разных направлений подготовки специалистов или бакалавров отводится различное число часов на усвоение дисциплины и предусматриваются различные формы отчетности – курсовые проекты, курсовые работы, расчетно-графические и контрольные работы – преподаватель может варьировать сложность выдаваемых заданий по следующим направлениям:

- упрощение (усложнение) структурных схем приводов путем назначения определенного количества основных узлов, вида и количества ступеней редукторов, количества участков на графиках нагрузки, заданием типовых графиков нагрузки;

- освобождение студентов от определенных проверочных расчетов принципиального характера;

- привлечение к проведению громоздких однообразных расчетов средств автоматизированного проектирования;

- ограничение общего количества чертежей, их вида и форматов, например замена чертежа общего вида габаритным или эскизным чертежом;

- ограничение количества видов на чертежах, упрощение требований по их информативной загруженности, касающихся нанесения указаний технологического характера: точности обработки поверхностей, допусков формы, посадок и др.

Работа с данным пособием не исключает необходимости использования других, более объемных специализированных источников информации, рекомендуемый список которых приведен в конце пособия. Сказанное особо относится к заключительному этапу – оформлению графической части работы, где большую помощь могут оказать атласы типовых машиностроительных конструкций, имеющие удобный увеличенный формат и содержащие образцы выполнения сборочных и рабочих чертежей наиболее часто встречающихся узлов и деталей.

Конкретные примеры расчетов приводятся на правых (нечетных) страницах пособия. Для адекватного восприятия учебного материала с экрана монитора рекомендуется включить просмотр в *двухстраничном режиме*.

1 Кинематический расчет привода

Цель кинематического расчета привода несколько шире той, которую подразумевает название раздела, поскольку помимо чисто кинематических параметров, таких как передаточные числа и частоты вращения, в ходе расчета определяют также энергетические и силовые параметры – передаваемые мощности и вращающие моменты на валах.

1.1 Исходные данные расчета

Кинематический расчет проводят в соответствии со схемой привода и исходными данными из технического задания. На основе схемы задания необходимо подготовить ее рабочий вариант, что заключается в перерисовке и проставлении необходимых обозначений, которые в некоторых случаях могут радикально отличаться от приводимых на бланке задания. Цифрами нумеруют детали передач, входящих в состав привода, – зубчатые колеса, шкивы, звездочки – в порядке, определяемом логикой последовательной передачи движения от двигателя к приводному валу. Детали на приводном (выходном) валу, не входящие в состав передач привода (тяговые звездочки, барабан, ...), не нумеруют. По такому же принципу, используя цифры в кружочках, нумеруют валы привода, причем валу двигателя присваивают нулевой номер, иногда не указываемый на схеме. Рабочий вариант типовой кинематической схемы привода изображен на рис. 1.

Ниже, под кинематической схемой, изображают линейную структурную цепь привода, узлам которой присваивают по возможности краткие, мнемонически понятные обозначения, например: мф – муфта; ред – редуктор; Б – быстроходная ступень редуктора; Т – тихоходная ступень редуктора; РП – ременная передача; ЦП – цепная передача; ЧП – червячная передача; ОП – открытая передача (без указания типа); ОК – открытая коническая передача и т. д. Структурная цепь, благодаря своему линейному

виду, позволяет не запутаться в последовательности взаимодействия узлов, определяет последовательность расчета, а также упрощает процедуру индексации параметров, относящихся к тому или иному узлу.

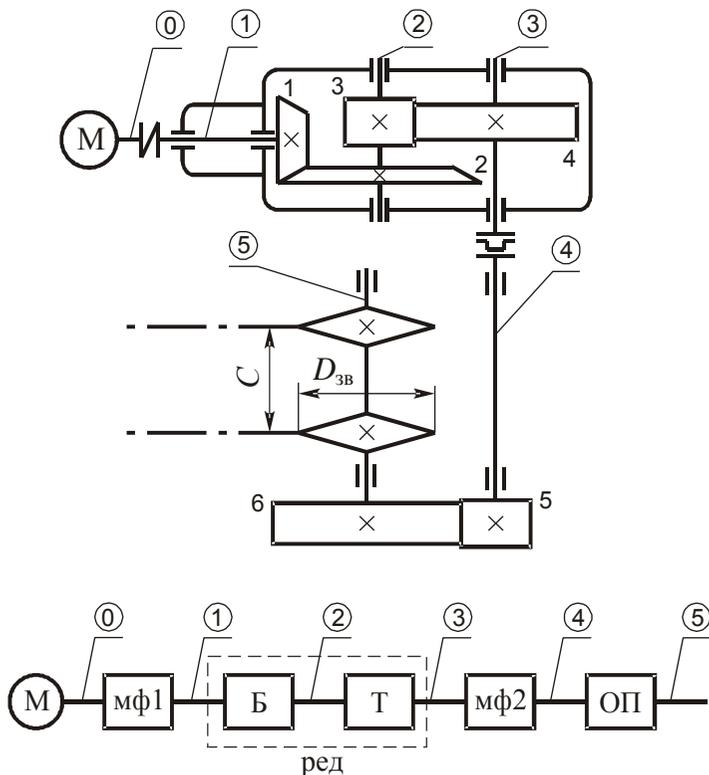


Рис. 1. Кинематическая схема и линейная структурная цепь привода

В качестве исходных данных кинематического расчета обычно выступают частота вращения выходного вала $n_{\text{ВЫХ}}$ (об/мин) и передаваемая приводом мощность $N_{\text{ВЫХ}}$ (кВт) либо

Пример выполнения расчетов по проекту

ДГТУ, кафедра «Основы конструирования машин»

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»

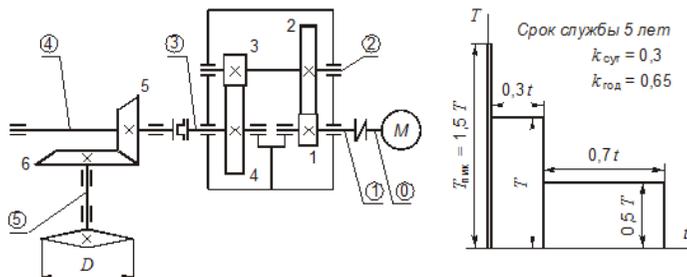
Студент Иванов И.И. группа ТКТ23

ЗАДАНИЕ 3 ВАРИАНТ 7

Тема: «Расчет и проектирование привода к скребковому конвейеру»

Расчитать и спроектировать привод к скребковому конвейеру по приведенным кинематической схеме и графику нагрузки.

Привод состоит из электродвигателя, упругой втулочно-пальцевой муфты, двухступенчатого соосного редуктора с косозубыми колесами, кулачково-дисковой (крестовой) муфты, открытой прямозубой конической передачи, тягового органа конвейера – звездочки диаметром D . Цифрами пронумерованы детали передач, цифрами в кружках – валы.



Вариант	Исходные данные			К защите необходимо представить пояснительную записку и графическую часть, выполненную на четырех листах ватмана А1: - лист 1: редуктор, сборочный чертеж, А1 (три вида); - лист 2: чертеж общего вида привода, А1 (не менее двух видов); - лист 3: крышка корпуса редуктора, А1; - лист 4: вал выходной редуктора, А3; вал промежуточный редуктора, А3; колесо зубчатое редуктора, А3; крышка подшипника сквозная, А3; Обозначение проекта: ДМОК.ХХ0000.000 КП, где ХХ – две последние цифры номера зачетной книжки (или номера задания и варианта)
	Тяговое усилие F_t , Н	Скорость цепи V , м/с	Диаметр звездочки D , мм	
1	3 000	1,20	800	
2	2 600	1,12	750	
3	4 300	1,08	750	
4	2 000	1,05	750	
5	5 000	1,00	750	
6	2 400	0,98	650	
7	3 800	1,10	700	
8	3 200	0,96	650	
9	3 600	1,02	700	
0	3 800	1,15	800	

Дата выдачи 11.02.19 Руководитель доц. А.М. Петров

связанные с ними иные параметры. Так, если заданы скорость движения V (м/с) тягового органа (цепи или ленты), делительный диаметр D_{3B} (мм) тяговых звездочек (или диаметр D_6 барабана), полезная окружная сила F_t (Н), можно воспользоваться формулами:

$$n_{\text{ВЫХ}} = \frac{60 \cdot 10^3 V}{\pi D_{3B}}; \quad N_{\text{ВЫХ}} = F_t V \cdot 10^{-3}. \quad (1)$$

Если делительный диаметр звездочки не задан в условиях, его определяют по числу зубьев z_{3B} и шагу цепи t_{3B} :

$$D_{3B} = \frac{t_{3B}}{\sin(180^\circ / z_{3B})}.$$

1.2 Выбор электродвигателя

Чтобы перейти от параметров движения на выходном валу к параметрам движения вала двигателя, необходимо знать характеристики привода: передаточное число U и коэффициент полезного действия η .

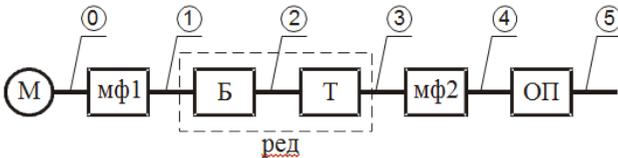
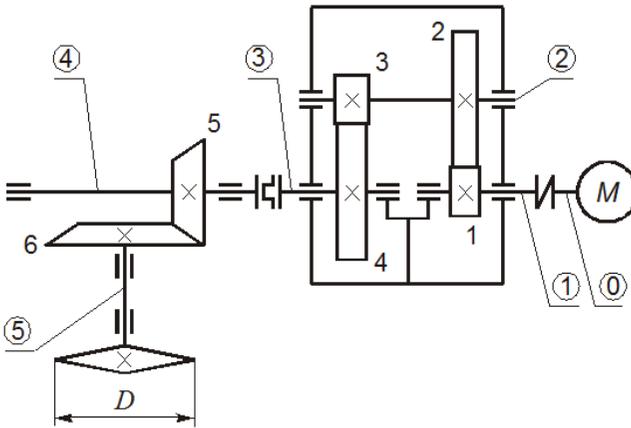
1.2.1 Предварительные значения (помечают штрихом) передаточных чисел отдельных узлов привода, составляющих линейную структурную цепь, задают по рекомендациям табл. 1. К примеру, для схемы на рис. 1 можно принять: $u'_{\text{мф1}} = 1$, так как муфта не изменяет частоту вращения валов; $u'_{\text{ред}} = 18$; $u'_{\text{мф2}} = 1$; $u'_{\text{ОП}} = 4$. В свою очередь, передаточное число двухступенчатого редуктора разбивают между его ступенями:

$$u'_B = \frac{\sqrt{u'_{\text{ред}}}}{k}; \quad u'_T = k \sqrt{u'_{\text{ред}}},$$

1 Кинематический расчет привода

1.1 Исходные данные расчета

Изображаем кинематическую схему и линейную структурную цепь привода. Выписываем основные данные.



Дано: тяговое усилие цепи $F_t = 3800 \text{ Н}$;

скорость цепи $V = 1,10 \text{ м/с}$;

делительный диаметр звездочки $D = 700 \text{ мм}$.

Частота вращения и мощность, передаваемая выходным валом привода:

где множитель $k = 0,88$ для цилиндрических редукторов развернутой схемы; $k = 0,95$ для цилиндрических соосных редукторов и $k = 1,1$ для коническо-цилиндрических редукторов.

Общее передаточное число привода находят перемножением передаточных чисел его элементов. Соответствующая формула для рассматриваемого примера имеет вид:

$$U' = u'_{\text{мф1}}(u'_{\text{Б}}u'_{\text{Т}})u'_{\text{мф2}}u'_{\text{ОП}}, \quad (2)$$

где произведение в скобках очевидно равно $u'_{\text{ред}}$.

Таблица 1

Рекомендуемые значения передаточных чисел

Вид передачи	Передаточное число	
	рекомендуемое	пределы
Редуктор цилиндрический		
- одноступенчатый	5	2 ... 8
- двухступенчатый	24	7,1 ... 50
- трехступенчатый	106	25 ... 250
Редуктор конический / коническо-цилиндрический		
- одноступенчатый	2,5	1 ... 6,3
- двухступенчатый	18	6,3 ... 40
- трехступенчатый	82	20 ... 200
Открытая цилиндрическая зубчатая передача	4	2 ... 8
Открытая коническая зубчатая передача	2,5	1 ... 6,3
Редуктор червячный		
- одноступенчатый	31,5	8 ... 80
- двухступенчатый	1000	100 ... 6300
Цепная передача	3	1,5 ... 10
Ременная передача	3	2 ... 8
Муфта механическая	1	1

$$n_{\text{вых}} = \frac{60 \cdot 10^3 V}{\pi D_{3B}}; \quad n_{\text{вых}} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 1,10}{3,14 \cdot 700} = 30,03 \text{ об/мин};$$

$$N_{\text{вых}} = F_t V \cdot 10^{-3}; \quad N_{\text{вых}} = 3800 \cdot 1,10 \cdot 10^{-3} = 4,180 \text{ кВт}.$$

1.2 Выбор электродвигателя

1.2.1 По табл. 1 находим предварительные значения передаточных чисел: для двухступенчатого цилиндрического редуктора $u'_{\text{ред}} = 24$, а для открытой конической передачи $u'_{\text{оп}} = 2,5$. Передаточные числа муфт равны единице и могут просто не учитываться в расчетах.

Делим передаточное число редуктора между быст-роходной и тихоходной ступенями. В нашем случае редуктор соосный, поэтому коэффициент разделения $k = 0,95$.

$$u'_B = \frac{\sqrt{u'_{\text{ред}}}}{k}; \quad u'_B = \frac{\sqrt{24}}{0,95} = 5,157;$$

$$u'_T = k \sqrt{u'_{\text{ред}}}; \quad u'_B = 0,95 \sqrt{24} = 4,654.$$

Предварительное передаточное число привода

$$U' = u'_B \cdot u'_T \cdot u'_{\text{оп}}; \quad U' = 5,157 \cdot 4,654 \cdot 2,5 = 60,00.$$

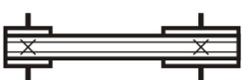
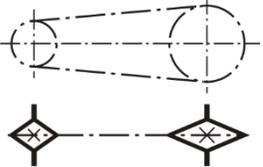
1.2.2 Коэффициент полезного действия привода определяется произведением КПД составляющих элементов:

$$\eta = \eta_{\text{мф1}}(\eta_{\text{Б}}\eta_{\text{Т}})\eta_{\text{мф2}}\eta_{\text{ОП}} \quad (3)$$

Частные значения КПД выбирают из табл. 2, где КПД элементов приведены с учетом потерь в подшипниках опор.

Таблица 2

**Условные обозначения элементов машин
в кинематических схемах** (по ГОСТ 2.770 – 68)

Наименование элемента	Условное обозначение	КПД
Муфта упругая		0,98
Муфта кулачково-дисковая		0,98
Муфта зубчатая		0,98
Ременная передача		
- плоскоременная		0,95...0,97
- клиноременная		0,94...0,96
Цепная передача		0,92...0,95 (в зависимости от условий смазки)

1.2.2 По табл. 2 выбираем КПД узлов привода, учитывая, что цилиндрические передачи в редукторе как правило косозубые, а в открытых передачах используют прямозубые цилиндрические или конические колеса.

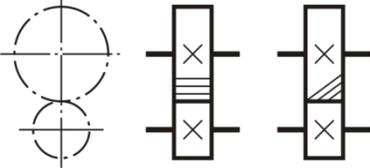
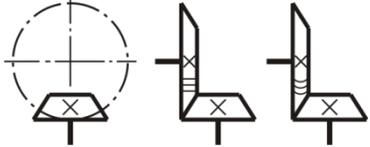
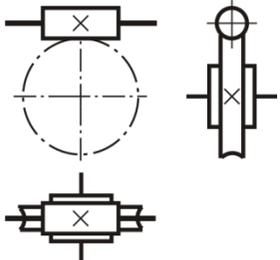
$$\eta_{mf1} = 0,98; \eta_B = 0,98; \eta_T = 0,98; \eta_{mf2} = 0,98; \eta_{оп} = 0,94.$$

Общий коэффициент полезного действия привода

$$\eta = \eta_{mf1} \eta_B \eta_T \eta_{mf2} \eta_{оп};$$

$$\eta = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,94 = 0,8670.$$

Окончание табл. 2

Наименование элемента	Условное обозначение	КПД
Цилиндрическая зубчатая передача (прямозубая и косозубая)		прямозубые: 0,95...0,98* косозубые: 0,97...0,99
Коническая зубчатая передача (прямозубая и с круговыми зубьями)		прямозубые: 0,94...0,96* с круговыми зубьями: 0,96...0,98
Червячная передача		при $u > 40$: 0,75...0,70* при $u = 18...40$: 0,82...0,75* при $u = 10...18$: 0,92...0,87*
Дополнительная пара подшипников - качения - скольжения		0,99 0,98

* Меньшие значения назначают для передач открытого типа

1.2.3 Подбор электродвигателя ведут исходя из требуемой частоты вращения $n_{\text{ДВ}}^{\text{ТР}}$ и требуемой мощности $N_{\text{ДВ}}^{\text{ТР}}$:

$$n_{\text{ДВ}}^{\text{ТР}} = n_{\text{ВЫХ}} U'; \quad N_{\text{ДВ}}^{\text{ТР}} = \frac{N_{\text{ВЫХ}}}{\eta}. \quad (4)$$

1.2.3 Находим требуемые частоту вращения и мощность электродвигателя:

$$n_{дв}^{тр} = n_{вых} U'; \quad n_{дв}^{тр} = 30,03 \cdot 60,00 = 1802 \text{ об/мин};$$

$$N_{дв}^{тр} = \frac{N_{вых}}{\eta}; \quad N_{дв}^{тр} = \frac{4,180}{0,8670} = 4,821 \text{ кВт}.$$

Из табл. П1 приложений выбираем III группу двигателей с синхронной частотой вращения 1500 об/мин как наиболее близкую по частотам к $n_{дв}^{тр} = 1802 \text{ об/мин}$.

Тип двигателя	Мощность $N_{дв}$, кВт	Частота	Диаметр вала d , мм	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	Махов. мом. ротора GD^2 , кг·м ²
		вращ. $n_{дв}$, об/мин				
III. Синхронная частота $n = 1500$ об/мин						
4A71A4	0,55	1390	19	2	2,2	$52 \cdot 10^{-4}$
4A71B4	0,75	1390	19	2	2,2	$57 \cdot 10^{-4}$
4A80A4	1,1	1420	22	2	2,2	$1,29 \cdot 10^{-2}$
4A80B4	1,5	1415	22	2	2,2	$1,33 \cdot 10^{-2}$
4A90L4	2,2	1425	24	2,08	2,4	$2,24 \cdot 10^{-2}$
4A100S4	3	1435	28	2	2,4	$3,47 \cdot 10^{-2}$
4A100L4	4	1430	28	2	2,4	$4,5 \cdot 10^{-2}$
4A112M4	5,5	1445	32	2	2,2	$7,0 \cdot 10^{-2}$
4A132S4	7,5	1455	38	2,2	3	0,11
4A132M4	11	1460	38	2,2	3	0,16
4A160S4	15	1465	48	1,38	2,28	0,41
4A160M4	18,5	1465	48	1,38	2,28	0,51
4A180S4	22	1470	55	1,38	2,28	0,76
4A180M4	30	1470	55	1,39	2,29	0,93
4A200M4	37	1475	60	1,4	2,5	1,47
4A200L4	45	1475	60	1,4	2,5	1,78
IV. Синхронная частота $n = 3000$ об/мин						
4A63B2	0,55	2740	14	2,0	2,2	$36 \cdot 10^{-4}$
4A71A2	0,75	2840	19	2	2	$39 \cdot 10^{-4}$
4A71B2	1,1	2180	19	2	2,2	$42 \cdot 10^{-4}$

Внутри группы выбираем ближайший двигатель, мощность которого не ниже требуемой, и выписываем его основные параметры:

Рассчитав требуемые параметры, из табл. П1 приложений выбирают одну из четырех групп двигателей, близких по частоте $n_{\text{ДВ}}^{\text{ТР}}$. При этом $n_{\text{ДВ}}^{\text{ТР}}$ может быть как больше, так и меньше частот вращения двигателей группы. Среди двигателей группы выбирают конкретный двигатель, паспортная мощность которого не ниже требуемой. В спорных случаях допускается перегруз по мощности, не превышающий 8%.

Паспортные параметры выбранного двигателя выписывают отдельной строкой. Размеры двигателя, необходимые для габаритного чертежа или чертежа общего вида, приводятся в табл. П2.

1.2.4 Поскольку паспортная частота вращения может заметно отличаться от требуемой, после выбора электродвигателя необходимо уточнить передаточные числа привода. Общее *фактическое* передаточное число находят по формуле

$$U = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_{\text{ВЫХ}}}. \quad (5)$$

Далее уточняют передаточные числа узлов. Наиболее простой, хотя и не всеми рекомендуемый способ, – произвести уточнение за счет передаточного числа одной из имеющихся открытых передач, в данном случае – за счет открытой цилиндрической передачи, оставив остальные передаточные числа прежними:

$$u_{\text{ОП}} = \frac{U}{U'} u'_{\text{ОП}}.$$

Уточненные передаточные числа передач рекомендуется занести в табличную форму:

$u_{\text{Б}}$	$u_{\text{Г}}$	$u_{\text{ОП}}$	U

Тип – 4А112М4; $N_{\text{дв}} = 5,5 \text{ кВт}$; $n_{\text{дв}} = 1445 \text{ об/мин}$;
 присоединительный диаметр вала двигателя $d = 32 \text{ мм}$.

1.2.4 Уточнение передаточных чисел

Уточненное передаточное число привода

$$U = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}}; \quad U = \frac{1445}{30,03} = 48,12.$$

Коррекцию передаточного числа привода произведем за счет коррекции передаточного числа открытой конической передачи:

$$u_{\text{оп}} = \frac{U}{U'}; \quad u_{\text{оп}} = \frac{48,12}{60,00} \cdot 2,5 = 2,005.$$

Окончательно имеем:

u_B	u_T	$u_{\text{оп}}$	U
5,157	4,654	2,005	48,12

1.3 Расчет частот вращения, передаваемых мощностей и вращающих моментов на валах привода

1.3.1 Расчет частот вращения валов привода ведут исходя из его структуры (см. рис 1). Частота вращения каждого последующего вала отличается от частоты вращения предыдущего на передаточное число того узла, который разъединяет данные валы:

$$n_0 = n_{\text{дв}}; \quad n_1 = \frac{n_0}{u_{\text{мф1}}}; \quad n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{Б}}};$$
$$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{Т}}}; \quad n_4 = \frac{n_3}{u_{\text{мф2}}}; \quad n_5 = \frac{n_4}{u_{\text{ОП}}}.$$

Последнее значение, очевидно, должно совпасть с $n_{\text{вых}}$.

1.3.2 Мощности, передаваемые валами, необходимо рассчитывать не по паспортной мощности двигателя, а по реально потребляемой приводом, т. е. по требуемой мощности $N_{\text{дв}}^{\text{ТР}}$. От вала к валу мощность падает, поскольку ее умножают на КПД того узла, который разъединяет валы:

$$N_0 = N_{\text{дв}}^{\text{ТР}}; \quad N_1 = N_0 \eta_{\text{мф1}}; \quad N_2 = N_1 \eta_{\text{Б}};$$
$$N_3 = N_2 \eta_{\text{Т}}; \quad N_4 = N_3 \eta_{\text{мф2}}; \quad N_5 = N_4 \eta_{\text{ОП}}.$$

Последнее значение должно совпасть с $N_{\text{вых}}$.

1.3.3 Вращающие моменты (Н·м) на каждом k -м валу находят по формуле

$$T_k = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi} \frac{N_k}{n_k}.$$

1.3 Расчет частот вращения, передаваемых мощностей и вращающих моментов на валах привода

1.3.1 Частоты вращения валов

$$n_0 = n_{\text{дв}}; \quad n_0 = 1445 \text{ об/мин};$$

$$n_1 = \frac{n_0}{u_{\text{мф1}}}; \quad n_1 = \frac{1445}{1} = 1445 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{Б}}}; \quad n_2 = \frac{1445}{5,157} = 280,2 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{Т}}}; \quad n_3 = \frac{280,2}{4,654} = 60,21 \text{ об/мин};$$

$$n_4 = \frac{n_3}{u_{\text{мф2}}}; \quad n_4 = \frac{60,21}{1} = 60,21 \text{ об/мин};$$

$$n_5 = \frac{n_4}{u_{\text{ОП}}}; \quad n_5 = \frac{60,21}{2,005} = 30,03 \text{ об/мин}.$$

В качестве проверки должно выполняться равенство $n_5 = n_{\text{вых}}$, что и имеет место в данном случае.

1.3.2 Мощности, передаваемые валами

$$N_0 = N_{\text{дв}}^{\text{тр}}; \quad N_0 = 4,821 \text{ кВт};$$

$$N_1 = N_0 \eta_{\text{мф1}}; \quad N_1 = 4,821 \cdot 0,98 = 4,725 \text{ кВт};$$

$$N_2 = N_1 \eta_{\text{Б}}; \quad N_2 = 4,725 \cdot 0,98 = 4,631 \text{ кВт};$$

$$N_3 = N_2 \eta_{\text{Т}}; \quad N_3 = 4,631 \cdot 0,98 = 4,538 \text{ кВт};$$

$$N_4 = N_3 \eta_{\text{мф2}}; \quad N_4 = 4,538 \cdot 0,98 = 4,447 \text{ кВт};$$

$$N_5 = N_4 \eta_{\text{ОП}}; \quad N_5 = 4,447 \cdot 0,94 = 4,180 \text{ кВт},$$

что в точности совпадает с ранее найденным значением

$N_{\text{вых}}$.

1.3.4 Результаты расчета параметров движения на валах заносят в приведенную ниже табличную форму. Столбец «Колесо» заполняют в последнюю очередь. В этом столбце указывают номера зубчатых колес, шкивов или звездочек (кроме тяговых), закрепленных на данном валу. Такая запись позволяет не задумываясь утверждать, что, к примеру, частота вращения шестерни 5 равна значению параметра n_4 , а вращающие моменты на шестерне 3 и колесе 2 равны между собой и определяются параметром T_2 .

Вал	Колесо	n , об/мин	N , кВт	T , Н·м
0	—			
1	1(ш*)			
2	2(к), 3(ш)			
3	4(к)			
4	5(ш)			
5	6(к)			

* Буквой «ш» в таблице обозначены шестерни, а буквой «к» - колеса.

1.3.3 Вращающие моменты на валах:

$$T_k = \frac{30 \cdot 10^3 N_k}{\pi n_k} = 9554 \frac{N_k}{n_k}.$$

$$T_0 = 9554 \frac{N_0}{n_0}; \quad T_0 = 9554 \frac{4,821}{1445} = 31,88 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_1 = 9554 \frac{N_1}{n_1}; \quad T_1 = 9554 \frac{4,725}{1445} = 31,24 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_2 = 9554 \frac{N_2}{n_2}; \quad T_2 = 9554 \frac{4,631}{280,2} = 157,9 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_3 = 9554 \frac{N_3}{n_3}; \quad T_3 = 9554 \frac{4,538}{60,21} = 720,1 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_4 = 9554 \frac{N_4}{n_4}; \quad T_4 = 9554 \frac{4,447}{60,21} = 705,6 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_5 = 9554 \frac{N_5}{n_5}; \quad T_5 = 9554 \frac{4,180}{30,03} = 1330 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Результаты расчетов заносим в таблицу:

Вал	Колесо	n , об/мин	N , кВт	T , Н·м
0	-	1445	4,821	31,88
1	1(ш)	1445	4,725	31,24
2	2(к), 3(ш)	280,2	4,631	157,9
3	4(к)	60,21	4,538	720,1
4	5(ш)	60,21	4,447	705,6
5	6(к)	30,03	4,180	1330

2 Расчет зубчатых передач редуктора

2.1 Выбор материала зубчатых колес и расчет допускаемых напряжений

2.1.1 Зубчатые колеса изготавливают из термически обработанных сталей различных марок, которые по критерию прирабатываемости делят на две группы: с поверхностной твердостью по Бринеллю до 350НВ и поверхностной твердостью выше 350НВ.

Заготовки из сталей первой группы (<350НВ) подвергаются объемной термообработке в виде нормализации или улучшения. Зубья таких колес хорошо прирабатываются со временем. Для более равномерного изнашивания твердость зубьев шестерни назначают на 20 ... 50 НВ выше твердости зубьев колеса.

Твердость сталей второй группы (>350НВ) принято измерять в единицах Роквелла, HRC (1 HRC \approx 10 НВ). Ввиду высокой твердости нарезание зубьев из сталей этой группы производят до процедуры поверхностной термообработки, а после нее зубья дополнительно шлифуют.

Материал зубчатых колес выбирают по табл. 3, исходя из доступности и стоимости той или иной марки стали, условий прирабатываемости, принятого варианта термической обработки (т.о.) и других соображений.

В практике машиностроения можно выделить пять типовых вариантов термической обработки колес закрытых передач:

Вариант I. Т.о. шестерни – улучшение, твердость 269 ... 302 НВ; т.о. колеса – улучшение, твердость 235 ... 262 НВ. Марки сталей одинаковы для зубчатой пары: 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ и др. Данному варианту свойственны хорошая прирабатываемость зубьев, отсутствие хрупкого разрушения, но сравнительно невысокая нагрузочная способность.

Вариант II. Т.о. шестерни – улучшение и закалка токами высокой частоты (ТВЧ), твердость поверхности, в зависимости от выбранной марки стали, 45 ... 58 HRC, 48 ... 55 HRC; т.о. колеса –

улучшение, твердость 269 ... 302 НВ. Марки сталей одинаковы для зубчатой пары: 40Х, 40ХН, 35ХМ и др.

Таблица 3

Марка стали	Термо-обработка	Предельные размеры заготовки, мм		Твердость зубьев		σ_T , МПа	σ_B , МПа
		$D_{пр}$	$S_{пр}$	сердцеви-на	поверх-ность		
Закрытые передачи							
45	улучшение	125	80	235...262 НВ	235...262 НВ	540	780
	улучшение	80	50	269...302 НВ	269...302 НВ	650	890
40Х	улучшение	200	125	235...262 НВ	235...262 НВ	640	790
	улучшение	125	80	269...302 НВ	269...302 НВ	750	900
	улучшение + закалка ТВЧ	125	80	269...302 НВ	45...58 HRC	750	900
40ХН, 35ХМ	улучшение	315	200	235...262 НВ	235...262 НВ	630	800
	улучшение	200	125	269...302 НВ	269...302 НВ	750	920
	улучшение + закалка ТВЧ	200	125	269...302 НВ	48...55 HRC	750	920
40ХН2МА, 38Х2МЮА	улучшение + азотирование	125	80	269...302 НВ	58...67 HRC	780	950
20Х, 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХН3А, 25ХГР	улучшение + цементация и закалка	200	125	300...400 НВ	56...63 HRC	800	950
Открытые передачи							
40	улучшение	120	60	192...228 НВ	192...228 НВ	400	700
45	нормализация	любые		179...207 НВ	179...207 НВ	320	600
35Л	нормализация	любые		163...207 НВ	163...207 НВ	270	490
45Л	улучшение	315	200	207...235 НВ	207...235 НВ	440	680
40ГЛ	улучшение	315	200	235...262 НВ	235...262 НВ	600	850

Вариант III. Т.о. шестерни и колеса одинаковая – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности, в зависимости от выбранной марки стали, 45 ... 58 HRC, 48 ... 55 HRC. Марки сталей одинаковы для зубчатой пары: 40X, 40XH, 35XM и др.

Вариант IV. Т.о. шестерни – улучшение, цементация и закалка, твердость поверхности 56 ... 63 HRC, марки сталей для шестерни – 20X, 20XH2M, 18XГТ, 12XH3A и др.; т.о. колеса – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности, в зависимости от выбранной марки стали, 45 ... 58 HRC, 48 ... 55 HRC, марки сталей – 40X, 40XH, 35XM и др.

Вариант V. Т.о. шестерни и колеса одинаковая – улучшение, цементация и закалка, твердость поверхности 56 ... 63 HRC. Марки сталей одинаковы для зубчатой пары: 20X, 20XH2M, 18XГТ, 12XH3A, 25XГР и др. Вместо цементации может быть применена нитроцементация (для 25XГР и 30XГТ, твердость поверхности 56 ... 63 HRC) и азотирование (для 38X2MЮА, 40XH2МА, твердость поверхности 58 ... 67 HRC).

Для учебных проектов рекомендуется выбирать более простые и дешевые варианты термообработки, к примеру, вариант I. Определившись с вариантом, выбирают конкретный материал для шестерни и колеса и выписывают данные из табл. 3 в табличную форму:

Колесо	n , об/мин	Марка стали	Вид т.о.	Средняя твердость поверхности	σ_T , МПа	σ_B , МПа	$[\sigma_H]$, МПа	$[\sigma_H]$ расчетное, МПа	$[\sigma_F]$, МПа
1 (ш)									
2 (к)									
3 (ш)									
4 (к)									

В качестве средней твердости в условиях неопределенности берут некоторое среднее значение между границами предлагаемого ин-

2 Расчет зубчатых передач редуктора

2.1 Выбор материала зубчатых колес и расчет допускаемых напряжений

Выбираем 1 вариант термообработки и материал сталь 45. По этому варианту твердость поверхности шестерни 269 ... 302 HB, а для колеса 235 ... 262 HB. Средние значения твердости поверхности зубьев:

$$H_1 = (269+302)/2 \approx 289 \text{ HB};$$

$$H_2 = (235+262)/2 \approx 248 \text{ HB}.$$

Заносим частоты вращения колес и параметры материала (из табл. 3) в следующую таблицу:

Колесо	n , об/мин	Марка стали	Вид т.о.	Средняя твердость поверхности	σ_T , МПа	σ_B , МПа	$[\sigma_H]$, МПа	$[\sigma_H]$ расчетное, МПа	$[\sigma_F]$, МПа
1 (ш)	1445	45	У	289 HB	650	890	521	485	298
2 (к)	280,2	45	У	248 HB	540	780	485		255
3 (ш)	280,2	45	У	289 HB	650	890	565	544	298
4 (к)	60,21	45	У	248 HB	540	780	544		255

Замечания:

1 В таблицу вносятся только параметры колес редуктора, но не колес других передач привода.

2 Частоты вращения выбираются из таблицы результатов п. 1.3.3, причем не по номеру вала, а по номеру колеса.

тервала поверхностной твердости зубьев. Три последних столбца формы заполняют по мере вычисления допустимых напряжений.

З а м е ч а н и е. Предельные размеры заготовок, фигурирующие в табл. 3, обеспечивают получение требуемых механических характеристик шестерен и колес в ходе поверхностной термической обработки. Соответствующие условия имеют вид (рис. 2):

$$D_{\text{заг}} \leq D_{\text{пр}}; \quad C_{\text{заг}}, S_{\text{заг}} \leq S_{\text{пр}}.$$

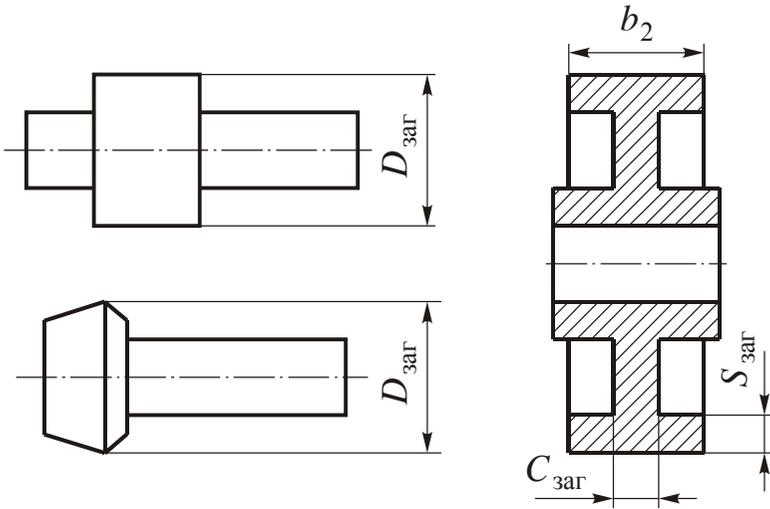


Рис. 2. Размеры заготовок (слева – шестерен, справа – колес)

2.1.2 Допускаемые контактные напряжения рассчитывают отдельно для каждой шестерни или колеса по формуле

$$[\sigma_H] = \sigma_{H \text{ lim}} Z_N Z_R Z_v / S_H. \quad (6)$$

Параметры, входящие в формулу (6), определяют по описанной ниже процедуре.

2.1.2 Расчет допускаемых контактных напряжений

Расчет ведем по формуле

$$[\sigma_H] = \sigma_{H \text{ lim}} Z_N Z_R Z_V / S_H \cdot$$

Для каждого из четырех колес находим значения параметров, входящих в эту формулу.

Предел выносливости $\sigma_{H\lim}$ для базового числа циклов нагружения зависит от средней твердости поверхностей зубьев колес и вычисляется по эмпирическим формулам, приведенным в последнем столбце табл. 4.

Таблица 4

Вид т.о.	Средняя твердость поверхности зубьев	Сталь	$\sigma_{H\lim}$, МПа
Нормализация, улучшение	< 350 НВ	Углеродистая и легированная	$2 \times \text{НВ} + 70$
Поверхностная и объемная закалка	40 ... 56 HRC	Углеродистая и легированная	$17 \times \text{HRC} + 200$
Цементация, нитроцементация	> 56 HRC	Легированная	$23 \times \text{HRC}$
Азотирование	> 52 HRC	Легированная	1050

Коэффициент запаса прочности S_H зависит от структуры материала. При однородной структуре, свойственной объемной термообработке, принимают $S_H = 1,1$, а при поверхностном упрочнении (закалка ТВЧ, цементирование, азотирование) принимают $S_H = 1,2$.

Коэффициент долговечности Z_N зависит от ресурса передачи и параметров графика нагружения (рис. 3). Для его определения вначале находят временной ресурс – срок работы передачи, выраженный в часах:

$$t = k_{\text{сут}} \times k_{\text{год}} \times (\text{срок службы, лет}) \times 365 \text{ дней} \times 24 \text{ час}, \quad (7)$$

где $k_{\text{сут}}$ и $k_{\text{год}}$ – суточный и годовой коэффициенты использования передачи, обычно фиксируемые в техническом задании.

Предел выносливости для базового числа циклов:

$$\sigma_{H \lim 1} = 2 \cdot 289 + 70 = 648 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim 2} = 2 \cdot 248 + 70 = 566 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim 3} = 2 \cdot 289 + 70 = 648 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim 4} = 2 \cdot 248 + 70 = 566 \text{ МПа}.$$

*Коэффициент запаса прочности для всех колес
(улучшение относится к объемной т. о.) $S_H = 1,1$.*

Временной ресурс передачи

$$t = k_{\text{сут}} \times k_{\text{год}} \times (\text{срок службы, лет}) \times 365 \text{ дней} \times 24 \text{ час};$$

(необходимые данные приведены в бланке задания)

$$t = 0,3 \cdot 0,65 \cdot 5 \cdot 365 \cdot 24 = 8541 \text{ час}.$$

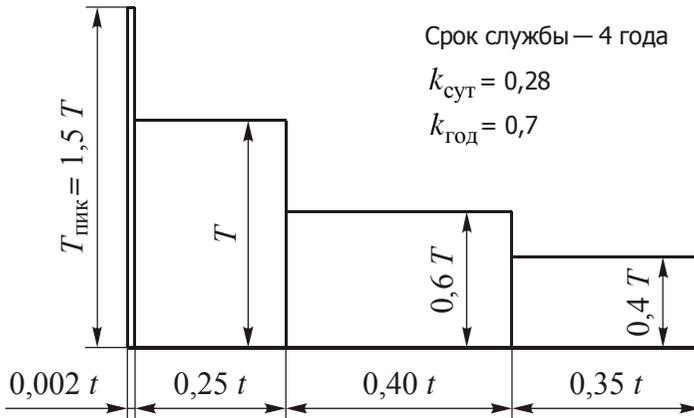


Рис. 3. Примерный вид графика нагружения

Далее определяют эквивалентное число циклов изменения контактных напряжений:

$$N_{HE} = 60nt \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^3 \left(\frac{t_k}{t} \right) \right], \quad (8)$$

где n – частота вращения конкретного зубчатого колеса; суммирование ведут по участкам графика, соответствующим длительно действующей нагрузке, при этом кратковременное действие пиковых нагрузок (первый узкий участок) не учитывают. К примеру, для графика на рис. 3 формула (8) приводится к виду:

$$N_{HE} = 60nt (1^3 \cdot 0,25 + 0,6^3 \cdot 0,40 + 0,4^3 \cdot 0,35) = 60nt \cdot 0,3588.$$

Определяют базовое число циклов нагружения, соответствующее пределу выносливости, по формуле

$$N_{H \lim} = 30 \times HB^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6.$$

Эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{HE} = 60nt \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^3 \left(\frac{t_k}{t} \right) \right];$$

$$N_{HE} = 60nt (1^3 \cdot 0,3 + 0,5^3 \cdot 0,7) = 60nt \cdot 0,3875;$$

$$N_{HE1} = 60 \cdot 1445 \cdot 8541 \cdot 0,3875 = 286,9 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 60 \cdot 280,2 \cdot 8541 \cdot 0,3875 = 55,64 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE3} = 60 \cdot 280,2 \cdot 8541 \cdot 0,3875 = 55,64 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE4} = 60 \cdot 60,21 \cdot 8541 \cdot 0,3875 = 11,96 \cdot 10^6.$$

Базовое число циклов нагружения

$$N_{H \lim 1} = 30 \times 289^{2,4} = 24,17 \cdot 10^6;$$

$$N_{H \lim 2} = 30 \times 248^{2,4} = 16,74 \cdot 10^6;$$

$$N_{H \lim 3} = 30 \times 289^{2,4} = 24,17 \cdot 10^6;$$

$$N_{H \lim 4} = 30 \times 248^{2,4} = 16,74 \cdot 10^6.$$

Найденные значения не превышают предельно допустимой величины $120 \cdot 10^6$.

При расчете колес, твердость поверхности зубьев которых выражена в единицах Роквелла, производят ее пересчет в единицы Бринелля: $1 \text{ HRC} \approx 10 \text{ HB}$. Неравенство в правой части записанной формулы является ограничением. Если результат вычисления превысит это значение, следует принять $N_{H \text{ lim}} = 120 \cdot 10^6$.

Находят коэффициент долговечности.

Если $N_{HE} \leq N_{H \text{ lim}}$,

$$Z_N = 6 \sqrt{\frac{N_{H \text{ lim}}}{N_{HE}}}.$$

При $N_{HE} > N_{H \text{ lim}}$

$$Z_N = 20 \sqrt{\frac{N_{H \text{ lim}}}{N_{HE}}}.$$

Полученный результат должен лежать в пределах

$$0,75 \leq Z_N \leq Z_{N \text{ max}},$$

где $Z_{N \text{ max}} = 2,6$ для материалов с однородной структурой и $Z_{N \text{ max}} = 1,8$ для поверхностно упрочненных материалов. При выходе из указанного интервала в качестве Z_N принимают соответствующее граничное значение.

Коэффициент Z_R учитывает влияние шероховатости рабочих поверхностей зубьев:

$Z_R = 1$ для шлифованных и полированных зубьев при показателе шероховатости $Ra = 0,63 \dots 1,25 \text{ мкм}$;

$Z_R = 0,95$ при $Ra = 1,25 \dots 2,5 \text{ мкм}$;

$Z_R = 0,90$ при $Rz = 10 \dots 40 \text{ мкм}$.

Коэффициент Z_v , учитывает влияние окружной скорости v и выбирается из диапазона $Z_v = 1 \dots 1,15$. Меньшие значения

Коэффициент долговечности

$$Z_N = \sqrt[q]{\frac{N_{H \text{ lim}}}{N_{HE}}}$$

Для первых трех колес эквивалентное число циклов превышает базовое, поэтому радикал в формуле имеет показатель $q = 20$, а для последнего четвертого колеса ситуация прямо противоположная и мы выбираем показатель радикала $q = 6$.

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{24,17 \cdot 10^6}{286,9 \cdot 10^6}} = 0,8836;$$

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{16,74 \cdot 10^6}{55,64 \cdot 10^6}} = 0,9417;$$

$$Z_{N3} = \sqrt[20]{\frac{24,17 \cdot 10^6}{55,64 \cdot 10^6}} = 0,9592;$$

$$Z_{N4} = \sqrt[6]{\frac{16,74 \cdot 10^6}{11,96 \cdot 10^6}} = 1,058.$$

Полученные результаты лежат в допустимых пределах $0,75 \leq Z_N \leq 2,6$, поэтому оставляем их без изменения.

назначают для более твердых поверхностей зубьев при малых окружных скоростях ($v \leq 5$ м/с).

При проектном расчете среднескоростных передач 6 – 8 степени точности допускается принимать $Z_R Z_v = 1$.

Контактные напряжения, в отличие от изгибных, имеют отношение не к отдельному колесу, а к зубчатой паре, поэтому при расчете на контактную прочность пользуются понятием расчетного допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$. При разнице в поверхностной твердости зубьев шестерни и колеса менее 70 ... 80 НВ $[\sigma_H]$ определяется как меньшее из двух значений $[\sigma_H]_{\text{шест}}$ и $[\sigma_H]_{\text{кол}}$. Если же разница в твердости поверхностей зубьев превышает 70 ... 80 НВ, в качестве $[\sigma_H]$ принимают меньшее из следующих двух значений:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_{\text{шест}} + [\sigma_H]_{\text{кол}}); \quad [\sigma_H] = 1,23[\sigma_H]_{\text{кол}}.$$

В случае конической передачи в последнем равенстве вместо множителя 1,23 берут 1,15.

2.1.3 Допускаемые напряжения изгиба рассчитывают для каждой шестерни или колеса по формуле

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \text{ lim}} Y_N Y_R Y_A / S_F. \quad (9)$$

Значения предела выносливости $\sigma_{F \text{ lim}}$ для базового числа циклов нагружения, а также коэффициента запаса прочности S_F приведены в табл. 5.

Коэффициент долговечности Y_N учитывает влияние ресурса. Для его определения вначале находят эквивалентное число циклов изменения изгибных напряжений:

$$N_{FE} = 60nt \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^q \left(\frac{t_k}{t} \right) \right], \quad (10)$$

Коэффициенты Z_R и Z_V , характеризующие влияние шероховатости рабочих поверхностей зубьев и окружную скорость v , при проектном расчете допускается не учитывать, т. е. принимать $Z_R \cdot Z_V = 1$.

Возвращаемся к допускаемым напряжениям.

$$[\sigma_H] = \sigma_{H \text{ lim}} Z_N Z_R Z_V / S_H \cdot$$

$$[\sigma_H]_1 = 648 \cdot 0,8836 / 1,1 = 520,5 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = 566 \cdot 0,9417 / 1,1 = 484,5 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_3 = 648 \cdot 0,9592 / 1,1 = 565,1 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_4 = 566 \cdot 1,058 / 1,1 = 544,4 \text{ МПа}.$$

Заносим найденные значения в таблицу (выше). В качестве расчетных допускаемых напряжений заносим меньшие из допускаемых напряжений для каждой колесной пары.

2.1.3 Расчет допускаемых напряжений изгиба

Расчет ведем по формуле

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \text{ lim}} Y_N Y_R Y_A / S_F \cdot$$

Для каждого из четырех колес находим значения входящих параметров.

Коэффициент запаса S_F принимаем общим и равным 1,7 (поковка). Такой выбор обычно производят для зубчатых колес диаметром менее 0,5 м.

где показатель $q=6$ для колес с поверхностной твердостью менее 350 НВ и $q=9$ при твердости выше 350 НВ. Далее, коэффициент долговечности определяется формулой:

$$Y_N = q \sqrt{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_{FE}}},$$

где базовое число циклов, соответствующее пределу выносливости, $N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$.

Таблица 5

Вид т.о.	Средняя твердость		S_F		$\sigma_{F \text{ lim}}$, МПа
	сердц.	поверхн.	поковка	литье	
Нормализация, улучшение	< 350 НВ	< 350 НВ	1,7	2,2	1,75×НВ
Закалка ТВЧ по контуру зубьев	25...35 HRC	48...58 HRC	1,7	2,2	600 ... 700
Закалка ТВЧ сквозная, $m < 3$ мм	48...55 HRC	48...55 HRC	1,7	2,2	500 ... 600
Цементация	30...45 HRC	56...63 HRC	1,55	1,9	750 ... 800
Цементация с автоматич. регу-лир. процесса	30...45 HRC	56...63 HRC	1,55	1,9	850 ... 950
Азотирование	24...40 HRC	58...67 HRC	1,55	1,9	$12 \times \text{HRC}_{\text{сердц}} + 290$

Найденное значение Y_N должно лежать в пределах

$$1 \leq Y_N \leq Y_{N \text{ max}},$$

Предел выносливости для базового числа циклов:

$$\sigma_{F \lim 1} = 1,75 \cdot 289 = 505,8 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F \lim 2} = 1,75 \cdot 248 = 434 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F \lim 3} = 1,75 \cdot 289 = 505,8 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F \lim 4} = 1,75 \cdot 248 = 434 \text{ МПа.}$$

Эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{FE} = 60nt \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^q \left(\frac{t_k}{t} \right) \right],$$

где показатель $q = 6$ при твердости поверхности менее 350 НВ.

$$N_{FE} = 60nt (1^6 \cdot 0,3 + 0,5^6 \cdot 0,7) = 60nt \cdot 0,3109;$$

$$N_{FE 1} = 60 \cdot 1445 \cdot 8541 \cdot 0,3109 = 230,2 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE 2} = 60 \cdot 280,2 \cdot 8541 \cdot 0,3109 = 44,64 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE 3} = 60 \cdot 280,2 \cdot 8541 \cdot 0,3109 = 44,64 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE 4} = 60 \cdot 60,21 \cdot 8541 \cdot 0,3109 = 9,593 \cdot 10^6.$$

Базовое число циклов нагружения для всех колес принимаем одинаковым:

$$N_{F \lim} = 4 \cdot 10^6.$$

Коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F \lim}}{N_{FE}}}.$$

где $Y_{N_{\max}} = 4$ для материалов с поверхностной твердостью менее 350 НВ и $Y_{N_{\max}} = 2,5$ для материалов с поверхностной твердостью выше 350 НВ. При выходе из указанного интервала в качестве Y_N принимают соответствующее граничное значение.

Коэффициент Y_R учитывает влияние шероховатости переходной поверхности между зубьями, на которой возможно зарождение усталостной трещины:

$Y_R = 1$ для шлифованных или фрезерованных поверхностей с параметром шероховатости $Rz \leq 40$ мкм;

$Y_R = 1,05 \dots 1,2$ для полированных поверхностей. Большие значения назначают при улучшении и после закалки ТВЧ.

Коэффициент Y_A учитывает влияние реверса. Для нереверсивных передач принимают $Y_A = 1$. Для реверсивных передач при одинаковой нагрузке и числе циклов нагружения в прямом и обратном направлении принимают:

$Y_A = 0,65$ для нормализованных и улучшенных сталей;

$Y_A = 0,75$ для закаленных и цементированных поверхностей зубьев;

$Y_A = 0,9$ для азотированных поверхностей.

2.2 Расчет цилиндрических ступеней редуктора

Предлагаемый ниже алгоритм расчета применим ко всем цилиндрическим передачам в редукторе, однако при наличии нескольких ступеней (цилиндрических или конических) рекомендуется начинать расчет с тихоходной цилиндрической ступени.

2.2.1 Исходные данные расчета (следует выписать значения):

n_1 – частота вращения шестерни, об/мин;

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{230,2 \cdot 10^6}} = 0,5089;$$

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{44,64 \cdot 10^6}} = 0,6689;$$

$$Y_{N3} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{44,64 \cdot 10^6}} = 0,6689;$$

$$Y_{N4} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{9,593 \cdot 10^6}} = 0,8643.$$

Поскольку найденные значения должны лежать в пределах $1 \leq Y_N \leq 4$, окончательно принимаем

$$Y_{N1} = 1; Y_{N2} = 1; Y_{N3} = 1; Y_{N4} = 1.$$

Коэффициент Y_R , учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности, принимаем равным единице: $Y_R = 1$. Такое же значение принимаем и для коэффициента Y_A , учитывающего влияние реверса: $Y_A = 1$, поскольку реверс в задании не предусмотрен.

Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \text{ lim}} Y_N Y_R Y_A / S_F.$$

$$[\sigma_F]_1 = 505,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 297,5 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = 434 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 255,3 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_3 = 505,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 297,5 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_4 = 434 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 255,3 \text{ МПа}.$$

Найденные значения заносим в таблицу.

n_2 – частота вращения колеса, об/мин;

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

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

u – передаточное число рассчитываемой ступени;

тип колес – косозубые.

2.2.2 Проектировочный расчет имеет целью определение главного параметра передачи – межосевого расстояния. Для соосных редукторов, ввиду одинакового расстояния между осями колес обеих ступеней, межосевое расстояние определяют только для тихоходной ступени, а для быстроходной принимают это же значение.

Расчет ведут по условию контактной выносливости зубьев в следующей последовательности:

С целью назначения степени точности передачи вычисляют предварительное значение межосевого расстояния a'_w , мм:

$$a'_w = K(u+1)\sqrt[3]{\frac{T_1}{u}},$$

где коэффициент K принимают по табл. 6

Таблица 6

Твердость поверхности зубьев колес	$H_1 \leq 350$ HB $H_2 \leq 350$ HB	$H_1 \geq 45$ HRC $H_2 \leq 350$ HB	$H_1 \geq 45$ HRC $H_2 \geq 45$ HRC
Коэффициент K	10	8	6

Вычисляют ориентировочное значение окружной скорости v' , м/с:

$$v' = \frac{\pi a'_w n_1}{30 \cdot 10^3 (u+1)}.$$

2.2 Расчет тихоходной цилиндрической ступени

2.2.1 Исходные данные расчета

(Чтобы правильно выбрать исходные данные, необходимо внимательно посмотреть на эскиз привода и определить на каких валах расположены шестерня 3 и колесо 4 тихоходной ступени. Эти данные выделены жирным шрифтом в приведенных ниже таблицах, взятых из 1-го раздела)

Вал	Колесо	n , об/мин	N , кВт	T , Н·м
0	–	1445	4,821	31,88
1	1(ш)	1445	4,725	31,24
2	2(к), 3(ш)	280,2	4,631	157,9
3	4(к)	60,21	4,538	720,1
4	5(ш)	60,21	4,447	705,6
5	6(к)	30,03	4,180	1330

u_B	u_T	$u_{оп}$	U
5,157	4,654	2,005	48,12

$$n_1 = 280,2 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = 60,21 \text{ об/мин};$$

$$T_1 = 157,9 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = 720,1 \text{ Н·м};$$

$$u = 4,654.$$

2.2.2 Проектировочный расчет ступени

Предварительное значение межосевого расстояния

$$a'_{w'} = K(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1}{u}};$$

$$a'_{w'} = 10(4,654 + 1) \sqrt[3]{\frac{157,9}{4,654}} = 183,0 \text{ мм};$$

По табл. 7 назначают степень точности передачи.

Таблица 7

Степень точности $n_{ст}$ по ГОСТ 1643–81	Окружная скорость v , м/с			
	прямозубых		непрямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6 (передачи повышенной точности)	≤ 20	≤ 12	≤ 30	≤ 20
7 (передачи нормальной точности)	≤ 12	≤ 8	≤ 20	≤ 10
8 (передачи пониженной точности)	≤ 6	≤ 4	≤ 10	≤ 7
9 (передачи низкой точности)	≤ 2	—	≤ 4	≤ 3

Находят уточненное значение межосевого расстояния:

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} T_1}{\Psi_{ba} u [\sigma_H]^2}}, \quad (11)$$

где $K_a = 410 \text{ МПа}^{1/3}$ для косозубых или шевронных колес;

$K_a = 450 \text{ МПа}^{1/3}$ для прямозубых колес;

$[\sigma_H]$ – расчетное допускаемое контактное напряжение зубчатой пары, МПа;

Ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев;

Предварительное значение окружной скорости

$$v' = \frac{\pi a'_w n_1}{30 \cdot 10^3 (u+1)};$$

$$v' = \frac{3,14 \cdot 183,0 \cdot 280,2}{30 \cdot 10^3 (4,654 + 1)} = 0,9492 \text{ м/с}.$$

Поскольку окружная скорость меньше 4 м/с, степень точности передачи 9-я (табл. 7), т. е. $n_{ст} = 9$.

Уточненное межосевое расстояние

$$a_w = K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} T_1}{\psi_{ba} u [\sigma_H]^2}}.$$

Находим входящие в эту формулу параметры.

Коэффициент $K_a = 410$, поскольку передача косозубая.

Расчетное допускаемое контактное напряжение было найдено ранее: $[\sigma_H] = 544 \text{ МПа}$.

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки, учитывающий динамику работы передачи.

Коэффициент ширины ψ_{ba} , определяемый как отношение ширины зубчатого венца колеса к межосевому расстоянию, стандартизован. Его значения принимают в зависимости от положения колес относительно опор:

- при симметричном расположении – 0,315; 0,4; 0,5;
- при несимметричном расположении – 0,25; 0,315; 0,4;
- при консольном расположении – 0,2; 0,25.

Меньшие значения назначают для передач с поверхностной твердостью зубьев $H \geq 45$ HRC. Также рекомендуется при нескольких передачах в редукторе для быстроходных передач брать коэффициент ψ_{ba} на ступень ниже, чем для тихоходных.

Для прямозубых передач можно принять коэффициент $K_{H\alpha} = 1$. Для косозубых передач его вычисляют по формуле

$$K_{H\alpha} = 1 + A(n_{ст} - 5)B,$$

где $n_{ст}$ – степень точности передачи по табл. 7. Константы A и B выбирают из табл. 8.

Таблица 8

Твердость на поверхности зубьев колеса (2)	A	B при v , м/с					
		1	3	5	8	10	15
200 HB	0,06	0,19	0,20	0,22	0,27	0,32	0,54
250 HB	0,06	0,26	0,28	0,32	0,39	0,45	0,67
300 HB	0,06	0,35	0,37	0,41	0,50	0,58	0,87
350 HB	0,06	0,45	0,46	0,53	0,64	0,73	1,00
43 HRC	0,12	0,53	0,57	0,63	0,78	0,91	1,00
47 HRC	0,12	0,63	0,70	0,78	0,98	1,00	1,00
51 HRC	0,12	0,71	0,90	1,00	1,00	1,00	1,00
60 HRC	0,12	0,80	0,90	1,00	1,00	1,00	1,00

Кэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию $\psi_{ba} = 0,315$ (для несимметричного расположения).

Кэффициент $K_{H\alpha}$ вычисляем по формуле

$$K_{H\alpha} = 1 + A(n_{cm} - 5)B$$

При твердости поверхности колеса 248 НВ и скорости 0,9492 м/с по табл. 8: $A=0,06$ и $B=0,26$.

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,06(9-5)0,26 = 1,062.$$

Коэффициент динамической нагрузки K_{Hv} назначают по табл. 9. Значения в числителе берут для прямозубых передач, значения в знаменателе – для косозубых.

Таблица 9

Степень точности по ГОСТ 1643–81	Твердость на поверхности зубьев колеса (2)	Значения K_{Hv} при v , м/с				
		1	3	5	8	10
6 (для цилиндрич.)	> 350 HB	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,25}{1,09}$	$\frac{1,32}{1,13}$
7 (для цилиндрич.) 6 (для конических прямозубых)	> 350 HB	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,19}{1,08}$	$\frac{1,25}{1,10}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,40}{1,16}$
8 (для цилиндрич.) 7 (для конических прямозубых)	> 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,30}{1,12}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,38}{1,15}$	$\frac{1,48}{1,19}$
9 (для цилиндрич.) 8 (для конических прямозубых)	> 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,35}{1,14}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,56}{1,22}$

Для определения коэффициента концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ вначале вычисляют коэффициент ширины колеса по диаметру шестерни:

*Коэффициент динамической нагрузки $K_{Hv} = 1,02$
(9-я степень точности; $H_2 < 350$ HB; косозубые колеса).*

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

Затем по рис. 4 выбирают номер схемы передачи, в наибольшей мере соответствующей рассматриваемому случаю. Номер схемы (I, II, III, ...) определяет ту ветвь графика на рис. 5, по которой в зависимости от ψ_{bd} принимают значение $K_{H\beta}$.

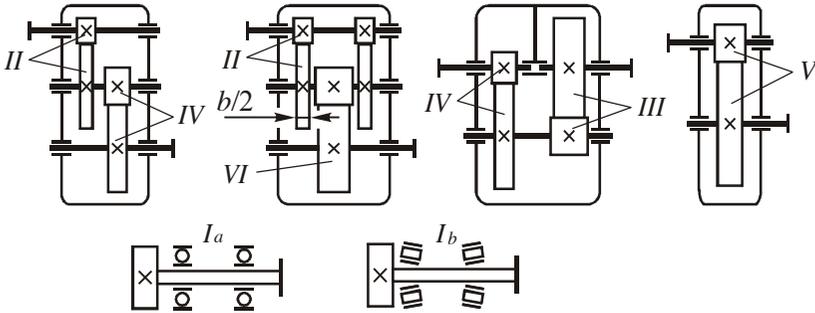


Рис. 4. Типовые схемы расположения колес относительно опор

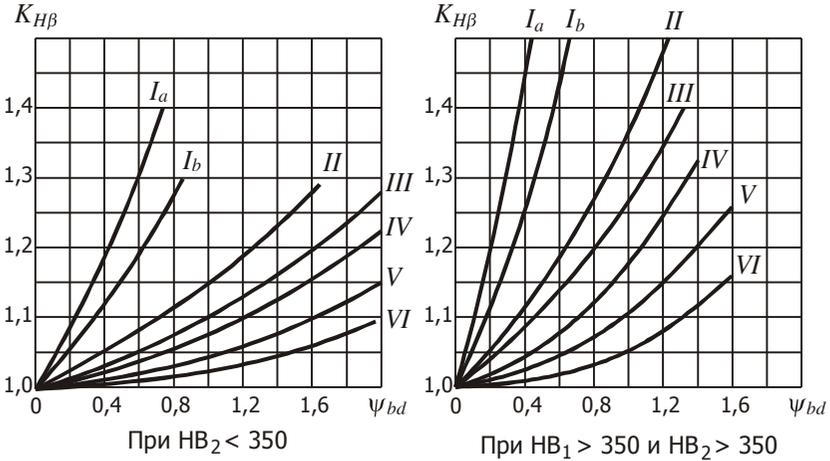


Рис. 5

Коэффициент ширины колеса по диаметру шестерни

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u + 1);$$

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,315 (4,654 + 1) = 0,8905.$$

По рис. 4 находим редуктор соосной схемы и тихоходную ступень в нем, которая отмечена как III, следовательно коэффициент $K_{H\beta}$ концентрации нагрузки ищем по III-й ветви левой части рис. 5.

Приблизительно, $K_{H\beta} = 1,08$.

Найденное по формуле (11) значение межосевого расстояния a_w округляют в большую сторону:

- для учебных проектов или для малых производственных серий – до ближайшего, кратного пяти;

- при крупносерийном производстве – в соответствии с рядом по ГОСТ 2185–66, 2144–76, 24386–91: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224/225 (значение в числителе – для межосевого расстояния, в знаменателе – для высоты оси), 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000 мм.

2.2.3 Основные геометрические параметры зубчатой пары определяют в следующей последовательности:

Модуль зубьев выбирают из табл. 10 в границах интервала

$$m = 0,01 a_w \dots 0,02 a_w$$

при поверхностной твердости зубьев H_1 и H_2 менее 350 НВ. Для более твердых колес модуль берут из интервала

$$m = 0,015 a_w \dots 0,0315 a_w.$$

Таблица 10

Модули эвольвентных зубчатых колес, мм (из ГОСТ 9563-80)

I ряд (предпочтит.)	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100
II ряд	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36; 45; 55; 70; 90

Находят ширину зубчатого венца колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} a_w.$$

Значение b_2 округляют в ближайшую сторону в соответствии со стандартным рядом Ra 40 (табл. П3).

Подставляем найденные параметры в формулу для межосевого расстояния:

$$a_w = K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} T_1}{\psi_{ba} u [\sigma_H]^2}};$$
$$a_w = 410(4,654 + 1) \sqrt[3]{\frac{1,062 \cdot 1,08 \cdot 1,02 \cdot 157,9}{0,315 \cdot 4,654 \cdot (544)^2}} = 174,4 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем до стандартного большего значения:

$$a_w = 180 \text{ мм.}$$

2.2.3 Основные геометрические параметры колес

Назначаем модуль зубьев из интервала

$$m = 0,01 a_w \dots 0,02 a_w;$$

$$m = 1,8 \dots 3,6 \text{ мм};$$

По 1-му ряду табл. 10 принимаем

$$m = 3 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого венца колеса

$$b_2 = \psi_{ba} a_w; \quad b_2 = 0,315 \cdot 180 = 56,7 \text{ мм.}$$

Округляем по ряду Ra 40 (табл. ПЗ приложений):

$$b_2 = 56 \text{ мм.}$$

Ширину венца шестерни выбираем по ряду Ra 40 на 5 ... 10 мм больше, чем для колеса:

$$b_1 = 63 \text{ мм.}$$

Ширину b_1 шестерни также согласуют со стандартом и принимают на 5 ... 10 мм больше ширины колеса:

$$b_1 = b_2 + 5 \dots 10 \text{ мм.}$$

Назначают предварительный угол наклона зубьев β' . При косозубых колесах β' берут из середины интервала 8 ... 20°, но не менее значения $\beta_{\min} = \arcsin(4m/b_2)$. В случае прямозубых колес $\beta = 0$.

Рассчитывают числа зубьев колес. Суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cos \beta'}{m}.$$

Значение z_{Σ} округляют предпочтительно в *меньшую* сторону до целого числа.

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u + 1}.$$

Значение z_1 округляют в *большую* сторону до целого числа.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1.$$

Если $z_1 < 17$ (более точно, $z_1 < 17 \cos^3 \beta$) встает вопрос о корригировании зубчатых колес, который в данном пособии не рассматривается. При возникновении подобной ситуации рекомендуется вернуться к началу расчета геометрических параметров и уменьшить величину модуля m , оставаясь при этом в границах рекомендуемого интервала. Затем следует пересчитать остальные параметры.

Назначаем предварительный угол наклона зубьев $\beta' = 15^\circ$, что больше минимально допустимого значения

$$\beta_{\min} = \arcsin(4m/b_2); \quad \beta_{\min} = \arcsin(4 \cdot 3/56) = 12,37^\circ.$$

Суммарное число зубьев

$$z_\Sigma = \frac{2a_w \cos \beta'}{m}; \quad z_\Sigma = \frac{2 \cdot 180 \cdot \cos 15^\circ}{3} = 115,9 \approx 116.$$

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1}; \quad z_1 = \frac{116}{4,654+1} = 20,52 \approx 21.$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_\Sigma - z_1; \quad z_2 = 116 - 21 = 95.$$

После расчета чисел зубьев косозубой пары уточняют их угол наклона:

$$\beta = \arccos \frac{z_{\Sigma} m}{2a_w}. \quad (12)$$

Находят фактическое передаточное число зубчатой пары:

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Фактическое передаточное число не должно отличаться от ранее найденного более чем на 4%. В противном случае рекомендуется вернуться к вычислению параметров z_{Σ} и z_1 , попробовав выполнить округления по другим вариантам.

Далее рассчитывают диаметры зубчатой пары:

- делительные диаметры

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta};$$

- диаметры окружностей вершин

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{a2} = d_2 + 2m;$$

- диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m; \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m.$$

После определения делительных диаметров проверяют выполнение условия

$$0,5(d_1 + d_2) = a_w.$$

В случае прямозубых колес в проверочном условии может возникнуть небольшая невязка, которую устраняют назначением нового

Фактический угол наклона зубьев

$$\beta = \arccos \frac{z_{\Sigma} m}{2a_w};$$

$$\beta = \arccos \frac{116 \cdot 3}{2 \cdot 180} = 14,83^\circ.$$

Фактическое передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1}; \quad u = \frac{95}{21} = 4,524.$$

Расхождение с прежним значением составляет

$$\delta = \frac{|4,524 - 4,654|}{4,524} \times 100 = 2,874\%,$$

что является допустимым.

Делительные диаметры колес

$$d_1 = \frac{m z_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{m z_2}{\cos \beta};$$

$$d_1 = \frac{3 \cdot 21}{\cos 14,83^\circ} = 65,17 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{3 \cdot 95}{\cos 14,83^\circ} = 294,8 \text{ мм}.$$

Производим проверку по условию

$$0,5 (d_1 + d_2) = a_w;$$

$$0,5 (65,17 + 294,8) = 180,0.$$

Проверка выполняется.

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{a2} = d_2 + 2m;$$

(делительного) межосевого расстояния, равного $0,5(d_1 + d_2)$, а если это нежелательно, – путем коррекции зубчатых колес нарезкой со смещением. В случае косозубых колес подобная невязка возникать не должна, поскольку нарезка зубьев под углом наклона, определяемым формулой (12), обеспечивает вписывание зубчатой пары в заданное межосевое расстояние a_w .

Далее уточняют окружную скорость зубчатой пары

$$v = \frac{\pi a_w n_1}{30 \cdot 10^3 (u + 1)}.$$

По результатам расчетов заполняют табличную форму:

Колесо	a_w , мм	m , мм	β , град	u	z	b , мм	d , мм	d_a , мм	d_f , мм	v , м/с
1 (ш)										
2 (к)										

После определения геометрических параметров передачи необходимо найти силы в зацеплении и выполнить ряд проверочных расчетов.

2.2.4 Компоненты силы в зацеплении зубчатой пары находят по формулам:

- окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3,$$

где множитель 10^3 необходим для приведения параметра d_1 (мм) к системе СИ (м). Размерность результата – ньютон (Н);

$$d_{a1} = 65,17 + 2 \cdot 3 = 71,17 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 294,8 + 2 \cdot 3 = 300,8 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m; \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 65,17 - 2,5 \cdot 3 = 57,67 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 294,8 - 2,5 \cdot 3 = 287,3 \text{ мм}.$$

Фактическая окружная скорость

$$v = \frac{\pi a_w n_1}{30 \cdot 10^3 (u+1)};$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 280,2}{30 \cdot 10^3 (4,524 + 1)} = 0,9556 \text{ м/с}.$$

Результаты расчетов тихоходной ступени

Колесо	$a_w,$ мм	$m,$ мм	$\beta,$ град	u	z	$b,$ мм	$d,$ мм	$d_a,$ мм	$d_f,$ мм	$v,$ м/с
1 (ш)	180	3	14,83	4,524	21	63	65,17	71,17	57,67	0,956
2 (к)					95	56	294,8	300,8	287,3	

2.2.4 Силы в зацеплении зубчатой пары

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3; \quad F_t = \frac{2 \cdot 157,9}{65,17} 10^3 = 4846 \text{ Н}.$$

- радиальная сила

$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta},$$

где угол зацепления $\alpha = 20^\circ$;

- осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

Значения сил в зацеплении заносят в форму:

Колесо	F_t, H	F_r, H	F_a, H
1 (ш)			
2 (к)			

2.2.5 Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям ведут по условию

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} T_1 (u+1)^3}{b_2 u}} \leq [\sigma_H], \quad (13)$$

где $Z_\sigma = 8400 \text{ МПа}^{1/2}$ для косозубых и $Z_\sigma = 9600 \text{ МПа}^{1/2}$ для прямозубых передач. Допускается перегруз в пределах 5%.

2.2.6 Проверочный расчет на контактную прочность зубьев при действии пиковых нагрузок, имеющий целью предотвращение остаточных деформаций или хрупкого разрушения рабочих поверхностей зубьев, ведут по условию

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma_{H \max}], \quad (14)$$

где коэффициент перегрузки $K_{\text{пер}} = T_{\text{пик}} / T$ определяют по графику режима работы привода, приведенному в техническом задании; $T_{\text{пик}}$ – кратковременная пиковая нагрузка в момент пуска

Радиальная сила

$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad F_r = \frac{4846 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 14,83^\circ} = 1825 \text{ Н.}$$

Осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta; \quad F_a = 4846 \cdot \operatorname{tg} 14,83^\circ = 1283 \text{ Н.}$$

Колесо	F_t , Н	F_r , Н	F_a , Н
1 (ш)	4846	1825	1283
2 (к)			

2.2.5 Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям

Условие контактной прочности зубьев

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} T_1 (u+1)^3}{b_2 u}} \leq [\sigma_H],$$

где коэффициент $Z_\sigma = 8400$, а прочие параметры были определены ранее.

$$\sigma_H = \frac{8400}{180} \sqrt{\frac{1,062 \cdot 1,08 \cdot 1,02 \cdot 157,9 (4,524+1)^3}{56 \cdot 4,524}} = 517,4 \text{ МПа.}$$

$$517,4 \leq 544.$$

Проверка выполняется.

машины; допускаемое напряжение $[\sigma_{H \max}]$ принимают в зависимости от термохимической обработки материала колес:

- $[\sigma_{H \max}] = 2,8 \sigma_T$ при улучшении или сквозной закалке;
- $[\sigma_{H \max}] = 44 \times \text{HRC}$ при цементации или контурной закалке ТВЧ;
- $[\sigma_{H \max}] = 35 \times \text{HRC} \leq 2000$ МПа при азотировании.

2.2.7 Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба выполняют в последовательности:

Вычисляют коэффициент нагрузки K_F :

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

В записанном произведении множитель $K_{F\alpha}$, учитывающий влияние неравномерности распределения нагрузки между зубьями, находят по формуле

$$K_{F\alpha} = 1 + A(n_{\text{ст}} - 5),$$

параметры которой принимают из табл. 7 и 8.

Множитель $K_{F\beta}$, учитывающий влияние неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев, определяют по графикам на рис. 6 (подобно тому, как это делалось выше при нахождении коэффициента $K_{H\beta}$).

Множитель K_{Fv} , учитывающий внутреннюю динамику нагружения, принимают в зависимости от ранее найденного параметра K_{Hv} :

$K_{Fv} = 1 + 2(K_{Hv} - 1)$ при твердости поверхности зубьев колеса (2) менее 350НВ;

$K_{Fv} = K_{Hv}$ при более высокой твердости.

2.2.6 Проверочный расчет на контактную прочность при действии пиковых нагрузок

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma_{H \max}].$$

Коэффициент перегрузки из графика режима работы, приведенного в задании, $K_{\text{пер}} = 1,5$.

Допускаемое напряжение (при улучшении)

$$[\sigma_{H \max}] = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 540 = 1512 \text{ МПа.}$$

Подстановка данных параметров в условие контактной прочности дает

$$\sigma_{H \max} = 517,4 \sqrt{1,5} = 633,7 \text{ МПа} < 1512 \text{ МПа.}$$

Проверка выполняется.

2.2.7 Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба

Находим коэффициент нагрузки при изгибе:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{FB} K_{FV}$$

Множитель $K_{F\alpha}$, учитывающий влияние неравномерности распределения нагрузки между зубьями

$$K_{F\alpha} = 1 + A(n_{\text{см}} - 5),$$

где при твердости поверхности колеса 248 НВ по табл. 8: $A = 0,06$.

$$K_{F\alpha} = 1 + 0,06(9 - 5) = 1,24.$$

Множитель K_{FB} , учитывающий концентрацию нагрузки по длине зубьев, определяют по III ветви в левой части рис. 6 для ранее найденного значения $\psi_{bd} = 0,8905$.

$$K_{FB} = 1,20.$$

Далее находят эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}.$$

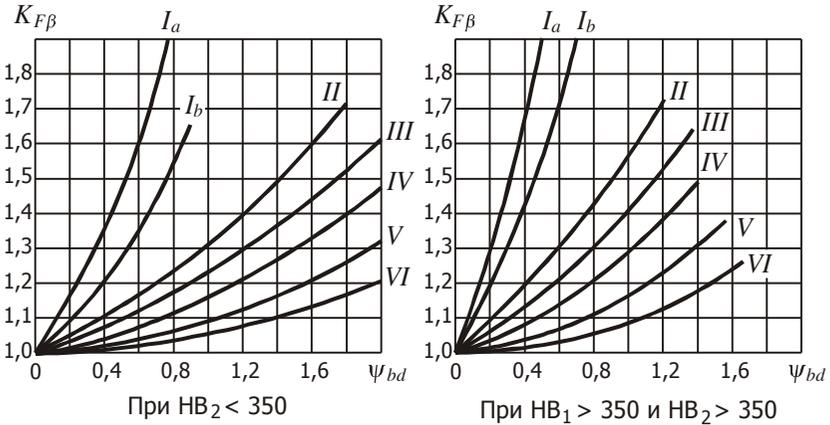


Рис. 6

По табл. 11 определяют коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2} . Для нормальных (некорригированных) колес коэффициент смещения x принимают равным нулю.

Находят коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба:

$$Y_{F\beta} = Y_{F\alpha} / \varepsilon_{\alpha},$$

где коэффициент $Y_{F\beta}$, учитывающий наклон контактной линии к начальной поверхности колеса, определяют по эмпирической формуле

Множитель K_{Fv} , учитывающий внутреннюю динамику нагружения

$$K_{Fv} = 1 + 2(K_{Hv} - 1); \quad K_{Fv} = 1 + 2(1,02 - 1) = 1,04.$$

Коэффициент нагрузки

$$K_F = 1,24 \cdot 1,20 \cdot 1,04 = 1,548.$$

Эквивалентные числа зубьев

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta};$$

$$z_{v1} = \frac{21}{\cos^3 14,83^\circ} = 23,25; \quad z_{v2} = \frac{95}{\cos^3 14,83^\circ} = 105,2.$$

Коэффициенты формы зуба находим из табл. 11 (при нулевом смещении):

$$Y_{F1} = 3,97; \quad Y_{F2} = 3,59.$$

Коэффициент наклона контактной линии к начальной поверхности колеса

$$Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140; \quad Y_\beta = 1 - 14,83 / 140 = 0,8941.$$

Коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = [0,95 - 1,6(1/z_1 + 1/z_2)](1 + \cos \beta) \cos \beta;$$
$$\varepsilon_\alpha = [0,95 - 1,6(1/21 + 1/95)](1 + \cos 14,83^\circ) \cos 14,83^\circ = 1,629.$$

Коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба:

$$Y_{FB} = \frac{Y_\beta}{\varepsilon_\alpha}; \quad Y_{FB} = \frac{0,8941}{1,629} = 0,5489.$$

$$Y_{\beta} = 1 - \beta^{\circ}/140,$$

а коэффициент торцевого перекрытия определяют по формуле

$$\varepsilon_{\alpha} = [0,95 - 1,6(1/z_1 + 1/z_2)](1 + \cos \beta) \cos \beta.$$

Таблица 11

z_v	Значения Y_F при коэффициенте x смещения инструмента						
	-0,6	-0,4	-0,2	0	+0,2	+0,4	+0,6
12	—	—	—	—	—	3,67	—
14	—	—	—	—	4,00	3,62	3,30
17	—	—	—	4,30	3,89	3,58	3,32
20	—	—	—	4,08	3,78	3,56	3,34
25	—	—	4,22	3,91	3,70	3,52	3,37
30	—	4,38	4,02	3,80	3,64	3,51	3,40
40	4,37	4,06	3,86	3,70	3,60	3,51	3,42
60	3,98	3,80	3,70	3,62	3,57	3,52	3,46
80	3,80	3,71	3,63	3,60	3,57	3,53	3,49
100	3,71	3,66	3,62	3,59	3,58	3,53	3,51
200	3,62	3,61	3,61	3,59	3,59	3,59	3,56

Проверяют выполнение условия прочности для колеса и шестерни:

$$\sigma_{F2} = Y_{F\beta} \frac{Y_{F2} F_t K_F}{b_2 m} \leq [\sigma_{F2}]; \quad (15)$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}].$$

2.2.8 Проверочный расчет на изгибную прочность зубьев при действии пиковых нагрузок, имеющий целью предотвращение остаточных деформаций и хрупкого разрушения зубьев, ведут по условию

Условие прочности колеса

$$\sigma_{F2} = Y_{FB} \frac{Y_{F2} F_t K_F}{b_2 m} \leq [\sigma_{F2}];$$

$$\sigma_{F2} = 0,5489 \frac{3,59 \cdot 4846 \cdot 1,548}{56 \cdot 3} = 87,99 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 255 \text{ МПа.}$$

Проверка выполняется.

Условие прочности шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}];$$

$$\sigma_{F1} = 87,99 \frac{3,97}{3,59} = 97,30 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 298 \text{ МПа.}$$

Проверка выполняется.

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\text{пер}} \leq [\sigma_{F \max}]. \quad (16)$$

Расчет ведут отдельно для зубьев шестерни и колеса. Напряжения σ_{F1} и σ_{F2} берут из формул (15). Допускаемое напряжение

$$[\sigma_{F \max}] = \frac{\sigma_{F \lim \max}}{S_F},$$

где $\sigma_{F \lim \max}$ – предельное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций и хрупкого излома:

- $\sigma_{F \lim \max} = 4,8 \times \text{HB}$ при нормализации и улучшении;
- $\sigma_{F \lim \max} = 6 \times \text{HB}$ при закалке ($1\text{HRC} \approx 10 \text{ HB}$).

Коэффициент запаса прочности S_F принимают по табл. 5.

В случае невыполнения условий (15) или (16) можно рекомендовать предпринять одно из следующих действий по обеспечению прочности зубьев передачи:

- пересчитать размеры передачи (начиная с п. 2.2.3), выбрав модуль зацепления большего номинала;
- для небольших перегрузов ($\leq 10 \dots 15\%$) допустимо в том же процентном отношении увеличить длину контакта зубьев, т. е. ширину колес.

2.2.8 Проверочный расчет на изгибную прочность зубьев при действии пиковых нагрузок

Расчет выполняем по условию

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\text{пер}} \leq [\sigma_{F \max}].$$

Допускаемое напряжение

$$[\sigma_{F \max}] = \frac{\sigma_{F \text{ lim max}}}{S_F},$$

где $\sigma_{F \text{ lim max}} = 4,8 \cdot \text{HB}$; $S_F = 1,7$.

Проверку проводим отдельно для колеса и шестерни.

$$[\sigma_{F \max 1}] = \frac{4,8 \cdot 289}{1,7} = 816,0 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F \max 2}] = \frac{4,8 \cdot 248}{1,7} = 700,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max 1} = 97,30 \cdot 1,5 = 146,0 \text{ МПа} < [\sigma_{F \max 1}] = 816,0 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max 2} = 87,99 \cdot 1,5 = 132,0 \text{ МПа} < [\sigma_{F \max 2}] = 700,2 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

Если, как в данном задании, в редукторе имеется еще одна цилиндрическая передача, то ее расчет повторяет предложенную в п. 2.2 схему решения в полном объеме.

Для соосных редукторов необходимо обеспечить условие соосности, поэтому межосевое расстояние a_w (а также a'_w) быстроходной ступени для них не рассчитывают, а принимают равным межосевому расстоянию тихоходной ступени.

Коэффициент ширины ψ_{ba} быстроходной ступени рекомендуют брать на одну градацию ниже, чем для тихоходной, например, вместо прежнего значения 0,315 можно взять 0,25.

Модуль зубьев также рекомендуют брать более мелким, например, вместо $m = 3$ мм, можно взять $m = 2,5$ мм.

2.3 Расчет конической ступени редуктора

Ниже приводится алгоритм расчета прямозубых конических ступеней редуктора. Расчет конических передач с круговыми зубьями в целях простоты исключен из рассмотрения. Интересующиеся могут ознакомиться с ним в пособиях [1, 2, 9].

2.3.1 Исходные данные расчета:

n_1 – частота вращения конической шестерни, об/мин;

n_2 – частота вращения конического колеса, об/мин;

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

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

u – передаточное число ступени.

На рис. 7 приведена схема сопряжения конической пары по делительным поверхностям шестерни и колеса, на которой указаны средняя точка зацепления M и внешняя точка зацепления E , также обозначены основные геометрические параметры.

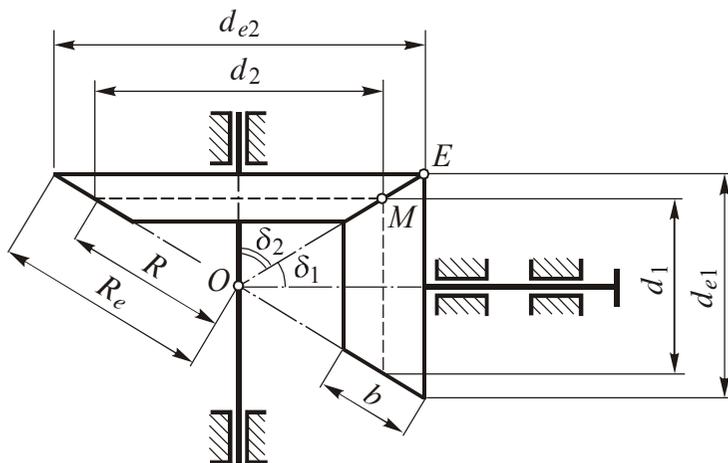


Рис. 7

(Не повторяя всю процедуру расчета для быстроходной цилиндрической ступени, приведем лишь особенность выбора исходных данных и конечные результаты)

2.2' Расчет быстроходной цилиндрической ступени

2.2'.1 Исходные данные расчета

Вал	Колесо	n , об/мин	N , кВт	T , Н·м		
0	-	1445	4,821	31,88		
1	1(ш)	1445	4,725	31,24		
2	2(к), 3(ш)	280,2	4,631	157,9		
3	4(к)	60,21	4,538	720,1		
4	5(ш)	60,21	4,447	705,6		
5	6(к)	30,03	4,180	1330		
					и _Б	и _Т
					5,157	4,65

$$n_1 = 1445 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = 280,2 \text{ об/мин};$$

$$T_1 = 31,24 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = 157,9 \text{ Н·м};$$

$$i = 5,157.$$

Результаты расчетов быстроходной ступени

Колесо	a_w , мм	m , мм	β , град	u	z	b , мм	d , мм	d_a , мм	d_f , мм	v , м/с
1 (ш)	180	2,5	15,14	5,318	22	50	56,98	61,98	50,73	4,309
2 (к)					117	45	303,0	308,0	296,8	

Колесо	F_t , Н	F_r , Н	F_a , Н
1 (ш)	1097	413,6	296,8
2 (к)			

2.3.2 Проектировочный расчет имеет целью определение основного габаритного параметра передачи – внешнего делительного диаметра d_{e2} . Расчет ведут по условию контактной выносливости зубьев в следующей последовательности:

Вычисляют предварительное значение внешнего делительного диаметра d'_{e2} , мм:

$$d'_{e2} = K \sqrt[3]{\frac{T_2 u}{\mathfrak{S}_H}},$$

где коэффициент K принимают по табл. 12; опытный коэффициент $\mathfrak{S}_H = 0,85$ учитывает понижение контактной прочности конических передач по сравнению с цилиндрическими.

Находят приблизительное значение окружной скорости v'_m , м/с, на среднем делительном диаметре:

$$v' = \frac{\pi d'_{e2} n_2}{60 \cdot 10^3} (1 - 0,5 K_{be}),$$

где коэффициент ширины зубчатого венца $0,25 \leq K_{be} \leq 0,3$. Обычно принимают $K_{be} = 0,285$.

Таблица 12

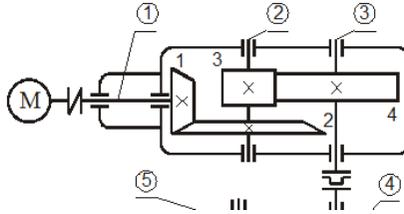
Твердость поверхности зубьев колес	$H_1 \leq 350$ HB $H_2 \leq 350$ HB	$H_1 \geq 45$ HRC $H_2 \leq 350$ HB	$H_1 \geq 45$ HRC $H_2 \geq 45$ HRC
Коэффициент K	30	25	22

По табл. 7 назначают степень точности $n_{ст}$ передачи.

Уточняют значение внешнего делительного диаметра по формуле

2.3 Расчет конической ступени редуктора

(Предположим, что в рассмотренном выше задании вместо соосного редуктора был бы предложен редуктор коническо-цилиндрического типа:



Рассчитаем коническую прямозубую быстроходную ступень редуктора при следующих данных, полученных в результате кинематического расчета привода:

Вал	Колесо	n , об/мин	N , кВт	T , Н·м		
0	-	1445	4,871	32,21		
1	1(ш)	1445	4,774	31,56		
2	2(к), 3(ш)	374,6	4,620	118,1		
3	4(к)	80,27	4,538	540,1		
4	5(ш)	80,27	4,447	529,3	иБ	иТ
5	6(к)	30,03	4,180	1330	3,857	4,667

Допускаемые напряжения (раздел 2.1) по сравнению с уже рассмотренным примером, хотя слегка и изменятся, но для понимания сути вопроса это не имеет существенного значения и мы позволим себе их не корректировать)

2.3.1 Исходные данные

$$n_1 = 1445 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = 374,6 \text{ об/мин};$$

$$T_1 = 31,56 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = 118,1 \text{ Н·м};$$

$$u = 3,857.$$

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} K_{Hv} T_2 u}{\vartheta_H [\sigma_H]^2}}, \quad (17)$$

где

размерный множитель $K_d = 1650 \text{ МПа}^{1/3}$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев, выбирают по графикам на рис. 9 в зависимости от значения вспомогательного параметра $\psi = \frac{K_{be} u}{2 - K_{be}}$. Ветвь графика

выбирают в соответствии с рис. 8. Индекс a у номера ветви соответствует опорам на шарикоподшипниках, а индекс b – опорам на роликоподшипниках;

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки, учитывающий динамику работы передачи, выбирают по табл. 9.

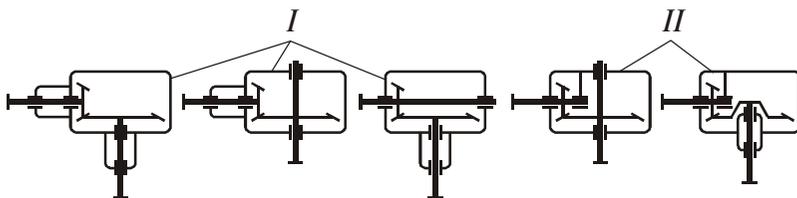


Рис. 8

2.3.3 Основные геометрические параметры конической пары определяют в следующей последовательности:

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u}.$$

2.3.2 Проектировочный расчет

Предварительное значение внешнего делительного диаметра

$$d'_{e2} = K \sqrt[3]{\frac{T_2 u}{9_H}},$$

где $K = 30$ (табл. 12); $9_H = 0,85$.

$$d'_{e2} = 30 \sqrt[3]{\frac{118,1 \cdot 3,857}{0,85}} = 243,7 \text{ мм.}$$

Предварительное значение окружной скорости на среднем делительном диаметре

$$v' = \frac{\pi d'_{e2} n_2}{60 \cdot 10^3} (1 - 0,5 K_{be}),$$

где коэффициент ширины зубчатого венца $K_{be} = 0,285$.

$$v' = \frac{3,14 \cdot 243,7 \cdot 374,6}{60 \cdot 10^3} (1 - 0,5 \cdot 0,285) = 4,097 \text{ м/с.}$$

По табл. 7 назначаем передаче 7-ю степень точности, так как передача коническая прямозубая и окружная скорость больше 4 м/с. Таким образом, $n_{ст} = 7$.

Уточненное значение внешнего делительного диаметра

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} K_{H\alpha} T_2 u}{9_H [\sigma_H]^2}}.$$

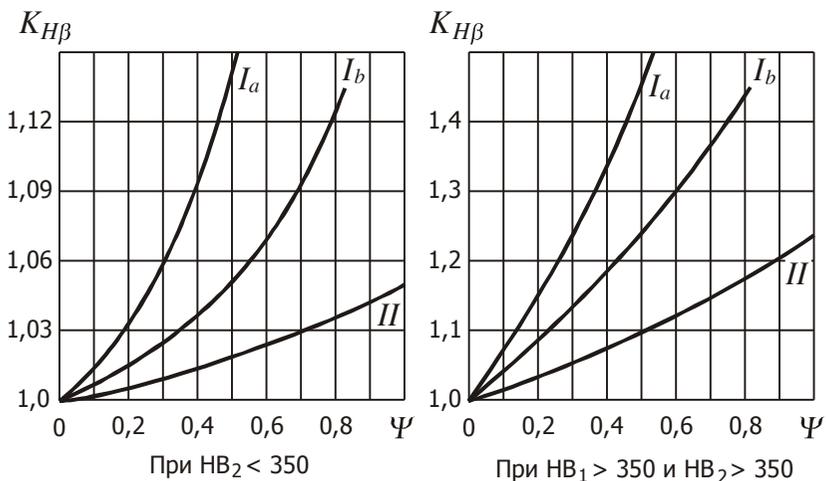


Рис. 9

По найденному значению d_{e1} с помощью графиков на рис. 10 назначают число зубьев шестерни z'_1 , которое затем уточняют в зависимости от поверхностной твердости колес и округляют:

$$z_1 = 1,6z'_1 \quad \text{при } H_1 \text{ и } H_2 \leq 350 \text{ HB};$$

$$z_1 = 1,3z'_1 \quad \text{при } H_1 \geq 45 \text{ HRC и } H_2 \leq 350 \text{ HB};$$

$$z_1 = z'_1 \quad \text{при } H_1 \text{ и } H_2 \geq 45 \text{ HRC}.$$

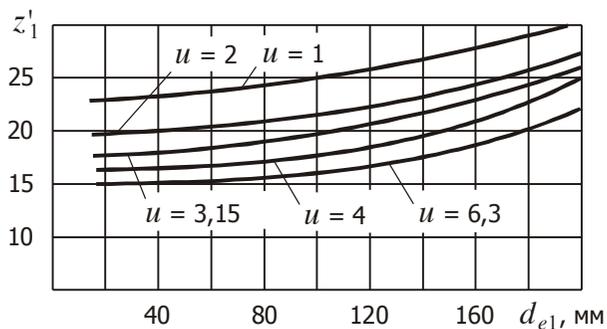


Рис. 10

Определяем параметры, входящие в эту формулу.

Множитель $K_d = 1650$.

Вспомогательный параметр ψ , необходимый для назначения коэффициента концентрации нагрузки $K_{H\beta}$:

$$\psi = \frac{K_{be} u}{2 - K_{be}}; \quad \psi = \frac{0,285 \cdot 3,857}{2 - 0,285} = 0,6410.$$

По рис. 8, ориентируясь на расположение опор относительно колес конической пары, выбираем вторую схему слева и соответствующий ей I номер ветви.

Примем роликовый конический тип подшипников для входного вала, что позволяет конкретизировать ветвь в левой части рис. 9 – I_б. По соответствующему графику выбираем коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} \approx 1,08$.

Коэффициент динамической нагрузки (по табл. 9)
 $K_{Hv} \approx 1,20$.

Внешний делительный диаметр

$$d_{e2} = 1650 \sqrt[3]{\frac{1,08 \cdot 1,20 \cdot 118,1 \cdot 3,857}{0,85 \cdot (485)^2}} = 236,7 \text{ мм.}$$

2.3.3 Основные геометрические параметры конической пары

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u}; \quad d_{e1} = \frac{236,7}{3,857} = 61,37 \text{ мм.}$$

Находят число зубьев колеса по формуле

$$z_2 = u z_1$$

и также округляют до целого числа.

Определяют внешний модуль передачи:

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2}.$$

Полученное значение округляют до большего стандартного значения в соответствии с табл. 10.

Далее находят фактические (окончательные) параметры конической передачи:

- передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Значение u не должно отличаться от ранее найденного более чем на 4%;

- углы делительных конусов колеса и шестерни

$$\delta_2 = \arctg u; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2;$$

- внешние делительные диаметры

$$d_{e1} = m_e z_1; \quad d_{e2} = m_e z_2;$$

- внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2};$$

- расчетная ширина зубчатого венца колеса

$$b = K_{be} R_e.$$

По графику ($u = 4$) на рис. 10 выбираем число зубьев шестерни: $z_1 = 17$;

$$z_1 = 1,6 z'_1; \quad z_1 = 1,6 \cdot 17 = 27,2 \approx 27.$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = u z_1; \quad z_2 = 3,857 \cdot 27 = 104,1 \approx 104.$$

Определяем внешний модуль

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2}; \quad m_e = \frac{236,7}{104} = 2,276 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем до большего стандартного из табл. 10: $m_e = 2,5$ мм.

Фактическое передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1}; \quad u = \frac{104}{27} = 3,852 \text{ мм.}$$

Расхождение с ранее принятым значением

$$\delta = \frac{|3,857 - 3,852|}{3,852} \times 100 = 0,1298\% < 4\%.$$

Расхождение в норме.

Углы делительных конусов колеса и шестерни

$$\delta_2 = \arctg u; \quad \delta_2 = \arctg 3,852 = 75,45^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2; \quad \delta_1 = 90^\circ - 75,45^\circ = 14,55^\circ.$$

Внешние делительные диаметры

$$d_{e1} = m_e z_1; \quad d_{e2} = m_e z_2;$$

$$d_{e1} = 2,5 \cdot 27 = 67,5 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = 2,5 \cdot 104 = 260 \text{ мм.}$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}; \quad R_e = \frac{260}{2 \sin 75,45^\circ} = 134,3 \text{ мм.}$$

Значение b округляют до ближайшего из ряда Ra40 нормальных линейных размеров (табл. ПЗ);

- средний модуль зацепления

$$m = m_e(1 - 0,5b / R_e).$$

Значение среднего модуля не стандартизовано и не подлежит округлению;

- средние делительные диаметры

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2;$$

- внешняя высота головки зуба

$$h_{ae} = m_e;$$

- внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe} = 1,2m_e;$$

- внешние (габаритные) диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cos \delta_2;$$

- окружная скорость передачи

$$v = \frac{\pi d_{e2} n_2}{60 \cdot 10^3} (1 - 0,5b / R_e).$$

По результатам расчетов заполняют табличную форму:

Колесо	m_e , мм	m , мм	b , мм	u	z	δ , град	d_e , мм	d , мм	h_{ae} , мм	h_{fe} , мм	d_{ae} , мм	v , м/с
1 (ш)												
2 (к)												

Ширина зубчатого венца

$$b = K_{be} R_e; \quad b = 0,285 \cdot 134,3 = 38,28 \text{ мм.}$$

Округляем до ближайшего по ряду Ra40: $b = 38 \text{ мм.}$

Средний модуль зацепления

$$m = m_e \left(1 - \frac{b}{2R_e}\right); \quad m = 2,5 \left(1 - \frac{38}{2 \cdot 134,3}\right) = 2,146 \text{ мм.}$$

Средние делительные диаметры

$$d_1 = m z_1; \quad d_2 = m z_2.$$

$$d_1 = 2,146 \cdot 27 = 57,94 \text{ мм;}$$

$$d_2 = 2,146 \cdot 104 = 223,2 \text{ мм.}$$

Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae} = m_e; \quad h_{ae} = 2,5 \text{ мм.}$$

Внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe} = 1,2 m_e; \quad h_{fe} = 1,2 \cdot 2,5 = 3 \text{ мм.}$$

Внешние диаметры окружностей вершин

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cos \delta_2.$$

$$d_{ae1} = 67,5 + 2 \cdot 2,5 \cos 14,55^\circ = 72,34 \text{ мм;}$$

$$d_{ae2} = 260 + 2 \cdot 2,5 \cos 75,45^\circ = 261,3 \text{ мм.}$$

Окружная скорость передачи

$$v = \frac{\pi d_{e2} n_2}{60 \cdot 10^3} \left(1 - \frac{b}{2R_e}\right);$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 260 \cdot 374,6}{60 \cdot 10^3} \left(1 - \frac{38}{2 \cdot 134,3}\right) = 4,376 \text{ м/с.}$$

2.3.4 Силы в зацеплении зубчатой пары находят по формулам:

- окружная сила (на среднем диаметре колес)

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3;$$

- радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1;$$

- осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1;$$

- радиальная сила на колесе

$$F_{r2} = F_{a1};$$

- осевая сила на колесе

$$F_{a2} = F_{r1}.$$

Значения сил в зацеплении заносят в форму:

Колесо	F_t , Н	F_r , Н	F_a , Н
1 (ш)			
2 (к)			

2.3.5 Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям ведут по условию

$$\sigma_H = Z_\sigma \sqrt{\frac{K_{H\beta} K_{Hv} T_1}{u \vartheta_H d_{e1}^3}} \leq [\sigma_H], \quad (18)$$

Таблица результатов

Колесо	m_e , мм	m , мм	b , мм	u	z	δ , град	d_e , мм	d , мм	h_{ae} , мм	h_{fe} , мм	d_{ae} , мм	v , м/с
1 (ш)	2,5	2,146	38	3,852	27	14,55	67,5	57,94	2,5	3	72,34	4,376
2 (к)					104	75,45	260	223,2			261,3	

2.3.4 Силы в зацеплении конической пары

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3; \quad F_t = \frac{2 \cdot 31,56}{57,94} 10^3 = 1089 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad F_{r1} = 1089 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cos 14,55^\circ = 383,7 \text{ Н.}$$

Осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1; \quad F_{a1} = 1089 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \sin 14,55^\circ = 99,58 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на колесе

$$F_{r2} = F_{a1}; \quad F_{r2} = 99,58 \text{ Н.}$$

Осевая сила на колесе

$$F_{a2} = F_{r1}; \quad F_{a2} = 383,7 \text{ Н.}$$

Заносим найденные значения сил в таблицу:

Колесо	F_t , Н	F_r , Н	F_a , Н
1 (ш)	1089	383,7	99,58
2 (к)		99,58	383,7

где размерный множитель $Z_G = 67000 \text{ МПа}^{1/2}$. Допускается перегруз в пределах 5%.

2.3.6 Проверочный расчет на контактную прочность зубьев при действии пиковых нагрузок ведут по условию

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma_{H \max}], \quad (19)$$

где входящие параметры описаны в п. 2.2.6.

2.3.7 Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба выполняют в последовательности:

Вычисляют коэффициент расчетной нагрузки K_F :

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

Множитель $K_{F\alpha} = 1$ для прямозубых колес.

Множитель $K_{F\beta}$, находят по формуле

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5(K_{H\beta} - 1),$$

где коэффициент $K_{H\beta}$ определен выше (см. п. 2.4.2).

Множитель K_{Fv} , учитывающий внутреннюю динамику нагружения, принимают в зависимости от параметра K_{Hv} (п. 2.4.2):

$K_{Fv} = 1 + 2(K_{Hv} - 1)$ при твердости поверхности зубьев колеса (2) менее 350НВ;

$K_{Fv} = K_{Hv}$ при более высокой твердости.

Вычисляют эквивалентные числа зубьев конической пары:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

2.3.5 Проверочный расчет на выносливость
по контактным напряжениям

$$\sigma_H = 67000 \sqrt{\frac{K_{H\beta} K_{H\nu} T_1}{u \rho_H a_{e1}^2}} \leq [\sigma_H];$$

$$\sigma_H = 67000 \sqrt{\frac{1,08 \cdot 1,20 \cdot 31,56}{3,852 \cdot 0,85 \cdot (67,5)^2}} = 427,0 \text{ МПа} < 485 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

2.3.6 Проверочный расчет на контактную
прочность при пиковых нагрузках

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma_{H \max}],$$

где коэффициент перегрузки $K_{\text{пер}} = 1,5$;

$$[\sigma_{H \max}] = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 540 = 1512 \text{ МПа (см. п. 2.2.6)}.$$

$$\sigma_{H \max} = 427,0 \sqrt{1,5} = 553,0 \text{ МПа} < 1512 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

2.3.7 Проверочный расчет на выносливость
по напряжениям изгиба

Определяем коэффициент расчетной нагрузки

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu},$$

где

$$K_{F\alpha} = 1, \text{ так как колеса прямоугольные};$$

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 (K_{H\beta} - 1); \quad K_{F\beta} = 1 + 1,5 (1,08 - 1) = 1,12;$$

$$K_{F\nu} = 1 + 2(K_{H\nu} - 1); \quad K_{F\nu} = 1 + 2(1,20 - 1) = 1,40.$$

$$K_F = 1 \cdot 1,12 \cdot 1,40 = 1,568.$$

С помощью табл. 11 определяют коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2} .

Определяют напряжения изгиба в зубьях шестерни и колеса, выполняя проверку по условиям изгибной прочности:

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} F_t K_F}{\vartheta_F b m} \leq [\sigma_{F1}]; \quad (20)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}],$$

где коэффициент понижения изгибной прочности конических передач $\vartheta_F = 0,85$.

2.3.8 Проверочный расчет на изгибную прочность зубьев при действии пиковых нагрузок ведут по условию

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\text{пер}} \leq [\sigma_{F \max}]. \quad (21)$$

Расчет ведут раздельно для зубьев шестерни и колеса. Напряжения σ_{F1} и σ_{F2} берут из формул (20). Выбор допускаемого напряжения $[\sigma_{F \max}]$ подробно рассмотрен в п. 2.2.8.

В случае невыполнения условий (20) или (21) можно рекомендовать уменьшить в допустимых пределах число зубьев шестерни z_1 , увеличить тем самым модуль зацепления, и пересмотреть последующий расчет.

Эквивалентные числа зубьев

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

$$z_{v1} = \frac{27}{\cos 14,55^\circ} = 27,89; \quad z_{v2} = \frac{104}{\cos 75,45^\circ} = 414,0.$$

Коэффициенты формы зуба (табл. 11)

$$Y_{F1} = 3,85; \quad Y_{F2} = 3,59.$$

Условия изгибной прочности зубьев:

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} F_t K_F}{\vartheta_F b m} \leq [\sigma_{F1}]; \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}],$$

где коэффициент понижения изгибной прочности $\vartheta_F = 0,85$.

$$\sigma_{F1} = \frac{3,85 \cdot 1089 \cdot 1,568}{0,85 \cdot 38 \cdot 2,146} = 94,84 \text{ МПа} < 298 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = 94,84 \frac{3,59}{3,85} = 88,44 \text{ МПа} < 255 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

2.3.8 Проверочный расчет на изгибную прочность зубьев при действии пиковых нагрузок

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\text{пер}} \leq [\sigma_{F \max}],$$

где допускаемые напряжения в зубьях колес (см. п. 2.2.8):

$$[\sigma_{F \max 1}] = \frac{4,8 H\text{В}_1}{S_F} = \frac{4,8 \cdot 289}{1,7} = 816,0 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F \max 2}] = \frac{4,8 H\text{В}_2}{S_F} = \frac{4,8 \cdot 248}{1,7} = 700,2 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{F \max 1} = 94,84 \cdot 1,5 = 142,3 \text{ МПа} < 816,0 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max 2} = 88,44 \cdot 1,5 = 132,7 \text{ МПа} < 700,2 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

3. Расчет открытых зубчатых передач

3.1. Расчет открытых цилиндрических передач

Открытые цилиндрические передачи применяют в качестве тихоходных передач в приводе. Для них свойственны малые окружные скорости колес $v \leq 2$ м/с и, как следствие, сравнительно большие габариты. Колеса выполняют прямозубыми. Из-за отсутствия защиты и повышенного износа зубьев открытые передачи считают прирабатывающимися.

3.1.1 Основным конструкторским расчетом открытых передач является проектировочный расчет зубьев на выносливость при изгибе, который, с целью упрощения, проводят только для зубьев шестерни 1 передачи.

Исходные данные для расчета:

n_1 и n_2 – частоты вращения шестерни и колеса, об/мин;

T_1 и T_2 – вращающие моменты на валах колес, Н·м;

u – передаточное число передачи.

Перечисленные параметры определяют на более раннем этапе – при кинематическом и энергетическом расчете привода в целом.

Рекомендуется следующий порядок действий:

Выбирают материал по табл. 3. Для открытых передач применяют дешевые марки стали типа 40, 45, 35Л, 45Л, и др., допускающие отливку заготовок колес больших диаметров. Также применяют чугуны СЧ 15, СЧ 19, СЧ 30, СЧ 35. Литые стальные колеса имеют меньшие габариты по сравнению с чугунными, их подвергают преимущественно нормализации или улучшению. Твердость шестерни выбирают на 20...30 НВ выше твердости колеса.

Назначают число зубьев шестерни $z_1 = 20...30$ и определяют число зубьев колеса $z_2 = u z_1$, округляя до целого значения. После этого определяют фактическое (окончательное) значение передаточного числа:

3 Расчет открытых зубчатых передач

3.1 Расчет открытой цилиндрической передачи

(Хотя в рассматриваемом задании открытая передача является конической, приведем дополнительный пример расчета цилиндрической открытой передачи, не изменяя результатов кинематического расчета привода)

3.1.1 Проектировочный расчет зубьев шестерни на выносливость при изгибе

Исходные данные:

$$n_1 = 60,21 \text{ об/мин}; \quad n_2 = 30,03 \text{ об/мин};$$

$$T_1 = 705,6 \text{ Н·м}; \quad T_2 = 1330 \text{ Н·м}; \quad u = 2,005.$$

По табл. 3 для шестерни выбираем сталь 40 улучшенную. Средняя поверхностная твердость зубьев

$$H_1 = (192+228)/2 \approx 210 \text{ НВ};$$

Для колеса выбираем сталь 35Л улучшенную. Средняя поверхностная твердость зубьев

$$H_2 = (163+207)/2 \approx 185 \text{ НВ}.$$

Пределы текучести и прочности материалов колес:

$$\sigma_{T1} = 400 \text{ МПа}; \quad \sigma_{B1} = 700 \text{ МПа}; \quad \sigma_{T2} = 270 \text{ МПа}; \quad \sigma_{B2} = 490 \text{ МПа}$$

Назначаем число зубьев шестерни $z_1 = 24$. Число зубьев колеса

$$z_2 = u \cdot z_1; \quad z_2 = 2,005 \cdot 24 = 48,12 \approx 48.$$

$$u = \frac{z_2}{z_1} .$$

Находят допустимое напряжение изгиба для зубьев шестерни по приближенной формуле

$$[\sigma_{F1}] = 0,4 \sigma_{F \text{ lim}},$$

где $\sigma_{F \text{ lim}}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, табл. 5.

По табл. 11 определяют коэффициенты Y_{F1} и Y_{F2} формы зубьев шестерни и колеса в зависимости от чисел зубьев z_1 и z_2 .

С учетом расположения колес передачи относительно опор выбирают значение коэффициента ψ_{ba} ширины колеса по межосевому расстоянию:

- при симметричном расположении – 0,315; 0,4; 0,5;
- при несимметричном расположении – 0,25; 0,315; 0,4;
- при консольном расположении – 0,2; 0,25.

Вычисляют коэффициент ψ_{bd} ширины колеса по диаметру шестерни:

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

Находят коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. С этой целью по рис. 11 следует выбрать типовой вариант расположения колес передачи относительно опор, наиболее близкий рассматриваемому случаю (симметричный, несимметричный, консольный), затем по графику на рис. 12 определить значение $K_{F\beta}$.

Определяют модуль передачи:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 Y_{F1} K_{F\beta}}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_{F1}]}} , \quad (22)$$

где вспомогательный коэффициент $K_m = 14$.

Фактическое передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1}; \quad u = \frac{48}{24} = 2,000.$$

Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma_{F1}] = 0,4 \sigma_{F \text{ lim}}$$

где предел выносливости (табл. 5)

$$\sigma_{F \text{ lim}} = 1,75 \cdot HB_{1}; \quad \sigma_{F \text{ lim}} = 1,75 \cdot 210 = 367,5 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma_{F1}] = 0,4 \cdot 367,5 = 147,0 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты формы зубьев (табл. 11)

$$Y_{F1} = 3,94; \quad Y_{F2} = 3,66.$$

Коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию (при консольном расположении колес) $\psi_{ba} = 0,25$.

Коэффициент ширины колеса по диаметру шестерни

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u + 1);$$

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,25 (2,000 + 1) = 0,375.$$

По рис. 11 выбираем консольную схему I_b , поскольку подшипники скольжения, которые предполагается установить на валы открытой передачи, по восприятию перекоса ближе подходят к подшипникам роликового типа.

Коэффициент $K_{F\beta}$ концентрации нагрузки при изгибе определяем по рис. 12.

$$\text{Приблизительно, } K_{F\beta} = 1,18.$$

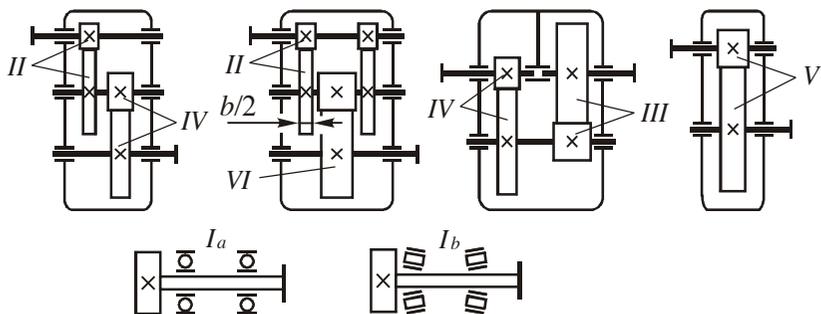


Рис. 11. Типовые схемы расположения колес относительно опор

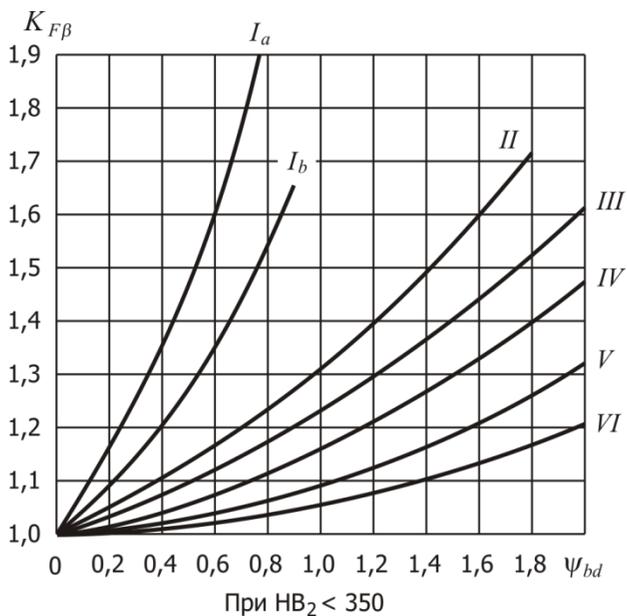


Рис. 12

Полученное значение модуля округляют до ближайшего большего согласно стандарту (табл. 10).

Находим модуль передачи

$$m = 14 \sqrt[3]{\frac{T_1 Y_{F1} K_{F\beta}}{Z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_{F1}]}};$$

$$m = 14 \sqrt[3]{\frac{705,6 \cdot 3,94 \cdot 1,18}{(24)^2 \cdot 0,375 \cdot 147,0}} = 6,569 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем до большего стандартного (табл. 10):

$$m = 7 \text{ мм.}$$

3.1.2 Основные размеры колес

Делительные диаметры

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2;$$

$$d_1 = 7 \cdot 24 = 168 \text{ мм}; \quad d_2 = 7 \cdot 48 = 336 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}; \quad a_w = \frac{168 + 336}{2} = 252 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого венца колеса

$$b_2 = \psi_{bd} d_1; \quad b_2 = 0,375 \cdot 168 = 63 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого венца шестерни

$$b_1 = 71 \text{ мм.}$$

Значения b_1 и b_2 согласованы с рядом Ra40 (табл. П3).

Высоты головок и ножек зубьев

$$h_a = m; \quad h_f = 1,25 m;$$

$$h_a = 7 \text{ мм}; \quad h_f = 1,25 \cdot 7 = 8,75 \text{ мм.}$$

3.1.2 Определяют основные размеры прямозубой пары:
 - диаметры делительных окружностей шестерни и колеса

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2;$$

- межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2};$$

- ширина зубчатого венца колеса

$$b_2 = \Psi_{bd} d_1;$$

- ширина зубчатого венца шестерни

$$b_1 = b_2 + (5...10) \text{ мм};$$

- высоты головок и ножек зубьев

$$h_a = m; \quad h_f = 1,25m;$$

- диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a; \quad d_{a2} = d_2 + 2h_a;$$

- диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f; \quad d_{f2} = d_2 - 2h_f.$$

После определения ширины колес b_2 и b_1 данные размеры округляют по стандартному ряду Ra40 (табл. ПЗ).

По результатам расчетов заполняют табличную форму:

Колесо	a_w , мм	m , мм	β , град	u	z	b , мм	d , мм	d_a , мм	d_f , мм	v , м/с
1 (ш)										
2 (к)										

Диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a; \quad d_{a2} = d_2 + 2h_a;$$

$$d_{a1} = 168 + 2 \cdot 7 = 182 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 336 + 2 \cdot 7 = 350 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f; \quad d_{f2} = d_2 - 2h_f;$$

$$d_{f1} = 168 - 2 \cdot 8,75 = 150,5 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 336 - 2 \cdot 8,75 = 318,5 \text{ мм}.$$

Окружная скорость

$$v = \frac{\pi a_w n_1}{30 \cdot 10^3 (u+1)}; \quad v = \frac{3,14 \cdot 252 \cdot 60,21}{30 \cdot 10^3 (2,000+1)} = 0,5293 \text{ м/с}.$$

Результаты расчетов заносим в таблицу:

Колесо	a_w , мм	m , мм	β , град	u	z	b , мм	d , мм	d_a , мм	d_f , мм	v , м/с
1 (ш)	252	7	0	2	24	71	168	182	150,5	0,529
2 (к)					48	63	336	350	318,5	

3.1.3 Силы в зацеплении

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3; \quad F_t = \frac{2 \cdot 705,6}{168} 10^3 = 8400 \text{ Н}.$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha; \quad F_r = 8400 \operatorname{tg} 20^\circ = 3057 \text{ Н}.$$

Осевая сила в прямозубом зацеплении равна нулю.

В столбце β ставят значение 0, поскольку передача прямозубая. Окружную скорость вычисляют по формуле

$$v = \frac{\pi a_w n_1}{30 \cdot 10^3 (u + 1)}.$$

3.1.3 Находят силы, действующие в прямозубом зацеплении:

- окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3;$$

- радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha,$$

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

- осевая сила в прямозубом зацеплении отсутствует, т. е.

$$F_a = 0.$$

Значения сил в зацеплении заносят в форму:

Колесо	F_t , Н	F_r , Н	F_a , Н
1 (ш)			
2 (к)			

Найденные параметры передачи носят предварительный характер, для окончательного их принятия необходимо провести проверочные расчеты зубьев: расчет на усталостную прочность при изгибе и расчет на прочность при действии пиковой нагрузки, целью которого является предупреждение появления остаточной деформации или хрупкого излома зубьев. Проверочные расчеты ведут в следующей последовательности:

Найденные значения сил заносим в таблицу:

Колесо	$F_t, Н$	$F_r, Н$	$F_a, Н$
1 (ш)	8400	3057	0
2 (к)			

3.1.4 Проверочный расчет на усталостную прочность при изгибе зубьев

3.1.4.1 В соответствии с п. 2.1 находим допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни и колеса

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \text{ lim}} Y_N Y_R Y_A / S_F.$$

Коэффициент запаса S_F принимаем равным 1,7 (поковка), поскольку диаметры колес меньше 0,5 м.

Предел выносливости для базового числа циклов (табл.5): $\sigma_{F \text{ lim}} = 1,75 \times HВ$.

$$\sigma_{F \text{ lim } 1} = 1,75 \cdot 210 = 367,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \text{ lim } 2} = 1,75 \cdot 185 = 323,8 \text{ МПа}.$$

Эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{FE} = 60nt \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^q \left(\frac{t_k}{t} \right) \right],$$

где показатель $q = 6$ при твердости поверхности менее 350 НВ.

$$N_{FE} = 60nt (1^6 \cdot 0,3 + 0,5^6 \cdot 0,7) = 60nt \cdot 0,3109;$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot 60,21 \cdot 8541 \cdot 0,3109 = 9,593 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 30,03 \cdot 8541 \cdot 0,3109 = 4,784 \cdot 10^6;$$

3.1.4 Для проведения проверочного расчета на усталостную прочность при изгибе находят уточненные значения допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_{F1}]$ для шестерни и $[\sigma_{F2}]$ для колеса (см. п. 2.1).

Определяют расчетные напряжения изгиба для зубьев колеса и шестерни:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{b_2 m}; \quad (23)$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2},$$

где коэффициент $K_{F\beta}$ входит в формулу (22), а коэффициенты $K_{F\alpha}$ и K_{Fv} , учитывающие неравномерность распределения нагрузки между зубьями и внутреннюю динамику нагружения, находят в соответствии с п. 2.2.7.

Проводят проверку по условиям:

$$\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]; \quad \sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}].$$

Допускается перегруз до 5%.

3.1.5 Проводят проверочный расчет зубьев на прочность при изгибе максимальной нагрузкой. С этой целью для каждого из колес пары в соответствии с п. 2.2.8 находят максимальные допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F \max 1}]$ и $[\sigma_{F \max 2}]$. Далее определяют расчетные максимальные напряжения изгиба:

$$\sigma_{F \max 1} = K_{\text{пер}} \sigma_{F1}; \quad \sigma_{F \max 2} = K_{\text{пер}} \sigma_{F2},$$

где коэффициент перегрузки $K_{\text{пер}} = T_{\text{пик}} / T$ определяют по графику режима работы привода в техническом задании.

Для каждого из колес пары проводят проверку по условию

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma_{F \max}].$$

Базовое число циклов нагружения $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$.

Коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F\lim}}{N_{FE}}}$$
$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{9,593 \cdot 10^6}} = 0,8643;$$
$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{4,784 \cdot 10^6}} = 0,9706.$$

Поскольку найденные значения должны лежать в пределах $1 \leq Y_N \leq 4$, окончательно принимаем

$$Y_{N1} = 1; Y_{N2} = 1.$$

Коэффициент Y_R , учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности, принимаем равным единице: $Y_R = 1$. Такое же значение принимаем и для коэффициента Y_A , учитывающего влияние реверса: $Y_A = 1$, поскольку реверс в задании не предусмотрен.

Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F] = \sigma_{F\lim} Y_N Y_R Y_A / S_F.$$

$$[\sigma_F]_1 = 367,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 216,2 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = 323,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 190,5 \text{ МПа}.$$

3.1.4.2 Расчетные напряжения изгиба

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{b_2 m}; \quad \sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2}.$$

В случае невыполнения условий проверок следует предпринять одно из нижеперечисленных действий по обеспечению прочности зубьев передачи:

- при прежних размерах зубчатой пары выбрать другой материал с более высокими механическими характеристиками, и, следовательно, с более высокими значениями допускаемых напряжений;

- при прежнем материале пересчитать размеры передачи, выбрав модуль зацепления большего номинала;

- для небольших перегрузов ($\leq 10...15\%$) допустимо в том же процентном отношении увеличить длину контакта зубьев, т. е. ширину колес.

3.2. Расчет открытых конических передач

Открытые конические передачи в приводе применяют для передачи вращения между пересекающимися валами. Как и для открытых цилиндрических передач для них свойственны малые окружные скорости $v \leq 2$ м/с и сравнительно большие габариты. Колеса выполняют прямозубыми из нормализованных или улучшенных сталей с твердостью поверхности зубьев до 350 НВ.

3.2.1 Проектировочный расчет открытых конических передач, так же, как и расчет открытых цилиндрических передач, ведут по критерию усталостной прочности зубьев при изгибе.

Исходными данными для расчета являются:

n_1 и n_2 – частоты вращения шестерни и колеса, об/мин;

T_1 и T_2 – вращающие моменты на валах колес, Н·м;

u – передаточное число передачи.

Рекомендуется следующий порядок действий:

По табл. 3 выбирают материал. Рекомендуемые марки стали: 45, 35Л, 40Л, 40ХЛ и др., допускающие отливку заготовок колес больших диаметров. Твердость шестерни принимают на 20...30 НВ выше твердости колеса.

Находим значения входящих параметров. Из двух последних таблиц результатов:

$$F_t = 8400 \text{ Н}; b_2 = 63 \text{ мм}; m = 7 \text{ мм}; v = 0,529 \text{ м/с}.$$

По табл. 7 принимаем 9-ю степень точности передачи, поскольку окружная скорость меньше 2 м/с.

Коэффициент $K_{F\alpha}$, учитывающий влияние неравномерности распределения нагрузки между зубьями

$$K_{F\alpha} = 1 + A(n_{cm} - 5),$$

где при твердости поверхности колеса 180 НВ по табл. 8: $A = 0,06$.

$$K_{F\alpha} = 1 + 0,06(9 - 5) = 1,24.$$

Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий концентрацию нагрузки по длине зубьев, был найден ранее в п. 3.1.1:

$$K_{F\beta} = 1,18.$$

В том же пункте были определены и коэффициенты формы зубьев:

$$Y_{F1} = 3,94; \quad Y_{F2} = 3,66.$$

Коэффициент K_{Fv} , учитывающий внутреннюю динамику нагружения

$$K_{Fv} = 1 + 2(K_{Hv} - 1); \quad K_{Fv} = 1 + 2(1,06 - 1) = 1,12,$$

где, в свою очередь, коэффициент $K_{Hv} = 1,06$ найден по табл. 9 (при $n_{cm} = 9$; твердость ≤ 350 НВ; цилиндрическая прямозубая передача).

Назначают число зубьев шестерни $z_1 = 20 \dots 25$ и определяют число зубьев колеса $z_2 = u z_1$. После округления z_2 до целого значения находят фактическое (окончательное) значение передаточного числа:

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Определяют допустимое напряжение изгиба для зубьев шестерни по приближенной формуле

$$[\sigma_{F1}] = 0,4 \sigma_{F \text{ lim}},$$

где $\sigma_{F \text{ lim}}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, табл. 5.

Находят эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса по формулам

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2},$$

где δ_1, δ_2 – углы начальных конусов. Для ортогональной передачи $\delta_2 = \arctg u$; $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$. Далее из табл. 11 выбирают коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2} .

Вычисляют вспомогательный параметр

$$\psi = \frac{K_{be} u}{2 - K_{be}},$$

где коэффициент K_{be} ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния, как и в случае закрытых передач, обычно принимают равным 0,285.

В соответствии с наиболее близкой (по характеру расположения опор) схемой конических передач, приведенных в п. 2.3.2 на рис. 8, выбирают ветвь графика на рис. 9, по которой находят коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$, который сам

Напряжения изгиба при данных значениях параметров

$$\sigma_{F2} = 3,66 \frac{8400 \cdot 1,24 \cdot 1,18 \cdot 1,12}{63 \cdot 7} = 114,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = 114,2 \cdot 3,94 / 3,66 = 122,9 \text{ МПа},$$

что меньше допускаемых напряжений $[\sigma_F]_1 = 216,2 \text{ МПа}$ и $[\sigma_F]_2 = 190,5 \text{ МПа}$.

Проверка выполняется.

3.1.5 Проверочный расчет зубьев на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Максимальные допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_{F \max}] = \frac{\sigma_{F \lim \max}}{S_F},$$

где для нормализованной стали $\sigma_{F \lim \max} = 4,8 \times \text{НВ}$.

$$[\sigma_{F \max 1}] = \frac{4,8 \cdot 210}{1,7} = 592,9 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F \max 2}] = \frac{4,8 \cdot 185}{1,7} = 522,4 \text{ МПа}.$$

Расчетные максимальные напряжения изгиба

$$\sigma_{F \max 1} = K_{\text{пер}} \sigma_{F1}; \quad \sigma_{F \max 2} = K_{\text{пер}} \sigma_{F2}.$$

где коэффициент перегрузки $K_{\text{пер}} = 1,5$ (см. п. 2.2.6).

$$\sigma_{F \max 1} = 1,5 \cdot 122,9 = 184,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max 2} = 1,5 \cdot 114,2 = 171,3 \text{ МПа}.$$

Поскольку расчетные напряжения не превышают допускаемые, проверка выполняется.

по себе в дальнейшие расчеты не входит, но позволяет определить коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}$, необходимый для расчета на усталостную прочность зубьев при изгибе:

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5(K_{H\beta} - 1).$$

Находят предварительное значение модуля зацепления в среднем сечении зубьев:

$$m' = K_m^3 \sqrt{\frac{T_1 Y_{F1} K_{F\beta}}{\vartheta_F z_1^2 \Psi_{bd} [\sigma_{F1}]}} , \quad (24)$$

где вспомогательный коэффициент $K_m = 14$; ϑ_F – опытный коэффициент, учитывающий понижение изгибной прочности зубьев конических передач в сравнении с цилиндрическими передачами, обычно принимают $\vartheta_F = 0,85$; коэффициент ширины зубчатого венца относительно среднего делительного диаметра шестерни Ψ_{bd} находят по формуле

$$\Psi_{bd} = \frac{K_{be} \sqrt{1 + u^2}}{2 - K_{be}} .$$

Вычисляют внешний модуль зацепления:

$$m'_e = \frac{m'}{1 - 0,5K_{be}} .$$

Полученное значение округляют до ближайшего большего в соответствии с табл. 10.

Уточняют средний модуль по скорректированной величине внешнего модуля зацепления:

$$m = m_e (1 - 0,5K_{be}) .$$

Значение среднего модуля округлению не подлежит.

3.2 Расчет открытой конической передачи

3.2.1 Проектировочный расчет по критерию усталостной прочности зубьев при изгибе

Исходные данные:

$$n_1 = 60,21 \text{ об/мин}; \quad n_2 = 30,03 \text{ об/мин};$$

$$T_1 = 705,6 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad T_2 = 1330 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad u = 2,005.$$

По табл. 3 для шестерни выбираем сталь 40 улучшенную. Средняя поверхностная твердость зубьев

$$H_1 = (192+228)/2 \approx 210 \text{ НВ};$$

Для колеса выбираем сталь 35Л улучшенную. Средняя поверхностная твердость зубьев

$$H_2 = (163+207)/2 \approx 185 \text{ НВ}.$$

Пределы текучести и прочности материалов колес:

$$\sigma_{T1} = 400 \text{ МПа}; \quad \sigma_{B1} = 700 \text{ МПа}; \quad \sigma_{T2} = 270 \text{ МПа}; \quad \sigma_{B2} = 490 \text{ МПа}$$

Назначаем число зубьев шестерни $z_1 = 24$. Число зубьев колеса

$$z_2 = u z_1; \quad z_2 = 2,005 \cdot 24 = 48,12 \approx 48.$$

Фактическое передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1}; \quad u = \frac{48}{24} = 2,000.$$

Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma_{F1}] = 0,4 \sigma_{F \text{ lim}}$$

3.2.2 Определяют основные размеры конической пары:

- внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2};$$

- расчетная ширина зубчатого венца колеса

$$b = K_{be} \cdot R_e.$$

Значение b округляют до ближайшего из ряда Ra40 нормальных линейных размеров (табл. ПЗ);

- внешние делительные диаметры пары:

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1; \quad d_{e2} = m_e \cdot z_2;$$

- средние делительные диаметры пары:

$$d_1 = m \cdot z_1; \quad d_2 = m \cdot z_2;$$

- внешняя высота головки зуба

$$h_{ae} = m_e;$$

- внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe} = 1,2m_e;$$

- внешние (габаритные) диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cos \delta_2;$$

- окружная скорость передачи

$$v = \frac{\pi d_{e2} n_2}{60 \cdot 10^3} (1 - 0,5b / R_e).$$

где предел выносливости (табл. 5)

$$\sigma_{F\lim} = 1,75 \cdot HB_{\perp}; \quad \sigma_{F\lim} = 1,75 \cdot 210 = 367,5 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma_{F\perp}] = 0,4 \cdot 367,5 = 147,0 \text{ МПа.}$$

Углы начальных конусов колес

$$\delta_2 = \arctg u; \quad \delta_2 = \arctg 2,000 = 63,43^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2; \quad \delta_1 = 90^\circ - 63,43^\circ = 26,57^\circ.$$

Эквивалентные числа зубьев

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

$$z_{v1} = \frac{24}{\cos 26,57^\circ} = 26,83;$$

$$z_{v2} = \frac{48}{\cos 63,43^\circ} = 107,3.$$

Коэффициенты формы зубьев (табл. 11)

$$Y_{F1} = 3,86; \quad Y_{F2} = 3,59.$$

Вычисляем вспомогательный параметр

$$\psi = \frac{K_{be} u}{2 - K_{be}}; \quad \psi = \frac{0,285 \cdot 2,000}{2 - 0,285} = 0,3323.$$

По схеме задания коническая шестерня 5 расположена между опорами, а колесо 6 закреплено консольно, что дает основание выбрать на рис. 8 3-й рисунок и ветвь I, более конкретно, I_b, поскольку опоры на подшипниках скольжения обеспечивают жесткость вала, сопоставимую с той, которую дает применение роликовых подшипников. Далее, по рис. 9 находим коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1,03$.

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5(K_{H\beta} - 1); \quad K_{F\beta} = 1 + 1,5(1,03 - 1) = 1,045.$$

По результатам расчетов заполняют табличную форму:

Колесо	$m_e,$ мм	$m,$ мм	$b,$ мм	u	z	$\delta,$ град	$d_e,$ мм	$d,$ мм	$h_{ae},$ мм	$h_{fe},$ мм	$d_{ae},$ мм	$v,$ м/с
1 (ш)												
2 (к)												

3.2.3 Определяют силы в зацеплении конической пары:

- окружная сила (на среднем диаметре колес)

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3;$$

- радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1;$$

- осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1;$$

- радиальная сила на колесе

$$F_{r2} = F_{a1};$$

- осевая сила на колесе

$$F_{a2} = F_{r1}.$$

Значения сил в зацеплении заносят в форму:

Колесо	$F_t, \text{Н}$	$F_r, \text{Н}$	$F_a, \text{Н}$
1 (ш)			
2 (к)			

Предварительное значение среднего модуля зубьев

$$m' = K_m \sqrt[3]{\frac{T_I Y_{F1} K_{F\beta}}{9_F Z_I^2 \Psi_{bd} [\sigma_{F1}]}}$$

где множитель $K_m = 14$; коэффициент, учитывающий понижение изгибной прочности зубьев конических передач, $9_F = 0,85$; коэффициент ширины зубчатого венца относительно среднего делительного диаметра шестерни

$$\Psi_{bd} = \frac{K_{be} \sqrt{1+u^2}}{2-K_{be}}; \quad \Psi_{bd} = \frac{0,285 \sqrt{1+(2,000)^2}}{2-0,285} = 0,3716.$$

$$m' = 14 \sqrt[3]{\frac{705,6 \cdot 3,86 \cdot 1,045}{0,85 (24)^2 0,3716 \cdot 147,0}} = 6,634 \text{ мм.}$$

Внешний модуль

$$m'_e = \frac{m'}{1-0,5K_{be}}; \quad m'_e = \frac{6,634}{1-0,5 \cdot 0,285} = 7,736 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем до большего стандартного (табл. 10): $m_e = 8 \text{ мм.}$

Уточняем средний модуль:

$$m = m_e (1 - 0,5K_{be}); \quad m = 8(1 - 0,5 \cdot 0,285) = 6,860 \text{ мм.}$$

3.2.2 Основные размеры конической пары

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}; \quad R_e = 0,5 \cdot 8 \sqrt{(24)^2 + (48)^2} = 214,7 \text{ мм.}$$

3.2.4 Проверочный расчет на усталостную прочность при изгибе зубьев начинают с определения уточненных значений допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_{F1}]$ для шестерни и $[\sigma_{F2}]$ для колеса (см. п. 2.1). Затем находят расчетные напряжения изгиба для зубьев колеса и шестерни:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{\vartheta_F b m}; \quad (25)$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2},$$

где $\vartheta_F = 0,85$; коэффициент $K_{F\beta}$ входит в формулу (24); коэффициент $K_{F\alpha} = 1$ для прямозубых колес; коэффициент K_{Fv} зависит от значения коэффициента K_{Hv} :

$K_{Fv} = 1 + 2(K_{Hv} - 1)$ при твердости поверхности зубьев колеса (2) менее 350НВ;

$K_{Fv} = K_{Hv}$ при более высокой твердости.

В свою очередь коэффициент K_{Hv} выбирают по табл. 9, принимая степень точности n_{ct} конической передачи, равной 9 при окружной скорости $v \leq 1,5$ м/с, и равной 8 при $1,5 < v \leq 4$ м/с.

Проводят проверку по условиям:

$$\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]; \quad \sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}].$$

Допускается перегруз до 5%.

3.2.5 Проводят проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой. С этой целью для каждого из колес пары в соответствии с п. 2.2.8 находят максимальные допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F_{\max 1}}]$ и $[\sigma_{F_{\max 2}}]$. Далее определяют расчетные максимальные напряжения изгиба:

Ширина зубчатого венца колеса

$$b = K_{be} R_e; \quad b = 0,285 \cdot 214,7 = 61,19 \text{ мм.}$$

Округляем до ближайшего из ряда Ra40 (табл. П3):

$$b = 63 \text{ мм.}$$

Внешние делительные диаметры

Внешние делительные диаметры

$$d_{e1} = m_e z_1; \quad d_{e2} = m_e z_2;$$

$$d_{e1} = 8 \cdot 24 = 192 \text{ мм}; \quad d_{e2} = 8 \cdot 48 = 384 \text{ мм.}$$

Средние делительные диаметры

$$d_1 = m z_1; \quad d_2 = m z_2.$$

$$d_1 = 6,860 \cdot 24 = 164,6 \text{ мм};$$

$$d_2 = 6,860 \cdot 48 = 329,3 \text{ мм.}$$

Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae} = m_e; \quad h_{ae} = 8 \text{ мм.}$$

Внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe} = 1,2 m_e; \quad h_{fe} = 1,2 \cdot 8 = 9,6 \text{ мм.}$$

Внешние диаметры окружностей вершин

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cos \delta_2.$$

$$d_{ae1} = 192 + 2 \cdot 8 \cos 26,57^\circ = 206,3 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = 384 + 2 \cdot 8 \cos 63,43^\circ = 391,2 \text{ мм.}$$

Окружная скорость передачи

$$v = \frac{\pi d_{e2} n_2}{60 \cdot 10^3} \left(1 - \frac{b}{2R_e} \right);$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 384 \cdot 30,03}{60 \cdot 10^3} \left(1 - \frac{63}{2 \cdot 214,7} \right) = 0,5149 \text{ м/с.}$$

$$\sigma_{F \max 1} = K_{\text{пер}} \sigma_{F1}; \quad \sigma_{F \max 2} = K_{\text{пер}} \sigma_{F2},$$

где коэффициент перегрузки $K_{\text{пер}} = T_{\text{пик}} / T$ определяют по графику режима работы привода в техническом задании.

Для каждого из колес пары проводят проверку по условию

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma_{F \max}].$$

В случае невыполнения условий проверок следует предпринять одну из следующих мер по обеспечению прочности зубьев:

- при прежних размерах зубчатой пары выбрать другой материал с более высокими механическими характеристиками, и, следовательно, с более высокими значениями допускаемых напряжений;

- при прежнем материале пересчитать размеры передачи, выбрав внешний модуль зацепления большего номинала.

Таблица результатов

Колесо	m_e , мм	m , мм	b , мм	u	z	δ , град	d_e , мм	d , мм	h_{ae} , мм	h_{fe} , мм	d_{ae} , мм	v , м/с
1 (ш)	8	6,860	63	2	24	26,57	192	164,6	8	9,6	206,3	0,5149
2 (к)					48	63,43	384	329,3			391,2	

3.2.3 Силы в зацеплении конической пары

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3; \quad F_t = \frac{2 \cdot 705,6}{164,6} 10^3 = 8574 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad F_{r1} = 8574 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cos 26,57^\circ = 2791 \text{ Н.}$$

Осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1; \quad F_{a1} = 8574 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \sin 26,57^\circ = 1396 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на колесе

$$F_{r2} = F_{a1}; \quad F_{r2} = 1396 \text{ Н.}$$

Осевая сила на колесе

$$F_{a2} = F_{r1}; \quad F_{a2} = 2791 \text{ Н.}$$

Заносим найденные значения сил в таблицу:

Колесо	F_t , Н	F_r , Н	F_a , Н
1 (ш)	8574	2791	1396
2 (к)		1396	2791

3.2.4 Проверочный расчет на усталостную прочность при изгибе зубьев

3.2.4.1 В соответствии с п. 2.1 находим допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни и колеса

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \text{ lim}} Y_N Y_R Y_A / S_F.$$

Коэффициент запаса S_F принимаем равным 1,7 (поковка), поскольку диаметры колес меньше 0,5 м.

Предел выносливости для базового числа циклов (табл.5): $\sigma_{F \text{ lim}} = 1,75 \times \text{HB}$.

$$\sigma_{F \text{ lim } 1} = 1,75 \cdot 210 = 367,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \text{ lim } 2} = 1,75 \cdot 185 = 323,8 \text{ МПа}.$$

Эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{FE} = 60nt \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^q \left(\frac{t_k}{t} \right) \right],$$

где показатель $q = 6$ при твердости поверхности менее 350 HB.

$$N_{FE} = 60nt (1^6 \cdot 0,3 + 0,5^6 \cdot 0,7) = 60nt \cdot 0,3109;$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot 60,21 \cdot 8541 \cdot 0,3109 = 9,593 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 30,03 \cdot 8541 \cdot 0,3109 = 4,784 \cdot 10^6;$$

Базовое число циклов нагружения $N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$.

Коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_{FE}}}.$$

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{9,593 \cdot 10^6}} = 0,8643;$$

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{4,784 \cdot 10^6}} = 0,9706.$$

Поскольку найденные значения должны лежать в пределах $1 \leq Y_N \leq 4$, окончательно принимаем

$$Y_{N1} = 1; Y_{N2} = 1.$$

Коэффициент Y_R , учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности, принимаем равным единице: $Y_R = 1$. Такое же значение принимаем и для коэффициента Y_A , учитывающего влияние реверса: $Y_A = 1$, поскольку реверс в задании не предусмотрен.

Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \text{ lim}} Y_N Y_R Y_A / S_F.$$

$$[\sigma_F]_1 = 367,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 216,2 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = 323,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 190,5 \text{ МПа}.$$

3.2.4.2 Расчетные напряжения изгиба

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}}{d_F b m};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2}.$$

Находим значения входящих параметров. Из двух последних таблиц результатов:

$$F_t = 8574 \text{ Н}; b = 63 \text{ мм}; m = 6,860 \text{ мм}; v = 0,5149 \text{ м/с}.$$

По табл. 7 принимаем 8-ю степень точности передачи, поскольку окружная скорость меньше 4 м/с.

Коэффициент $K_{F\alpha}$, учитывающий влияние неравномерности распределения нагрузки между зубьями для прямозубых конических колес принимают равным единице:

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

Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий концентрацию нагрузки по длине зубьев, был найден ранее в п. 3.3.1:

$$K_{F\beta} = 1,045.$$

В том же пункте были определены коэффициенты формы зубьев и коэффициент, учитывающий понижение изгибной прочности зубьев конических передач:

$$Y_{F1} = 3,86; \quad Y_{F2} = 3,59; \quad \rho_F = 0,85.$$

Коэффициент K_{FV} , учитывающий внутреннюю динамику нагружения

$$K_{FV} = 1 + 2(K_{HV} - 1); \quad K_{FV} = 1 + 2(1,06 - 1) = 1,12,$$

где, коэффициент $K_{HV} = 1,06$ найден по табл. 9 ($n_{ст} = 8$; твердость ≤ 350 НВ; коническая прямозубая передача).

Напряжения изгиба при данных значениях параметров

$$\sigma_{F2} = 3,59 \frac{8574 \cdot 1 \cdot 1,045 \cdot 1,12}{0,85 \cdot 63 \cdot 6,860} = 98,07 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = 98,97 \cdot 3,86 / 3,59 = 105,4 \text{ МПа},$$

что меньше допускаемых напряжений $[\sigma_F]_1 = 216,2$ МПа и $[\sigma_F]_2 = 190,5$ МПа. Таким образом, проверка выполняется.

3.2.5 Проверочный расчет зубьев на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Максимальные допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_{F \max}] = \frac{\sigma_{F \lim \max}}{S_F},$$

где для нормализованной стали $\sigma_{F \lim \max} = 4,8 \times \text{HB}$.

$$[\sigma_{F \max 1}] = \frac{4,8 \cdot 210}{1,7} = 592,9 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F \max 2}] = \frac{4,8 \cdot 185}{1,7} = 522,4 \text{ МПа}.$$

Расчетные максимальные напряжения изгиба

$$\sigma_{F \max 1} = K_{\text{пер}} \sigma_{F1}; \quad \sigma_{F \max 2} = K_{\text{пер}} \sigma_{F2}.$$

где коэффициент перегрузки $K_{\text{пер}} = 1,5$ (см. п. 2.2.6).

$$\sigma_{F \max 1} = 1,5 \cdot 105,4 = 158,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max 2} = 1,5 \cdot 98,07 = 147,1 \text{ МПа}.$$

Поскольку расчетные напряжения не превышают допускаемые, проверка выполняется.

4 Расчет червячных передач

Исходными данными для расчета червячного редуктора или открытой червячной передачи являются:

T_1 – вращающий момент на валу червяка, Н·м;

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

n_2 – частота вращения колеса, об/мин;

u – передаточное число;

t – срок работы передачи, час.

Первые четыре параметра принимают по результатам кинематического расчета привода (см. п. 1.3), а срок работы t вычисляют по формуле (7).

Расчет передачи ведут в следующей последовательности:

4.1 Выбирают материалы червяка и колеса.

Материал червяка принимают по табл. 3. Поверхность витков подвергают закалке токами высокой частоты до твердости более 45 HRC, затем шлифуют и полируют. Для передач мощностью менее 1 кВт применяют улучшенные стали твердостью до 350 HB.

Зубчатые колеса часто выполняют составными, когда зубчатый венец из более дорогого материала привинчивают или напрессовывают на стальной либо чугунный диск. Выбор материала зубчатого венца зависит от скорости скольжения $v_{ск}$ червячной пары. При высоких скоростях скольжения $v_{ск} > 5$ м/с применяют оловянные бронзы; при умеренных скоростях $2 \leq v_{ск} \leq 5$ м/с применяют безоловянные бронзы и латуни; при $v_{ск} < 2$ м/с – мягкие серые чугуны.

Ориентировочное значение скорости скольжения находят по формуле

$$v'_{ск} = 0,45 \cdot 10^{-3} n_2 u \sqrt[3]{T_2} . \quad (26)$$

4 Расчет червячной передачи

Рассмотрим пример расчета червячного редуктора при следующих исходных данных:

$$T_1 = 34,26 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad T_2 = 863,4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$n_2 = 45,87 \text{ об/мин}; \quad u = 31,5.$$

Временной ресурс передачи

$$t = k_{\text{сум}} \times k_{\text{зад}} \times (\text{срок службы, лет}) \times 365 \text{ дней} \times 24 \text{ час};$$

(необходимые данные приведены в бланке задания)

$$t = 0,3 \cdot 0,65 \cdot 5 \cdot 365 \cdot 24 = 8541 \text{ час}.$$

4.1 Выбор материалов червяка и колеса

По табл. 3 принимаем для червяка сталь 40ХН улучшенную с поверхностной закалкой ТВЧ до твердости 48 ... 55 HRC и последующей шлифовкой и полировкой. Предел текучести $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$, предел прочности $\sigma_B = 920 \text{ МПа}$.

Ориентировочное значение скорости скольжения

$$v'_{\text{ск}} = 0,45 \cdot 10^{-3} n_2 u \sqrt[3]{T_2};$$

$$v'_{\text{ск}} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot 45,87 \cdot 31,5 \sqrt[3]{863,4} = 6,19 \text{ м/с}.$$

В зависимости от величины результата по табл. 13 назначают материал зубчатого венца колеса.

Таблица 13

$v_{ск}$	Материал колеса	Способ отливки	σ_T , МПа	σ_B , МПа
до 25 м/с	БрО10Н1Ф1	ц	165	285
до 12 м/с	БрО10Ф1	к	195	245
		п	135	215
до 8 м/с	БрО5Ц5С5	к	90	200
		п	80	145
до 5 м/с	БрА10Ж4Н4	ц	460	700
		к	430	650
	БрА10ЖЗМц1,5	к	360	550
		п	300	450
	БрА9ЖЗЛ	ц	200	500
		к	195	490
п		195	390	
до 4 м/с	ЛАЖМц66-6-3-2	ц	330	500
		к	295	450
		п	260	400
до 2 м/с	СЧ15	п	—	320 ($\sigma_{ВИ}$)
	СЧ20	п	—	360 ($\sigma_{ВИ}$)

Примечание. Способы отливки: ц – центробежный; к – в кокиль; п – в песок (при единичном производстве).

4.2 Находят допускаемые контактные и изгибные напряжения зубьев червячного колеса (как более слабого элемента).

Вычисляют эквивалентное число циклов изменения контактных напряжений:

$$N_{HE} = 60n_2 t \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^4 \left(\frac{t_k}{t} \right) \right], \quad (27)$$

При такой скорости скольжения по табл. 13 выбираем для колеса оловянную бронзу Бр05Ц5С5. Способ отливки – в кокиль, предел текучести $\sigma_T = 90$ МПа, предел прочности $\sigma_B = 200$ МПа.

4.2 Допускаемые контактные и изгибные напряжения зубьев червячного колеса

Эквивалентное число циклов изменения контактных напряжений

$$N_{HE} = 60n_2t \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^4 \left(\frac{t_k}{t} \right) \right].$$

С помощью графика режима работы в задании находим

$$N_{HE} = 60 \cdot 45,87 \cdot 8541 (1^4 \cdot 0,3 + 0,5^4 \cdot 0,7) = 8,080 \cdot 10^6.$$

где значения T_k и t_k берут по графику нагружения из задания на курсовую работу (пример вычисления по формулам вида (27) подробно рассмотрен в п. 2.1.2). Если $N_{HE} > 250 \cdot 10^6$, принимают $N_{HE} = 250 \cdot 10^6$ циклов.

Коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10 \cdot 10^6 / N_{HE}} \leq 1,15.$$

Если по результату расчета $K_{HL} > 1,15$, принимают $K_{HL} = 1,15$.

Допускаемое контактное напряжение при базовом числе циклов нагружения, равном 10 млн:

$$[\sigma_{H0}] = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B,$$

где значение 0,9 принимают при поверхностной твердости витков червяка более 45 HRC, а 0,75 – при твердости менее 350 HB.

Допускаемое контактное напряжение (МПа) для реальных условий эксплуатации:

- при $v_{ск} > 5$ м/с $[\sigma_H] = K_{HL} C_v [\sigma_{H0}]$;
- при $2 \leq v_{ск} \leq 5$ м/с $[\sigma_H] = [\sigma_{H0}] - 25v_{ск}$;
- при $v_{ск} < 2$ м/с $[\sigma_H] = 175 - 35v_{ск}$.

Коэффициент C_v интенсивности изнашивания материала колеса принимают в зависимости от скорости скольжения:

$v_{ск}$, м/с	5	6	7	≥ 8
C_v	0,95	0,88	0,83	0,80

Вычисляют эквивалентное число циклов изменения напряжений изгиба:

$$N_{FE} = 60n_2 t \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^9 \left(\frac{t_k}{t} \right) \right]. \quad (28)$$

Коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10 \cdot 10^6 / N_{HE}}; \quad K_{HL} = \sqrt[8]{10 \cdot 10^6 / (8,080 \cdot 10^6)} = 1,027.$$

Поскольку это значение не превышает 1,15, оставляем его без изменения.

Назначаем допускаемое контактное напряжение при базовом числе циклов нагружения, равном 10 млн:

$$[\sigma_{H0}] = 0,90 \sigma_B; \quad [\sigma_{H0}] = 0,90 \cdot 200 = 180 \text{ МПа.}$$

Допускаемое контактное напряжение для реальных условий при скорости скольжения $v_{ск} = 6,19 \text{ м/с}$:

$$[\sigma_H] = K_{HL} C_v [\sigma_{H0}],$$

где $C_v = 0,88$.

$$[\sigma_H] = 1,027 \cdot 0,88 \cdot 180 = 162,7 \text{ МПа.}$$

Эквивалентное число циклов изменения напряжений изгиба

$$N_{FE} = 60 n_2 t \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^9 \left(\frac{t_k}{t} \right) \right];$$

$$N_{FE} = 60 \cdot 45,87 \cdot 8541 (1^9 0,3 + 0,5^9 0,7) = 7,084 \cdot 10^6.$$

Если $N_{FE} < 10^6$, принимают $N_{FE} = 10^6$ циклов; если же $N_{FE} > 250 \cdot 10^6$, принимают $N_{FE} = 250 \cdot 10^6$ циклов.

Находят коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}}.$$

Допускаемое изгибное напряжение при базовом числе циклов нагружения, равном 1 млн:

- при $v_{СК} \geq 2$ м/с $[\sigma_{F0}] = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B;$

- при $v_{СК} < 2$ м/с $[\sigma_{F0}] = 0,22\sigma_{ви}.$

Определяют допускаемое напряжение изгиба для реальных условий эксплуатации:

$$[\sigma_F] = K_{FL}[\sigma_{F0}].$$

Находят предельные допускаемые напряжения, необходимые для проверочных расчетов на действие пиковых нагрузок:

- при $v_{СК} > 5$ м/с $[\sigma_{H \max}] = 4\sigma_T;$ $[\sigma_{F \max}] = 0,8\sigma_T;$

- при $2 \leq v_{СК} \leq 5$ м/с $[\sigma_{H \max}] = 2\sigma_T;$ $[\sigma_{F \max}] = 0,8\sigma_T;$

- при $v_{СК} < 2$ м/с $[\sigma_{H \max}] = 1,65\sigma_{ви};$ $[\sigma_{F \max}] = 0,75\sigma_{ви}.$

По результатам расчета допускаемых напряжений заполняют табличную форму:

Материал червяка	Материал колеса	$[\sigma_H],$ МПа	$[\sigma_F],$ МПа	$[\sigma_{H \max}],$ МПа	$[\sigma_{F \max}],$ МПа

4.3 Из условия контактной прочности определяют осевой модуль m передачи.

Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}}; \quad K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / (7,084 \cdot 10^6)} = 0,8045.$$

Допускаемое изгибное напряжение при базовом числе циклов нагружения, равном 1 млн, и $v_{ск} = 6,19$ м/с:

$$[\sigma_{F0}] = 0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B;$$

$$[\sigma_{F0}] = 0,25 \cdot 90 + 0,08 \cdot 200 = 38,5 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение изгиба для реальных условий эксплуатации:

$$[\sigma_F] = K_{FL} [\sigma_{F0}]; \quad [\sigma_F] = 0,8045 \cdot 38,5 = 30,97 \text{ МПа}.$$

Предельные допускаемые напряжения, необходимые для проверочных расчетов на действие пиковых нагрузок:

При скорости скольжения $v_{ск} = 6,19$ м/с

$$[\sigma_{H \max}] = 4 \sigma_T; \quad [\sigma_{H \max}] = 4 \cdot 90 = 360 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma_{F \max}] = 0,8 \sigma_T; \quad [\sigma_{F \max}] = 0,8 \cdot 90 = 72 \text{ МПа}.$$

Заносим результаты в табличную форму:

Материал червяка	Материал колеса	$[\sigma_H]$, МПа	$[\sigma_F]$, МПа	$[\sigma_{H \max}]$, МПа	$[\sigma_{F \max}]$, МПа
40ХН	Бр05Ц5С5	162,7	30,97	360	72

Предварительно по значению передаточного числа u находят число заходов червяка z_1 :

u	от 8 до 16	от 16 до 31,5	более 31,5
z_1	4	2	1

Затем находят число зубьев колеса с последующим округлением результата до ближайшего целого числа:

$$z_2 = uz_1.$$

После округления находят фактическое передаточное отношение

$$u_{\text{ф}} = z_2 / z_1.$$

В зависимости от z_1 и z_2 по табл. 14 принимают предпочтительное значение коэффициента диаметра червяка q .

Таблица 14

z_1	4			2			1			
z_2	≥ 32	≥ 40	≥ 50	≥ 32	≥ 40	≥ 50	≥ 32	≥ 40	≥ 50	≥ 63
q	8	10	12,5	8	10	12,5	8	10	12,5	16

Вычисляют осевой модуль, мм:

$$m = 620 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}{z_2^2 q [\sigma_H]^2}}, \quad (29)$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки.

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1$ при постоянном режиме нагружения. При переменном режиме (в большинстве заданий) его определяют по формуле

4.3 Определение осевого модуля передачи

Принимаем число заходов червяка $z_1 = 2$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = u z_1; \quad z_2 = 31,5 \cdot 2 = 63.$$

Фактическое передаточное отношение

$$u_f = z_2/z_1; \quad u_f = 63/2 = 31,5.$$

По табл. 14 принимаем коэффициент диаметра червяка $q = 12,5$.

Осевой модуль

$$m = 620 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{H\alpha}}{z_2^2 q [\sigma_H]^2}}.$$

Находим значения входящих параметров.

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{H\beta} = 0,5(K_{H\beta}^0 + 1),$$

где начальное значение $K_{H\beta}^0 = 1,05$ принимаем по рис. 13.

$$K_{H\beta} = 0,5(1,05 + 1) = 1,025.$$

$$K_{H\beta} = 0,5(K_{H\beta}^0 + 1),$$

где начальное значение $K_{H\beta}^0$ принимают по графикам на рис. 13.

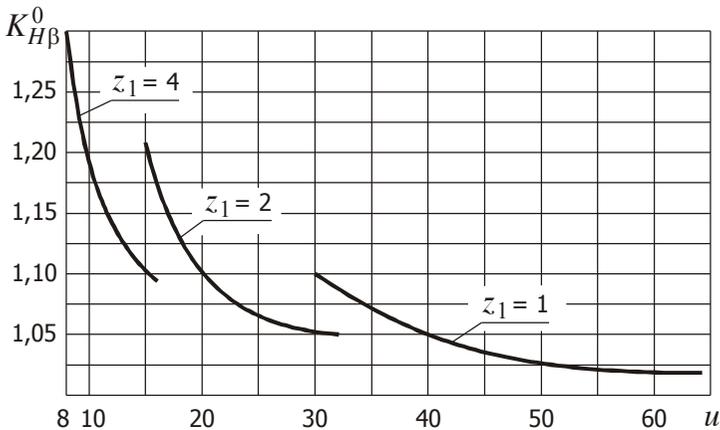


Рис. 13

Коэффициент динамической нагрузки при проектном расчете по формуле (29) принимают в зависимости от скорости скольжения:

- при $v_{ск} \leq 3$ м/с $K_{Hv} = 1$;
- при $v_{ск} > 3$ м/с $K_{Hv} = 1,1...1,3$.

Найденное значение m округляют до стандартного большего согласно табл. 15. При этом необходимо убедиться, что сочетание параметров m , q и z_1 удовлетворяет технологическим условиям изготовления червячной пары. Разрешенные сочетания приведены в той же таблице. При несовместимости параметров следует изменить коэффициент q на ближайший стандартный из табл. 15 и пересчитать модуль m .

Коэффициент динамической нагрузки принимаем в зависимости от величины скорости скольжения: $K_{Hv} = 1,2$.

Вычисляем значение осевого модуля:

$$m = 620 \sqrt[3]{\frac{863,4 \cdot 1,025 \cdot 1,2}{(63)^2 \cdot 12,5 \cdot (162,7)^2}} = 5,776 \text{ мм.}$$

Найденное значение округляем до большего стандартного из рекомендуемых (табл. 15):

$$m = 6,3 \text{ мм.}$$

Таблица 15

m , мм	q	z_1	m , мм	q	z_1
Рекомендуемые сочетания параметров					
1	16 12,5; 20	1 1; 2; 4	5	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4
1,25	10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4	6,3	12,5; 14; 16; 20	1; 2; 4
1,6	16; 20	1, 2, 4	8	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4
2	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4	10	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4
2,5	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4	12,5	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4
3,15	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4	16	8; 10; 12,5; 16	1; 2; 4
4	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4	20	8; 10	1; 2; 4
Допускаемые к ограниченному применению сочетания параметров					
1,5	14 16	1; 2; 4 1	4	9 12	1; 2; 4 1
2	12	1; 2; 4	6	9; 10	1; 2; 4
2,5	12	1; 2; 4	7	12	1; 2; 4
3	10; 12	1; 2; 4	12	10	1; 2
3,5	10 12; 14	1; 2; 4 1	14	8	2

4.4 Определяют основные геометрические параметры червячной пары (рис. 14).

Межосевое расстояние

$$a'_w = 0,5m(q + z_2).$$

Полученное значение округляют в бóльшую сторону до числа, оканчивающегося на 0 или 5. Возникающая при этом невязка $a_w - a'_w$ между принятым и рассчитанным значениями межосевого расстояния не должна превышать величины модуля m передачи и компенсируется за счет коррекции червячного колеса. Соответствующий коэффициент смещения инструмента определяют по формуле

$$\chi = (a_w - a'_w) / m.$$

4.4 основные геометрические параметры
червячной пары

Межосевое расстояние

$$a'_w = 0,5 m (q + z_2); \quad a'_w = 0,5 \cdot 6,3 (12,5 + 63) = 237,8 \text{ мм.}$$

Округляем в большую сторону до числа, кратного 5-и:

$$a_w = 240 \text{ мм.}$$

Коэффициент смещения инструмента при нарезке
зубьев червячного колеса

$$\chi = \frac{a_w - a'_w}{m}; \quad \chi = \frac{240 - 237,8}{6,3} = 0,3492.$$

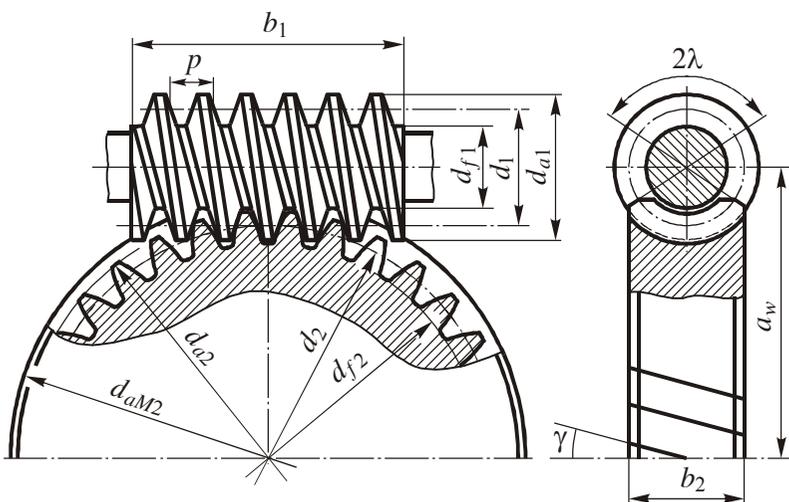


Рис. 14

Размеры червяка и колеса:

- делительные диаметры

$$d_1 = qm; \quad d_2 = z_2m;$$

- начальные диаметры

$$d_{w1} = m(q + 2\chi); \quad d_{w2} = d_2;$$

- диаметры вершин витков червяка и зубьев колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{a2} = d_2 + 2m(1 + \chi);$$

- диаметры впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m; \quad d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - \chi);$$

- диаметр колеса наибольший

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2};$$

Делительные диаметры

$$d_1 = qm; \quad d_2 = z_2 m.$$

$$d_1 = 12,5 \cdot 6,3 = 78,75 \text{ мм};$$

$$d_2 = 63 \cdot 6,3 = 396,9 \text{ мм}.$$

Начальные диаметры

$$d_{w1} = m(q + 2\chi); \quad d_{w2} = d_2.$$

$$d_{w1} = 6,3(12,5 + 2 \cdot 0,3492) = 83,15 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = 396,9 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{a2} = d_2 + 2m(1 + \chi).$$

$$d_{a1} = 78,75 + 2 \cdot 6,3 = 91,35 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 396,9 + 2 \cdot 6,3(1 + 0,3492) = 413,9 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m; \quad d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - \chi).$$

$$d_{f1} = 78,75 - 2,4 \cdot 6,3 = 63,63 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 396,9 - 2 \cdot 6,3(1,2 - 0,3492) = 386,2 \text{ мм}.$$

Диаметр колеса наибольший

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2};$$

$$d_{aM2} \leq 413,9 + \frac{6 \cdot 6,3}{2 + 2} = 423,4 \text{ мм}.$$

- длина нарезанной части червяка

$$b'_1 = 2\sqrt{(0,5d_{aM2})^2 - (a_w - 0,5d_{a1})^2} + 0,5\pi m.$$

Если по технологии изготовления червяка предусмотрено фрезерование или шлифовка, длину нарезанной части несколько увеличивают:

$$b_1 = b'_1 + 25 \text{ мм}, \quad \text{при } m < 10 \text{ мм};$$

$$b_1 = b'_1 + 35 \dots 40 \text{ мм}, \quad \text{при } m = 10 \dots 16 \text{ мм};$$

- ширина червячного колеса

$$b_2 = 0,75d_{a1}, \quad \text{при } z_1 \leq 3;$$

$$b_2 = 0,67d_{a1}, \quad \text{при } z_1 = 4;$$

- угол подъема линии витка червяка на его начальном диаметре

$$\gamma_w = \arctg \frac{mz_1}{d_{w1}};$$

- уточненное значение скорости скольжения

$$v_{ск} = \frac{\pi n_2 d_{w1}}{60 \cdot 10^3 \cos \gamma_w};$$

- угол 2λ на рис. 14 составляет в среднем 100° .

По результатам расчетов заполняют табличную форму:

u_ϕ	z_1	z_2	q	χ	m , мм	a_w , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	d_{w1} , мм

Длина нарезанной части червяка

$$b'_1 = 2 \sqrt{(0,5d_{aM2})^2 - (a_w - 0,5d_{a1})^2} + 0,5\pi m;$$

$$b'_1 = 2 \sqrt{(0,5 \cdot 423,4)^2 - (240 - 0,5 \cdot 91,35)^2} + 0,5 \cdot 3,14 \cdot 6,3 = \\ = 177,9 \text{ мм.}$$

К найденному значению добавляем 25 мм, поскольку по технологии изготовления червяка предусмотрена шлифовка.

$$b_1 = b'_1 + 25 \text{ мм}; \quad b_1 = 177,9 + 25 \approx 203 \text{ мм.}$$

Ширина червячного колеса. При $z_1 = 2$

$$b_2 = 0,75 d_{a1}; \quad b_2 = 0,75 \cdot 91,35 = 68,51 \approx 69 \text{ мм.}$$

Угол подъема линии витка червяка на начальном диаметре

$$\gamma_w = \arctg \frac{mz_1}{d_{w1}}; \quad \gamma_w = \arctg \frac{6,3 \cdot 2}{83,15} = 8,617^\circ.$$

Уточненное значение скорости скольжения

$$v_{ск} = \frac{\pi n_2 d_{w1}}{60 \cdot 10^3 \cos \gamma_w};$$

$$v_{ск} = \frac{3,14 \cdot 31,5 \cdot 45,87 \cdot 83,15}{60 \cdot 10^3 \cos 8,617^\circ} = 6,359 \text{ м/с.}$$

Принимаем угол $2\lambda = 100^\circ$.

d_{a1} , мм	d_{a2} , мм	d_{f1} , мм	d_{f2} , мм	d_{aM2} , мм	b_1 , мм	b_2 , мм	γ_w, \circ	2λ	$v_{ск}$, м/с

4.5 Проводят проверочный расчет передачи на контактную прочность.

Ввиду изменения значения скорости скольжения уточняют, по необходимости, ранее принятые значения всех допускаемых напряжений.

Определяют степень точности $n_{ст}$ передачи:

$v_{ск}$, м/с менее 8	8...10	более 10
$n_{ст}$ 8	7	6

Находят коэффициент концентрации нагрузки (уточненный)

$$K_{H\beta} = 1 + (z_2 / \theta)^3 (1 - X),$$

где коэффициент деформации червяка θ выбирают из табл. 16, а коэффициент X , учитывающий влияние режима работы передачи на приработку рабочих поверхностей в зоне зацепления, рассчитывают по формуле

$$X = \sum \left(\frac{T_k}{T} \cdot \frac{t_k}{t} \right)$$

(см. пример вычисления по формулам подобного вида в п. 2.1.2).

Таблица 16

z_1	Значения θ при коэффициенте q диаметра червяка					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
4	47	70	98	122	137	157

Результаты расчета геометрических параметров заносим в таблицу:

u_{ϕ}	z_1	z_2	q	χ	m , мм	a_w , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	d_{w1} , мм
31,5	2	63	12,5	0,3492	6,3	240	78,75	396,9	83,15
d_{a1} , мм	d_{a2} , мм	d_{f1} , мм	d_{f2} , мм	d_{aM2} , мм	b_1 , мм	b_2 , мм	γ_w , °	2λ , °	$v_{ск}$, м/с
91,35	413,9	63,63	386,2	423,4	203	69	8,617	100	6,359

4.5 Проверочный расчет передачи на контактную прочность

Просмотр процедуры определения допустимых напряжений по п. 4.2 показал, что уточнение скорости скольжения до значения $v_{ск} = 6,359$ затрагивает величину коэффициента C_v , уточненное значение которого теперь составляет $C_v \approx 0,86$. Соответственно этому, корректируем допустимое контактное напряжение:

$$[\sigma_H] = 1,027 \cdot 0,86 \cdot 180 = 159,0 \text{ МПа.}$$

Остальные три допустимых напряжения коррекции не требуют.

Принимаем степень точности передачи $i_{ст} = 8$.

Находят окружную скорость червячного колеса

$$v_2 = \frac{\pi n_2 d_2}{60 \cdot 10^3}.$$

Коэффициент динамической нагрузки $K_{Hv} = 1$ при скорости $v_2 \leq 3$ м/с, а при $v_2 > 3$ м/с значение K_{Hv} принимают по табл. 9, как для цилиндрических косозубых передач с поверхностной твердостью зубьев до 350 НВ той же степени точности.

Производят проверку по условию

$$\sigma_H = 15,1 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{K_{H\beta} K_{Hv} T_2}{d_2^2 d_{w1}}} \leq [\sigma_H]. \quad (30)$$

4.6 Находят силы в червячном зацеплении (рис. 15). Согласно принципу равенства действия противодействию окружная сила F_{t1} , действующая на червяк, равна осевой силе F_{a2} , действующей на колесо, а окружная сила F_{t2} , действующая на колесо, равна осевой силе F_{a1} , действующей на червяк:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{w1}}; \quad (31)$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2}. \quad (32)$$

Радиальные силы равны друг другу и определяются формулой

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_w}, \quad (33)$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол профиля зубьев.

Коэффициент концентрации нагрузки (уточненный)

$$K_{H\beta} = 1 + (z_2/\theta)^3 (1-X),$$

где коэффициент деформации червяка $\theta = 121$ (табл. 16);
коэффициент X , учитывающий влияние режима работы
передачи на приработку рабочих поверхностей зубьев
находится с помощью графика нагрузки в задании:

$$X = \sum \left(\frac{T_k}{T} \cdot \frac{t_k}{t} \right); \quad X = 1 \cdot 0,3 + 0,5 \cdot 0,7 = 0,65.$$

$$K_{H\beta} = 1 + (63/121)^3 (1 - 0,65) = 1,049.$$

Окружная скорость червячного колеса

$$v_2 = \frac{\pi n_2 d_2}{60 \cdot 10^3}; \quad v_2 = \frac{3,14 \cdot 45,87 \cdot 396,9}{60 \cdot 10^3} = 0,9528 \text{ м/с.}$$

Коэффициент динамической нагрузки $K_{H\alpha} = 1$, так
как $v_2 < 3 \text{ м/с}$.

Производим проверку по условию

$$\sigma_H = 15100 \sqrt{\frac{K_{H\beta} K_{H\alpha} T_2}{d_2^2 d_{w1}}} \leq [\sigma_H];$$

$$\sigma_H = 15100 \sqrt{\frac{1,049 \cdot 1 \cdot 863,4}{(396,9)^2 \cdot 83,15}} = 125,6 \text{ МПа} < 159,0 \text{ МПа.}$$

Проверка выполняется.

Значения сил в зацеплении заносят в табличную форму:

Деталь	F_t, H	F_r, H	F_a, H
1 (червяк)			
2 (колесо)			

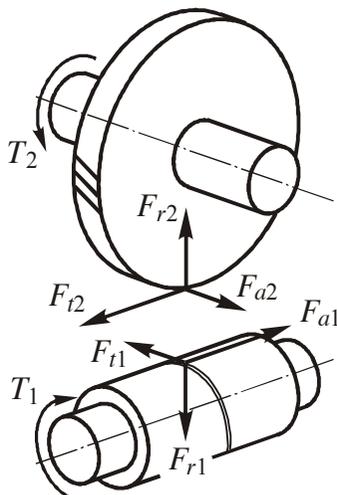


Рис. 15. Силы в зацеплении червячной пары

4.7 Проверочный расчет зубьев колеса по напряжениям изгиба проводят по условию:

$$\sigma_F = \frac{K_{F\beta} K_{Fv} F_{t2} Y_{F2} \cos \gamma_w}{1,3 m d_{w1}} \leq [\sigma_F], \quad (34)$$

где коэффициенты нагрузки $K_{F\beta}$ и K_{Fv} берут равными соответствующим коэффициентам $K_{H\beta}$ и K_{Hv} из п. 4.5; коэффициент

4.6 Силы в червячном зацеплении

Окружные силы, действующие на червяк и колесо

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{w1}}; \quad F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{w2}}.$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 34,26}{83,15} = 824,1 \text{ Н};$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 863,4}{396,9} = 4351 \text{ Н}.$$

Осевые силы, действующие на червяк и колесо

$$F_{a1} = F_{t2}; \quad F_{a2} = F_{t1}.$$

$$F_{a1} = 4351 \text{ Н}; \quad F_{a2} = 824,1 \text{ Н}.$$

Радиальные силы, действующие на червяк и колесо

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_w};$$

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{4351 \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 8,617^\circ} = 1602 \text{ Н}.$$

Результаты заносим в табличную форму:

Деталь	$F_t, \text{ Н}$	$F_r, \text{ Н}$	$F_a, \text{ Н}$
1 (червяк)	824,1	1602	4351
2 (колесо)	4351	1602	824,1

Y_{F2} формы зубьев колеса принимают по табл. 17, предварительно вычислив эквивалентное число зубьев колеса по формуле

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w}.$$

Таблица 17

z_{v2}	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_{F2}	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
z_{v2}	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

4.8 Проверочный расчет зубьев колеса на действие пиковой нагрузки проводят по контактным напряжениям и напряжениям изгиба:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma_{H \max}]; \quad (35)$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\text{пер}} \leq [\sigma_{F \max}], \quad (36)$$

где коэффициент перегрузки $K_{\text{пер}} = T_{\text{пик}} / T$ определяют по графику режима работы привода, приведенному в техническом задании (см. рис. 3).

4.9 Производят тепловой расчет червячной передачи с целью предотвращения перегрева масляной ванны.

Уточняют коэффициент полезного действия передачи:

$$\eta = \frac{\text{tg} \gamma_w}{\text{tg}(\gamma_w + \phi')},$$

4.7 Проверочный расчет зубьев колеса по напряжениям изгиба

Расчет ведем по условию

$$\sigma_F = \frac{K_{FB} K_{FV} F_{t2} Y_{F2} \cos \gamma_w}{1,3 m d_{w1}} \leq [\sigma_F],$$

где коэффициенты нагрузки

$$K_{FB} = K_{HB} = 1,049; \quad K_{FV} = K_{HV} = 1 \text{ (см. п. 4.5).}$$

Эквивалентное число зубьев колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w}; \quad z_{v2} = \frac{63}{\cos^3 8,617^\circ} = 65,18.$$

Коэффициент формы зубьев колеса принимаем по табл. 17: $Y_{F2} \approx 1,38$.

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{1,049 \cdot 1 \cdot 4351 \cdot 1,38 \cdot \cos 8,617^\circ}{1,3 \cdot 6,3 \cdot 83,15} = \\ &= 9,144 \text{ МПа} < 30,97 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Проверка выполняется.

4.8 Проверочный расчет зубьев колеса на действие пиковой нагрузки

Коэффициент перегрузки определяем по графику нагружения привода, приведенному в задании:

$$K_{пер} = T_{пик} / T; \quad K_{пер} = 1,5.$$

где приведенный угол трения ϕ' , учитывающий потери мощности за счет трения в зацеплении и на опорах, а также гидродинамические потери при перемешивании масла, принимают по табл. 18.

Таблица 18

$v_{СК}, \text{ м/с}$		0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	7,0	10	15
$\phi', \text{ }^\circ$	ОБ	3,17	2,50	2,33	2,00	1,67	1,50	1,33	1,00	0,92	0,83
	б/ОБ, Л, Ч	3,67	3,17	2,83	2,50	2,33	2,00	1,67	1,50	1,33	1,17

Верхние значения при изготовлении колес из оловянной бронзы (ОБ); нижние – для безоловянной бронзы (б/ОБ), латуни (Л), чугуна (Ч).

Проверяют возможность работы передачи без установки дополнительных средств охлаждения по условию

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta)N_1 \cdot 10^3}{(1 + \psi)K_T A} + 20^\circ \leq [t_{\text{раб}}]. \quad (37)$$

Если условие (37) не выполняется, проверяют возможность работы передачи с установкой вентилятора по условию

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta)N_1 \cdot 10^3}{[0,65(1 + \psi)K_T + 0,35K_{\text{ТВ}}]A} + 20^\circ \leq [t_{\text{раб}}]. \quad (38)$$

В неравенствах (37) и (38) приняты следующие обозначения:

N_1 – мощность на валу червяка, кВт (см. п. 1.3 кинематического расчета привода);

$\psi \approx 0,3$ – коэффициент, учитывающий отвод тепла от корпуса передачи в металлическую плиту или раму;

$t_{\text{раб}}$ – расчетная температура нагрева масла;

$[t_{\text{раб}}] = 95 \dots 110^\circ\text{C}$ – допускаемая температура нагрева, в зависимости от марки масла;

Проверка по контактным напряжениям

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma_{H \max}].$$

$$\sigma_{H \max} = 125,6 \sqrt{1,5} = 153,8 \text{ МПа} < 360 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

Проверка по напряжениям изгиба

$$\sigma_F \max = \sigma_F K_{\text{пер}} \leq [\sigma_F \max].$$

$$\sigma_F \max = 9,144 \cdot 1,5 = 13,72 \text{ МПа} < 72 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

4.9 Тепловой расчет червячной передачи

Утоненный КПД передачи

$$\eta = \frac{\text{tg } \gamma_w}{\text{tg } (\gamma_w + \varphi')},$$

где приведенный угол трения выбираем по табл. 18 (интерполируя): $\varphi' \approx 1,05^\circ$.

$$\eta = \frac{\text{tg } 8,617^\circ}{\text{tg } (8,617^\circ + 1,05^\circ)} = 0,8896.$$

Проверяем возможность работы передачи без установки дополнительных средств охлаждения по условию

$$t_{\text{рад}} = \frac{(1 - \eta) N_1 \cdot 10^3}{(1 + \psi) K_1 A} + 20^\circ \leq [t_{\text{рад}}],$$

A – площадь охлаждающей поверхности корпуса, исключая поверхность днища. Приблизительно площадь A принимают в зависимости от межосевого расстояния:

$a_w, \text{ мм} \dots\dots$	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
$A, \text{ м}^2 \dots\dots$	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,14	1,34

K_T – коэффициент теплоотдачи. Для чугунных корпусов принимают $K_T = 12\dots 18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$;

$K_{ТВ}$ – коэффициент теплоотдачи поверхности, обдуваемой вентилятором:

$n_1, \text{ об/мин} \dots\dots\dots$	750	1000	1500	3000
$K_{ТВ} \dots\dots\dots$	24	29	35	50

Здесь n_1 – частота вращения вала червяка, на котором обычно устанавливают крыльчатку центробежного вентилятора. Значение n_1 см. в п. 1.3 кинематического расчета привода.

4.10 Конструкция червяков. Особенности конструктивного исполнения червяков определяются соотношением размеров $d, d_{\Pi}, d_{a1}, d_{f1}$ и D (рис. 16).

Иногда соотношение диаметров червяка и вала позволяет выполнить червяк насадным (рис. 16, а). В этом случае необходимо обеспечить толщину ступичной части не менее двух модулей m . Однако чаще червяки выполняют нарезкой витков непосредственно на валу (вал – червяк).

Поскольку корпус червячного редуктора обычно не имеет разъема по оси вала червяка, при сборке червяк должен хотя бы с одной стороны свободно проходить в отверстие для установки подшипников или подшипниковых стаканов, что возможно при условии $\Delta = D - d_{a1} > 0$.

где мощность на валу червяка $N_1 = 4,725$ кВт (п. 1.3); коэффициент, учитывающий отвод тепла через раму, $\psi = 0,3$; допустимую температуру нагрева принимаем равной $[t_{\text{рад}}] = 100^\circ\text{C}$; коэффициент теплоотдачи принимаем равным $K_T = 15$ Вт/(м² · °С); площадь охлаждаемой поверхности корпуса (исключая днище) $A = 1,10$ м².

$$t_{\text{рад}} = \frac{(1 - 0,8896) \cdot 4,725 \cdot 10^3}{(1 + 0,3) \cdot 15 \cdot 1,10} + 20 = 44,32^\circ\text{C} < 100^\circ\text{C}.$$

Вывод: редуктор не нуждается в установке дополнительных средств охлаждения.

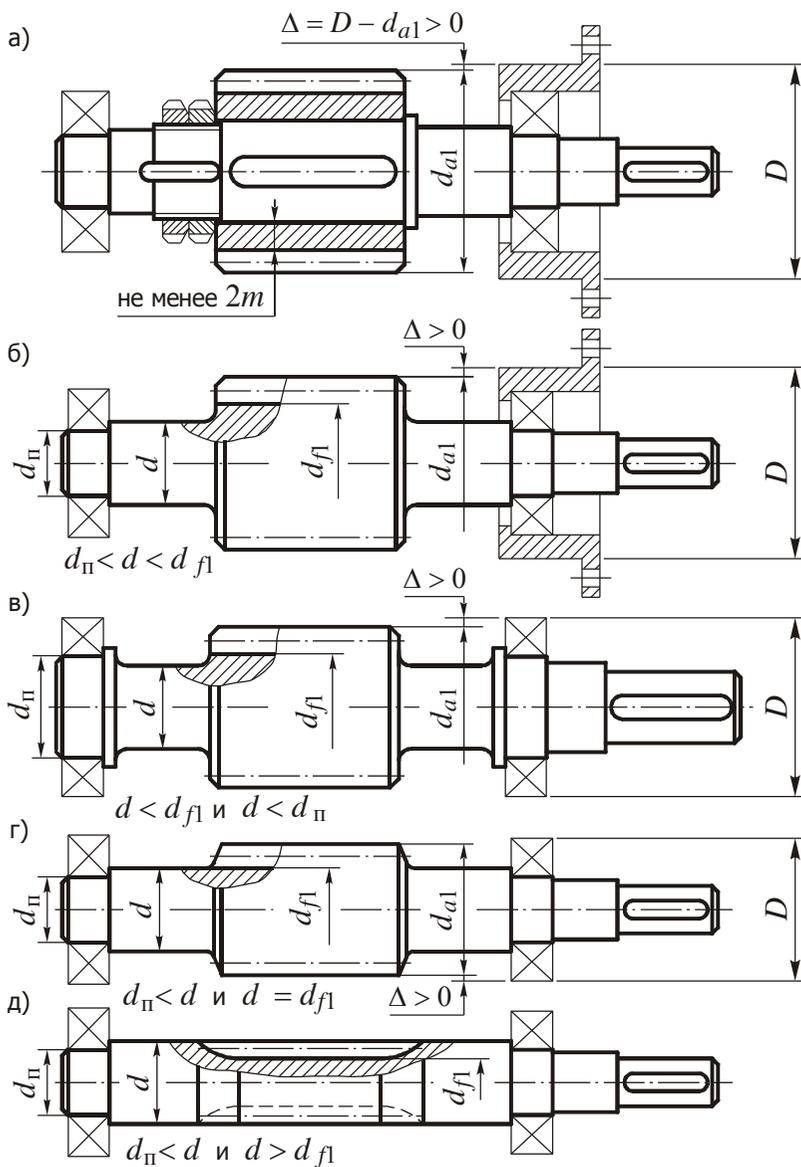


Рис. 16

При установке без использования стаканов для обеспечения условия сборки иногда приходится специально увеличивать размеры подшипников, как это показано на рис. 16, в.

При достаточно малых диаметрах впадин $d_{f1} \leq d$ нарезку витков выполняют по рис. 16, г, д. Здесь возможны также промежуточные варианты нарезки.

В отличие от чертежей зубчатых шестерен на рабочих чертежах червяков (рис. 17) сплошными тонкими линиями обозначают поверхность впадин. Местным разрезом показывают профиль витка. Из основных размеров червяка указывают длину b_1 нарезанной части и диаметр d_{a1} вершин витков. Значение делительного диаметра d_1 и некоторых других параметров про-
ставляют в отдельной таблице чертежа. Диаметр d_{f1} впадин вообще не указывают, поскольку впадины формируются в процессе нарезания витков.

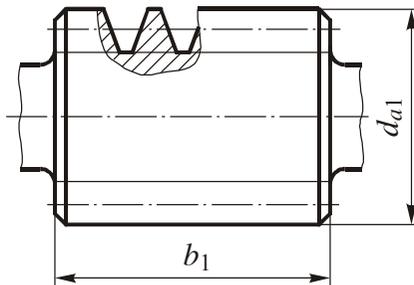


Рис. 17

С правилами и образцами выполнения рабочих чертежей червяков можно ознакомиться в [1, 4].

4.11 Конструкция червячных колес. Червячные колеса отличаются от косозубых колес зубчатых передач охватывающей червяк формой зубьев и материалом зубчатого венца. С целью

экономии дорогих сплавов при бронзовом или латунном венце колёса обычно выполняют составными в сочетании со стальным или чугунным центром диаметром D , как показано на рис. 18.

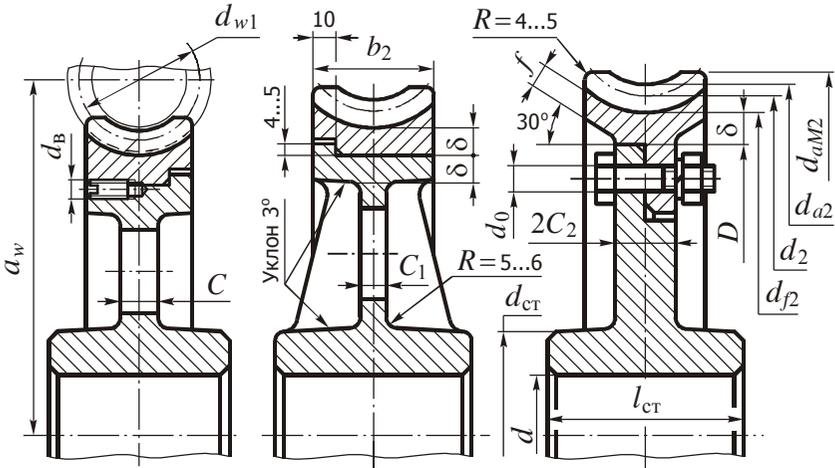


Рис. 18

Венец напрессовывают на центр с натягом, после чего по стыку сверлят отверстия, в которые ввинчивают винты (рис. 18, слева), витки которых предотвращают возможное сползание венца. Иногда венец привинчивают к центру болтами (рис. 18, справа). Для обеспечения необходимой точности передачи болты ставят в отверстия без зазора из-под развертки. Центры колес больших размеров с диаметром $d_{aM2} > 400$ мм отливают с ребрами, увеличивающими жесткость конструкции и препятствующими перекашиванию отливки при остывании (рис. 18, в центре).

Практикой машиностроения выработаны следующие нормы, определяющие соотношение размеров конструктивных элементов червячных колес:

- диаметр ступицы $d_{\text{ст}} = (1,6 \dots 1,8) d$, где d – диаметр посадочной поверхности вала;
- длина ступицы $l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,8) d$, окончательный размер принимают после проверки прочности шпоночного соединения;
- толщина диска, в зависимости от конструкции по рис. 18, $C = 0,3b_2$; $C_1 = 0,2b_2$, но не менее 10 мм; $C_2 = 0,25b_2$;
- размер $\delta = 2m$, но не менее 10 мм;
- диаметр фиксирующих винтов $d_{\text{в}} = (1,2 \dots 1,5) m$;
- диаметр болтов d_0 определяют расчетом по условию прочности на срез и смятие;
- размер $f = 1,7m$.

Конструкции и рабочие чертежи червячных колес представлены в [1, 2, 10].

5 Расчет ременных передач

В составе привода может присутствовать ременная передача. Обычно она стоит первой по кинематической цепи и соединяет вал двигателя с входным валом редуктора.

Приступая к расчету ременной передачи необходимо установить ее тип (клиноременная или плоскоременная), определить по кинематической схеме номера валов, на которых расположены ведущий и ведомый шкивы, выписать входные параметры расчета, каковыми являются:

N_1 – мощность передаваемая ведущим валом, кВт;

n_1 – частота вращения ведущего вала, об/мин;

T_1 – вращающий момент на ведущем валу, Н·м;

N_2 – мощность передаваемая ведомым валом, кВт;

n_2 – частота вращения ведомого вала, об/мин;

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

u – передаточное число ременной передачи.

Перечисленные параметры выбирают из таблиц результатов кинематического расчета привода (см. пп. 1.2 и 1.3). Если входной вал передачи является валом двигателя (условно нулевым по схеме), то в качестве параметров N_1 , n_1 , T_1 следует принять значения $N_{дв}^{тр}$, $n_{дв}$ и $T_{дв}$, где

$$T_{дв} = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi} \frac{N_{дв}^{тр}}{n_{дв}},$$

а в качестве N_2 , n_2 , T_2 следует принять соответствующие значения для вала под номером 1 из таблицы результатов.

Порядок расчета клиноременных и плоскоременных передач имеет определенные отличия, поэтому перед тем, как приступить к работе, следует еще раз определиться с выбором типа передачи.

5 Расчет ременной передачи

Исходные данные (в данном примере исходные данные не должны совпадать с параметрами ранее рассчитанного привода, поскольку в нем не было ременной передачи)

(Предположим) ведущий вал передачи является валом двигателя, т. е. 0-м по схеме привода, для этого вала

$$N_1 = 4,821 \text{ кВт};$$

$$n_1 = 1445 \text{ об/мин};$$

$$T_1 = 31,88 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Ведомый вал передачи будет 1-м валом по схеме привода. Выписываем соответствующие параметры из таблицы результатов п. 1.3. для этого вала (к примеру):

$$N_2 = 4,580 \text{ кВт}; \quad n_2 = 522,8 \text{ об/мин}; \quad T_2 = 83,70 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$i = 2,764 \text{ — передаточное число ременной передачи.}$$

5.1 Расчет клиноременных передач

5.1.1 Определяют сечение клинового ремня по величине расчетного вращающего момента на ведущем шкиве

$$T_{1p} = c_p T_1,$$

где коэффициент c_p режима работы передачи выбирают из табл. 19.

Таблица 19

Коэффициент c_p режима работы ременной передачи

Режим работы *	Число смен работы передачи **		
	1	2	3
легкий	1,0	1,1	1,4
средний	1,0	1,2	1,5
тяжелый	1,2	1,3	1,6
очень тяжелый	1,3	1,5	1,7

* В качестве режима работы берут:

- легкий ($T_{\max} \approx 1,2 T_{\text{ном}}$) – для станков с непрерывным процессом резания (токарных, сверлильных, шлифовальных), легких вентиляторов, насосов и компрессоров (центробежных, ротационных), ленточных конвейеров, легких грохотов, машин для очистки и погрузки зерна и т. д.;
- средний ($T_{\max} \approx 1,5 T_{\text{ном}}$) – для станков фрезерных, зубофрезерных и револьверных, полиграфических машин, поршневых насосов и компрессоров с тремя и более цилиндрами, вентиляторов и воздуходувок, цепных транспортеров, элеваторов, дисковых пил для дерева, тяжелых грохотов, вращающихся печей и т. д.;
- тяжелый ($T_{\max} \approx 2,0 T_{\text{ном}}$) – для станков строгальных, долбежных, деревообрабатывающих, насосов и компрессоров с одним или двумя цилиндрами, вентиляторов и воздуходувок тяжелого типа, конвейеров винтовых и скребковых, прессов винтовых, машин для брикетирования кормов и т. д.;
- очень тяжелый ($T_{\max} \approx 3,0 T_{\text{ном}}$) – для подъемников, экскаваторов, драг, ножниц, молотов, мельниц, дробилок, лесопильных рам и т. д.

** Число смен можно примерно определить по коэффициенту $k_{\text{сут}}$ на бланке задания на курсовую работу.

5.1 Расчет клиноременной передачи

5.1.1 Определение сечения клинового ремня

Находим расчетный вращающий момент на ведущем шкиве:

$$T_{1p} = c_p T_1,$$

где коэффициент c_p режима работы по табл. 19 выбирают по числу смен и режиму работы:

- по заданию коэффициент $k_{сут} = 0,3$, следовательно работа производится в одну смену;

- для скребковых конвейеров принимают тяжелый режим работы.

В результате выбираем $c_p = 1,2$.

$$T_{1p} = 1,2 \cdot 31,88 = 38,26 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рекомендуемые типы сечений ремня и соответствующие им геометрические параметры, показанные на рис. 19, принимают по табл. 20.

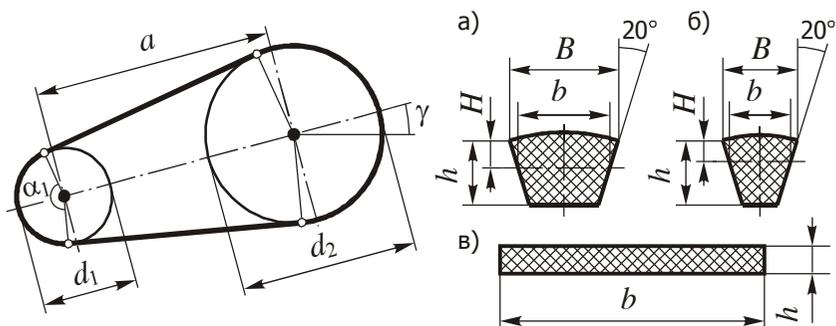


Рис. 19 Параметры ременной передачи и сечений ремней:
а, б – клиновых нормального и узкого; в – плоского

Таблица 20

Характеристики и размеры клиновых ремней

Сечение ремня	T_{1pr} Н·м	b_{pr} мм	B , мм	h_{pr} мм	H , мм	A_1 , мм ²	d_{1min} , мм	q , кг/м	L , мм
Ремни нормального сечения (ГОСТ 1284.1-89*; ГОСТ 1284.2-89*)									
Z(O)	< 30	8,5	10	6	2,5	47	63	0,06	400...2500
A(A)	15...60	11	13	8	3,3	81	90	0,10	560...4000
B(B)	50...150	14	17	10,5	4,2	138	125	0,18	800...6300
C(B)	120...600	19	22	13,5	5,7	230	200	0,30	1800...10600
D(Г)	450...2400	27	32	19	8,1	476	355	0,60	3150...15000
E(Д)	1600...6000	32	38	23,5	9,6	692	500	0,90	4500...18000
EO(E)	> 2500	42	50	30	12,5	1170	800	1,52	6300...18000
Ремни узкого сечения (ТУ 38-40534; ТУ 38-105161)									
УО	< 150	8,5	10	8	2	56	63	0,07	630...3550
УА	90...400	11	13	10	2,8	93	90	0,12	800...4500
УБ	300...2000	14	17	13	3,5	159	140	0,20	1250...8000
УВ	> 1500	19	22	18	4,8	278	224	0,36	2000...8000

По табл. 20 выбираем нормальное сечение ремня – А(А), характеризующееся следующими параметрами:

$$b_p = 11 \text{ мм}; B = 13 \text{ мм}; h_p = 8 \text{ мм}; H = 3,3 \text{ мм};$$

$$A_1 = 81 \text{ мм}^2; d_{1 \text{ min}} = 90 \text{ мм}; q = 0,10 \text{ кг/м};$$

$$L = 560 \dots 4000 \text{ мм}.$$

.....

... В ходе дальнейших расчетов выяснилось, что выбранное сечение А(А) ремня оказалось довольно слабым. Для работы передачи понадобилось 6 ремней данного сечения, в то время, как допускаемое количество ремней сечения А(А) – не более 4-х (табл. 25). По этой причине ниже приводится уже вторая попытка расчета с сечением большего номинала.

.....

По табл. 20 выбираем нормальное сечение ремня – В(Б), характеризующееся следующими параметрами:

$$b_p = 14 \text{ мм}; B = 17 \text{ мм}; h_p = 10,5 \text{ мм}; H = 4,2 \text{ мм};$$

$$A_1 = 138 \text{ мм}^2; d_{1 \text{ min}} = 125 \text{ мм}; q = 0,18 \text{ кг/м};$$

$$L = 800 \dots 6300 \text{ мм}.$$

5.1.2 Определяют основные размеры передачи.

Расчетный диаметр ведущего шкива d_1 принимают по ряду:

50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 110, 112, 125, 140, 160, 180,
200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 475, 500 мм.

Рекомендуется брать ближайшее значение, большее $d_{1\min}$. Расчетный диаметр ведомого шкива d_2 вычисляют по формуле

$$d_2 = d_1(1 - \xi)u,$$

где ξ – коэффициент упругого скольжения, принимаемый в пределах интервала 0,015...0,020. Значение d_2 округляют в ближайшую сторону по тому же ряду, что и d_1 .

Находят фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}.$$

Значение u_{ϕ} не должно отличаться от u более, чем на 4%.

Слишком большое изменение передаточного числа ременной передачи потребует корректировки передаточного числа одной из еще не рассчитанных передач, так, чтобы общее передаточное число U привода по возможности не изменилось.

Находят минимальное межосевое расстояние

$$a = 0,55(d_1 + d_2) + h.$$

Рекомендуемое межосевое расстояние принимают по условию

$$a_p \geq k_a d_1,$$

где параметр k_a выбирают в зависимости от передаточного числа:

u	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	$\geq 6,0$
k_a	1,5	2,4	3,0	3,8	4,5	5,1

5.1.2 Основные размеры передачи

Принимаем расчетный диаметр ведущего шкива
 $d_1 = 125$ мм.

Расчетный диаметр ведомого шкива

$$d_2 = d_1(1 - \xi) u,$$

где $\xi = 0,018$ – коэффициент упругого скольжения.

$$d_2 = 125(1 - 0,018) 2,764 = 339,3 \text{ мм.}$$

Округляем до стандартного значения $d_2 = 355$ мм.

Фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}; \quad u_\phi = \frac{355}{125(1 - 0,018)} = 2,892.$$

Отклонение от прежнего значения составляет

$$\delta(u) = \frac{2,892 - 2,764}{2,764} \cdot 100 = 4,531\%,$$

что несколько больше допустимых 4%, поэтому принимаем нестандартное значение: $d_2 = 340$ мм.

$$u_\phi = \frac{340}{125(1 - 0,018)} = 2,770 \quad (\delta(u) = 0,2171\%).$$

Минимальное межосевое расстояние

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h_p;$$

$$a_{\min} = 0,55(125 + 340) + 10,5 = 266,3 \text{ мм.}$$

Рекомендуемое межосевое расстояние

$$a_p \geq k_a d_1,$$

где параметр $k_a = 3,0$.

$$a_p \geq 3,0 \cdot 125 = 375 \text{ мм.}$$

Назначают предварительное межосевое расстояние:

$$a' = (a ; a_p).$$

Находят расчетную длину ремня по формуле

$$L' = 2a' + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1)^2 / a'.$$

Окончательно в качестве длины ремня принимают ближайшее большее значение из табл. 21:

$$L_p \geq L'$$

Таблица 21

Стандартные длины ремней L_p и коэффициенты длины c_L

L_p , мм	400	425	450	475	500	530	560	600	630	670	710	750
Сечения	c_L											
Z(O), УО	0,72	0,74	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85
A(A), УА	—	—	—	—	—	—	—	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83

L_p , мм	800	850	900	950	1000	1060	1120	1180	1250	1320	1400	1500
Сечения	c_L											
Z(O), УО	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,98	1,00
A(A), УА	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,96	0,98
B(B), УБ	—	—	—	—	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,92

L_p , мм	1600	1700	1800	1900	2000	2120	2240	2360	2500	2650	2800
Сечения	c_L										
A(A), УА	0,99	1,00	1,01	1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,09	—	—
B(B), УБ	0,93	0,94	0,95	0,97	0,98	0,99	1,00	1,01	1,03	1,04	1,05
C(B), УВ	—	—	0,85	0,87	0,88	0,89	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95

L_p , мм	3000	3150	3350	3550	3750	4000	4250	4500	4750	5000
Сечения	c_L									
B(B), УБ	1,06	1,07	1,08	1,09	1,11	1,12	1,14	1,15	1,17	1,18
C(B), УВ	0,96	0,97	0,98	0,99	1,00	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
D(Г)	—	0,86	0,87	0,88	0,90	0,91	0,92	0,93	0,95	0,96
E(Д)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,92

Назначаем предварительное межосевое расстояние, равное большему из значений a_{\min} и a_p :

$$a' = 375 \text{ мм.}$$

Расчетная длина ремня

$$L'_p = 2a' + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1)^2 / a';$$

$$L'_p = 2 \cdot 375 + 0,5 \cdot 3,14 (125 + 340) + \\ + 0,25(340 - 125)^2 / 375 = 1511 \text{ мм.}$$

По табл. 21 принимаем $L_p = 1600$ мм и коэффициент длины $c_L = 0,93$.

Уточненное межосевое расстояние

$$a = a' + 0,5(L - L').$$

Определяют угол обхвата ремнем меньшего шкива, град:

$$\alpha_1 = 180 - 2 \frac{d_2 - d_1}{2a}.$$

5.1.3 Проводят комплексный (кинематический, силовой и прочностной) расчет передачи.

Определяют скорость ремня, м/с:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

Найденное значение не должно превышать предельное значение, составляющее:

- 25 м/с для ремней сечений Z(O), A(A), B(B), C(B);
- 30 м/с для сечений D(Г), E(Д), EО(E);
- 40 м/с для сечений УО, УА, УБ, УВ.

Находят число пробегов ремня λ и проводят проверку ремня на долговечность по условию

$$\lambda = \frac{v}{L} 10^3 \leq [\lambda],$$

где допускаемое число пробегов клиновых ремней $[\lambda] = 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$.

В случае недостаточной долговечности увеличивают длину ремня.

Окружную (полезную) силу, H , определяют по формуле

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3.$$

Находят расчетное число ремней передачи, шт.:

Уточненное межосевое расстояние

$$a = a' + 0,5 (L_p - L'_p);$$

$$a = 375 + 0,5 (1600 - 1511) = 419,5 \text{ мм.}$$

Угол обхвата ремнем меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180 - 2 \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a};$$

$$\alpha_1 = 180 - 2 \arcsin \frac{340 - 125}{2 \cdot 419,5} = 150,3^\circ.$$

5.1.3 Комплексный расчет передачи

Скорость ремня

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad v = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 1445}{60 \cdot 10^3} = 9,453 \text{ м/с.}$$

Найденное значение не превышает предельное, равное 25 м/с для сечения В(Б).

Число пробегов ремня

$$\lambda = \frac{v}{L_p} 10^3; \quad \lambda = \frac{9,453}{1600} 10^3 = 5,908 \text{ с}^{-1}.$$

Поскольку допускаемое число пробегов клиновых ремней $[\lambda] = 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$, долговечность ремня обеспечена.

Находим окружную полезную силу:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3; \quad F_t = \frac{2 \cdot 31,88}{125} 10^3 = 510,1 \text{ Н.}$$

$$z = \frac{N_1 c}{N_0 c_L c_\alpha} \text{ (не округлять до целого значения),}$$

где коэффициенты c_p , c_L и c_α , принимают из табл. 19, 21, 22;
 N_0 – допустимая мощность, передаваемая одним ремнем
(табл. 23, 24).

Таблица 22

Значения коэффициента c_α , учитывающего влияние угла обхвата

Типы ремней	α_1 , град							
	110	120	130	140	150	160	170	180
Плоские	—	—	—	—	0,91	0,94	0,97	1,00
Клиновые	0,79	0,83	0,87	0,90	0,93	0,96	0,98	1,00

Таблица 23

Допускаемая мощность N_0 на один ремень нормального сечения

Сечение ремня	d_1 , мм	N_0 , кВт при скорости ремня v , м/с						
		3	5	10	15	20	25	30
Z(O)	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	—	—
	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	—
	80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	—
	90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
	100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10	2,04
	112	0,48	0,78	1,32	1,80	2,12	2,30	2,28
A(A)	90	0,56	0,84	1,39	1,75	1,88	—	—
	100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	—
	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
	125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
	140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70	3,64
	160	0,85	1,32	2,35	3,20	3,80	4,12	4,16
	180	0,88	1,38	2,47	3,39	4,05	4,47	4,56

Находим расчетное число ремней:

$$z_p = \frac{N_1 c_p}{N_0 c_L c_\alpha}$$

где по табл. 22 коэффициент $c_\alpha = 0,93$ для угла обхвата $\alpha_1 = 150,3^\circ$; $N_0 \approx 2,26$ кВт – допустимая мощность, передаваемая одним ремнем (табл. 23).

$$z_p = \frac{4,821 \cdot 1,2}{2,26 \cdot 0,93 \cdot 0,93} = 2,959.$$

Найденное значение пока не округляем.

Продолжение табл. 23

Сечение ремня	d_1 , мм	N_0 , кВт при скорости ремня v , м/с						
		3	5	10	15	20	25	30
В(Б)	125	0,82	1,39	2,26	2,80	—	—	—
	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,83	—	—
	160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,74	4,88	4,47
	180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
	200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43	6,38
	224	1,47	2,26	4,05	5,45	6,50	7,05	7,15
	250	1,54	2,39	4,29	5,85	7,00	7,70	7,90
	280	1,57	2,50	4,50	6,15	7,40	8,20	8,50
С(В)	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	—	—
	224	2,08	3,15	5,25	6,95	7,86	7,95	7,06
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60	9,05
	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1	10,9
	315	2,63	4,07	7,19	9,71	11,5	12,5	12,5
	355	2,76	4,32	7,70	10,5	12,6	13,8	14,1
	400	2,89	4,54	8,10	11,1	13,3	15,0	15,4
	450	3,00	4,70	8,50	11,7	14,2	15,9	16,6
D(Г)	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1	15,4
	400	4,94	7,54	13,0	17,2	20,0	21,1	20,2
	450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6	24,5
	500	5,70	8,80	15,5	21,0	25,0	27,5	27,8
	560	5,90	9,24	16,6	22,5	27,0	29,8	31,0
	630	6,30	9,75	17,9	24,1	29,2	32,5	33,9
	710	6,56	10,3	18,6	25,5	31,0	34,9	36,6
	800	6,82	10,7	19,4	26,8	32,6	37,0	39,0
E(Д)	500	6,84	10,4	17,2	23,5	27,1	28,2	—
	560	7,45	11,4	19,9	26,5	31,1	33,3	32,6
	630	8,02	12,4	21,8	29,4	34,9	38,0	38,3
	710	8,53	13,2	23,5	31,9	38,3	43,2	43,4
	800	9,00	14,0	25,0	34,2	41,3	46,1	47,5
	900	9,30	14,6	26,0	36,2	43,8	48,4	51,8

Таблица 24

Допускаемая мощность N_0 на один ремень узкого сечения

Сечение ремня	d_1 , мм	N_0 , кВт при скорости ремня v , м/с											
		5	6	7	8	10	12	15	20	25	30	35	40
УО	63	0,81	0,96	1,12	1,28	1,58	1,87	2,28	2,88	3,32	3,60	3,68	3,48
	80	0,87	1,04	1,21	1,38	1,70	2,02	2,45	3,08	3,57	3,87	3,94	3,74
	100	0,98	1,17	1,36	1,49	1,92	2,28	2,76	3,50	4,03	4,38	4,44	4,23
	125	1,01	1,21	1,41	1,60	1,98	2,35	2,86	3,60	4,16	4,52	4,59	4,40
	≥ 140	1,07	1,27	1,49	1,70	2,10	2,49	3,02	3,82	4,40	4,79	4,85	4,62
УА	71	1,20	1,43	1,67	1,90	2,35	2,78	3,39	4,28	4,94	5,36	5,45	5,17
	90	1,30	1,56	1,81	2,06	2,55	3,02	3,67	4,64	5,35	5,81	5,90	5,61
	112	1,40	1,67	1,94	2,22	2,74	3,24	3,94	4,98	5,75	6,24	6,34	6,07
	140	1,50	1,79	2,09	2,38	2,94	3,48	4,24	5,35	6,16	6,70	6,80	6,52
	≥ 180	1,61	1,92	2,24	2,54	3,14	3,72	4,52	5,70	6,62	7,15	7,26	6,69
УБ	112	1,99	2,38	2,77	3,16	3,90	4,62	5,62	7,10	8,20	8,90	9,04	8,60
	140	2,24	2,68	3,12	3,56	4,40	5,21	6,34	8,00	9,24	10,0	10,2	9,76
	180	2,60	3,11	3,62	4,14	5,10	6,04	7,34	9,27	10,7	11,6	11,8	11,2
	≥ 224	2,76	3,30	3,82	4,36	5,40	6,40	7,66	9,80	11,3	12,3	12,5	12,0

Находят окончательное число ремней передачи:

$$z = \frac{z}{c_z} \text{ (округлить до целого большего),}$$

где c_z – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями:

z	2	3	4	5	≥ 6
c_z	0,80...0,85	0,77...0,82	0,76...0,80	0,75...0,79	0,75

Найденное количество z ремней должно лежать внутри диапазона допустимых значений (табл. 25). Если z не входит в указанный диапазон, следует выбрать ремень другого сечения.

Допустимое число ремней

Сечение ремня	Z(О)	A(A)	B(Б)	C(В)	D(Г)	E(Д)	EO(E)	УО	УА	УБ	УВ
z	2...4	2...4	2...5	2...5	2...6	2...6	2...6	2...6	2...7	2...7	2...8

Определяют поперечную (радиальную) силу давления на валы передачи, необходимую для последующего расчета валов:

$$F_r \approx 2F_0 \quad (\alpha_1/2),$$

где $F_0 = 0,5F_t / \varphi$ – суммарная сила предварительного натяжения ремней;

$\varphi = 0,45...0,55$ – коэффициент тяги для клиновых ремней.

5.1.4 По результатам расчетов заполняют табличную форму:

Сечение ремня	z	d_1 , мм	d_2 , мм	u_ϕ	L_p , мм	a , мм	α_1 , град	v , м/с	F_t , Н	F_r , Н

Выписывают обозначение ремня по образцу:

- *Ремень C(B)–2500 IV ГОСТ 1284.1-89* – ремень нормального сечения C(B) с расчетной длиной $L_p = 2500$ мм, IV класса (класс ремня определяется технологией изготовления и применяемыми материалами), эксплуатируемый в районах с умеренным климатом;

- *Ремень УА–2500 IV ТУ 38-40534* – ремень узкого сечения УА с расчетной длиной $L_p = 2500$ мм, IV класса, эксплуатируемый в районах с умеренным климатом.

5.1.5 Конструкция шкивов клиноременных передач

Шкивы ременных передач при окружных скоростях менее 30 м/с отливают из чугуна. В зависимости от диаметра они могут

Окончательное число ремней передачи

$$z = \frac{z_p}{c_z}; \quad z = \frac{2,959}{0,80} = 3,699.$$

где коэффициент неравномерности распределения нагрузки между ремнями $c_z = 0,80$. Округлив до большего целого, получим $z = 4$. Данное значение попадает в допустимый диапазон $2 \leq z \leq 5$ (табл. 25).

Поперечная (радиальная) сила давления на валы

$$F_r = 2F_0 \sin(\alpha_1/2),$$

где суммарная сила предварительного натяжения ремней $F_0 = 0,5 F_t / \varphi$; значение коэффициента тяги клинового ремня выбирают из диапазона $\varphi = 0,45 \dots 0,55$.

Принимаем $\varphi = 0,50$.

$$F_0 = 0,5 \cdot 510,1 / 0,50 = 510,1 \text{ Н};$$

$$F_r = 2 \cdot 510,1 \cdot \sin(150,3^\circ/2) = 986,1 \text{ Н}.$$

Результаты расчетов заносим в таблицу:

Сечение ремня	z	d_1 мм	d_2 мм	u_φ	L_p мм	a мм	α_1 град	v м/с	F_t Н	F_r Н
В(Б)	4	125	340	2,770	1600	419,5	150,3	9,453	510,1	986,1

Записываем обозначение ремня:

Ремень В(Б)–1600 IV ГОСТ 1284.1–89

быть монолитной конструкции, иметь выраженный диск с отверстиями или без, иметь спицы вместо диска (рис. 20).

Ступица шкива может располагаться симметрично или несимметрично по отношению к ободу. Несимметричное расположение применяют с целью более компактной посадки шкива, обеспечения необходимых зазоров до выступающих деталей, а также, учитывая консольную посадку шкивов на валах, – для увеличения жесткости конструкции путем приближения шкива к одной из опор вала.

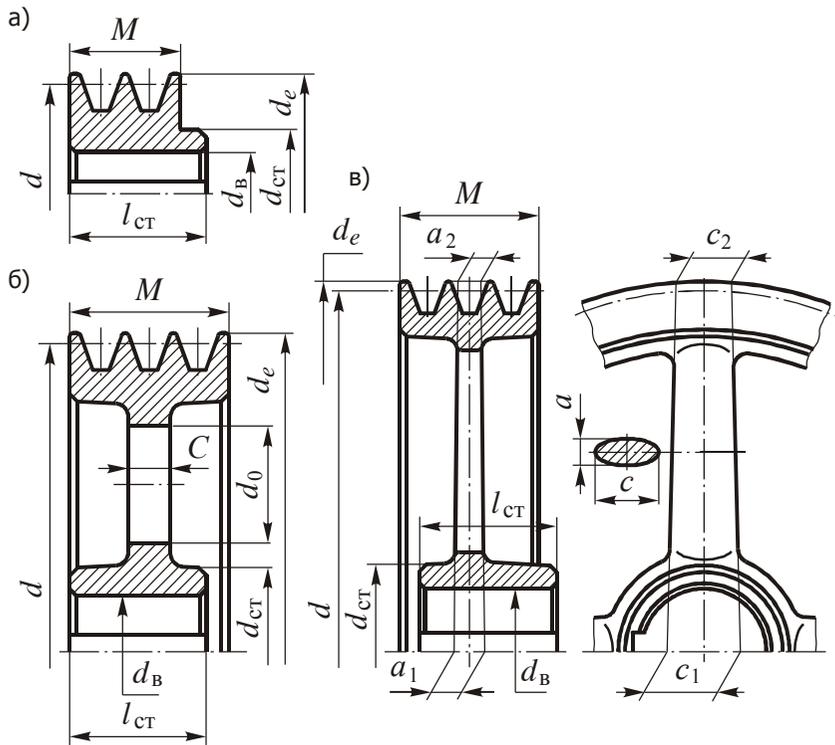


Рис. 20. Конструкция шкивов: а – монолитного;
б – с диском; в – со спицами

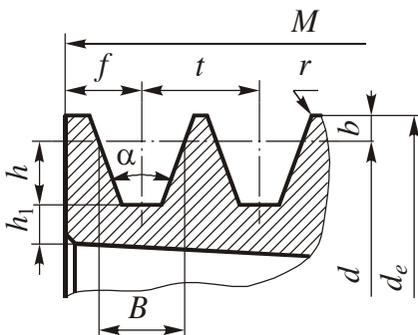
Главными параметрами шкива являются его расчетный диаметр d , число канавок z , равное числу ремней, и ширина обода M :

$$M = (z - 1)t + 2f,$$

где размеры t и f , а также другие размеры принимают по табл. 26 и последующим рекомендациям.

Таблица 26

Размеры профиля канавок для шкивов клиноременных передач



Сечение норм. ремня	Конструкция шкива при d , мм			Размеры, мм, для сечений							Сечение узкого ремня
	моноклитная	с диском	со спицами	норм.			общие		узких		
				b_{\min}	h_{\min}	B_p	t	f	b_{\min}	h_{\min}	
Z(O)	63...90	80...160	≥ 180	2,5	7,0	8,5	12	8	2,5	10	УО
A(A)	90...100	112...200	≥ 224	3,3	8,7	11	15	10	3,3	13	УА
B(B)	—	125...250	≥ 280	4,2	10,8	14	19	12,5	4,0	17	УБ
C(B)	—	200...355	≥ 400	5,7	14,3	19	25,5	17	5,3	19	УВ
D(Г)	—	315...400	≥ 450	8,1	19,9	27	37	24			

Сечение норм. ремня	d , мм, для угла канавки α , град				Другие размеры, мм			Сечение узкого ремня
	$\alpha=34^\circ$	$\alpha=36^\circ$	$\alpha=38^\circ$	$\alpha=40^\circ$	$\alpha \pm$	h_1	r	
Z(O)	50...71	80...100	112...160	> 180	$\alpha \pm 1^\circ$	6	0,5	УО
A(A)	75...112	125...160	180...400	> 450	$\alpha \pm 1^\circ$	6	1,0	УА
B(B)	125...160	180...224	250...500	> 560	$\alpha \pm 1^\circ$	8	1,0	УБ
C(B)	—	200...315	355...630	> 710	$\alpha \pm 30'$	10	1,5	УВ
D(Г)	—	315...450	500...900	> 1000	$\alpha \pm 30'$	12	2,0	

Дальнейшие расчеты выполняют для каждого из шкивов с точностью до целых значений в миллиметрах.

Внешний (габаритный) диаметр шкива

$$d_e = d + 2b.$$

Для шкивов с дисками толщина диска

$$C = (1,2 \dots 1,3)h_1.$$

Для шкивов со спицами число спиц

$$n_{\text{СП}} = (1/6 \dots 1/7)\sqrt{d_e} \quad (n_{\text{СП}} \geq 3).$$

Характерные размеры сечения спиц

$$c_1 = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,013 n_{\text{СП}} [\sigma_{\text{И}}]}}; \quad c_2 = 0,8c_1;$$

$$a_1 = (0,4 \dots 0,5)c_1; \quad a_2 = 0,8a_1.$$

где $[\sigma_{\text{И}}] = 30$ МПа (чугун); T – вращающий момент на валу шкива.

Для всех типов шкивов диаметр и длина ступицы:

$$d_{\text{СТ}} = 1,65d_{\text{В}}; \quad l_{\text{СТ}} = (1,2 \dots 1,5)d_{\text{В}},$$

где $d_{\text{В}}$ – диаметр посадочного участка вала под шкивом. Параметры $d_{\text{СТ}}$ и $l_{\text{СТ}}$ на данном этапе не определяют, поскольку диаметр $d_{\text{В}}$ станет известен после соответствующего расчета (см. раздел 7).

Также после расчета $d_{\text{В}}$ можно будет определить диаметр отверстий в диске (при их наличии):

$$d_0 = (0,3 \dots 0,4)(d - d_{\text{СТ}} - 2h - 2h_1).$$

Число отверстий n_0 принимают конструктивно от 4 до 6.

Рассчитанные параметры шкивов заносят в табличную форму:

Шкив	z	d , мм	b , мм	h , мм	B_p , мм	t , мм	f , мм	α , град	h_1 , мм	r , мм	M , мм	d_e , мм
1												
2												

Шкив	C , мм	d_0 , мм	n_0	$n_{сп}$	c_1 , мм	c_2 , мм	a_1 , мм	a_2 , мм	$d_{в}$, мм	$d_{ст}$, мм	$l_{ст}$, мм
1											
2											

5.2 Расчет плоскоремennых передач

Плоскоремennые передачи по сравнению с клиноремennыми имеют более низкую нагрузочную способность, что существенно ограничивает область их применения. Преимущественно их используют как высокоскоростные передачи, работающие при окружных скоростях выше 30 м/с. При более низких скоростях предпочтение отдают передачам клиноремennого типа.

Широкое распространение в среднескоростных плоскоремennых передачах получили резино-тканевые ремни, которые рекомендуют выбирать при выполнении учебных проектов.

5.2.1 Определяют основные размеры передачи (см. рис. 19). Расчетный диаметр ведущего шкива находят по формуле

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{N_1 / n_1} .$$

d_1 округляют до ближайшего большего значения из ряда:

50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 110, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 475, 500 мм.

Расчетный диаметр ведомого шкива

$$d_2 = d_1(1 - \xi)u,$$

где ξ – коэффициент упругого скольжения принимают в пределах интервала 0,015...0,020. Значение d_2 округляют в ближайшую сторону по тому же ряду, что и d_1 .

Находят фактическое передаточное число

$$u_{\text{ф}} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}.$$

Значение $u_{\text{ф}}$ не должно отличаться от u более, чем на 4%.

Значительное изменение передаточного числа ременной передачи потребует корректировки передаточного числа одной из еще не рассчитанных передач, так, чтобы общее передаточное число U привода по возможности не изменилось.

Определяют межосевое расстояние передачи:

$$a = (2...3)(d_1 + d_2).$$

Вычисляют расчетную длину ремня по формуле

$$L = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1)^2 / a.$$

Определяют угол обхвата ремнем меньшего шкива, град:

$$\alpha_1 = 180 - 2 \frac{d_2 - d_1}{2a}.$$

5.2.2 Проводят комплексный (кинематический, силовой и прочностной) расчет передачи.

Определяют скорость ремня, м/с:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

5.2 Расчет плоскоременной передачи

5.2.1 Основные размеры передачи

Расчетный диаметр ведущего шкива

$$d_1 = 1200 \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}}; \quad d_1 = 1200 \sqrt[3]{\frac{4,821}{1445}} = 179,3 \text{ мм.}$$

Округляем до стандартного значения $d_1 = 180$ мм.

Расчетный диаметр ведомого шкива

$$d_2 = d_1 (1 - \xi) u,$$

где $\xi = 0,018$ – коэффициент упругого скольжения.

$$d_2 = 180(1 - 0,018) 2,764 = 488,6 \text{ мм.}$$

Округляем до стандартного значения $d_2 = 500$ мм.

Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}; \quad u_{\phi} = \frac{500}{180(1 - 0,018)} = 2,829.$$

Отклонение от прежнего значения составляет

$$\delta(u) = \frac{2,829 - 2,764}{2,764} \cdot 100 = 2,352\%,$$

что меньше предельно допустимого значения 4%.

Межосевое расстояние передачи

$$a = 2,5(d_1 + d_2); \quad a = 2,5(180 + 500) = 1700 \text{ мм.}$$

Расчетная длина ремня

$$L_p = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1)^2 / a;$$

$$L_p = 2 \cdot 1700 + 0,5 \cdot 3,14 (180 + 500) + \\ + 0,25(500 - 180)^2 / 1700 = 4483 \text{ мм.}$$

По рис. 21 принимают тип сечения ремня (А, Б, В) с учетом ограничений, наложенных на величину скорости.

Основу слоев (прокладок), количество слоев $z_{\text{п}}$ и толщину $h_{\text{р}}$ ремня принимают по табл. 27.

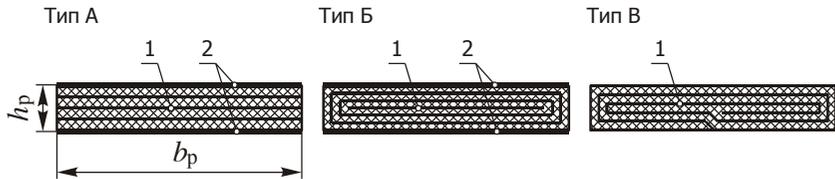


Рис. 21. Типы сечений плоских ремней: тип А – нарезной с обкладками, применяют при скоростях $v \leq 30$ м/с; тип Б – послойно завернутый с обкладками (без обкладок), применяют при $v \leq 20$ м/с; тип В – спирально завернутый без обкладок, применяют при $v \leq 15$ м/с; 1 – слои (прокладки); 2 – обкладки.

Таблица 27

Число слоев	Бельтинг Б-800 и Б-820				БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2			
	с обкладками		без обкладок		с обкладками		без обкладок	
$z_{\text{п}}$, шт.	$h_{\text{р}}$, мм	$d_{1\text{min}}$, мм	$h_{\text{р}}$, мм	$d_{1\text{min}}$, мм	$h_{\text{р}}$, мм	$d_{1\text{min}}$, мм	$h_{\text{р}}$, мм	$d_{1\text{min}}$, мм
2	3,0	90	2,5	80	—	—	—	—
3	4,5	140	3,75	112	3,6	112	3,0	90
4	6,0	180	5,0	140	4,8	140	4,0	112
5	7,5	224	6,25	180	6,0	180	5,0	140
6	9,0	280	7,5	224	7,2	200	6,0	180

Находят число пробогов ремня λ и проводят проверку ремня на долговечность по условию

$$\lambda = \frac{v}{L} 10^3 \leq [\lambda],$$

Угол обхвата ремнем меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180 - 2 \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a};$$

$$\alpha_1 = 180 - 2 \arcsin \frac{500 - 180}{2 \cdot 1700} = 169,2^\circ.$$

5.2.2 Комплексный расчет передачи

Скорость ремня

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad v = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 1445}{60 \cdot 10^3} = 13,61 \text{ м/с.}$$

При такой скорости подойдет ремень типа В - спирально завернутый без обкладок (рис. 21). Параметры ремня принимаем из табл. 27: бельтинг В-820; число слоев $z_n = 4$; высота сечения $h_p = 5$ мм; минимальный диаметр шкива $d_{1\min} = 140$ мм.

Число пробегов ремня

$$\lambda = \frac{v}{L_p} 10^3; \quad \lambda = \frac{13,61}{4483} 10^3 = 3,036 \text{ с}^{-1}.$$

где допускаемое число пробегов соединяемых ремней [$\lambda = 5 \text{ с}^{-1}$ (для ремней мерной длины, не требующих соединения концов, этот показатель выше: [$\lambda = 30 \text{ с}^{-1}$).

В случае недостаточной долговечности увеличивают межосевое расстояние и длину ремня.

По табл. 28 выбирают номинальное удельное окружное усилие q_0 , Н/мм.

Таблица 28

**Номинальное удельное окружное усилие q_0 ,
передаваемое резинотканевыми ремнями**

Число слоев z_{II} , шт.	d_1 , мм	Для единичной силы предварительного натяжения слоя ремня f_0 , Н/мм *			
		2,00	2,25	2,50	3,00
2	80	5,0	5,4	5,8	6,6
	100	5,2	5,6	6,0	6,8
	≥ 125	5,3	5,7	6,1	6,9
3	125	7,1	7,3	8,8	10,0
	160	7,3	8,5	9,1	10,3
	≥ 200	7,5	8,7	9,3	10,5
4	180	10,2	11,1	12,0	13,4
	224	10,5	11,4	12,3	13,8
	≥ 280	10,7	11,6	12,5	14,1
5	250	12,7	14,0	15,1	17,0
	315	13,0	14,4	15,5	17,4
	≥ 400	13,2	14,6	15,8	17,7

* В качестве параметра f_0 следует брать:

$f_0 = 2,00$ Н/мм – для передач с предварительным натяжением ремня за счет его упругости при относительно малом межосевом расстоянии и угле наклона линии центров шкивов $\gamma > 60^\circ$;

$f_0 = 2,25$ Н/мм – то же при большем межосевом расстоянии и угле наклона линии центров шкивов $\gamma \leq 60^\circ$;

$f_0 = 2,50$ Н/мм – при автоматическом регулировании постоянного предварительного натяжения ремня;

Допускаемое число пробегов соединяемых ремней $[L] = 5 \text{ с}^{-1}$. Таким образом, долговечность ремня обеспечена.

По табл. 28 выбираем номинальное удельное окружное усилие q_0 . Параметры выбора: $z_n = 4$; $d_1 = 180 \text{ мм}$; $f_0 = 2,25 \text{ Н/мм}$ – для передач с предварительным натяжением ремня за счет его упругости при достаточно большом межосевом расстоянии и угле наклона линии центров шкивов $\gamma \leq 60^\circ$.

В итоге принимаем $q_0 = 11,1 \text{ Н/мм}$.

$f_0 = 3,00$ Н/мм – то же при переменном предварительном натяжении ремня.

Находят допускаемое удельное окружное усилие

$$[q = q_0 c_0 c_v c_\alpha / c_p,$$

- где c_0 – коэффициент, учитывающий вид передачи и угол наклона межосевой линии к горизонту, принимают по табл. 29;
- c_v – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил на тяговую способность передачи, принимают по табл. 30 в зависимости от скорости ремня;
- c_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата, принимают по табл. 22 (см. выше);
- c_p – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (см. табл. 19 и примечания к ней).

Таблица 29

Значение коэффициента c_0

Открытая передача с натяжением ремня за счет его упругости при угле наклона межосевой линии к горизонту, град			Передача с автоматическим натяжением ремня
0...60	60...80	80...90	
1,0	0,9	0,8	1,0

Таблица 30

Значение коэффициента c_v для плоских резино-тканевых ремней

v , м/с	1,0	5,0	10	15	20	25	30
c_v	1,04	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68

Находим допускаемое удельное окружное усилие:

$$[q] = q_0 c_0 c_v c_\alpha / c_p,$$

где

$c_0 = 1,0$ – коэффициент, учитывающий вид передачи и угол наклона межосевой линии к горизонту (табл. 29);

$c_v = 0,95$ – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил на тяговую способность передачи (табл. 30);

$c_\alpha = 0,97$ – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата (см. табл. 22);

$c_p = 1,2$ – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (см. табл. 19 и примечания к ней). По заданию коэффициент $k_{сут} = 0,3$, следовательно работа производится в одну смену; для скребковых конвейеров принимают тяжелый режим работы. В результате выбираем $c_p = 1,2$.

$$[q] = 11,1 \cdot 1,0 \cdot 0,95 \cdot 0,97 / 1,2 = 8,525 \text{ Н/мм.}$$

Находим окружную полезную силу:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3; \quad F_t = \frac{2 \cdot 31,88}{180} 10^3 = 354,2 \text{ Н.}$$

Расчетная ширина ремня

$$b_p = \frac{F_t}{[q]}; \quad b_p = \frac{354,2}{8,525} = 41,55 \text{ мм.}$$

Определяют окружную (полезную) силу, Н, по формуле

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3.$$

Находят расчетную ширину ремня:

$$b = \frac{F_t}{[q]}.$$

Значение b_p округляют до ближайшего большего из табл. 31, проверяя при этом соответствие ширины и числа слоев $z_{п}$ ремня.

Таблица 31

Ширина b_p и число слоев $z_{п}$ резино-тканевых ремней

b_p , мм	25, 30, 40, 50, 63, 71	80, 90, 100, 112	125, 140, 160, 180, 200, ...
$z_{п}$, шт.	2...5	3...6	4...6

Выписывают обозначение ремня по образцу:

Ремень М-200-3-БКНЛ-65-3,0-1,0-М ГОСТ 23831-79 (ремень морозостойкий шириной 200 мм с тремя несущими слоями из ткани БКНЛ-65 с наружными резиновыми обкладками толщиной 3,0 и 1,0 мм из резины класса М).

Определяют поперечную (радиальную) силу давления на валы передачи, необходимую для последующего расчета валов:

$$F_r \approx 2F_0 \quad (\alpha_1 / 2),$$

где $F_0 = 0,5F_t / \varphi$ – сила предварительного натяжения ремня;
 $\varphi = 0,50...0,60$ – коэффициент тяги для резинотканевых ремней.

Для передач с периодическим контролем натяжения ремня расчетную силу давления на вал несколько увеличивают:

Найденное значение округляем до ближайшего большего из табл. 31: $b_p = 50$ мм.

Записываем обозначение ремня:

Ремень 50-4-Б-820 ГОСТ 23831-79

(ремень общего назначения шириной 50 мм с четырьмя прокладками из ткани Б-820 без наружных резиновых обкладок).

Поперечная (радиальная) сила давления на валы

$$F_r = 2F_0 \sin(\alpha_1/2),$$

где $F_0 = 0,5 F_t / \varphi$ – сила предварительного натяжения ремня; значение коэффициента тяги плоского резино-тканевого ремня выбирают из диапазона $\varphi = 0,50 \dots 0,60$.

Принимаем $\varphi = 0,55$.

$$F_0 = 0,5 \cdot 354,2 / 0,55 = 322,0 \text{ Н};$$

$$F_r = 2 \cdot 322,0 \cdot \sin(169,2^\circ/2) = 641,1 \text{ Н}.$$

При периодическом контроле натяжения ремня силу давления на вал несколько увеличивают:

$$F_{r \max} = 1,3 F_r; \quad F_{r \max} = 1,3 \cdot 641,1 = 833,4 \text{ Н}.$$

Результаты расчетов заносим в таблицу:

d_1 мм	d_2 мм	u_φ	a мм	L_p мм	α_1 град	h_p мм	b_p мм	v м/с	F_t Н	F_r Н
180	500	2,829	1700	4483	169,2	5	40	13,61	354,2	833,4

$$F_r = 1,3F_r.$$

5.2.3 По результатам расчетов заполняют табличную форму:

d_1 , мм	d_2 , мм	u_ϕ	a , мм	L_p , мм	α_1 , град	h_p , мм	b_p , мм	v , м/с	F_t , Н	F_r , Н

5.2.4 Конструкция шкивов плоскоремennых передач

Шкивы плоскоремennых передач при окружных скоростях менее 30 м/с отливают из чугунов СЧ15 или СЧ20, при более высоких скоростях шкивы выполняют из стали или легких алюминиевых сплавов с пределом прочности $\sigma_B \geq 160$ МПа.

Форма рабочей поверхности обода шкива также зависит от величины окружной скорости (рис. 22). При умеренных скоростях один из шкивов имеет цилиндрическую поверхность, а другой, большего диаметра, – выпуклую. При $v \geq 25$ м/с оба шкива выполняют выпуклыми. Выпуклая поверхность (как это не покажется странным) способствует устойчивому удержанию ремня в центральной области шкива и препятствует его сползанию.

Диаметр D шкива плоскоремennой передачи принимают равным его расчетному диаметру d . Ширина обода B зависит от ширины ремня b_p . Стандартные значения приведены в табл. 32. Толщина обода для литых шкивов

$$e = 0,02(D + 2B).$$

Для выпуклой рабочей поверхности стрелу выпуклости h принимают в зависимости от диаметра шкива:

D	40...112	125...140	160...180	200...224	250...280	315...355
h	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0

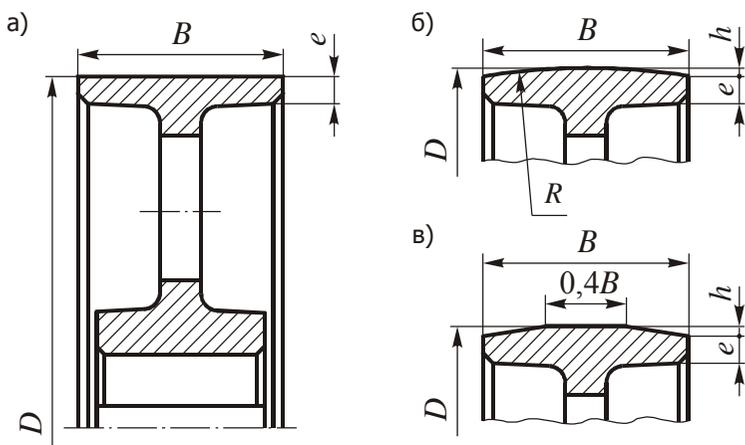


Рис. 22. Форма рабочих поверхностей шкивов: а – цилиндрическая, б – выпуклая сферическая, в – выпуклая с двойной конусностью

Таблица 32

Ширины обода шкивов B , мм

Ширина		Ширина		Ширина	
ремня b_p	обода $B \pm \Delta B$	ремня b_p	обода $B \pm \Delta B$	ремня b_p	обода $B \pm \Delta B$
20	$25 \pm 1,0$	71	$80 \pm 1,5$	140	$160 \pm 2,0$
25	$32 \pm 1,0$	80	$90 \pm 1,5$	160	$180 \pm 2,0$
32	$40 \pm 1,0$	90	$100 \pm 1,5$	180	$200 \pm 2,0$
40	$50 \pm 1,0$	100	$112 \pm 1,5$	200	$224 \pm 2,0$
50	$63 \pm 1,0$	112	$125 \pm 1,5$	224	$250 \pm 2,0$
63	$71 \pm 1,0$	125	$140 \pm 1,5$	250	$280 \pm 2,0$

На рис. 23 приведены различные конструкции шкивов. При диаметрах $D < 90$ мм шкив выполняют монолитным (сплошным), при диаметрах $D = 80 \dots 200$ мм – с диском, а при $D > 180$ мм – со спицами.

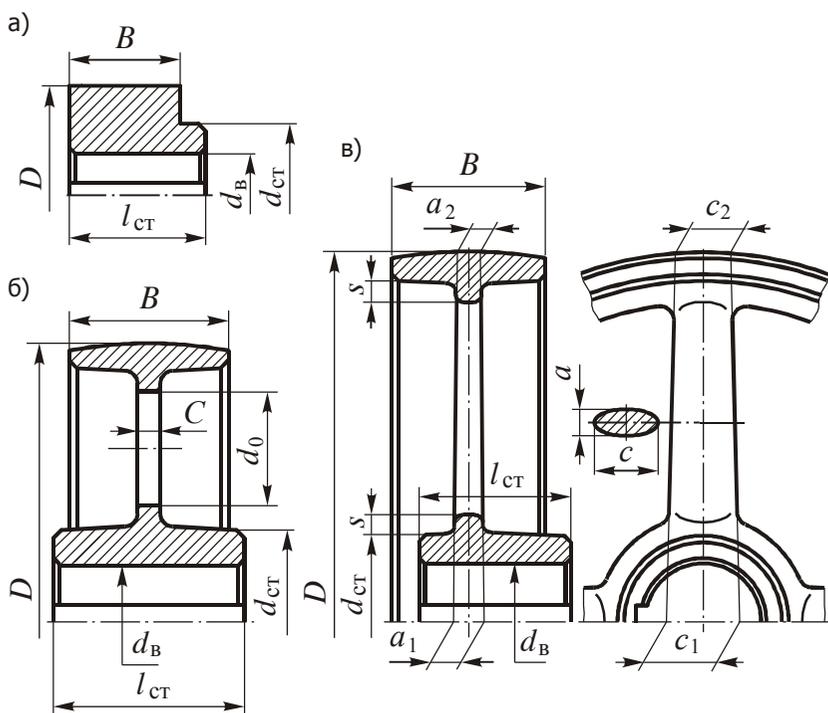


Рис. 23. Конструкция шкивов: а – монолитного;
б – с диском; в – со спицами

Ступица шкива может иметь отличную от ширины обода длину, зависящую от посадочного диаметра вала $d_{в}$ и прочности шпоночного соединения, она может располагаться симметрично или несимметрично по отношению к ободу. Несимметричные ступицы применяют для более компактной посадки шкива, для обеспечения необходимых зазоров до выступающих деталей, и для увеличения жесткости конструкции за счет приближения шкива к одной из опор вала при консольном расположении шкива на валу.

Толщина дисков у шкивов с дисками $C = (1,2...1,3)e$.

Высоту ребра шкива со спицами принимают равной толщине обода: $s = e$. Число спиц

$$n_{\text{СП}} = (1/6 \dots 1/7) \sqrt{D} \quad (n_{\text{СП}} \geq 3).$$

Характерные размеры сечения спиц

$$c_1 = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,013 n_{\text{СП}} [\sigma_{\text{И}}]}}; \quad c_2 = 0,8c_1;$$

$$a_1 = (0,4 \dots 0,5)c_1; \quad a_2 = 0,8a_1.$$

где $[\sigma_{\text{И}}] = 30$ МПа (для чугуна); T – вращающий момент на валу шкива.

Диаметр и длина ступицы шкива:

$$d_{\text{СТ}} = 1,65d_{\text{В}}; \quad l_{\text{СТ}} = (1,2 \dots 1,5)d_{\text{В}}.$$

Поскольку диаметр $d_{\text{В}}$ посадочного участка вала под шкивом будет найден позже, в процессе проектного расчета вала (см. раздел 7), параметры $d_{\text{СТ}}$ и $l_{\text{СТ}}$ на данном этапе не определяют. Также после расчета $d_{\text{В}}$ можно будет найти диаметр отверстий в диске (при их наличии):

$$d_0 = (0,3 \dots 0,4)(D - d_{\text{СТ}} - 2e).$$

Число отверстий n_0 принимают конструктивно от 4 до 6.

Рассчитанные параметры шкивов заносят в табличную форму:

ШКИВ	D , мм	B , мм	e , мм	h , мм	s , мм	C , мм	$n_{\text{СП}}$	c_1 , мм	c_2 , мм	a_1 , мм	a_2 , мм	$d_{\text{В}}$, мм	$d_{\text{СТ}}$, мм	$l_{\text{СТ}}$, мм	d_0 , мм	n_0
1																
2																

6 Расчет цепных передач

Цепные передачи (рис. 24) используют для передачи вращения между удаленными до 10 м валами, при передаваемой мощности до 100...120 кВт, скорости цепи до 15 м/с и передаточным числом не выше 8.

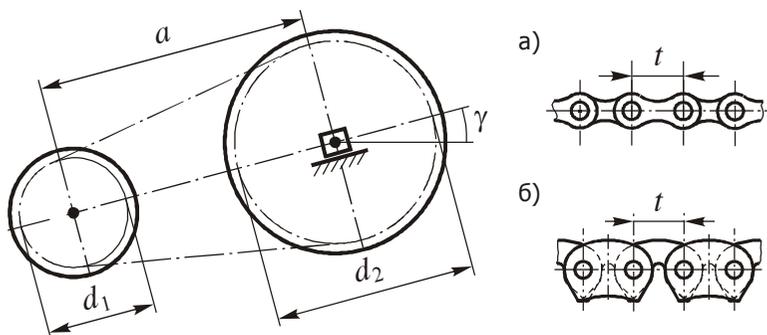


Рис. 24. Схема цепной передачи и типы цепей:
а – роликовая; б – зубчатая

Входными параметрами, необходимыми для расчета цепной передачи, являются:

n_1 – частота вращения ведущего вала, об/мин;

N_1 – мощность передаваемая ведущим валом, кВт;

T_1 – вращающий момент на ведущем валу, Н·м;

n_2 – частота вращения ведомого вала, об/мин;

N_2 – мощность передаваемая ведомым валом, кВт;

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

u – передаточное число цепной передачи.

Перечисленные параметры выбирают из таблиц результатов кинематического расчета привода (см. пп. 1.2 и 1.3), предвари-

6 Расчет цепной передачи

В рассматриваемом примере условимся считать, что звездочки передачи расположены на 4-м и 5-м валах привода, а проведенный в разделе 1 комплексный расчет привода дал следующие результаты:

Вал	Колесо	n , об/мин	N , кВт	T , Н·м		
0	-	1445	4,821	31,88		
1	1(ш)	1445	4,725	31,24		
2	2(к), 3(ш)	280,2	4,631	157,9		
3	4(к)	60,21	4,538	720,1		
4	5(ведущ.)	60,21	4,447	705,6	u_T	$u_{цп}$
5	6(ведом.)	30,03	4,180	1330	1,654	2,005

Исходные данные:

$$n_1 = 60,21 \text{ об/мин}; N_1 = 4,447 \text{ кВт}; T_1 = 705,6 \text{ Н·м};$$

$$n_2 = 30,03 \text{ об/мин}; N_2 = 4,180 \text{ кВт}; T_2 = 1330 \text{ Н·м};$$

$$u = 2,005.$$

тельно установив, какой из валов является ведущим для данной схемы, а какой – ведомым.

Также заранее необходимо определиться с типом цепи. Наиболее часто в машиностроении применяют приводные цепи роликового (ПР) или зубчатого (ПЗ) типов.

6.1 Расчет передач с приводными роликовыми цепями

Данный расчет рекомендуется проводить в следующей последовательности:

6.1.1 Из табл. 33 выбирают число зубьев z_1 ведущей звездочки, отдавая предпочтение нечетным значениям.

Таблица 33

u	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	> 6
z_1	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15

Устанавливают граничную вытяжку цепи $[\delta_t] = 3\%$. При достижении этого значения цепь подлежит замене.

Находят число зубьев z_2 ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 u .$$

Значение z_2 округляют, желательно к четному значению.

Находят фактическое передаточное число

$$u_{\text{ф}} = z_2 / z_1 .$$

При этом $u_{\text{ф}}$ не должно отличаться от u более, чем на 4%.

6.1.2 Задаются числом m рядов цепи. Обычно, если нет особых показаний, принимают $m = 1$. Затем определяют коэффициент эксплуатации:

6.1 Расчет передачи с приводной роликовой цепью

6.6.1 Выбираем число зубьев ведущей звездочки (табл. 33): $z_1 = 27$.

Принимаем граничную вытяжку цепи $[\delta_z] = 3\%$.

Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 u; \quad z_2 = 27 \cdot 2,005 = 54,14 \approx 54.$$

Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}; \quad u_{\phi} = \frac{54}{27} = 2.$$

Отклонение от прежнего значения составляет

$$\delta(u) = \frac{2,005 - 2}{2} \cdot 100 = 0,25\%,$$

что меньше допустимых 4%.

6.1.2 Задаемся числом рядов цепи:

$$m = 1.$$

$$K_{\text{э}} = K_{\text{д}} K_{\text{а}} K_{\text{н}} K_{\text{см}} K_{\text{рег}} K_{\text{реж}},$$

- где $K_{\text{д}}$ – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения: при спокойной нагрузке $K_{\text{д}} = 1,0 \dots 1,2$; при легких толчках – $K_{\text{д}} = 1,2 \dots 1,5$; при работе в условиях сильных ударов – $K_{\text{д}} = 1,8$;
- $K_{\text{а}}$ – коэффициент межосевого расстояния, зависит от числа и величины t шагов цепи. При рекомендуемом расстоянии $a = (30 \dots 50)t$ принимают $K_{\text{а}} = 1$; при $a < 25t$ $K_{\text{а}} = 1,25$; при $a = (60 \dots 80)t$ $K_{\text{а}} = 0,9$.
- $K_{\text{н}}$ – коэффициент наклона линии центров к горизонту. При угле наклона $\gamma < 60^\circ$ $K_{\text{н}} = 1$; при бóльших значениях $K_{\text{н}} = 1,25$;
- $K_{\text{см}}$ – коэффициент, учитывающий способ смазывания. При непрерывном смазывании в масляной ванне $K_{\text{см}} = 0,8$; при регулярном капельном смазывании $K_{\text{см}} = 1$; при периодическом смазывании $K_{\text{см}} = 1,5$;
- $K_{\text{рег}}$ – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи. При регулировании за счет перемещения звездочки $K_{\text{рег}} = 1$; при регулировке натяжными звездочками или роликами $K_{\text{рег}} = 1,1$; для нерегулируемых передач $K_{\text{рег}} = 1,25$;
- $K_{\text{реж}}$ – коэффициент, учитывающий режим работы. При односменной работе $K_{\text{реж}} = 1$; при двухсменной – $K_{\text{реж}} = 1,25$; при трехсменной – $K_{\text{реж}} = 1,45$ (число смен можно примерно определить по коэффициенту $k_{\text{сут}}$ на бланке задания на курсовую работу).

Из условия износостойкости определяют предварительную величину шага t' цепи, мм:

Определяем коэффициент эксплуатации

$$K_э = K_д K_a K_H K_{см} K_{рег} K_{реж}$$

где принимаем:

$K_д = 1,3$ – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения (при легких толчках);

$K_a = 1,0$ – коэффициент межосевого расстояния (при рекомендуемом межосевом расстоянии $a = (30...50) t$);

$K_H = 1,0$ – коэффициент наклона линии центров к горизонту (при угле наклона $\gamma < 60^\circ$);

$K_{см} = 1,5$ – коэффициент, учитывающий способ смазывания (при периодическом смазывании);

$K_{рег} = 1,25$ – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи (нерегулируемая передача);

$K_{реж} = 1,0$ – коэффициент, учитывающий режим работы (при односменной работе).

$$K_э = 1,3 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,25 \cdot 1,0 = 2,438.$$

$$t' = 283 \sqrt{\frac{T_1 K_3}{z_1 [p'_c] K_m}},$$

где K_m – коэффициент рядности. $K_m = 1$ при $m = 1$; $K_m = 1,7$ при $m = 2$; $K_m = 2,5$ при $m = 3$; $K_m = 3$ при $m = 4$;
 $[p'_c]$ – предварительное значение допускаемого среднего удельного давления в шарнирах цепи, принимаемое по табл. 34.

Таблица 34

Среднее удельное давление в шарнирах роликовых цепей

n_1 , об/мин	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800	3200
$[p'_c]$, МПа	36	31	26	23	21	19	18	17	16	15	14	10

Из табл. 35 выбирают конкретный тип роликовой цепи, округляя ее шаг t до ближайшего большего значения. После этого выписывают обозначение цепи по образцу:

Цепь ЗПП-25,4-171 ГОСТ 13568-97 (для цепи приводной роликовой трехрядной с шагом 25,4 мм и разрушающей нагрузкой 171 кН).

Параметры в табл. 35 имеют следующий смысл: $A_{оп}$ – проекция площади опорной поверхности шарнира; Q – разрушающая нагрузка; ρ – масса одного погонного метра цепи. Остальные параметры – размеры, представленные на рис. 25.

6.1.3 По величине шага t определяют основные геометрические параметры передачи.

Предварительное значение межосевого расстояния a' принимают в границах рекомендуемого интервала

$$a' = (30...50)t.$$

Находим предварительную величину шага цепи

$$t' = 28 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_3}{z_1 [\rho'_c] K_m}}$$

где

$K_m = 1,0$ – коэффициент рядности;

$[\rho'_c] = 36$ МПа – предварительное значение допускаемого среднего удельного давления в шарнирах цепи (табл. 34).

$$t' = 28 \sqrt[3]{\frac{705,6 \cdot 2,438}{27 \cdot 36 \cdot 1,0}} = 33,87 \text{ мм.}$$

По табл. 35 выбираем тип роликовой цепи, уточняем ее шаг и выписываем необходимые параметры:

обозначение: Цепь ПР-38,1-127 ГОСТ 13568-97;

$t = 38,1$ мм; $b_1 = 25,40$ мм; $d = 11,10$ мм;

$D = 22,23$ мм; $h_{\max} = 36,2$ мм; $B_{\max} = 58$ мм;

$A_{оп} = 394$ мм²; $Q = 127,0$ кН; $\rho = 5,50$ кг/м.

Таблица 35

Приводные роликовые цепи (ГОСТ 13568–97)

Типоразмер цепи	t , мм	b_1 , мм	d , мм	D , мм	A , мм	h_{\max} , мм	B_{\max} , мм	$A_{\text{опт}}$, мм ²	Q , кН	ρ , кг/м
Цепи приводные роликовые однорядные типа ПР										
ПР-8-4,6	8,0	3,00	2,31	5,00	—	7,5	12	11	4,6	0,20
ПР-9,525-9,1	9,525	5,72	3,28	6,35	—	8,5	17	28	9,1	0,45
ПР-12,7-10-1	12,7	2,40	3,66	7,75	—	10,0	10,5	13	10,0	0,30
ПР-12,7-9	12,7	3,30	3,66	7,75	—	10,0	12	22	9,0	0,35
ПР-12,7-18,2-1	12,7	5,40	4,45	8,51	—	11,8	19	39	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2	12,7	7,75	4,45	8,51	—	11,8	21	50	18,2	0,75
ПР-15,875-23-1	15,875	6,48	5,08	10,16	—	14,8	20	51	23,0	0,80
ПР-15,875-23	15,875	9,65	5,08	10,16	—	14,8	24	67	23,0	1,00
ПР-19,05-31,8	19,05	12,70	5,94	11,91	—	18,2	33	105	31,8	1,90
ПР-25,4-60	25,4	15,88	7,92	15,88	—	24,2	39	179	60,0	2,60
ПР-31,75-89	31,75	19,05	9,53	19,05	—	30,2	46	262	89,0	3,80
ПР-38,1-127	38,1	25,40	11,10	22,23	—	36,2	58	394	127,0	5,50
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	12,70	25,40	—	42,4	62	472	172,4	7,50
ПР-50,8-227	50,8	31,75	14,27	28,58	—	48,3	72	637	227,0	9,7
ПР-63,5-354	63,5	38,10	19,83	39,68	—	60,4	89	1089	354,0	16,0
Цепи приводные роликовые двухрядные типа 2ПР										
2ПР-12,7-31,8	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	35	100	31,8	1,4
2ПР-15,875-45,4	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	41	134	45,4	1,9
2ПР-19,05-64	19,05	12,70	5,96	11,91	22,78	18,08	53,4	210	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	68	358	114,0	5,0
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	82	524	177,0	7,3
2ПР-38,1-254	38,1	25,40	11,10	22,23	45,44	36,2	104	788	254,0	11,0
2ПР-44,45-344	44,45	25,40	12,70	25,40	48,87	42,24	110	944	344,0	14,4
2ПР-50,8-453,6	50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,3	130	1274	453,6	19,1
Цепи приводные роликовые трехрядные типа 3ПР										
3ПР-12,7-45,4	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	50	150	45,4	2,0
3ПР-15,875-68,1	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	57	201	68,1	2,8
3ПР-19,05-96	19,05	12,70	5,96	11,91	22,78	18,08	76,2	315	96,0	4,3
3ПР-25,4-171	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	98	537	171,0	7,5
3ПР-31,75-265,5	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	120	786	265,5	11,0
3ПР-38,1-381	38,1	25,40	11,10	22,23	45,44	36,2	150	1182	381,0	16,5
3ПР-44,45-517,2	44,45	25,40	12,70	25,40	48,87	42,24	160	1416	517,2	21,7
3ПР-50,8-680,4	50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,3	190	1911	680,4	28,3
Цепи приводные роликовые четырехрядные типа 4ПР										
4ПР-19,05-128	19,05	12,70	5,94	11,91	22,78	18,08	101,9	420	128,0	5,75
4ПР-25,4-228	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	129,9	716	228,0	10,9
4ПР-31,75-355	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	157,5	1048	355,0	14,7
4ПР-38,1-508	38,1	25,40	11,10	22,23	45,44	36,2	197,1	1576	508,0	22,0
4ПР-50,8-900	50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,3	252,3	2548	900,0	38,0

*6.1.3 Основные геометрические параметры
передачи*

*Принимаем предварительное значение межосевого
расстояния:*

$$a' = 40 t; \quad a' = 40 \cdot 38,1 = 1524 \text{ мм.}$$

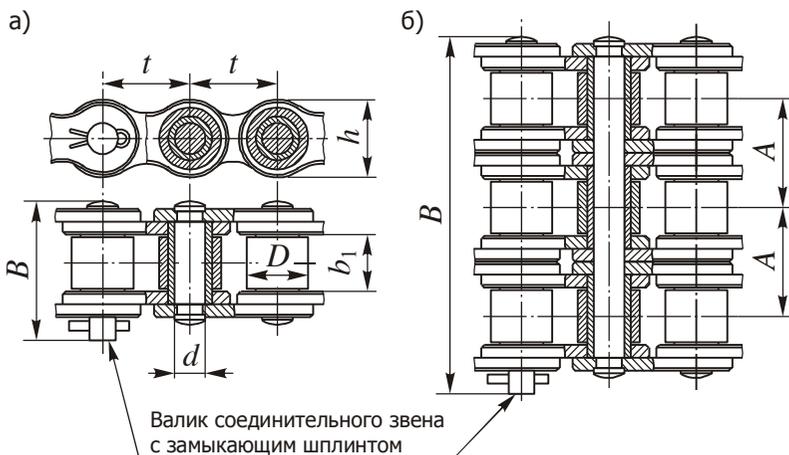


Рис. 25. Конструкция роликовых цепей: а – однорядной; б – трехрядной

Число z_L звеньев цепи

$$z_L = \frac{2a'}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a'}$$

Найденное значение z_L округляют до ближайшего четного целого (при нечетном выборе потребуется особое переходное звено).

Уточненное значение межосевого расстояния

$$a = \frac{t}{4} \left[z_L - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z_L - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

Монтажное межосевое расстояние, обеспечивающее необходимое провисание холостой ветви цепи,

$$a_M = (0,996 \dots 0,998)a$$

Число звеньев цепи

$$z_L = \frac{2a'}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a'};$$

$$z_L = \frac{2 \cdot 1524}{38,1} + \frac{54 + 27}{2} + \left(\frac{54 - 27}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \frac{38,1}{1524} = 121,0.$$

Округляем до четного значения $z_L = 120$.

Уточненное значение межосевого расстояния

$$a = \frac{t}{4} \left[z_L - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z_L - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right];$$

$$a = \frac{38,1}{4} \left[120 - \frac{27 + 54}{2} + \sqrt{\left(120 - \frac{27 + 54}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{54 - 27}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] =$$
$$= 1506 \text{ мм.}$$

Монтажное межосевое расстояние, обеспечивающее необходимое провисание холостой ветви цепи,

$$a_M = 0,997 a; \quad a_M = 0,997 \cdot 1506 = 1501 \text{ мм.}$$

Длина цепи

$$L = z_L t .$$

Диаметры делительных окружностей звездочек:

$$d_1 = \frac{t}{\sin(180^\circ / z_1)} ; \quad d_2 = \frac{t}{\sin(180^\circ / z_2)} .$$

Диаметры окружностей выступов:

$$d_{a1} = t[K + \operatorname{ctg}(180^\circ / z_1)] ; \quad d_{a2} = t[K + \operatorname{ctg}(180^\circ / z_2)] ,$$

где коэффициент высоты зуба K зависит от параметра $\lambda = t / D$:

λ	1,4...1,5	1,5...1,6	1,6...1,7	1,7...1,8	1,8...2,0
K	0,480	0,532	0,555	0,575	0,565

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 1,005D - 0,1 ; \quad d_{f2} = d_2 - 1,005D - 0,1 .$$

6.1.4 Производят проверочный расчет передачи на износостойкость шарниров.

Находят среднюю скорость цепи, м/с:

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3} .$$

Определяют окружную (полезную) силу, Н:

$$F_t = \frac{T_1 \pi n_1}{30 v} .$$

Находят расчетное давление в шарнирах цепи по формуле

$$p = \frac{F_t K_3}{A_{\text{оп}}(K_m / m)} .$$

Длина цепи

$$L = z_L t; \quad L = 120 \cdot 38,1 = 4572 \text{ мм.}$$

Диаметры делительных окружностей звездочек

$$d_1 = \frac{t}{\sin(180^\circ/z_1)}; \quad d_2 = \frac{t}{\sin(180^\circ/z_2)}.$$

$$d_1 = \frac{38,1}{\sin(180^\circ/27)} = 328,2 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{38,1}{\sin(180^\circ/54)} = 655,3 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей выступов

$$d_{a1} = t[K + \operatorname{ctg}(180^\circ/z_1)]; \quad d_{a2} = t[K + \operatorname{ctg}(180^\circ/z_2)].$$

где параметр $\lambda = t/D = 38,1/22,23 = 1,714$, и соответственно коэффициент высоты зуба $K = 0,575$.

$$d_{a1} = 38,1 [0,575 + \operatorname{ctg}(180^\circ/27)] = 347,9 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 38,1 [0,575 + \operatorname{ctg}(180^\circ/54)] = 676,1 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 1,005D - 0,1; \quad d_{f2} = d_2 - 1,005D - 0,1.$$

$$d_{f1} = 328,2 - 1,005 \cdot 22,23 - 0,1 = 305,8 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 655,3 - 1,005 \cdot 22,23 - 0,1 = 632,9 \text{ мм.}$$

Проверяют условие износостойкости:

$$p \leq [p],$$

где допускаемое давление в шарнирах уточняют по табл. 36. В случае перегруза, таковой не должен превышать 5%.

Таблица 36

Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей

Шаг цепи t , мм	$[p]$, МПа, при частоте вращения n_1 , об/мин							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7...15,87	35,0	31,5	28,7	26,2	24,2	22,4	21,0	18,5
19,05...25,4	35,0	30,0	26,2	23,4	21,0	19,0	17,5	15,0
31,75...38,1	35,0	28,7	24,2	21,0	18,5	16,6	15,0	—
44,45...50,8	35,0	26,2	21,0	17,5	15,0	—	—	—

Следует отметить, что значения $[p]$ из табл. 36 являются базовыми. Они обеспечивают долговечность цепи при оптимальных условиях работы и смазывания порядка 10000 часов.

6.1.5 Находят максимальное натяжение $F_{1\max}$ ведущей ветви цепи и проверяют цепь на прочность по разрушающей нагрузке.

$$F_{1\max} = K_d F_t + F_g + F_v,$$

где F_g – дополнительное натяжение цепи от ее веса, Н:

$$F_g = 9,81 c_g \rho a / 1000.$$

Коэффициент c_g учитывает провисание цепи. Для горизонтальных передач принимают $c_g = 6$; при $\gamma < 40^\circ$ $c_g = 4$; при $\gamma > 40^\circ$ $c_g = 2$; для вертикальных передач $c_g = 1$;

F_v – дополнительное натяжение цепи от действия центробежных сил, Н:

6.1.4 Проверочный расчет передачи на износостойкость шарниров

Средняя скорость цепи

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad v = \frac{27 \cdot 38,1 \cdot 60,21}{60 \cdot 10^3} = 1,032 \text{ м/с.}$$

Окружная сила

$$F_t = \frac{T_1 \pi n_1}{30 v}; \quad F_t = \frac{705,6 \cdot 3,14 \cdot 60,21}{30 \cdot 1,032} = 4309 \text{ Н.}$$

Расчетное давление в шарнирах цепи

$$p = \frac{F_t K_3}{A_{оп} (K_m / \text{м})}; \quad p = \frac{4309 \cdot 2,438}{394 \cdot (1,0/1)} = 26,66 \text{ МПа.}$$

По табл. 36 находим величину допускаемого давления в шарнирах: $[p] = 35,0 \text{ МПа}$.

Поскольку расчетное давление меньше допускаемого, проверка выполняется.

6.1.5 Проверка цепи на прочность по разрушающей нагрузке

Максимальное натяжение ведущей ветви цепи

$$F_{1 \max} = K_d F_t + F_g + F_v,$$

где

- коэффициент динамичности $K_d = 1,3$ (см. п. 6.1.2);
- дополнительное натяжение цепи от ее веса

$$F_g = 9,81 c_g p a / 1000.$$

$$F_v = \rho v^2.$$

Находят расчетный запас прочности цепи:

$$S = \frac{Q}{F_{1\max}}.$$

Проверяют прочность цепи по условию

$$S \geq [S],$$

где допускаемый условный коэффициент запаса прочности в зависимости от шага цепи принимают по табл. 37. Меньшие значения в таблице соответствуют более тихоходным передачам.

Таблица 37

Минимальные значения коэффициентов запаса прочности

t , мм	8	9,925	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5
[S]	8...11	7...8	8...11	8...11	7...8	7...8	6...7	6...7	6...7	8...9	6...7

6.1.6 Определяют поперечную (радиальную) силу давления на валы передачи, необходимую для последующего расчета валов:

$$F_r = (1,05...1,15)F_t,$$

где меньшие значения принимают для вертикальных передач, большие – для горизонтальных.

6.1.7 По результатам расчетов заполняют табличную форму:

Типоразмер цепи	z_1	z_2	u_ϕ	m	t , мм	a , мм	$a_{M'}$, мм	$b_{1,}$, мм	D , мм	A , мм	h_{\max} , мм

Принимаем коэффициент провисания цепи $c_g = 6$ (для горизонтальной передачи).

$$F_g = 9,81 \cdot 6 \cdot 5,50 \cdot 1506 / 1000 = 487,5 \text{ Н.}$$

- дополнительное натяжение цепи от действия центробежных сил

$$F_v = \rho v^2; \quad F_v = 5,50 \cdot (1,032)^2 = 5,858 \text{ Н.}$$

$$F_{1 \max} = 1,3 \cdot 4309 + 487,5 + 5,858 = 6095 \text{ Н.}$$

Расчетный запас прочности цепи

$$S = \frac{Q}{F_{1 \max}}; \quad S = \frac{127,0 \cdot 10^3}{6095} = 20,84.$$

Допускаемый условный коэффициент запаса прочности принимаем по табл. 37: $[S] = 6$.

Поскольку $S > [S]$, прочность цепи обеспечена.

6.1.6 Определяем поперечную (радиальную) силу давления на валы передачи:

$$F_r = 1,10 F_t; \quad F_r = 1,10 \cdot 4309 = 4740 \text{ Н.}$$

6.1.7 Заполняем таблицу результатов

Типоразмер цепи	z_1	z_2	u_{ϕ}	m	t , мм	a , мм	a_M , мм	b_1 , мм	D , мм	A , мм	h_{\max} , мм
ПП-38,1-127	27	54	2	1	38,1	1506	1501	25,4	22,23	-	36,2

z_L	L , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	d_{a1} , мм	d_{a2} , мм	d_{f1} , мм	d_{f2} , мм	v , м/с	F_t , Н	F_r , Н
120	4572	328,2	655,3	347,9	676,1	305,8	632,9	1,032	4309	4740

z_L	L , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	d_{a1} , мм	d_{a2} , мм	d_{f1} , мм	d_{f2} , мм	v , м/с	F_{tr} , Н	F_{rr} , Н

6.2 Расчет передач с приводными зубчатыми цепями

Рекомендуется следующая последовательность расчета:

6.2.1 Из табл. 38 принимают число зубьев z_1 ведущей звездочки: нечетное для цепей типа 1 и четное для цепей типа 2. Поскольку цепь еще не выбрана, априори считают, что ее тип 1-й.

Таблица 38

u	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	> 6
z_1	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17

Находят число зубьев z_2 ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 u .$$

Значение z_2 округляют до ближайшего четного значения.

Определяют фактическое передаточное отношение

$$u_{\text{ф}} = z_2 / z_1 .$$

Допускается отклонение $u_{\text{ф}}$ от u не более 4%.

6.2.2 Подбор цепи ведут методом проб. В качестве первой пробы из табл. 39 выбирают цепь какого-то среднего шага, например, с шагом $t = 19,05$ мм. При этом требуется, чтобы шаг цепи удовлетворял ограничению по частоте вращения $n_1 \leq n_{1\text{max}}$, где значения $n_{1\text{max}}$ составляют:

6.1 Расчет передачи с приводной зубчатой цепью

(Исходные данные расчета приведены в начале раздела 6)

6.2.1 Из табл. 38 принимаем нечетное число зубьев ведущей звездочки: $z_1 = 27$, поскольку для определенности считаем, что цепь относится к типу 1.

Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 u; \quad z_2 = 27 \cdot 2,005 = 54,14 \approx 54.$$

Фактическое передаточное число

$$u_{\text{ф}} = \frac{z_2}{z_1}; \quad u_{\text{ф}} = \frac{54}{27} = 2.$$

Отклонение от прежнего значения составляет

$$\delta(u) = \frac{2,005 - 2}{2} \cdot 100 = 0,25\%,$$

что меньше допустимых 4%.

6.2.2 Подбор цепи

Поскольку в нашем случае $n_1 < n_{1 \text{ max}}$ для цепи любого шага, выбираем из табл. 39 в качестве первой пробы шаг цепи $t = 19,05$ мм.

t , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
$n_{1\max}$, об/мин	3300	2650	2200	1650	1350

Таблица 39

Параметры приводных зубчатых цепей (ГОСТ 13552-81)

Типоразмер цепи	t , мм	b , мм	b_1 , мм	$b_{2,1}$, мм	h , мм	h_1 , мм	δ , мм	g , мм	Q , кН	ρ , кг/м
		не более								
ПЗ-1-12,7-26-22,5	12,70	22,5	28,5	31,5	13,4	7,0	1,5	4,76	26	1,31
ПЗ-1-12,7-31-28,5		28,5	34,5	37,5					31	1,60
ПЗ-1-12,7-36-34,5		34,5	40,5	43,5					36	2,00
ПЗ-1-12,7-42-40,5		40,5	46,5	49,5					42	2,31
ПЗ-1-12,7-49-46,5		46,5	52,5	55,5					49	2,70
ПЗ-1-12,7-56-52,5		52,5	58,5	61,5					56	3,00
ПЗ-1-15,875-41-30	15,875	30,0	38,0	41,0	16,7	8,7	2,0	5,95	41	2,21
ПЗ-1-15,875-50-38		38,0	46,0	49,0					50	2,71
ПЗ-1-15,875-58-46		46,0	54,0	57,0					58	3,30
ПЗ-1-15,875-69-54		54,0	62,0	65,0					69	3,90
ПЗ-1-15,875-80-62		62,0	70,0	73,0					80	4,41
ПЗ-1-15,875-91-70		70,0	78,0	81,0					91	5,00
ПЗ-1-19,05-74-45	19,05	45,0	54,0	56,0	20,1	10,5	3,0	7,14	74	3,90
ПЗ-1-19,05-89-57		57,0	66,0	68,0					89	4,90
ПЗ-1-19,05-105-69		69,0	78,0	80,0					105	5,91
ПЗ-1-19,05-124-81		81,0	90,0	92,0					124	7,00
ПЗ-1-19,05-143-93		93,0	102	104					143	8,00
ПЗ-2-25,4-101-57		25,40	57,0	66,0					68,0	26,7
ПЗ-2-25,4-132-75	75,0		84,0	86,0	132	10,8				
ПЗ-2-25,4-164-93	93,0		102	104	164	13,2				
ПЗ-2-25,4-196-111	111		120	122	196	15,4				
ПЗ-2-31,75-166-75	31,75	75,0	85,0	88,0	33,4	16,7	3,0	11,94	166	14,4
ПЗ-2-31,75-206-93		93,0	103	106					206	16,6
ПЗ-2-31,75-246-111		111	121	124					246	18,8
ПЗ-2-31,75-286-129		129	139	142					286	21,0

В табл. 39 символом Q обозначена разрушающая нагрузка, символом ρ – масса одного погонного метра цепи, а символом b_2 – длина валика замыкающего звена цепи. Остальные параметры представляют собой размеры, указанные на рис. 26.

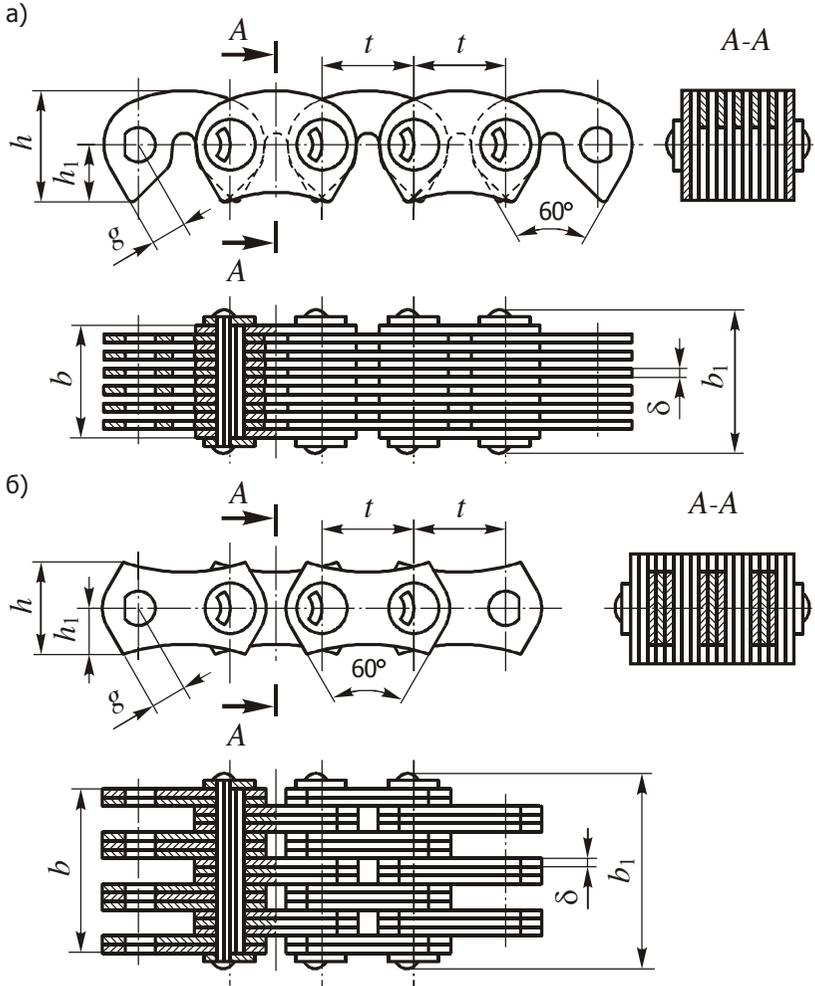


Рис. 26. Конструкция зубчатых цепей: а – цепь типа 1; б – цепь типа 2

Принимают предварительное значение межосевого расстояния a' в границах

$$a' = (30...50)t .$$

Определяют коэффициент эксплуатации:

$$K_{\text{э}} = K_{\text{д}} K_{\text{а}} K_{\text{н}} K_{\text{см}} K_{\text{рег}} K_{\text{реж}} ,$$

где $K_{\text{д}}$ – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения: при спокойной нагрузке $K_{\text{д}} = 1,0...1,2$; при легких толчках – $K_{\text{д}} = 1,2...1,5$; при работе в условиях сильных ударов – $K_{\text{д}} = 1,8$;

$K_{\text{а}}$ – коэффициент межосевого расстояния, который вычисляют по формуле

$$K_{\text{а}} = \sqrt[4]{40/(a'/t)} ;$$

$K_{\text{н}}$ – коэффициент наклона линии центров к горизонту. При угле наклона $\gamma \leq 45^\circ$ $K_{\text{н}} = 1$; при больших значениях $K_{\text{н}} = 0,15\sqrt{\gamma}$ (угол γ берется в градусах);

$K_{\text{см}}$ – коэффициент, учитывающий способ смазывания. При непрерывном смазывании в масляной ванне $K_{\text{см}} = 0,8$; при регулярном капельном смазывании $K_{\text{см}} = 1$; при периодическом смазывании $K_{\text{см}} = 1,5$;

$K_{\text{рег}}$ – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи. При регулировании за счет перемещения звездочки $K_{\text{рег}} = 1$; при регулировке натяжными звездочками или роликами $K_{\text{рег}} = 1,1$; для нерегулируемых передач $K_{\text{рег}} = 1,25$;

$K_{\text{реж}}$ – коэффициент, учитывающий режим работы. При односменной работе $K_{\text{реж}} = 1$; при двухсменной –

Принимаем предварительное значение межосевого расстояния

$$a' = 40 t; \quad a' = 40 \cdot 19,05 = 762 \text{ мм.}$$

Определяем коэффициент эксплуатации

$$K_э = K_д K_a K_H K_{см} K_{рег} K_{реж},$$

где принимаем:

$K_д = 1,3$ – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения (при легких толчках);

K_a – коэффициент межосевого расстояния

$$K_a = \sqrt[4]{40/(a'/t)}; \quad K_a = \sqrt[4]{40/(762/19,05)} = 1,0;$$

$K_H = 1,0$ – коэффициент наклона линии центров к горизонту (при угле наклона $\gamma < 45^\circ$);

$K_{см} = 1,5$ – коэффициент, учитывающий способ смазывания (при периодическом смазывании);

$K_{рег} = 1,25$ – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи (нерегулируемая передача);

$K_{реж} = 1,0$ – коэффициент, учитывающий режим работы (при односменной работе).

$$K_э = 1,3 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,25 \cdot 1,0 = 2,438.$$

$K_{\text{реж}} = 1,25$; при трехсменной – $K_{\text{реж}} = 1,45$ (число смен можно примерно определить по коэффициенту $k_{\text{сут}}$ на бланке задания на курсовую работу).

Определяют расчетную мощность, передаваемую цепью:

$$N_p = N_1 K_3.$$

Находят скорость цепи, м/с:

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

Находят расчетную ширину цепи b' , мм, по формуле

$$b' = 10N_p / [N_{10}],$$

где $[N_{10}]$ – допускаемая расчетная мощность, передаваемая цепью шириной 10 мм. Значения $[N_{10}]$ приведены в табл. 40.

Таблица 40

t , мм	Расчетная мощность $[N_{10}]$, кВт, при скорости цепи v , м/с						
	1	2	3	4	6	8	10
12,7	0,4	0,8	1,0	1,3	1,6	2,0	2,3
15,875	0,6	1,0	1,3	1,6	2,1	2,5	3,0
19,05	0,8	1,2	1,6	1,9	2,5	3,0	3,5
25,4	1,0	1,6	2,1	2,6	3,4	4,0	4,6
31,75	1,2	2,0	2,6	3,2	4,2	5,1	5,9

Из табл. 39 выбирают конкретную цепь по условию $b \geq b'$. Если подходящую цепь выбрать не удастся, пробуют цепь с другим шагом t , повторяя процедуру п. 6.2.2 еще раз. Если будет выбрана цепь типа 2, следует вернуться к выбору числа зубьев z_1 , взяв четное значение, иначе фактическое число зубьев ведущей звездочки окажется дробным (см. пояснение к рис. 27). Соответственно последующую часть работы придется переделать.

Расчетная мощность, передаваемая цепью

$$N_p = N_1 K_3; \quad N_p = 4,447 \cdot 2,438 = 10,84 \text{ кВт.}$$

Скорость цепи

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad v = \frac{27 \cdot 19,05 \cdot 60,21}{60 \cdot 10^3} = 0,516 \text{ м/с.}$$

Расчетная ширина цепи

$$b' = 10 N_p / [N_{10}],$$

где $[N_{10}] = 0,8$ кВт – допускаемая расчетная мощность, передаваемая цепью шириной 10 мм (табл 40).

$$b' = 10 \cdot 10,84 / 0,8 = 135,5 \text{ мм.}$$

Из табл. 39 выбираем цепь по условию $b \geq b'$.

Расчетная ширина оказалась слишком большой. Цепей требуемой ширины с шагом $t = 19,05$ мм в таблице нет, следовательно, необходимо увеличить шаг и повторить процедуру расчета.

В качестве второй попытки из табл. 39 выбираем цепь 2-го типа с шагом $t = 25,4$ мм.

Для цепей 2-го типа берем четное число зубьев ведущей звездочки: $z_1 = 28$.

$$z_2 = z_1 u; \quad z_2 = 28 \cdot 2,005 = 56,14 \approx 56.$$

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}; \quad u_\phi = \frac{56}{28} = 2.$$

Выписывают обозначение цепи по образцу:

Цель ПЗ-1-15,875-50-38 ГОСТ 13552-81 (для цепи приводной зубчатой типа 1 с шагом 15,875 мм, разрушающей нагрузкой 50 кН и рабочей шириной 38 мм).

6.2.3 В зависимости от шага t определяют основные геометрические параметры передачи.

Число z_L звеньев цепи

$$z_L = \frac{2a'}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a'}$$

Найденное значение z_L округляют до ближайшего целого числа, желательно четного.

Уточненное межосевое расстояние передачи

$$a = \frac{t}{4} \left[z_L - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z_L - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

Монтажное межосевое расстояние, обеспечивающее необходимое провисание холостой ветви цепи,

$$a_M = (0,996 \dots 0,997)a$$

Длина цепи

$$L = z_L t$$

Диаметры делительных окружностей звездочек:

$$d_1 = \frac{K t}{\sin(180^\circ / z_1)}; \quad d_2 = \frac{K t}{\sin(180^\circ / z_2)}$$

где множитель $K = 1$ для цепей типа 1; $K = 0,99$ для цепей типа 2 при числе зубьев звездочки $z \leq 40$; $K = 0,995$ для цепей типа 2 при $z > 40$.

$$\delta(u) = \frac{2,005 - 2}{2} \cdot 100 = 0,25\%,$$

что меньше допустимых 4%.

$$a' = 40 t; \quad a' = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм.}$$

Коэффициент эксплуатации

$$K_3 = K_2 K_a K_H K_{cm} K_{рез} K_{реж},$$

где необходимо скорректировать коэффициент межосевого расстояния:

$$K_a = \sqrt[4]{40/(a'/t)}; \quad K_a = \sqrt[4]{40/(1016/25,4)} = 1,0.$$

В итоге, коэффициент не изменился, следовательно, как и раньше, $K_3 = 2,438$.

$$N_p = N_1 K_3; \quad N_p = 4,447 \cdot 2,438 = 10,84 \text{ кВт.}$$

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad v = \frac{28 \cdot 25,4 \cdot 60,21}{60 \cdot 10^3} = 0,7184 \text{ м/с.}$$

Расчетная ширина цепи

$$b' = 10 N_p / [N_{10}],$$

где $[N_{10}] = 1,0 \text{ кВт}$ (табл. 40).

$$b' = 10 \cdot 10,84 / 1,0 = 108,4 \text{ мм.}$$

Из табл. 39 выбираем цепь ПЗ-2-25,4-196-111 с разрушающей нагрузкой $Q = 196 \text{ кН}$ и рабочей шириной $b = 111 \text{ мм}$.

Записываем обозначение цепи:

Цепь ПЗ-2-25,4-196-111 ГОСТ 13552-81.

Прочие параметры цепи: $b_1 = 120 \text{ мм}$; $b_2 = 122 \text{ мм}$; $h = 26,7 \text{ мм}$; $h_1 = 13,35 \text{ мм}$; $\delta = 3 \text{ мм}$; $g = 9,52 \text{ мм}$; $p = 15,4 \text{ кг/м}$.

Диаметры окружностей выступов:

$$d_{a1} = K t \operatorname{ctg}(180^\circ / z_1); \quad d_{a2} = K t \operatorname{ctg}(180^\circ / z_2),$$

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_2 / \cos(180^\circ / z_1); \quad d_{f2} = d_2 - 2h_2 / \cos(180^\circ / z_2),$$

где высота зуба $h_2 = h_1 + 0,1t$.

6.2.4 Производят проверочный расчет прочности цепи по разрушающей нагрузке.

Определяют окружную (полезную) силу, Н:

$$F_t = \frac{T_1 \pi n_1}{30 v}.$$

Находят максимальное натяжение $F_{1\max}$ ведущей ветви.

$$F_{1\max} = K_d F_t + F_g + F_v,$$

где F_g – дополнительное натяжение цепи от ее веса, Н:

$$F_g = 9,81 c_g \rho a / 1000.$$

Коэффициент c_g учитывает провисание цепи. Для горизонтальных передач принимают $c_g = 6$; при $\gamma < 40^\circ$ $c_g = 4$; при $\gamma > 40^\circ$ $c_g = 2$; для вертикальных передач $c_g = 1$;

F_v – дополнительное натяжение цепи от действия центробежных сил, Н:

$$F_v = \rho v^2.$$

Находят расчетный запас прочности цепи:

$$S = \frac{Q}{F_{1\max}}.$$

Проверяют прочность цепи по условию

$$S \geq [S],$$

6.2.3 Основные геометрические параметры передачи

Число звеньев цепи

$$z_L = \frac{2a'}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{t}{a'};$$

$$z_L = \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \frac{56 + 28}{2} + \left(\frac{56 - 28}{2 \cdot 3,14}\right)^2 \frac{25,4}{1016} = 122,5.$$

Округляем до четного значения $z_L = 122$.

Уточненное значение межосевого расстояния

$$a = \frac{t}{4} \left[z_L - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z_L - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2} \right];$$

$$a = \frac{25,4}{4} \left[122 - \frac{28 + 56}{2} + \sqrt{\left(122 - \frac{28 + 56}{2}\right)^2 - 8 \left(\frac{56 - 28}{2 \cdot 3,14}\right)^2} \right] = 1010 \text{ мм.}$$

Монтажное межосевое расстояние, обеспечивающее необходимое провисание холостой ветви цепи,

$$a_m = 0,9965 a; \quad a_m = 0,9965 \cdot 1010 = 1006 \text{ мм.}$$

Длина цепи

$$L = z_L t; \quad L = 122 \cdot 25,4 = 3099 \text{ мм.}$$

Диаметры делительных окружностей звездочек

$$d_1 = \frac{Kt}{\sin(180^\circ/z_1)}; \quad d_2 = \frac{Kt}{\sin(180^\circ/z_2)},$$

где по числам зубьев звездочек принимаем $K = 0,99$ для ведущей и $K = 0,995$ для ведомой.

где допускаемый коэффициент запаса прочности в зависимости от шага цепи принимают по табл. 41. В случае невыполнения условия прочности следует выбрать цепь с большим разрывным усилием.

Таблица 41

Минимальные значения коэффициентов запаса прочности

t , мм	[S] для частоты вращения ведущей звездочки n_1 , об/мин								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,5	20	21	22	23	24	25	26	28	30
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32
19,05	21	22	23	24	26	28	29	32	35
25,4	21	22	24	26	28	30	32	36	40
31,75	21	22	25	28	30	32	35	40	—

6.2.5 Определяют поперечную (радиальную) силу давления на валы передачи, необходимую для последующего расчета валов:

$$F_r = (1,05 \dots 1,15) F_t,$$

где меньшие значения принимают для вертикальных передач, большие – для горизонтальных.

6.2.6 По результатам расчетов заполняют табличную форму:

Типоразмер цепи	z_1	z_2	u_ϕ	t , мм	b , мм	h , мм	δ , мм	z_L	a , мм	$a_{M'}$, мм

L , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	d_{a1} , мм	d_{a2} , мм	d_{f1} , мм	d_{f2} , мм	v , м/с	F_t , Н	$F_{r'}$, Н

$$d_1 = \frac{0,99 \cdot 25,4}{\sin(180^\circ/28)} = 224,6 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{0,995 \cdot 25,4}{\sin(180^\circ/56)} = 450,7 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей выступов

$$d_{a1} = Kt \operatorname{ctg}(180^\circ/z_1); \quad d_{a2} = Kt \operatorname{ctg}(180^\circ/z_2).$$

$$d_{a1} = 0,99 \cdot 25,4 \cdot \operatorname{ctg}(180^\circ/28) = 223,2 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 0,995 \cdot 25,4 \cdot \operatorname{ctg}(180^\circ/56) = 450,0 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2h_2/\cos(180^\circ/z_1); \quad d_{f2} = d_2 - 2h_2/\cos(180^\circ/z_2),$$

где высота зуба

$$h_2 = h_1 + 0,1t; \quad h_2 = 13,35 + 0,1 \cdot 25,4 = 15,89 \text{ мм}.$$

$$d_{f1} = 224,6 - 2 \cdot 15,89/\cos(180^\circ/28) = 192,6 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 450,7 - 2 \cdot 15,89/\cos(180^\circ/56) = 418,9 \text{ мм}.$$

*6.2.4 Проверочный расчет прочности цепи
по разрушающей нагрузке*

Окружная (полезная) сила

$$F_t = \frac{T_1 \pi n_1}{30 V}; \quad F_t = \frac{705,6 \cdot 3,14 \cdot 60,21}{30 \cdot 0,7184} = 6190 \text{ Н}.$$

Максимальное натяжение ведущей ветви цепи

$$F_{1 \max} = K_d F_t + F_g + F_v,$$

где

- коэффициент динамичности $K_d = 1,3$;

6.3 Конструкция звездочек

6.3.1 Материалом для звездочек цепных передач служат среднеуглеродистые и легированные стали марок 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА, 40ХН с поверхностной закалкой до твердости 45...55 НRC, а также цементируемые стали 15, 20Х, 12ХН3А с поверхностной закалкой до 55...60 НRC. Звездочки тихоходных передач (до 2 м/с) с большим числом зубьев при шаге до 25,4 мм и при отсутствии ударных нагрузок допускается изготавливать из чугуна не ниже марки СЧ 18-36 с последующей термической обработкой венца до твердости 363...429 НВ.

6.3.2 Конструкция звездочек в целом повторяет конструкцию зубчатых колес или шкивов ременных передач. Отличаются венцы, форма которых обусловлена видом применяемых цепей и характером зацепления (рис. 27).

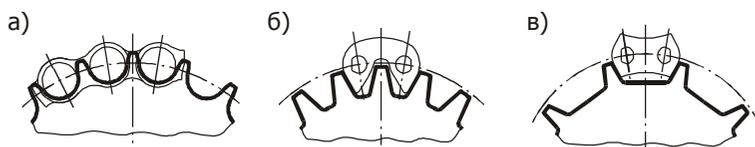


Рис. 27. Зацепление звездочки с цепью: а – роликовой; б – зубчатой типа 1; в – зубчатой типа 2

Как видно из рисунка, у передач с зубчатой цепью типа 2 шаг зубьев в два раза больше шага по шарнирам цепи, поэтому фактические числа z_1 и z_2 зубьев звездочек передач этого типа следует брать ровно в два раза меньше тех теоретических значений, которые были приняты в п. 6.2.1.

На рис. 28 и 29 показаны различные варианты венцов звездочек роликовых и зубчатых цепных передач, а также размеры отдельных конструктивных элементов.

- дополнительное натяжение цепи от ее веса

$$F_g = 9,81 \text{ с}_g \text{ р а} / 1000.$$

Принимаем коэффициент провисания цепи $s_g = 6$ (для горизонтальной передачи).

$$F_g = 9,81 \cdot 6 \cdot 15,4 \cdot 1010 / 1000 = 915,5 \text{ Н.}$$

- дополнительное натяжение цепи от действия центробежных сил

$$F_v = \rho v^2; \quad F_v = 15,4 \cdot (0,7184)^2 = 7,948 \text{ Н.}$$

$$F_{1 \text{ max}} = 1,3 \cdot 6190 + 915,5 + 7,948 = 8970 \text{ Н.}$$

Расчетный запас прочности цепи

$$S = \frac{Q}{F_{1 \text{ max}}}; \quad S = \frac{196 \cdot 10^3}{8970} = 21,85.$$

Допускаемый условный коэффициент запаса прочности принимаем по табл. 41: $[S] = 21$.

Поскольку $S > [S]$, прочность цепи обеспечена.

6.2.5 Определяем поперечную (радиальную) силу давления на валы передачи:

$$F_r = 1.15 F_t; \quad F_r = 1.15 \cdot 6190 = 7119 \text{ Н.}$$

6.2.6 Заполняем таблицу результатов

Типоразмер цепи	Z_1	Z_2	u_{ϕ}	t , мм	b , мм	h , мм	δ , мм	Z_L	a , мм	a_m , мм
ПЗ-2-25,4-196-111	28	56	2	25,4	111	26,7	3	122	1010	1006

L , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	d_{a1} , мм	d_{a2} , мм	d_{f1} , мм	d_{f2} , мм	v , м/с	F_t , Н	F_r , Н
3099	224,6	450,7	223,2	450,0	192,6	418,9	0,7184	6190	7119

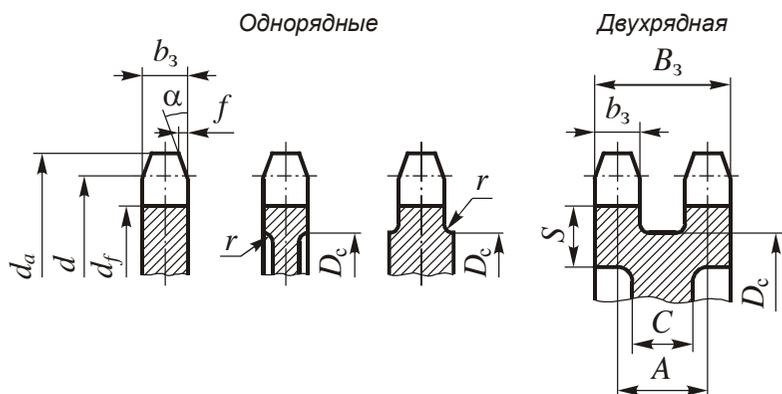


Рис. 28. Венцы звездочек роликовых цепных передач

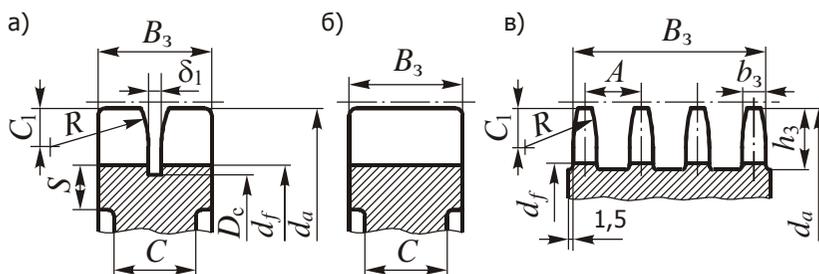


Рис. 29. Венцы звездочек зубчатых цепных передач: а – для цепи типа 1 с прорезью под внутренние направляющие пластины; б – для цепи типа 1 с боковыми направляющими пластинами; в – для цепи типа 2

Геометрические параметры венцов звездочек, представленные на рис. 28 и 29, в зависимости от типа применяемых цепей, принимают по табл. 42.

Конструкция ступиц и дисков звездочек представлена на рис. 30. Она практически не отличается от конструкции этих элементов у зубчатых колес. Здесь допускается принимать конструк-

тивные решения и пользоваться рекомендациями, изложенными в разделе 12.

Таблица 42

Геометрические параметры венцов звездочек

Параметр	Значение параметра в зависимости от типа цепи		
	роликовая (по данным табл. 35)	зубчатая тип 1 (по данным табл. 39)	зубчатая тип 2 (по данным табл. 39)
b_3 , мм	для однорядн. цепи $0,93 b_1 - 0,15$ мм для двух- и трехрядн. $0,90 b_1 - 0,15$ мм для многорядной $0,86 b_1 - 0,30$ мм	—	$2,55 \delta$
A , мм	по табл. 35	—	18 мм
B_3 , мм	$(m - 1)A + b_3$, где m – число рядов	$b + 2\delta$ по рис. 28, а $b - 2,5\delta$ по рис. 28, б	$b + 1,55\delta$
$D_{сг}$, мм	$t \operatorname{ctg}(180^\circ / z) -$ $- 1,3 h_{\max}$	$d_a - 1,5t$	—
r , мм	1,6 мм	—	—
f , мм	$0,2 b_3$	—	—
α , град	20°	—	—
δ_1 , мм	—	2δ	—
C_1 , мм	—	$0,4 t$	$0,4 t$
R , мм	—	t	50 мм
h_3 , мм	—	—	$0,75 t$

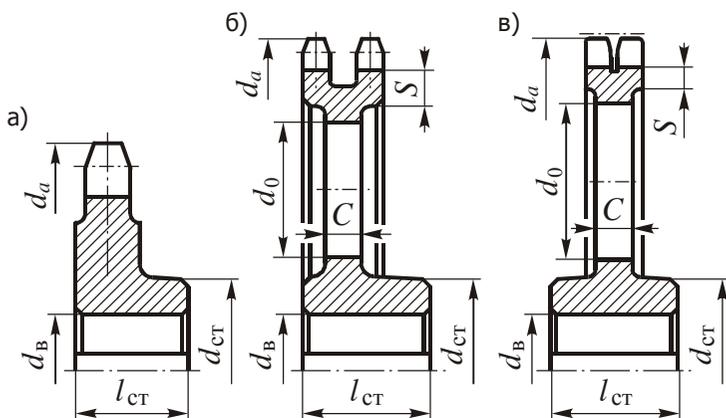


Рис. 30. Примеры конструкций звездочек

Звездочки больших диаметров (> 200 мм) часто делают составными или сварными (см. раздел 12). В составной звездочке ступица может быть выполнена из более дешевого чугуна. При недостаточной жесткости диска его подкрепляют ребрами.

Размеры конструктивных элементов звездочек принимают по следующим рекомендациям:

- толщина обода $S = 1,5(d_a - d)$ для звездочек под роликовую цепь; $S \approx h_1 + 0,1t$ для звездочек под зубчатую цепь;
- толщина диска $C = (1,2 \dots 1,3)S$;
- диаметр и длина ступицы звездочки:

$$d_{CT} = 1,65d_B; \quad l_{CT} = (1,2 \dots 1,5)d_B.$$

Диаметр d_B посадочного участка вала под звездочкой определяют позже, в процессе проектного расчета вала (см. раздел 7), поэтому вычисление параметров d_{CT} и l_{CT} откладывают на более поздний этап. Также после расчета d_B находят диаметр отверстий в диске (при их наличии):

$$d_0 = (0,3...0,4)(d_f - d_{\text{ст}} - 2S).$$

Число отверстий n_0 принимают конструктивно от 4 до 6.

Рассчитанные параметры звездочек заносят в табличную форму:

Звездочка	z	t_r мм	d_r мм	d_{ar} мм	d_{fr} мм	b_{3r} мм	A_r мм	B_{3r} мм	D_{cr} мм	r_r мм	f_r мм	α_r ,°
1												
2												

Звездочка	δ_{1r} мм	C_{1r} мм	R_r мм	h_{3r} мм	S_r мм	C_r мм	d_{br} мм	$d_{стр}$ мм	$l_{стр}$ мм	d_{0r} мм	n_0
1											
2											

7 Проектный расчет валов. Выбор муфт, подшипников и манжет

7.1 Проектный расчет вала имеет целью определение диаметров его отдельных участков. На этом этапе осевые размеры вала неизвестны, что делает невозможным оценку вклада напряжений изгиба $\sigma_{и}$ в общее напряженное состояние. Расчет приходится вести только по напряжениям кручения $\tau_{к}$, занижая допускаемое напряжение $[\tau_{к}]$ в несколько раз из соображений перестраховки.

В результате проектного расчета определяют диаметр опасного участка вала. Для сплошных валов круглого сечения при принятой ранее размерности входящих параметров (d – мм; $M_{к}$ – Н·м; $[\tau_{к}]$ – МПа) соответствующая формула имеет вид:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{к} \cdot 10^3}{0,2[\tau_{к}]}} , \quad (39)$$

где крутящий момент $M_{к}$ в сечении совпадает (в случае однопочных схем) с вращающим моментом T на данном валу; допускаемое напряжение $[\tau_{к}]$ принимают из диапазона 15...40 МПа; под d понимают наименьший из посадочных диаметров деталей, через которые передается поток мощности. Для входных и выходных валов таковым является диаметр хвостового участка вала, для промежуточных валов – диаметр посадочной поверхности под колесом. Диаметры прочих участков вала находят конструктивно, обеспечивая условия фиксации деталей на валу и возможность применения стандартных узлов – муфт, подшипников, манжет.

По формуле (39) обычно рассчитывают валы открытых передач, в то время как для валов редукторов применяют более простые формулы эмпирического характера, приведенные ниже.

7.2 **Входной (быстроходный) вал редуктора.** Типовые конструкции входных валов с цилиндрической и конической шестерней приведены на рис. 31.

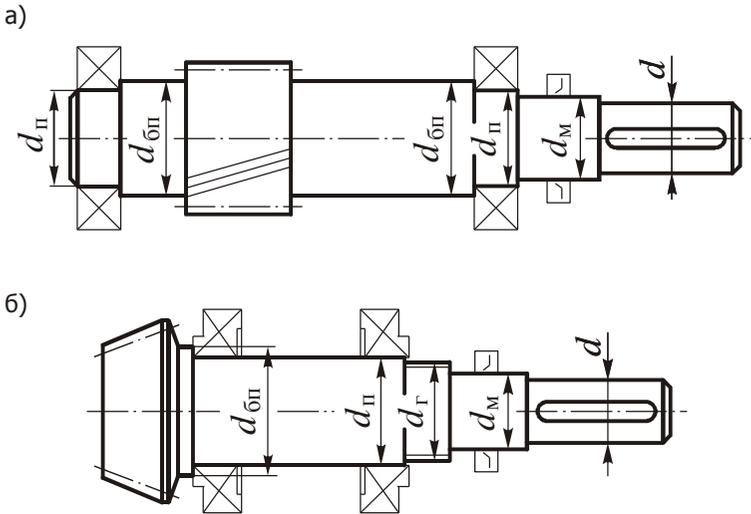


Рис. 31.

Диаметр концевой участка принимают $d \geq (7...8)\sqrt[3]{T_B}$ при цилиндрической и $d \geq 8\sqrt[3]{T_B}$ при конической шестерне. Полученное значение округляют по ряду нормальных размеров (табл. ПЗ).

Если вал соединен с электродвигателем через муфту, то рассчитанное значение, скорее всего, не подойдет, поскольку его необходимо согласовать с диаметром отверстия в муфте. В процессе такого согласования попутно производится выбор самой муфты. Алгоритм действий здесь следующий:

- из табл. П2 по типу выбранного в п. 1.2.3 электродвигателя находят присоединительный диаметр d_1 его вала;

- из трех таблиц П4 – П6 берут ту, которая соответствует нужному типу муфты – упругой втулочно-пальцевой, кулачково-дисковой или зубчатой;

- находят величину расчетного вращающего момента:

$$T_p = KT ,$$

где коэффициент режима работы K принимают по табл. 43.

- выбирают конкретную муфту с номинальным вращающим моментом T_p не ниже рассчитанного, которая допускает посадку на вал двигателя;

- согласовывают путем увеличения рассчитанный ранее диаметр d входного участка вала с одним из приемлемых для данной муфты значений. При этом не требуется совпадения d с d_1 , поскольку допускается комплектование муфты полумуфтами с различающимися диаметрами отверстий. Возможна ситуация, когда ради согласования диаметров приходится брать муфту с необоснованно большим значением T_p .

Таблица 43

Тип машины	K
Транспортеры ленточные	1,25...1,50
Транспортеры цепные, винтовые, скребковые	1,50...2,0
Воздуходувки и вентиляторы	1,25...1,50
Насосы центробежные	1,50...2,0
Насосы и компрессоры поршневые	2,0...3,0
Станки металлорежущие с непрерывным движением	1,25...1,50
Станки металлорежущие с возвратно-поступат. движением	1,50...2,50
Станки деревообделочные	1,50...2,0
Мельницы шаровые, дробилки, молоты, ножницы	2,0...3,0
Краны подъемные, элеваторы	3,0...4,0

7 Проектный расчет валов.

7.1 Проектный расчет вала имеет целью определение диаметров его отдельных участков.

Исходными данными расчета являются вращающие моменты на всех валах привода (исключая вал электродвигателя), найденные в разделе 1:

Вал	Колесо	n , об/мин	N , кВт	T , Н·м
0	—	1445	4,821	31,88
1	1(ш)	1445	4,725	31,24
2	2(к), 3(ш)	280,2	4,631	157,9
3	4(к)	60,21	4,538	720,1
4	5(ш)	60,21	4,447	705,6
5	6(к)	30,03	4,180	1330

$$T_1 = 31,24 \text{ Н·м}; \quad T_2 = 157,9 \text{ Н·м}; \quad T_3 = 720,1 \text{ Н·м};$$

$$T_4 = 705,6 \text{ Н·м}; \quad T_5 = 1330 \text{ Н·м}.$$

7.2 Входной (быстроходный) вал редуктора

По схеме задания этот вал идет под номером 1, следовательно, $T_B = 31,24 \text{ Н·м}$.

Диаметр концевой участка

$$d \geq 7,5 \sqrt[3]{T_B}; \quad d \geq 7,5 \sqrt[3]{31,24} = 23,62 \text{ мм}.$$

На этот участок будет установлена упругая муфта, соединяющая его с валом электродвигателя диаметром $d_1 = 32 \text{ мм}$ (см. п. 1.2.3).

После определения диаметра d входного участка вала диаметры остальных участков находят по формулам:

- для вала с цилиндрической шестерней по рис. 31, а

$$d_M \geq d + 2t; \quad d_{\Pi} \geq d_M; \quad d_{\sigma\Pi} \geq d_{\Pi} + 3r;$$

- для вала с конической шестерней по рис. 31, б

$$d_M \geq d + 2t; \quad d_{\Gamma} = d_M + 2 \dots 4; \quad d_{\Pi} \geq d_{\Gamma}; \quad d_{\sigma\Pi} \geq d_{\Pi} + 3r.$$

Выступ высотой t в конце входного участка необходим для возможности свободного прохода подшипника или манжеты вверх уже запрессованной шпонки. Высота буртиков и заплечиков должна обеспечивать достаточную площадь контакта по торцевой поверхности детали при наличии скругления радиусом r или фаски размером f (рис. 32).

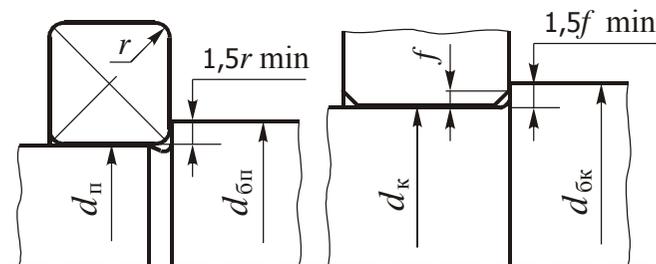


Рис. 32

Параметры t и r принимают по табл. 44, в зависимости от диаметра $d_{\text{уч}}$ соответствующего участка вала.

Работу по приведенным формулам ведут последовательно. К вычислению очередного параметра приступают только после уточнения предыдущего по следующим стандартам:

Расчетный вращающий момент муфты

$$T_p = K T_{\Sigma}; \quad T_p = 1,7 \cdot 31,24 = 53,11 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

где коэффициент режима работы принят по табл. 43:
 $K = 1,7$ (транспортеры цепные,...).

По табл. П4 приложений данному значению T_p соответствует муфта МУВП 63, но вал двигателя диаметром $d_1 = 32$ мм будет слишком велик для подсоединения. Ближайшая муфта, способная обеспечить такое соединение, это МУВП 250, которую мы и выбираем.

T_p Н·м	d	l
31,5	16	40
	18	40
	(19)*	40
63	20	50
	22	50
	(24)	50

T_p Н·м	d	l
250	32	80
	(35)	80
	36	80
	(38)	80
	40	110
	(42)	110
	45	110

Для соединения валов их диаметры не обязательно должны быть одинаковыми. Муфта МУВП 250 может соединять валы разных диаметров из списка в колонке d таблицы – всего семь номиналов. Из этого списка выбираем присоединительный диаметр быстроходного вала редуктора ближайший больший к рассчитанному значению $d = 23,62$ мм. В данном случае это те же 32 мм.

Обозначение муфты: Муфта МУВП 250-32-1 УЗ ГОСТ 21424-93 (для различающихся диаметров указывают оба, например, Муфта МУВП 250-36-1-32-1 УЗ ГОСТ 21424-93).

- диаметр под манжету $d_M = 20; 21; 22; 24; 25; 26; 30; 32; 35; 36; 38; 40; 45; 48; 50; 52; 55; 58; 60; 62; 63; 70; 71; 75$ мм;

- диаметр под подшипник $d_{\Pi} = 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, \dots$, кратно 5 мм;

- диаметр под гайку круглую шлицевую $d_{\Gamma} = 20; 22; 24; 27; 30; 33; 36; 39; 42; 45; 48; 52; 56; 60; 64; 68; 72; 76; 80; 85$ мм;

- диаметр буртика подшипника $d_{\text{бп}}$ – в соответствии с рядом Ra40 нормальных линейных размеров, табл. ПЗ.

Таблица 44

$d_{\text{уч}}$	17–22	24–30	32–38	40–44	45–50	52–58	60–65	67–75	80–85	90–95
t	3	3,5	3,5	3,5	4	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
r	1,5	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	3,7	4
f	1	1	1,2	1,2	1,6	2	2	2,5	2,5	3

7.3 Промежуточный вал редуктора. Типовая конструкция промежуточного вала приведена на рис. 33. Здесь цилиндрическое или коническое зубчатое колесо фиксируется в осевом направлении посредством распорной втулки, устанавливаемой между внутренним кольцом подшипника и колесом.

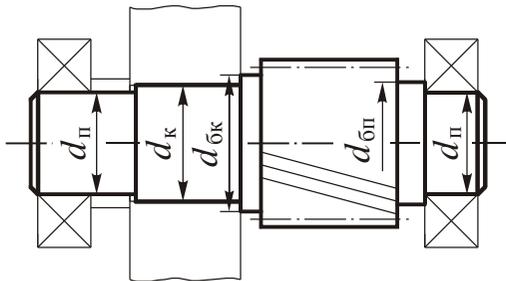


Рис. 33

В результате, нами была подобрана муфта и рассчитан концевой диаметр входного вала редуктора:

$$d = 32 \text{ мм.}$$

Диаметр под манжету

$$d_m \geq d + 2t; \quad d_m \geq 32 + 2 \cdot 3,5 = 39 \text{ мм,}$$

где параметр $t = 3,5$ мм выбран по табл. 44. Согласовав результат со стандартным размерным рядом для манжет, принимаем

$$d_m = 40 \text{ мм.}$$

Диаметр под подшипник

$$d_n \geq d_m.$$

Принимаем $d_n = 40$ мм, что согласуется с размерным рядом для отверстий подшипников качения.

Диаметр буртика подшипника

$$d_{\delta n} = d_n + 3r; \quad d_{\delta n} = 40 + 3 \cdot 2,5 = 47,5 \text{ мм.}$$

где параметр $r = 2,5$ мм выбран по табл. 44. Результат округляем в соответствии с рядом Ra40 нормальных линейных размеров (табл. ПЗ приложений):

$$d_{\delta n} = 48 \text{ мм.}$$

7.3 Промежуточный вал редуктора

Диаметр посадочного участка вала под колесом

$$d_k = 6,5 \sqrt[3]{T_{II}}; \quad d_k = 6,5 \sqrt[3]{157,9} = 35,13 \text{ мм.}$$

Округляя по ряду Ra40, имеем $d_k = 36$ мм.

Диаметр посадочного участка вала под колесом

$$d_k \geq (6...7)\sqrt[3]{T_{II}}.$$

Полученное значение округляют по ряду нормальных размеров.
Диаметры остальных участков:

$$d_{II} \leq d_k; \quad d_{бп} \geq d_{II} + 3r; \quad d_{бк} \geq d_k + 3f.$$

Диаметр цапфы d_{II} под подшипник должен быть кратен 5 мм.

7.4 Выходной (тихоходный) вал редуктора. Конструкция данного вала представлена на рис. 34.

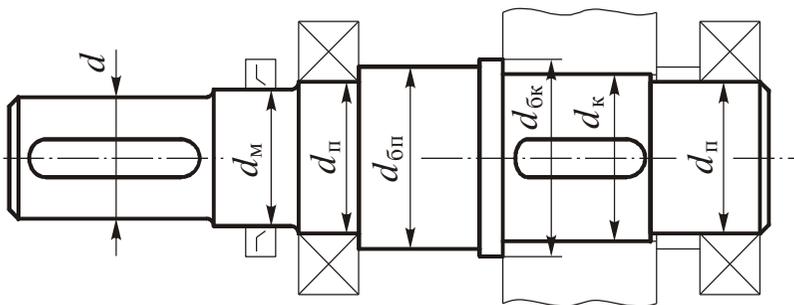


Рис. 34

Диаметр концевого участка

$$d \geq (5...6)\sqrt[3]{T_T}.$$

Полученное значение округляют по ряду нормальных размеров.

Если на выходном участке посажена муфта, то диаметр d необходимо согласовать с диаметром отверстия в муфте, как это описано выше. Попутно производится выбор самой муфты.

Диаметры остальных участков:

Возникла довольно часто встречающаяся ситуация: из рис. 33 видно, что диаметр d_n под подшипник на промежуточном валу будет меньше 36 мм, что меньше, чем для подшипников быстроходного вала, т. е. более нагруженный по сравнению с быстроходным валом промежуточный вал будет установлен на более слабые подшипники. В практике редукторостроения в этом случае принято (хотя и не обязательно) ставить одинаковые подшипники на оба вала. Из этих соображений принимаем

$$d_n = 40 \text{ мм},$$

как и для быстроходного вала, а поскольку диаметр под колесо d_k не должен быть меньше d_n , увеличиваем ранее найденное значение (36 мм) до

$$d_k = 42 \text{ мм},$$

которое согласуется с рядом Ra40.

Диаметр буртика подшипника

$$d_{\delta n} = d_n + 3r; \quad d_{\delta n} = 40 + 3 \cdot 2,5 = 47,5 \text{ мм}.$$

Округляем по ряду Ra40:

$$d_{\delta n} = 48 \text{ мм}.$$

Диаметр буртика колеса

$$d_{\delta k} = d_k + 3f; \quad d_{\delta k} = 42 + 3 \cdot 1,2 = 45,6 \text{ мм}.$$

Округляем по ряду Ra40:

$$d_{\delta k} = 48 \text{ мм}.$$

$$d_M \geq d + 2t; d_{\Pi} \geq d_M; d_{\text{б}\Pi} \geq d_{\Pi} + 3r; d_K \geq d_{\Pi}; d_{\text{б}K} \geq d_K + 3f.$$

Аналогичным образом рассчитывают валы открытых передач, которые обычно устанавливают в подшипниках скольжения без использования манжетных уплотнений. Диаметры цапф под подшипник скольжения округляют по ряду $d_{\Pi} = 25; 28; 32; 35; 40; 45; 50; 55; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200$ мм.

Результаты проектного расчета валов заносят в табличную форму:

Вал	Диаметры участков вала, мм						
	d	d_M	d_{Π}	$d_{\text{б}\Pi}$	d_K	$d_{\text{б}K}$	d_{Γ}
1							
2							
...							

7.5 Подбор манжет производят с помощью табл. П7 по значениям диаметров d_M .

Манжеты запрессовывают в сквозные крышки подшипников с целью предотвращения подтекания масла по имеющимся зазорам, а также для защиты внутреннего механизма и подшипников от попадания пыли и грязи извне.

Как правило, ставят одну манжету открытым торцом в сторону внутренней полости редуктора. Для редукторов, работающих в неблагоприятных внешних условиях, манжету ставят открытым торцом наружу. Иногда ставят сразу две манжеты, открытыми торцами друг от друга. Также находят применение манжеты с пыльниками.

По результатам выбора заполняют форму:

7.4 Выходной (тихоходный) вал редуктора

Диаметр концевого участка

$$d \geq 5,5 \sqrt[3]{T_T}; \quad d \geq 5,5 \sqrt[3]{720,1} = 49,30 \text{ мм.}$$

По схеме привода данный (3-й) вал соединен кулачково-дисковой муфтой с валом 4, поэтому необходимо подобрать муфту и согласовать с ней диаметр концевого участка вала.

Расчетный вращающий момент муфты

$$T_p = K T_{з}; \quad T_p = 1,7 \cdot 720,1 = 1224 \text{ Н·м.}$$

По табл. П5 приложений данному значению T_p соответствует муфта кулачково-дисковая на 1600 Н·м.

T_p Н·м	d	
	1-й ряд	2-й ряд
1000	50, 55	53, 56
	60, 63, 70, 71	65
1600	60, 63, 70, 71	65, 75
	80	85
2500	70, 71	75
	80, 90	85, 95
	100	—

Минимальный диаметр соединяемых валов для этой муфты – 60 мм, соответственно увеличиваем диаметр концевого участка:

$$d = 60 \text{ мм.}$$

Обозначение муфты:

Муфта кулачково-дисковая 1600-60-1 УЗ ГОСТ 20720-93.

Вал	Размеры манжет, мм		
	d_M	D_M	h
входной (1)			
выходной (3)			

7.6 Подбор подшипников производят по известному диаметру $d_{\text{ц}}$ цапф вала, используя табл. П8 – П11. Поскольку нагрузки на опоры еще не известны, рекомендуют выбирать подшипники легкой (2-й) серии диаметров. В дальнейшем, если грузоподъемность назначенных подшипников окажется недостаточной, переходят к подшипникам средней (3-й) или тяжелой (4-й) серий. Если и этого недостаточно, увеличивают диаметр цапфы с последующей корректировкой диаметров всех остальных участков вала. В крайнем случае, возможен вариант установки на одной опоре двух подшипников.

Для опор валов цилиндрических ступеней редуктора предварительно назначают шариковые радиальные подшипники (табл. П8). При больших нагрузках на вал габариты подшипников этого типа могут не вписываться в межосевое расстояние ступени. В этом случае выбирают более компактные, при той же грузоподъемности, конические роликовые подшипники (табл. П9)

Для опор валов конических или червячных ступеней лучше всего подходят конические роликовые подшипники. Если частота вращения конической шестерни $n > 1500$ об/мин, рекомендуют устанавливать на ее валу шариковые подшипники радиально-упорного типа (табл. П10).

Для опор высоконагруженных и тихоходных валов открытых передач чаще назначают подшипники скольжения (табл. П11). Также находят применение подшипники качения, выполненные в отдельных закрытых корпусах.

По результатам выбора подшипников заполняют табличную форму по следующему образцу:

Рассчитываем диаметры остальных участков:

$$d_M \geq d + 2t; d_M \geq 60 + 2 \cdot 4,6 = 69,2 \text{ мм. Принимаем } d_M = 70 \text{ мм.}$$

$$d_n \geq d_M. \text{ Принимаем } d_n = 75 \text{ мм.}$$

$$d_K \geq d_n. \text{ Принимаем } d_K = 80 \text{ мм.}$$

$$d_{\delta n} = d_n + 3r; d_{\delta n} = 75 + 3 \cdot 3,5 = 85,5 \text{ мм. Принимаем } d_{\delta n} = 90 \text{ мм.}$$

$$d_{\delta K} = d_K + 3f; d_{\delta K} = 80 + 3 \cdot 2,5 = 87,5 \text{ мм. Принимаем } d_{\delta K} = 90 \text{ мм.}$$

Подобным образом рассчитывают валы 4 и 5 открытой передачи с той лишь разницей, что диаметры их опасных участков определяют по формуле (39). При этом полезно просмотреть имеющиеся атласы по деталям машин и ознакомиться с особенностями конструкции валов, выполняющих аналогичные функции.

Таблица результатов проектного расчета валов:

Вал	Диаметры участков вала, мм						
	d	d_M	d_n	$d_{\delta n}$	d_K	$d_{\delta K}$	d_2
1	32	40	40	48	—	—	—
2	—	—	40	48	42	48	—
3	60	70	75	90	80	90	—
4	60	—	70	80	80	90	—
5	67	—	80	90	—	—	—

Вал	Номер подшипника	$d_{п},$ мм	$D,$ мм	$B,$ мм	$c,$ мм	$T_{max},$ мм	$C_r,$ кН	$C_{0r},$ кН
1	7205	25	52	15	13	16,5	23,9	17,9
2	7206	30	62	16	14	17,5	29,8	22,3
3	209	45	85	19	—	—	25,7	18,1
4	скольжения 63×60	63	прочие размеры приведены в табл. П11					
5	скольжения 80×75	80	прочие размеры приведены в табл. П11					

Изложенные принципы конструирования валов зубчатых передач справедливы и для валов передач других видов – червячных, ременных, цепных. Также в силе остаются рекомендации табл. 44 по назначению величин заплечиков и буртиков, обеспечивающих осевое фиксирование деталей на валу.

После проектного расчета валов прорабатывают конструкцию деталей передач (зубчатых колес, шкивов, звездочек), затем приступают к эскизной компоновке.

7.5 Подбор манжет

Подбор производим с помощью табл. П7 приложений по значениям диаметров d_m . Результаты заносим в таблицу:

Вал	Размеры манжет, мм		
	d_m	D_m	h
входной (1)	40	60	10
выходной (3)	70	95	10

7.6 Подбор подшипников

Подбор производим по известному диаметру d_n цапф вала. Для валов редуктора выбираем шариковые радиальные подшипники легкой серии (табл. 8), а для валов открытой передачи – подшипники скольжения (табл. 11). Результаты заносим в таблицу:

Вал	Номер подшипника	d_n , мм	D , мм	B , мм	c , мм	T_{max} , мм	C_r , кН	C_{or} , кН
1	208	40	80	18	–	–	32,0	17,8
2	208	40	80	18	–	–	32,0	17,8
3	215	75	130	25	–	–	66,3	41,0
4	скольжения 70×60	70	прочие размеры приведены в табл. П11					
5	скольжения 80×75	80	прочие размеры приведены в табл. П11					

8 Эскизная компоновка редуктора

Целью эскизной компоновки является рациональное размещение деталей передач во внутреннем объеме редуктора. В результате компоновки определяются основные размеры корпуса редуктора, конструкция ступиц колес, а также осевые размеры валов, необходимые для последующих проверочных расчетов этих деталей по критериям статической и усталостной прочности.

При ручном исполнении эскиза его чертят на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1. Для особо крупных изделий масштаб может быть уменьшен в соответствии со стандартным рядом (1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10). Эскиз строят в двух видах один под другим, оставляя между видами достаточное пространство для дальнейших построений, нанесения размерных линий и выносок. Также можно строить каждый вид на своем листе. Желательно использование чертежных инструментов, по крайней мере, циркуля.

8.1 На начальной стадии процесса компоновки определяют конфигурацию внутренней полости редуктора. Работу, результаты которой для редукторов различных типов представлены на рис. 35, ведут в следующей последовательности:

- проводят осевые линии валов и зубчатых колес, руководствуясь значениями межосевых расстояний a_w ступеней;

- осевыми линиями по значениям делительных диаметров d_k зубчатых колес очерчивают их делительные поверхности. На фронтальном виде это будут касающиеся друг друга окружности, а на виде сверху – отрезки прямых;

- на фронтальном виде в соответствии с диаметрами окружностей вершин d_{ak} сплошными линиями проводят габаритные поверхности колес;

- для конической пары (рис. 35, в) вычерчивают основные контуры колес в соответствии с построениями п. 12.3;

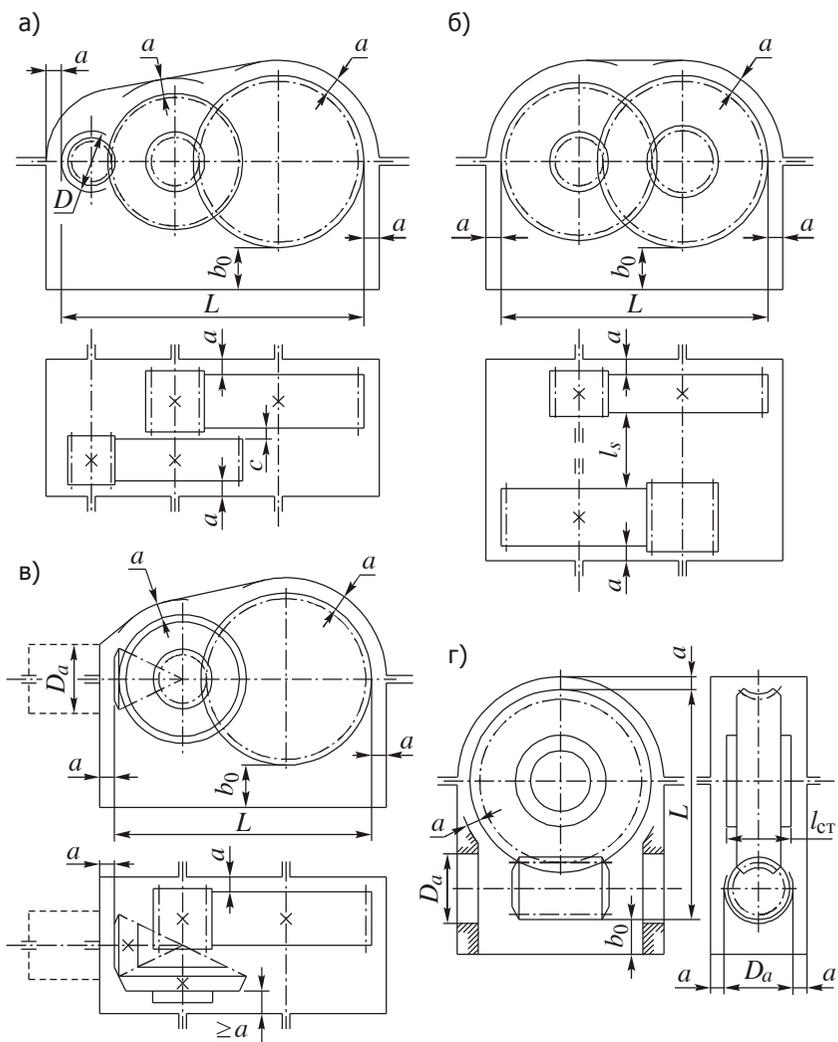


Рис. 35

- замером определяют габарит L внутреннего механизма редуктора (в реальном масштабе);

- вычисляют минимальные зазоры (просветы) между деталями, округляя значения до целых чисел: $a \approx \sqrt[3]{L} + 3 \text{ мм}$; $b_0 \geq 3a$.
Найденные параметры позволяют очертить контур внутренней полости редуктора на фронтальном виде;

- для цилиндрических развернутых редукторов (рис. 35,а) принимают зазор между колесами $c = (0,3 \dots 0,5)a$. При этом допускается отсутствие зазора между колесом и шестерней на промежуточном валу. Подшипники входного вала часто имеют больший наружный диаметр, чем шестерня ($D > d_{a1}$). В этом случае зазор a до стенки корпуса устанавливают от наружного кольца подшипника;

- для соосных редукторов (рис. 35,б) расстояние между колесами в осевом направлении намного больше, чем у редукторов развернутой схемы, поскольку здесь необходимо разместить промежуточную опору с двумя подшипниками. Указанное расстояние $l_s = 3a + B_1 + B_2$, где B_1 и B_2 – ширины подшипников входного и выходного валов;

- на виде сверху очерчивают контуры зубчатых колес, согласовывая их с фронтальным видом, шириной зубчатых венцов b_k колес и найденными зазорами. Если колеса имеют выступающую ступицу, необходимую по конструктивным соображениям или по условиям прочности шпоночных соединений, компоновка может несколько отличаться от представленной на рис. 35;

- для конических или коническо-цилиндрических редукторов цилиндрическая полость корпуса, обозначенная пунктиром, в которую вставляется стакан с подшипниками входного вала, подлежит разработке на более позднем этапе. На данной стадии достаточно определить диаметр этой полости: $D_a = D + 2\delta$, где D – габаритный диаметр подшипников вала; δ – толщина стенок стакана. При $D < 100 \text{ мм}$ принимают $\delta \approx 0,1D$.

- у червячных редукторов (рис. 35, г) подшипники вала червяка часто устанавливают в стаканах, диаметры которых D_a допускают свободный проход червяка в отверстие корпуса при монтаже. Значения D_a принимают по тем же рекомендациям, что и для конических редукторов. Если в конструкции редуктора стаканы не предусмотрены, вместо параметра D_a при построении эскиза принимают габаритный диаметр подшипника D . В любом случае просвет a (на виде слева) устанавливают по наибольшему из параметров D_a , D , d_{a1} .

8.2 Вторую стадию компоновки, включающую определение размеров основных элементов корпуса редуктора и проработку конструкции валов, рассмотрим на наиболее простом примере двухступенчатого редуктора развернутой схемы (рис. 36). При ее выполнении рекомендуется придерживаться следующей последовательности действий:

8.2.1 По значению вращающего момента $T_{\text{ВЫХ}}$ на выходном валу определяют литейную толщину стенок основания корпуса редуктора:

$$\delta = 1,24 \sqrt[4]{T_{\text{ВЫХ}}}, \quad (40)$$

но не менее 6 мм. Толщину крышки корпуса принимают несколько меньшей: $\delta_1 = (0,8 \dots 0,85) \delta$.

Вычисляемые здесь и в последующих расчетах размеры корпуса носят рекомендательный, приближенный характер, что позволяет округлять их до целого числа миллиметров, а при возникновении конструктивной необходимости допускается корректировка и в более грубых пределах.

По размерам δ и δ_1 , откладываемым наружу от контура внутренней полости, по периметру проводят контур внешних стенок корпуса редуктора.

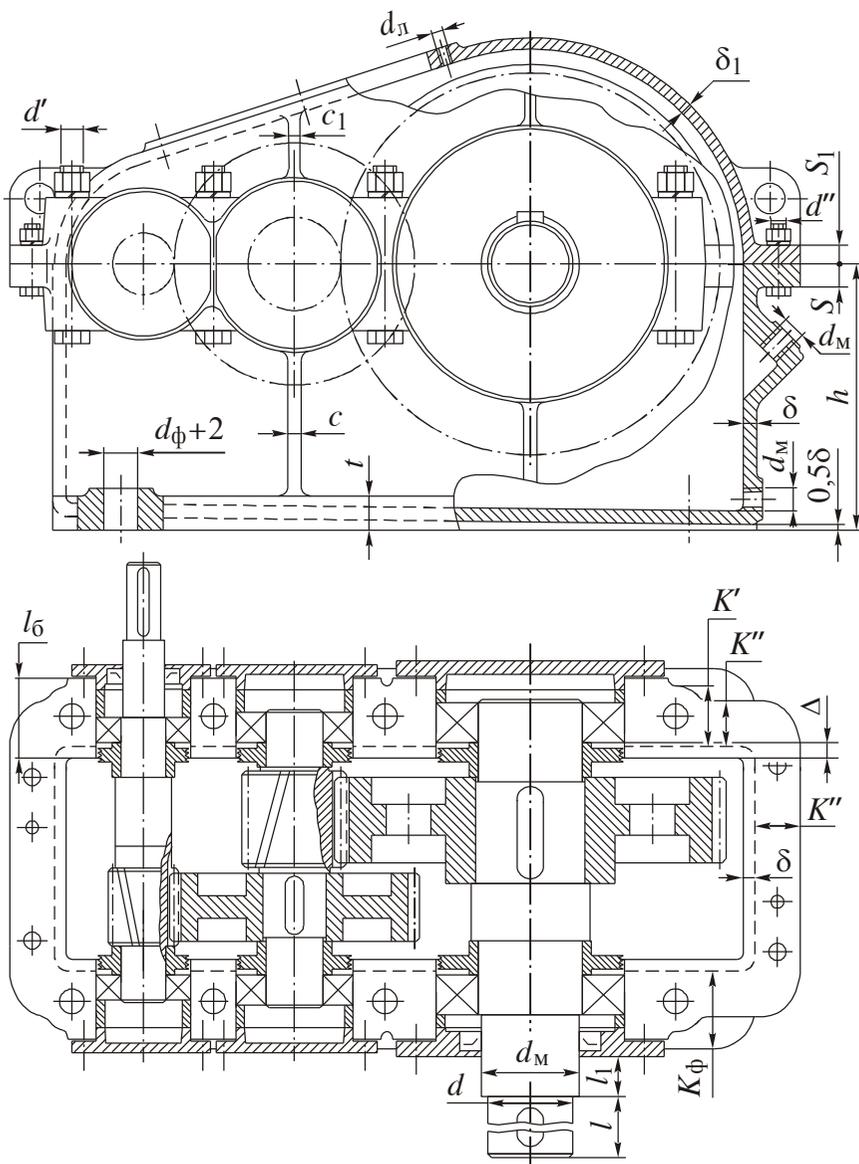


Рис. 36

8.2.2 Днище корпуса часто имеет небольшой уклон в сторону сливного отверстия. Привальная плоскость основания корпуса должна отстоять от нижней точки днища на величину $0,5\delta$. При этом необходимо обеспечить стандартную присоединительную высоту h осей валов, которую назначают из ряда:

$$h = 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, \\ 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000 \text{ мм.}$$

После уточнения h перечерчивают обводы днища, сохраняя неизменной его толщину δ .

8.2.3 На фронтальном виде обозначают фланцы крепления корпусных деталей:

- толщина верхнего пояса корпуса

$$S = (1,25 \dots 1,75)\delta;$$

- толщина пояса крышки редуктора

$$S_1 = (1,25 \dots 1,75)\delta_1;$$

- толщина нижнего пояса корпуса

$$t = (2,25 \dots 2,75)\delta.$$

8.2.4 На виде сверху по размерам, определенным в п. 7.6 вычерчивают контуры подшипников, внутренние торцы которых обычно располагают по одной общей линии, отстоящей от внутренней стенки корпуса на расстояние Δ . Параметр Δ принимают в зависимости от наличия или отсутствия на валах мазеудерживающих колец (рис. 37). Установка таких колец необходима при использовании пластичных смазочных материалов для смазки подшипников, применение которых назначают при окружных скоростях колес $v < 3$ м/с (см. результаты п. 2.2.3). Если же $v \geq 3$ м/с, подшипники смазываются за счет разбрызгивания жидкой картерной смазки. В этом случае мазеудерживающие кольца не ставят. При наличии колец, в зависимости от их толщины принимают $\Delta = 6 \dots 9$ мм; при отсутствии колец $\Delta = 3 \dots 5$ мм.

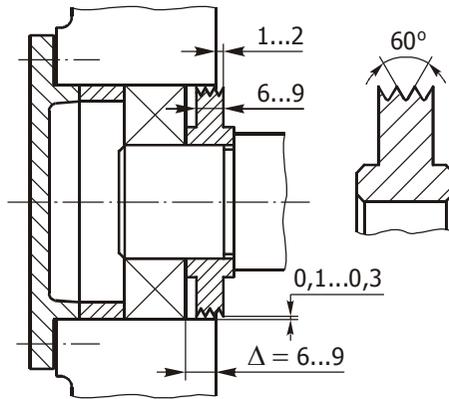


Рис. 37. Постановка лабиринтного кольца

8.2.5 В зависимости от толщины стенок корпуса δ выбирают диаметры крепежных деталей из стандартного ряда (6, 8, 10, 12, 16, 20, 24, 30, 36, 42, 48 мм):

- диаметр фундаментных болтов

$$d_{\phi} = (1,5 \dots 2,5)\delta;$$

- диаметр болтов, стягивающих бобышки подшипниковых гнезд,

$$d' = 0,75d_{\phi};$$

- диаметр болтов крепления крышки к корпусу

$$d'' = 0,5d_{\phi};$$

- диаметр винтов крепления крышки смотрового люка

$$d_{\text{л}} = (0,7 \dots 0,9)\delta_1;$$

- диаметр резьбы пробки для слива масла и резьбы под жезловый маслоуказатель

$$d_{\text{м}} = (1,6 \dots 2,2)\delta.$$

8.2.6 Определяют ширину фланцев крепления корпусных деталей, в соответствии с которой вычерчивают фланцы на виде сверху:

- ширина нижнего пояса корпуса

$$K_{\phi} = 2,7d_{\phi};$$

- ширина пояса крепления корпуса и крышки у бобышек подшипниковых гнезд

$$K' = 2,7d';$$

- ширина пояса крепления корпуса и крышки

$$K'' = 3d''.$$

8.2.7 Бобышки подшипниковых гнезд с целью удобства обработки фрезерованием выполняют выступающими на 3...5 мм от плоскости прилива, определяемой параметром K' , поэтому общую длину подшипниковых гнезд принимают равной

$$l_{\phi} = \delta + K' + (3...5) \text{ мм.}$$

Эта длина может быть увеличена, если подшипники тихоходного вала будут утоплены внутрь корпуса редуктора менее, чем на 5 мм. Подобная ситуация может случиться также при установке сдвоенных подшипников или подшипников широких серий.

8.2.8 Прочерчивают контуры крышек подшипников. Главным параметром, определяющим размеры крышки является внешний диаметр D соответствующего подшипника. На рис. 38 представлены типовые конструкции сквозной и глухой привертных крышек, а в табл. 45 – их геометрические параметры.

Таблица 45

$D, \text{мм}$	50...62	63...95	100...145	150...220
Толщина стенки $\delta^*, \text{мм}$	5	6	7	8
Диаметр винтов $d_k, \text{мм}$	6	8	10	12
Количество винтов z	4	4	6	6

* Не путать с толщиной δ стенок корпуса

Диаметр фланца крышки принимают равным

$$D_{\phi} = D + (4,0 \dots 4,4)d_k.$$

Размеры δ_1 и δ_2 зависят от параметра δ из табл. 45:

$$\delta_1 = 1,2\delta; \quad \delta_2 = (0,9 \dots 1)\delta.$$

При изображении крышек необходимо учесть следующее: диаметры бобышек подшипниковых гнезд принимают на 4...5 мм большими диаметров крышек D_{ϕ} ; под фланцы крышек устанавливают регулировочные металлические прокладки, которым на сборочном чертеже придают условную толщину порядка 1 мм. Поперечные сечения прокладок ввиду их малой толщины тонируют черной заливкой.



Рис. 38. Крышки подшипников: слева – сквозная, справа – глухая

8.2.9 Вычерчивают ребра жесткости в районе подшипниковых гнезд на основании и на крышке корпуса. Толщина ребер составляет $c = (0,8 \dots 1,0)\delta$ и $c_1 = (0,8 \dots 1,0)\delta_1$, соответственно.

8.2.10 Прорисовывают окончательные контуры валов, обеспечивая правильную посадку и фиксацию деталей.

Участки валов диаметром d_m (см. таблицу результатов по п. 7.4) должны выступать за габариты сквозных привертных крышек на величину

$$l_1 = (0,6...0,8)a + d_k,$$

где зазор a определен в п. 8.1, а диаметр d_k крепежных винтов принимают из табл. 45.

Длина l и диаметр d концевых цилиндрических участков валов (если они не были определены на этапе подбора муфт) должны соответствовать стандартным значениям из табл. 46.

Таблица 46

d , мм	l , мм		d , мм	l , мм	
	Исполнение			Исполнение	
	1 длинные	2 укороч.		1 длинные	2 укороч.
20, 22	50	36	50, 55	110	82
25, 28	60	42	60, 70	140	105
32, 36	80	58	80, 90	170	130
40, 45	110	82	100, 110	210	165

Дальнейшая графическая работа предполагает наращивание эскизной компоновки новыми деталями и конструктивными элементами, постепенно превращающими ее в черновой вариант сборочного чертежа редуктора. На этом этапе совершенно необходимо иметь перед собой один или несколько образцов выполнения сборочных чертежей редукторов данного и похожих типов, найти которые можно в атласах конструкций [4 – 8]. Там же приводятся необходимые справочные данные по некоторым деталям и узлам.

9 Проверочные расчеты валов

9.1 Определение реакций опор и внутренних силовых факторов

Проверочные расчеты валов выполняют после этапа компоновки, когда окончательно определяются конструкция и размеры этих деталей. В учебных проектах валы проверяют на статическую прочность и сопротивление усталости. В обоснованных случаях дополнительно проводят проверку на жесткость и колебания. Каждый вал проверяют отдельно. Обычно запас прочности вала, заложенный при проектном расчете, вполне достаточен и проверка это подтверждает. Реже возникает ситуация, когда проверка не выполняется, и требуются меры по изменению конструкции вала, а иногда и сопряженных с ним деталей и узлов.

9.1.1 Перед проведением проверочных расчетов необходимо построить *балочную модель вала*, для которой будут определены действующие на вал силы и конкретные точки их приложения. На рис. 39 и 40 представлен пример построения балочных моделей валов редуктора.

При построении балочной модели силы в зацеплении зубчатых колес считают приложенными посередине ширины зубчатых венцов, а силы реакций опор – к центрам подшипников качения радиального типа. В случае радиально-упорных роликовых подшипников точка приложения сил реакций расположена на расстоянии a от габарита наружного кольца, как это показано на примере тихоходного вала. Расстояние a определяют по формуле

$$a = 0,5[T + (d_{\text{п}} + D)e/3],$$

где входящие параметры принимают из табл. П9. В случае радиально-упорных шариковых подшипников

$$a = 0,5[B + 0,5(d_{\text{п}} + D)\text{tg}\alpha],$$

где входящие параметры принимают из табл. П10.

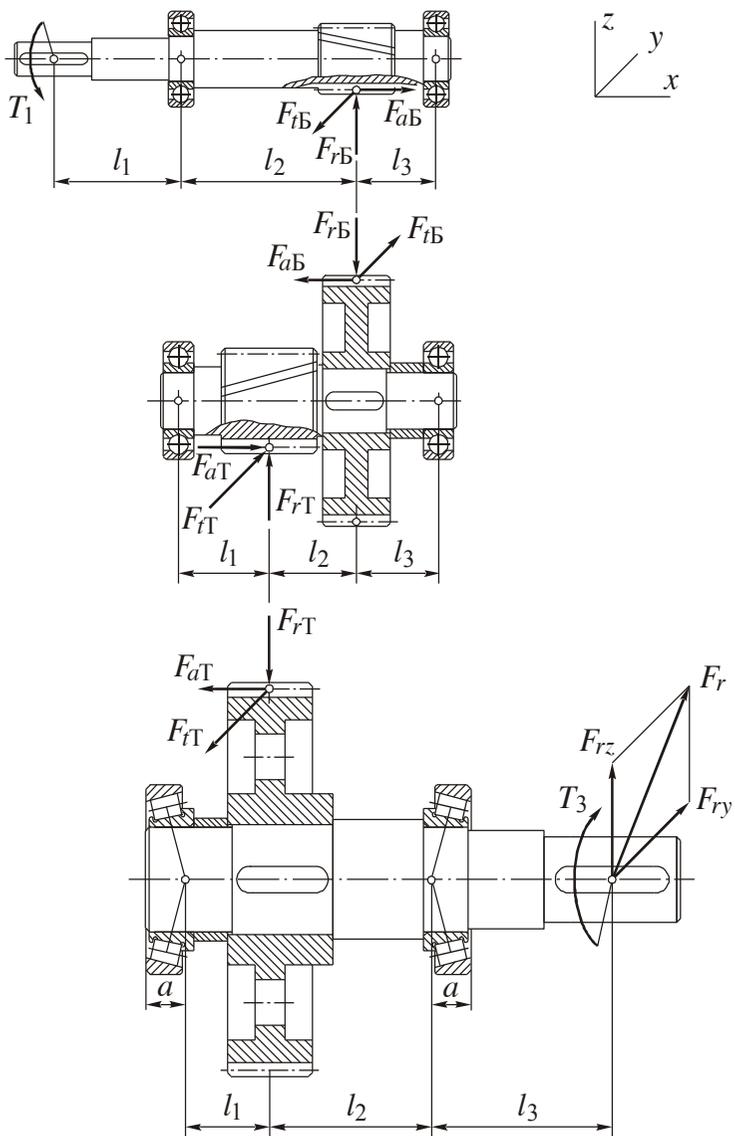


Рис. 39. Нагрузка на валы редуктора

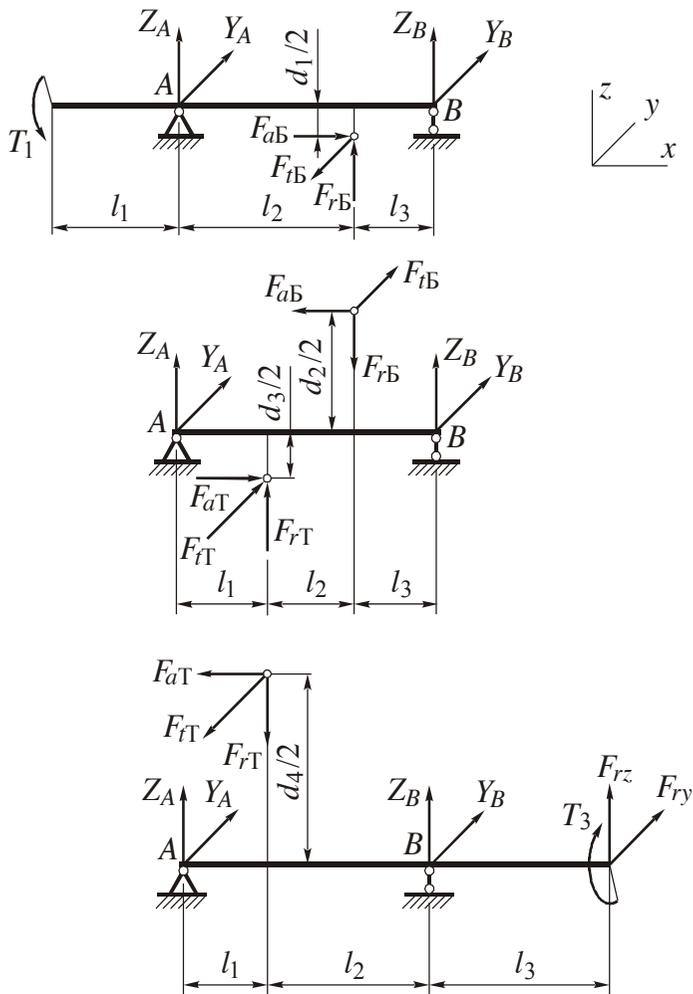


Рис. 40. Балочные модели валов редуктора

Реакции подшипников скольжения прикладывают на расстоянии, равном 1/3 их ширины, от внутренних торцов.

На модели подшипники условно изображают в виде неподвижной и подвижной шарнирных опор, реакции которых направляют вдоль координатных осей y и z . Реакцию по направлению оси x на неподвижной опоре обычно не изображают.

Если на концевом участке вала закреплена муфта, в центре этого участка прикладывают вращающий момент. Поперечную (радиальную) нагрузку со стороны муфты, связанную с возможной несоосностью соединяемых валов, в учебных проектах обычно не учитывают. При посадке на конец вала шкива ременной передачи или звездочки цепной передачи к центру посадочного участка прикладывают вращающий момент и поперечную (радиальную) силу, которую направляют по линии центров шкивов или звездочек. Если линия центров расположена под углом к координатным плоскостям, поперечную силу раскладывают на две составляющие (F_{ry} и F_{rz} на рис. 39).

Длины характерных участков вала l_1, l_2, l_3, \dots определяются осевыми расстояниями между точками приложения сил.

Балочную модель можно считать готовой к расчету, если выполнен эскиз по примеру рис. 40 с изображением всех действующих на вал сил, включая реакции опор, определены длины характерных участков l_k и делительные диаметры колес d_k .

9.1.2 После построения балочной модели следует этап определения опорных реакций, который рассмотрим на конкретном примере расчета промежуточного вала.

Исходные данные: $F_{tB} = 2000$ Н; $F_{rB} = 750$ Н; $F_{aB} = 540$ Н; $F_{tT} = 5000$ Н; $F_{rT} = 1900$ Н; $F_{aT} = 1400$ Н; $l_1 = 54$ мм; $l_2 = 42$ мм; $l_3 = 40$ мм; $d_2 = 125$ мм; $d_3 = 50$ мм.

З а м е ч а н и е : в проверочных расчетах удобно задавать силы в Ньютонах, а геометрические размеры в мм. Это означает, что моменты сил будут измеряться в Н·мм, поэтому, если при расчете какого-либо вала в равенства войдет вращающий момент T_k

(как например момент T_1 или T_3 на рис. 40), ранее вычисленный в Н·м, его необходимо будет привести к единицам Н·мм (умножим на 10^3).

Расчет вала ведут отдельно в двух координатных плоскостях: xz – условно вертикальной и xy – условно горизонтальной. В каждой из плоскостей составляют уравнения равновесия в виде суммы моментов относительно опор вала (рис. 41).

В вертикальной плоскости:

$$\sum M_A(\vec{F}_k) = 0;$$

$$Z_B(l_1 + l_2 + l_3) + F_{rT}l_1 + F_{aB}d_2/2 + F_{aT}d_3/2 - F_{rB}(l_1 + l_2) = 0;$$

$$Z_B = \frac{1}{(l_1 + l_2 + l_3)} [-F_{rT}l_1 - F_{aB}d_2/2 - F_{aT}d_3/2 + F_{rB}(l_1 + l_2)];$$

$$Z_B = \frac{1}{136} [-1900 \cdot 54 - 540 \cdot 62,5 - 1400 \cdot 25 + 750 \cdot 96] = -730,5 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B(\vec{F}_k) = 0;$$

$$-Z_A(l_1 + l_2 + l_3) - F_{rT}(l_2 + l_3) + F_{aB}d_2/2 + F_{aT}d_3/2 + F_{rB}l_3 = 0;$$

$$Z_A = \frac{1}{(l_1 + l_2 + l_3)} [-F_{rT}(l_2 + l_3) + F_{aB}d_2/2 + F_{aT}d_3/2 + F_{rB}l_3];$$

$$Z_A = \frac{1}{136} [-1900 \cdot 82 + 540 \cdot 62,5 + 1400 \cdot 25 + 750 \cdot 40] = -419,5 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum F_{kz} = Z_A + Z_B + F_{rT} - F_{rB} =$$

$$= -730,5 - 419,5 + 1900 - 750 = 1900 - 1900 \equiv 0.$$

Проверка выполняется.

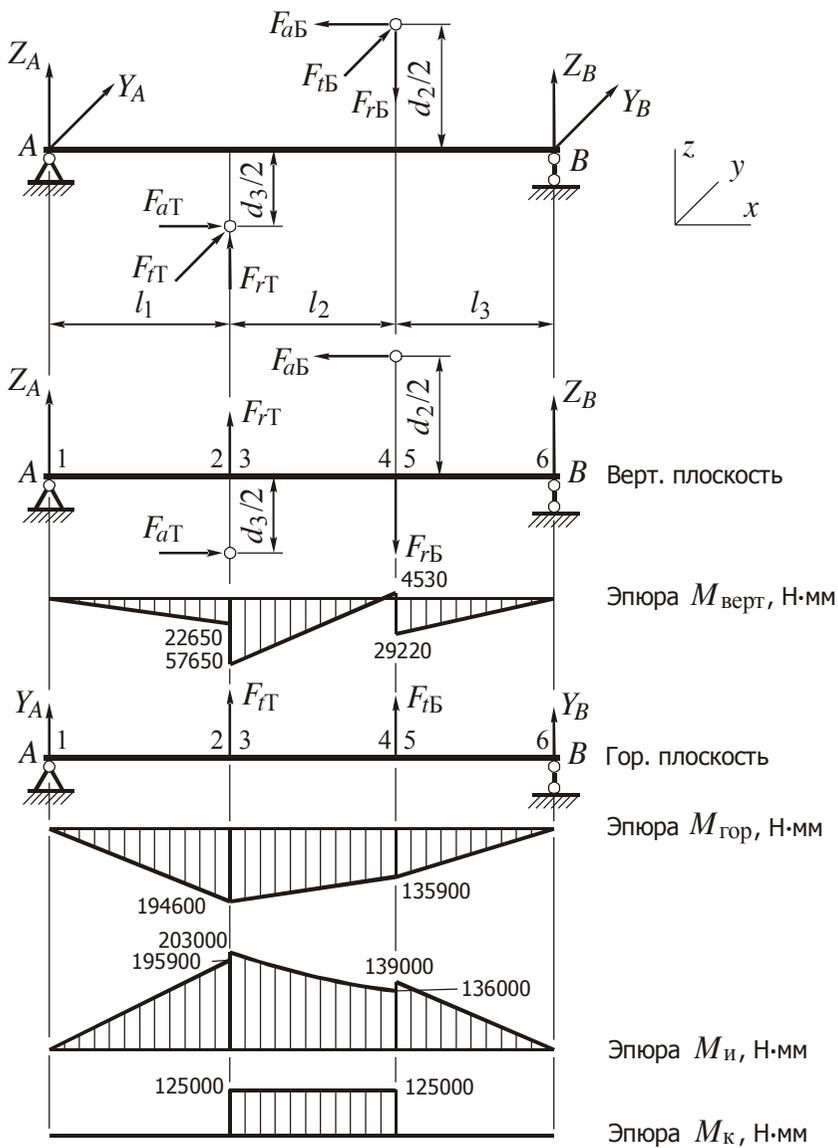


Рис. 41

В горизонтальной плоскости:

$$\sum M_A(\vec{F}_k) = 0; \quad Y_B(l_1 + l_2 + l_3) + F_{f\Gamma}l_1 + F_{fБ}(l_1 + l_2) = 0;$$

$$Y_B = \frac{1}{(l_1 + l_2 + l_3)} [-F_{f\Gamma}l_1 - F_{fБ}(l_1 + l_2)];$$

$$Y_B = \frac{1}{136} [-5000 \cdot 54 - 2000 \cdot 96] = -3397 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B(\vec{F}_k) = 0; \quad -Y_A(l_1 + l_2 + l_3) - F_{f\Gamma}(l_2 + l_3) - F_{fБ}l_3 = 0;$$

$$Y_A = \frac{1}{(l_1 + l_2 + l_3)} [-F_{f\Gamma}(l_2 + l_3) - F_{fБ}l_3];$$

$$Y_A = \frac{1}{136} [-5000 \cdot 82 - 2000 \cdot 40] = -3603 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\begin{aligned} \sum F_{ky} = Y_A + Y_B + F_{f\Gamma} + F_{fБ} = \\ = -3603 - 3397 + 5000 + 2000 = 7000 - 7000 \equiv 0. \end{aligned}$$

Проверка выполняется.

9.1.3 Построение эпюр внутренних силовых факторов ведут в следующей последовательности:

9.1.3.1 Раздельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях находят изгибающие моменты в характерных сечениях вала 1, 2, 3, 4, ... При переходе с участка на участок изгибающий момент вычисляют как слева, так и справа от границы. По найденным значениям строят эпюры $M_{\text{верт}}$ и $M_{\text{гор}}$ (рис. 41).

В вертикальной плоскости:

$$M_1 = 0; M_2 = Z_A l_1; M_3 = Z_A l_1 - F_{aT} d_3 / 2;$$

$$M_4 = Z_B l_3 + F_{aB} d_2 / 2; M_5 = Z_B l_3; M_6 = 0.$$

Подставляя числовые данные, находим:

$$M_1 = 0; M_2 = -419,5 \cdot 54 = -22650 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_3 = -419,5 \cdot 54 - 1400 \cdot 25 = -57650 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_4 = -730,5 \cdot 40 + 540 \cdot 62,5 = 4530 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_5 = -730,5 \cdot 40 = -29220 \text{ Н}\cdot\text{мм}; M_6 = 0.$$

В горизонтальной плоскости:

$$M_1 = 0; M_2 = M_3 = Y_A l_1; M_4 = M_5 = Y_B l_3; M_6 = 0.$$

Подставляя числовые данные, находим:

$$M_1 = 0; M_2 = M_3 = -3603 \cdot 54 = -194600 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_4 = M_5 = -3397 \cdot 40 = -135900 \text{ Н}\cdot\text{мм}; M_6 = 0.$$

9.1.3.2 Строят эпюру суммарного изгибающего момента, для чего производят геометрическое суммирование частных значений изгибающих моментов в характерных сечениях по формуле

$$M_{ик} = \sqrt{M_{k \text{ верт}}^2 + M_{k \text{ гор}}^2}.$$

$$M_1 = 0;$$

$$M_2 = \sqrt{(-22650)^2 + (-194600)^2} = 195900 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_3 = \sqrt{(-57650)^2 + (-194600)^2} = 203000 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_4 = \sqrt{(4530)^2 + (-135900)^2} = 136000 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_5 = \sqrt{(-29220)^2 + (-135900)^2} = 139000 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_6 = 0.$$

9.1.3.3 Находят значения крутящего момента в характерных сечениях вала и строят соответствующую эпюру. Вал подвержен деформации кручения на участке 3 – 4 между центрами зубчатых колес. На этом участке действует постоянный крутящий момент $M_k = T_2$, где T_2 , Н·мм – вращающий момент на данном валу (см. результаты кинематического расчета привода). По-другому величину крутящего момента можно определить методом сечений по формуле

$$M_k = F_{iT} d_3 / 2; \quad M_k = 5000 \cdot 25 = 125000 \text{ Н·мм.}$$

Рассчитанные значения опорных реакций, суммарного изгибающего момента и крутящего момента в сечениях вала заносят в табличные формы:

Реакции опор	Левая опора: $Y_A = -3603 \text{ Н}; Z_A = -419,5 \text{ Н}$
	Правая опора: $Y_B = -3397 \text{ Н}; Z_B = -730,5 \text{ Н}$

Силовой фактор	Значение в сечении					
	1	2	3	4	5	6
$M_{и}, \text{ Н·мм}$	0	195900	203000	136000	139000	0
$M_k, \text{ Н·мм}$	0	0	125000	125000	0	0

9.2 Статический расчет вала при действии пиковых нагрузок

Расчету подлежат наиболее опасные сечения вала. Такими являются сечения с высокими значениями изгибающего $M_{и}$ и крутящего M_k моментов при малых поперечных размерах сечений валов. Чтобы выбрать опасные сечения, необходимо про-

анализировать эпюры $M_{и}$ и $M_{к}$ (см. рис. 41), а также конструкцию вала (см. рис. 39). В рассмотренном выше случае промежуточного вала опасными являются сечения 3 и 4: в сечении 3 самая высокая нагрузка, а в сечении 4 нагрузка меньше, но и диаметр вала меньше, поэтому заранее угадать какое из двух сечений более опасное, невозможно. В подобных случаях расчет ведут отдельно для каждого потенциально опасного сечения.

Напряжения изгиба и кручения от действия номинальной нагрузки в опасных сечениях вала находят по формулам:

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W}; \quad \tau_{к} = \frac{M_{к}}{W_{к}}. \quad (41)$$

где осевой и полярный моменты сопротивления вычисляют по диаметру сечения:

$$W = \frac{\pi d^3}{32}; \quad W_{к} = \frac{\pi d^3}{16}. \quad (42)$$

При работе в технической системе единиц (Н, мм) напряжения в формуле (41) измеряются в МПа.

Сечение вала не всегда бывает круглым. Если оно ослаблено шпоночным пазом, вместо формул (42) используют формулы

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d}; \quad W_{к} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d},$$

где b и h – размеры поперечного сечения шпонки, которые выбирают из табл. П19 (или из табл. П20 в случае применения сегментных шпонок).

Если сечение приходится на шестерню, выполненную как одно целое с валом, или на шлицевый участок, при расчетах по формулам (42) в качестве диаметра d берут эффективный диаметр $d_{эф}$, зависящий от диаметров окружностей выступов и впадин:

$$d_{\text{эф}} = d_a - 0,657(d_a - d_f).$$

С более точной методикой вычисления моментов сопротивления сечений, имеющих особенности контура, можно ознакомиться в [1, 11].

Проверку опасных сечений проводят по энергетическому критерию (IV теория прочности):

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{IV}} = K_{\text{пер}} \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 3\tau_{\text{к}}^2} \leq [\sigma_{\text{и}}], \quad (43)$$

где коэффициент перегрузки $K_{\text{пер}}$ был определен в п. 2.2.6.

В качестве допускаемого напряжения принимают величину $[\sigma_{\text{и}}] = 0,8\sigma_{\text{T}}$. Предел текучести σ_{T} в зависимости от материала вала выбирают из табл. 3. При этом для валов-шестерен берут тот же материал, что и для шестерен.

В случае невыполнения условия проверки диаметр сечения должен быть увеличен.

9.3 Расчет вала на сопротивление усталости

При расчете вала на сопротивление усталости к ранее выбранным опасным сечениям следует добавить сечения может и с меньшей нагрузкой, но в которые попадают различные концентраторы напряжений: канавки, галтели, резьба, просверленные отверстия, пазы и др.

Для каждого из выбранных сечений рассчитывают коэффициенты запаса сопротивления усталости при изгибе S_{σ} и кручении S_{τ} :

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a + \Psi_{\sigma D} \sigma_m}; \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a + \Psi_{\tau D} \tau_m}. \quad (44)$$

Параметры, входящие в выражения (44), вычисляют по алгоритму:

Амплитудные и средние напряжения цикла рассчитывают по формулам

$$\sigma_a = \sigma_{и}; \quad \sigma_m = 0; \quad \tau_a = \tau_{к} / 2; \quad \tau_m = \tau_{к} / 2,$$

где $\sigma_{и}$ и $\tau_{к}$ даются выражениями (41).

Затем рассчитывают коэффициенты снижения предела выносливости при изгибе и кручении:

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma} - 1) / K_V;$$

$$K_{\tau D} = (K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau} - 1) / K_V,$$

где значения входящих параметров, зависящие от вида концентраторов напряжений, а также от способа и качества обработки поверхности, приведены в табл. П12 – П18.

В зависимости от предела прочности σ_B материала (см. табл. 3) принимают значения пределов выносливости гладких стандартных образцов при изгибе:

- для углеродистых сталей $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B$;

- для легированных сталей $\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70...120)$ МПа;

Предел выносливости гладких стандартных образцов при кручении $\tau_{-1} = (0,5...0,58)\sigma_{-1}$.

Принимают коэффициент асимметрии цикла:

- для углеродистых мягких сталей $\psi_{\tau} = 0$;

- для среднеуглеродистых сталей $\psi_{\tau} = 0,05$;

- для легированных сталей $\psi_{\tau} = 0,1$.

Вычисляют пределы выносливости вала с учетом специфики рассматриваемого сечения:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}; \quad \tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}.$$

Находят коэффициент влияния асимметрии цикла в сечении:

$$\Psi_{\tau D} = \frac{\Psi_{\tau}}{K_{\tau D}}.$$

Далее производят вычисление коэффициентов запаса S_{σ} и S_{τ} по формулам (44).

Общий коэффициент запаса сопротивления усталости в сечении определяют по формуле

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}. \quad (45)$$

Усталостная прочность считается обеспеченной, если выполняется условие

$$S \geq [S],$$

где допускаемое значение $[S]$ принимают в диапазоне $[S] = 1,5 \dots 2,5$.

Если условие усталостной прочности не выполняется, принимают конструктивные меры по уменьшению концентрации напряжений в сечении или увеличивают диаметры участков вала.

10 Расчет подшипников

Предварительный подбор подшипников производят на этапе проектирования валов передач. После проведения проверочных расчетов валов необходимо также проверить и подшипники. Подшипники качения проверяют на заданную долговечность по их динамической грузоподъемности, а для подшипников скольжения проводят две проверки – по величине среднего давления в контакте и по величине удельного энерговыделения.

10.1 Расчет подшипников качения

Проверочный расчет подшипников качения выполняют в следующей последовательности [1, 10, 12, 13]:

10.1.1 Принимают тип и размеры подшипников в зависимости от особенностей нагружения вала и диаметра цапф (см. п. 7.6).

10.1.2 Определяют нагрузки на подшипниковую пару, установленную в опорах, условно, A и B .

Радиальную нагрузку вычисляют по формулам

$$F_{rA} = \sqrt{Y_A^2 + Z_A^2}; \quad F_{rB} = \sqrt{Y_B^2 + Z_B^2}, \quad (46)$$

где Y_A, Z_A, Y_B, Z_B – опорные реакции по результатам п. 9.1.

Осевую нагрузку на подшипники радиального типа, не имеющие наклона дорожек качения, находят как сумму проекций на ось x вала осевых сил, действующих со стороны установленных на валу деталей:

$$F_a = \sum (F_{ak})_x. \quad (47)$$

В зависимости от знака результата и схемы установки подшипников (с фиксированной опорой, враспор или врастажку) делают вывод о том, какой из подшипников пары ограничивает осевое перемещение вала. Осевая нагрузка на этот подшипник собствен-

но и будет равна F_a , а осевая нагрузка на парный ему подшипник будет нулевой.

Осевая нагрузка на подшипники радиально-упорного типа определяется несколько сложнее. Здесь необходимо дополнительно учитывать ту долю осевой нагрузки, которая обусловлена наклоном дорожек качения и возникает при приложении к подшипникам только радиальных сил (рис. 42):

$$S_A = e'F_{rA}; \quad S_B = e'F_{rB}. \quad (48)$$

В формулах (48) e' – коэффициент минимальной осевой силы, зависящий от значения параметра осевой нагрузки e , приводимого в каталогах подшипников (см. табл. П9 и П10). При этом

$$e' = ke,$$

где $k = 0,83$ для конических подшипников и $k = 1$ для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$. Если же угол контакта радиально-упорных шариковых подшипников $\alpha < 18^\circ$, коэффициент e' вычисляют для каждого из подшипников пары по эмпирической формуле

$$e' = 0,58 \left(\frac{F_r}{C_{0r}} \right)^{0,14},$$

в которую входят радиальная нагрузка F_r и статическая грузоподъемность C_{0r} подшипника.

Определив S_A и S_B , находят тот из подшипников, который ограничивает осевое перемещение вала. С этой целью вычисляют силу R , удерживающую вал от смещения вдоль оси x :

$$R = S_{Ax} + S_{Bx} + \sum (F_{ak})_x,$$

где через $\sum (F_{ak})_x$, как и раньше, обозначена сумма проекций на ось x внешней нагрузки на вал (осевых сил в зацеплении зубчатых колес и т. п.). Знаки всех проекций учитываются.

Если $R > 0$, вал стремится переместиться по направлению оси x , если же $R < 0$, то в обратном направлении. Соответственно этому по схеме установки подшипников определяется тот из них, который препятствует такому перемещению.

Осевая нагрузка на подшипник, препятствующий смещению вала,

$$F_a = \left| \sum (F_{ak})_x \right| + S_{\text{пар}}, \quad (49)$$

Осевая нагрузка на парный ему подшипник

$$F_a = S_{\text{пар}}. \quad (50)$$

В формулах (49) и (50) величина $S_{\text{пар}}$ определяется формулами (48) применительно к подшипнику, не препятствующему смещению вала.

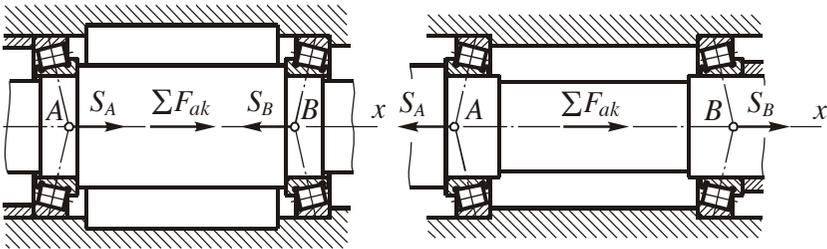


Рис. 42. Установка радиально-упорных подшипников враспор (слева) и врасяжку (справа)

10.1.3 Вычисляют эквивалентную динамическую нагрузку:

$$P_r = (XVF_r + YF_a)K_6K_T, \quad (51)$$

где X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, принимаемые по табл. П8 – П10 в зависимости от соотношения величин $F_a / (VF_r)$ и e ; коэффициент вращения $V = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника и $V = 1,2$ при вращении внешнего кольца; коэффициент безопасности K_6 и температурный коэффициент K_T выбирают из табл. 47 и 48.

Таблица 47

№ п/п	Машины, оборудование и условия эксплуатации	K_6
1	Машины для кратковременной или прерывистой эксплуатации: бытовое оборудование, строительные и монтажные краны и машины, тракторы	1,0 ... 1,1
2	Машины того же назначения, что и в п. 1, но с повышенными требованиями к надежности; подъемники и краны для штучных грузов, автомобили, комбайны, сельхозтехника	1,1 ... 1,2
3	Машины для односменной работы, эксплуатируемые не всегда с полной нагрузкой; стационарные электродвигатели, редукторы, авиадвигатели	1,2 ... 1,3
4	Машины того же назначения, что и в п. 3, но работающие с полной нагрузкой; металлорежущие и деревообрабатывающие станки, печатные и текстильные машины, воздуходувки, грейферные краны	1,3 ... 1,4
5	Машины для круглосуточной работы; приводы прокатного оборудования, компрессоры, шахтные подъемники, энергетическое оборудование средней мощности, транспортные буксы, локомотивы	1,5 ... 1,7
6	Трубопрокатные станы, вращающиеся печи, приводы судового оборудования, эскалаторы	1,7 ... 2,0
7	Наиболее ответственные круглосуточно эксплуатируемые агрегаты; крупные электрические машины и энергетические установки, целлюлозные и бумагоделательные машины и оборудование, шахтные насосы и воздуходувки, коренные подшипники судовых двигателей	2,0 ... 2,5

Таблица 48

Рабочая температура подшипника, °С	<100	125	150	175	200	225	250	300	350
K_T	1,0	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4	1,6	2,0

10.1.4 Проверяют долговечность подшипниковой пары по подшипнику с бóльшим значением эквивалентной динамической нагрузки P_r . Проверку ведут по условию

$$L_h = a_1 a_2 \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p \frac{10^6}{60n} \geq L_{h\text{тр}}, \quad (52)$$

где L_h – расчетная долговечность подшипника (час); C_r – паспортная динамическая грузоподъемность (Н); показатель $p = 3$ для шариковых и $p = 3,33$ для роликовых подшипников; n – частота вращения вала; $L_{h\text{тр}}$ – требуемая долговечность подшипника; a_1 – коэффициент надежности, табл. 49; a_2 – коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации, табл. 50.

Требуемую долговечность $L_{h\text{тр}}$ подшипников качения принимают равной 10000 час для зубчатых и 5000 час для червячных редукторов; коэффициент надежности a_1 принимают равным единице (при 90% вероятности безотказной работы).

Таблица 49

Значения коэффициента надежности a_1 в зависимости от требуемой надежности S

S	90%	95%	96%	97%	98%	99%
a_1	1,00	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Значения коэффициента a_2 совместного влияния качества металла и условий эксплуатации при обычных условиях применения

Тип подшипника	a_2
Шарикоподшипники (кроме сферических)	0,7 ... 0,8
Роликоподшипники цилиндрические, шарикоподшипники сферические двухрядные	0,5 ... 0,6
Роликоподшипники конические	0,6 ... 0,7
Роликоподшипники сферические двухрядные	0,3 ... 0,4

10.2 Расчет подшипников скольжения

Подшипники тихоходных валов открытых механизмов в большинстве случаев работают в условиях полужидкостного трения. Для таких подшипников проводят два упрощенных инженерных расчета: расчет по величине среднего давления p в контакте цапфы вала с вкладышем и расчет по удельному энерговыделению pv .

10.2.1 При проверке подшипников радиального типа предварительно находят скорость скольжения в контакте:

$$v = \frac{\pi n d_{\text{п}}}{60 \cdot 10^3}, \quad (53)$$

где $d_{\text{п}}$ – диаметр цапфы, мм; а n – частота вращения вала.

Также необходимо определиться с длиной l цапфы (вкладыша). При выборе стандартного подшипника по табл. П11 принимают $l \approx B_1$, мм.

Работоспособность подшипника обеспечена, если выполняются следующие два условия:

$$p = \frac{F_r}{d_{\text{н}} l} \leq [p]; \quad (54)$$

$$pv \leq [pv], \quad (55)$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник, Н; $[p]$ и $[pv]$ – допускаемые значения среднего давления и удельного энерговыделения. Значения параметров $[p]$ и $[pv]$, а также предельной скорости относительного скольжения для различных материалов вкладышей приведены в табл. 51.

Таблица 51

Допускаемые режимы работы подшипников скольжения, работающих при полусухом и полужидкостном трении

Материал вкладыша	$\leq v$, м/с	$[p]$, МПа	$[pv]$, МПа·м/с
Чугун серый СЧ-36	0,5 1,0	4 2	— —
Чугун антифрикционный:			
АВЧ-2	5	0,5	2,5
АКЧ-1	1	12	12
Бронза:			
Бр0Ф10-1	10	15	15
БрАЖ9-4	4	15	12
Латунь ЛКС80-3-3	2	12	10
Баббит:			
Б16	12	15	10
Б6	6	5	5
Металлокерамика:			
бронзографит	2	4	—
железографит	2	5,5	—
Капрон АК-7	4	15	15
Пластифицированная древесина (смазка водой)	1	10	—
Резина (смазка водой)	—	2 ... 6	—

Если материал вкладыша заранее не выбран, то данные табл. 51 позволяют это сделать.

10.2.2 Упорные подшипники скольжения, или подпятники, рассчитывают по аналогичным формулам:

$$p = \frac{F_a}{A} \leq [p]; \quad (56)$$

$$pv \leq [pv], \quad (57)$$

где F_a – осевая нагрузка на подпятник; A – площадь опорной поверхности; v – средняя скорость скольжения.

Для круговой опорной поверхности с диаметром d принимают

$$A = \varphi \frac{\pi d^2}{4}; \quad v = \frac{\pi n d}{90 \cdot 10^3}.$$

Для кольцевой опорной поверхности

$$A = \varphi \frac{\pi(d^2 - d_0^2)}{4}; \quad v = \frac{\pi n(d^3 - d_0^3)}{90(d^2 - d_0^2) \cdot 10^3}.$$

В записанных формулах $\varphi = 0,8 \dots 0,9$ – коэффициент, учитывающий уменьшение опорной поверхности за счет наличия на поверхностях трения смазочных канавок; множитель 10^3 необходим, если диаметры заданы в мм; d_0 – внутренний диаметр кольца. Обычно $d_0 = (0,6 \dots 0,8) d$.

11 Расчет шпоночных и шлицевых соединений

11.1 Соединения призматическими или сегментными шпонками (рис. 43 и 44, соответственно) рассчитывают на смятие рабочих граней соединения по условию

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T \cdot 10^3}{d l_p K} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (58)$$

где T – вращающий момент на валу (Н·м); d – диаметр посадочного участка вала (мм); l_p – расчетная длина шпонки (мм); K – высота площадки смятия (мм); допускаемые напряжения $[\sigma_{\text{см}}]$ (МПа) выбирают обычно по материалу ступицы из табл. 52.

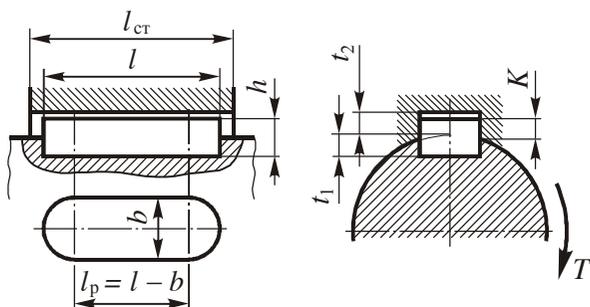


Рис. 43. Соединение призматической шпонкой

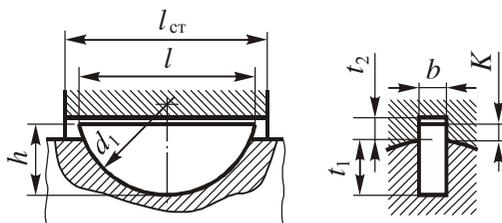


Рис. 44. Соединение сегментной шпонкой

**Допускаемые напряжения смятия
для шпоночных соединений $[\sigma_{см}]$, МПа**

Вид соединения	Материал ступицы	Характер нагрузки		
		Спокойная	Со слабыми толчками	Ударная
Неподвижное	Сталь	150	100	50
	Чугун	80	53	27
Подвижное	Сталь	50	40	30

При проектном расчете призматической шпонки с помощью формулы (58) находят ее расчетную длину:

$$l_p = \frac{2T \cdot 10^3}{dK[\sigma_{см}]},$$

где высоту площадки смятия K , равно как и другие размеры шпонки, представленные на рис. 43, принимают по табл. П19 приложений в зависимости от диаметра вала.

Далее находят габаритную длину шпонки

$$l = l_p + b$$

и уточняют ее значение по стандартному ряду:

$$l = 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400 \text{ (мм)}$$

По длине l шпонки рассчитывают длину $l_{ст}$ ступицы, которая должна быть больше l на 5...10 мм. Если в результате расчета длина ступицы зубчатого колеса превысит 1,5 диаметра вала, что

11 Расчет шпоночных соединений

В отсутствие особых требований по нагрузочной способности и центрированию деталей на валах применяем наиболее простой вид соединений – призматическими шпонками. Размеры шпонок назначаем по найденным в разд. 7 диаметрам соответствующих участков валов:

Вал	Диаметры участков вала, мм						
	d	d_m	d_n	$d_{\delta n}$	d_k	$d_{\delta k}$	d_e
1	32	40	40	48	–	–	–
2	–	–	40	48	42	48	–
3	60	70	75	90	80	90	–
4	60	–	70	80	80	90	–
5	67	–	80	90	–	–	–

Вал 1. $d = 32$ мм. $T = 31,24$ Н·м. Сечение шпонки принимаем по табл. П19 приложений: $b = 10$ мм; $h = 8$ мм; $t_1 = 5$ мм; $t_2 = 3,3$ мм; $K = 3,5$ мм.

Длина шпонки в данном случае определяется длиной ступицы муфты МУВП 250-36-1-32-1 УЗ ГОСТ 21424-93, которая составляет 80 мм (табл. П4). Принимаем $l = 70$ мм. Расчетная длина шпонки $l_p = l - b$; $l_p = 70 - 10 = 60$ мм.

Допускаемое напряжение смятия назначаем из табл. 52 (сталь, неподвижное соединение, нагрузка со слабыми толчками): $[\sigma_{см}] = 100$ МПа.

недопустимо, следует поставить две призматические шпонки по разные стороны оси вала либо заменить шпоночное соединение шлицевым. Минимальная длина ступиц зубчатых колес также имеет ограничение: 0,8 посадочного диаметра вала для закрытых передач и 1,0 диаметра – для открытых.

Расчет сегментных шпонок по условию (58) носит проверочный характер, поскольку длина сегментной шпонки не варьируется. При невыполнении условия прочности с целью увеличения несущей способности соединения по длине ступицы ставят две шпонки в одну линию.

При расчете размеры сегментных шпонок в зависимости от диаметра вала принимают по табл. П20. Высоту площадки смятия определяют как разность высоты шпонки h и глубины t_1 паза в валу: $K = h - t_1$. Расчетная длина сегментной шпонки $l_p \approx l$.

11.2 Соединения клиновыми шпонками (рис. 45) относят к напряженным соединениям, в которых вращающий момент передается благодаря силам трения, возникающим при запрессовке шпонки вследствие распорного давления на широких гранях. При этом на боковых гранях предусматривают зазор.

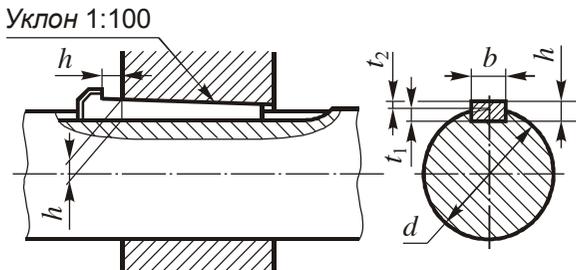


Рис. 45. Соединение клиновой шпонкой

Расчет клиновых шпонок ведут по напряжениям смятия на рабочих гранях. Соответствующее условие прочности имеет вид:

Проверка на прочность:

$$\sigma_{см} = \frac{2T \cdot 10^3}{d l_p K} \leq [\sigma_{см}] ;$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 31,24 \cdot 10^3}{32 \cdot 60 \cdot 3,5} = 9,298 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа.}$$

Проверка выполняется.

Обозначение принятой шпонки: Шпонка 10×8×70
ГОСТ 23360-78.

Вал 2. $d = 42$ мм. $T = 157,9$ Н·м. Сечение шпонки:
 $b = 12$ мм; $h = 8$ мм; $t_1 = 5$ мм; $t_2 = 3,3$ мм; $K = 3,6$ мм.

Ищем требуемую длину шпонки.

$$l_p \geq \frac{2T \cdot 10^3}{d K [\sigma_{см}] ;}$$

$$l_p \geq \frac{2 \cdot 157,9 \cdot 10^3}{42 \cdot 3,6 \cdot 100} = 20,89 \text{ мм.}$$

$$l = l_p + b; \quad l = 20,89 + 12 = 32,89 \text{ мм.}$$

Поскольку ширина зубчатого венца колеса 2, расположенного на этом участке, составляет 45 мм, есть возможность увеличить длину шпонки до 40 мм, что пойдет в запас прочности, а длину ступицы колеса принять равной ширине зубчатого венца: $l_{см} = 45$ мм.

Обозначение принятой шпонки: Шпонка 12×8×40
ГОСТ 23360-78.

Вал 3. На валу имеются две шпонки. С целью облегчения технологии изготовления вала обычно сечения шпонок берут одинаковыми, рассчитанными по меньшему из диаметров соответствующих участков:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{12T \cdot 10^3}{l_{\text{ст}} b (b + 6f_{\text{тр}} d)} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (59)$$

где $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения между ступицей и шпонкой. Обычно принимают $f_{\text{тр}} = 0,15$; $[\sigma_{\text{см}}] = 100 \dots 150$ МПа для стальной ступицы и $[\sigma_{\text{см}}] = 60 \dots 80$ МПа – для чугунной.

При проектном расчете находят длину ступицы:

$$l_{\text{ст}} = \frac{12T \cdot 10^3}{b (b + 6f_{\text{тр}} d) [\sigma_{\text{см}}]}.$$

Длину l клинового участка шпонки (без головки) выбирают по тому же ряду, что и длину призматической шпонки (п. 11.1). Необходимые для расчета геометрические параметры соединения приведены в табл. П21.

11.3 Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными обладают повышенной несущей способностью и более точным центрированием ступицы на валу. На рис. 46 показаны основные геометрические параметры прямобочных и эвольвентных шлицевых соединений.

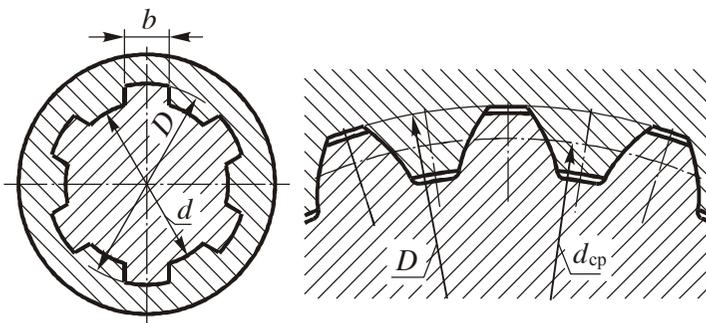


Рис. 46. Прямобочное (слева) и эвольвентное (справа) шлицевые соединения

$b = 18 \text{ мм}; h = 11 \text{ мм}; t_1 = 7 \text{ мм}; t_2 = 4,4 \text{ мм};$
 $K = 4,8 \text{ мм}.$

Вращающий момент на валу $T = 720,1 \text{ Н·м}.$

На концевом участке вала диаметром $d = 60 \text{ мм}$ установлена муфта кулачково-дисковая 1600-60-1 УЗ ГОСТ 20720-93 с длиной ступицы, равной 140 мм (табл. П5).

Длину шпонки принимаем по стандартному ряду равной $l = 125 \text{ мм}.$ Расчетная длина шпонки $l_p = l - b;$
 $l_p = 125 - 18 = 107 \text{ мм}.$

Проверка на прочность:

$$\sigma_{см} = \frac{2T \cdot 10^3}{d l_p K} \leq [\sigma_{см}];$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 720,1 \cdot 10^3}{60 \cdot 107 \cdot 4,8} = 46,74 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

Обозначение принятой шпонки: Шпонка 18×11×125 ГОСТ 23360-78.

Для участка вала диаметром $d = 80 \text{ мм}$ под колесом 4 ищем требуемую длину шпонки:

$$l_p \geq \frac{2T \cdot 10^3}{d K [\sigma_{см}]};$$

$$l_p \geq \frac{2 \cdot 720,1 \cdot 10^3}{80 \cdot 4,8 \cdot 100} = 37,51 \text{ мм}.$$

$$l = l_p + b; \quad l = 37,51 + 18 = 55,51 \text{ мм}.$$

По стандартному ряду принимаем $l = 56 \text{ мм}.$

Длина ступиц зубчатых колес закрытых передач ограничена пределами $l_{см} = (0,8 \dots 1,5) d_v,$ где d_v – посадочный диаметр вала под колесом.

Шлицевые соединения широко используют в машиностроении для высоконагруженных валов и при больших частотах вращения. Расчет на прочность ведут по условию смятия боковых поверхностей шлицев:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T \cdot 10^3}{\psi d_{\text{ср}} z h l} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (60)$$

где z – число шлицев; $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр соединения; h – рабочая высота шлицев; l – длина соединения (ступицы); коэффициент $\psi = 0,7 \dots 0,8$ учитывает неравномерность распределения нагрузки по шлицам.

При проектном расчете находят длину соединения:

$$l = \frac{2T \cdot 10^3}{\psi d_{\text{ср}} z h [\sigma_{\text{см}}]}.$$

Средний диаметр соединения и рабочая высота шлицев зависят от вида соединения:

- для прямобоочных шлицев

$$d_{\text{ср}} = (D + d) / 2, \quad h = (D - d) / 2 - 2f;$$

- для эвольвентных шлицев

$$d_{\text{ср}} = mz, \quad h = (0,9 \dots 1)m.$$

В последней формуле множитель 0,9 берут при центрировании соединения по наружному диаметру, а множитель 1 – при центрировании по боковым поверхностям шлицев.

Значения номинальных диаметров d и D , числа шлицев z , фаски f , модуля m приведены в табл. П22 и П23.

Допускаемые напряжения принимают по табл. 53.

В нашем случае минимальная длина ступицы составляет 64 мм. Назначаем длину ступицы $l_{ст} = 70$ мм, что позволяет увеличить длину шпонки до $l = 63$ мм.

Обозначение принятой шпонки: Шпонка 18×11×63
ГОСТ 23360-78.

Вал 4. На валу имеются две шпонки. Сечения шпонок берем одинаковыми, принятыми по меньшему диаметру:

$$b = 18 \text{ мм}; h = 11 \text{ мм}; t_1 = 7 \text{ мм}; t_2 = 4,4 \text{ мм}; \\ K = 4,8 \text{ мм}.$$

Вращающий момент на валу $T = 705,6$ Н·м.

На концевом участке вала диаметром $d = 60$ мм установлена муфта кулачково-дисковая 1600-60-1 УЗ ГОСТ 20720-93 с длиной ступицы, равной 140 мм, как и на предыдущем валу, а поскольку вращающий момент несколько ниже, прочность соединения будет обеспечена, если длина шпонки $l = 125$ мм.

Обозначение принятой шпонки: Шпонка 18×11×125
ГОСТ 23360-78.

На участке диаметром $d = 80$ мм под шестерней 5 прочность также будет обеспечена, если длина шпонки не менее $l = 63$ мм. Длина ступиц зубчатых колес открытых передач ограничена пределами $l_{ст} = (1,0 \dots 1,5) d_B$ и минимальная длина ступицы в нашем случае $l_{ст} = 80$ мм. С такой ступицей появляется возможность увеличить длину шпонки до 70 мм.

Обозначение принятой шпонки: Шпонка 18×11×70
ГОСТ 23360-78.

**Допускаемые напряжения смятия
для шлицевых соединений $[\sigma_{см}]$, МПа**

Вид соединения	Условия эксплуатации	Поверхность шлицев	
		Без термообработки	С термообработкой
Неподвижное	Тяжелые	42	55
	Средние	80	120
	Легкие	100	160
Подвижное не под нагрузкой	Тяжелые	17	27
	Средние	25	45
	Легкие	32	55
Подвижное под нагрузкой	Тяжелые	—	7
	Средние	—	10
	Легкие	—	15

Примечание. Условия эксплуатации: тяжелые – знакопеременная нагрузка с ударами в обоих направлениях; средние – слабые толчки; легкие – спокойная нагрузка.

Вал 5. На валу имеются две шпонки, обе на концевых участках диаметром $d = 67$ мм.

$b = 20$ мм; $h = 12$ мм; $t_1 = 7,5$ мм; $t_2 = 4,9$ мм;

$K = 5,2$ мм.

Вращающий момент на валу $T = 1330$ Н·м.

Определяем требуемую длину шпонок:

$$l_p \geq \frac{2T \cdot 10^3}{dK[\sigma_{с.ш}]};$$

$$l_p \geq \frac{2 \cdot 1330 \cdot 10^3}{67 \cdot 5,2 \cdot 100} = 76,35 \text{ мм.}$$

$$l = l_p + b; \quad l = 76,35 + 20 = 96,35 \text{ мм.}$$

По стандартному ряду $l = 100$ мм. Шпонки такой длины с трудом умещаются под ступицами колес, максимальная длина которых составляет

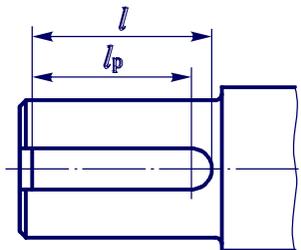
$$l_{ст} = 1,5 d_{в} = 1,5 \cdot 67 \approx 100 \text{ мм.}$$

Наиболее простой выход из ситуации состоит в применении на концевых участках шпонок исполнения 3 – с закруглением только на одном конце. Длина таких шпонок при одинаковой нагрузочной способности несколько меньше:

$$l = l_p + b/2; \quad l = 76,35 + 10 = 86,35 \text{ мм.}$$

По стандартному ряду принимаем $l = 90$ мм.

*Обозначение принятых шпонок: Шпонка 3-20×12×90
ГОСТ 23360-78. Эскиз соединения шпонкой исполнения 3:*



12 Конструкция зубчатых колес

12.1 Конструкция цилиндрических зубчатых колес редуктора

Конструирование зубчатых колес рекомендуется производить после проектного расчета валов на этапе эскизной компоновки внутреннего механизма редуктора, поскольку размеры и конфигурация ступиц зависят от диаметров посадочных участков валов и расположения колес в корпусе.

Условно зубчатое колесо (рис. 47) можно представить состоящим из следующих трех конструктивных элементов: зубчатого венца, диска и ступицы. Ступица служит для установки колеса на валу, а нарезанные на ободе зубья образуют зубчатый венец. Диск может быть сплошным или с отверстиями количеством 2, 3, чаще 4 или 6 шт., упрощающими закрепление колеса при обработке и транспортировке, а также несколько снижающими его массу. Колеса малых диаметров до 200 мм обычно выполняют без уменьшения толщины диска относительно зубчатого венца.

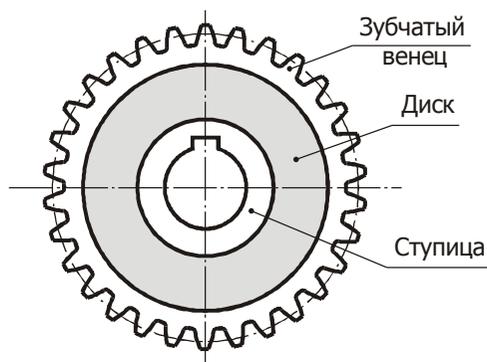


Рис. 47. Цилиндрическое зубчатое колесо

Типовая конструкция зубчатого колеса редуктора приведена на рис. 48. Длину ступицы $l_{\text{СТ}}$ рассчитывают по условию

12 Конструкция зубчатых колес

12.1 Конструкция цилиндрических зубчатых колес редуктора

12.1.1 Колесо 2. Исходными данными конструирования являются результаты расчетов основных размеров быстроходной передачи в п. 2.2', проектного расчета диаметров участков промежуточного вала в п. 7.3 и расчета длины шпоночного соединения в разделе 11:

- модуль зубьев $m = 2,5$ мм;
- число зубьев $z = 117$;
- угол наклона зубьев $\beta = 15,14^\circ$;
- делительный диаметр колеса $d = 303,0$ мм;
- ширина зубчатого венца $b = 45$ мм;
- диаметр посадочного участка вала $d_{\text{в}} = 42$ мм;
- длина ступицы $l_{\text{ст}} = 45$ мм;
- параметры шпоночного паза – $b_{\text{шп}} = 12$ мм;
 $t_2 = 3,3$ мм.

Находим остальные размеры колеса.

Размер фаски в углах зубьев

$$f = (0,5 \dots 0,6)m; \quad f = (0,5 \dots 0,6)2,5 = 1,25 \dots 1,5 \text{ мм.}$$

С учетом стандарта принимаем фаску $1,6 \times 45^\circ$. Размер фасок на ступице и других элементах колеса принимаем $1,2 \times 45^\circ$ (табл. 44).

прочности шпоночного или шлицевого соединения. Если по результатам расчета l_{CT} меньше ширины b зубчатого венца, ступицу выполняют без выступа ($l_{CT} = b$). Если же $l_{CT} > b$, делают односторонний выступ, предпочтительно в сторону действия осевой силы. В одноступенчатых редукторах и открытых передачах ступица может выступать по обе стороны колеса. В любом случае ее длину ограничивают интервалом

$$l_{CT} = (0,8 \dots 1,5) d_B,$$

где d_B – посадочный диаметр вала под колесом.

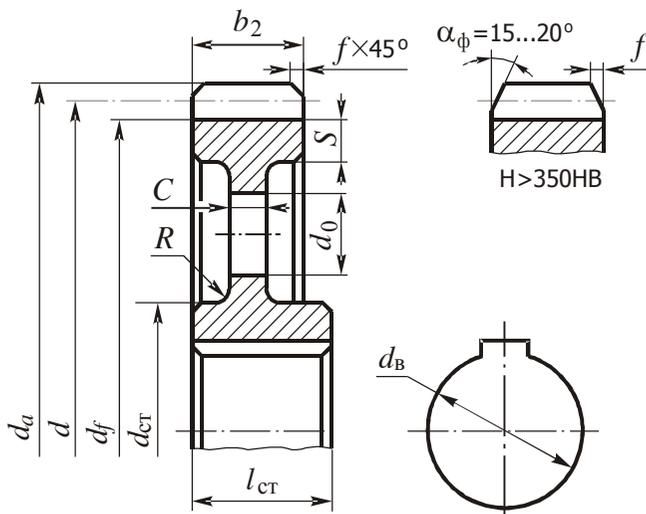


Рис. 48

По торцам зубчатого венца выполняют фаску $f \times 45^\circ$, размер которой зависит от модуля зубьев: $f = (0,5 \dots 0,6) m$. Полученное значение округляют по стандартному ряду: $f = 1,0; 1,2; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0$ мм. Из этого же ряда

Диаметр ступицы

$$d_{cm} = (1,5 \dots 1,55) d_8;$$

$$d_{cm} = (1,5 \dots 1,55) 42 = 63 \dots 65,1 \approx 64 \text{ мм.}$$

Радиусы скруглений $R = 4$ мм.

Ширина торцов зубчатого венца

$$S = 2,2 t + 0,05 b; \quad S = 2,2 \cdot 2,5 + 0,05 \cdot 45 = 7,75 \approx 8 \text{ мм.}$$

Толщина диска

$$C = (0,25 \dots 0,4) b; \quad C = (0,25 \dots 0,4) 45 = 11,25 \dots 18 = 15 \text{ мм.}$$

На диске выполняем 4 отверстия.

Диаметр отверстий принимаем конструктивно:

$$d_o = 20 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности расположения отверстий

$$D_o = 0,5 (d - 2,5 t - 2 S + d_{cm});$$

$$D_o = 0,5 (303,0 - 2,5 \cdot 2,5 - 2 \cdot 8 + 64) \approx 172 \text{ мм.}$$

Сопряженную с колесом 2 шестерню 1 выполняем как одно целое с валом, поскольку для нее $d_1 / d_8 < 2$:

$$56,98 / 48 = 1,187.$$

12.1.1 Колесо 4. Исходные данные:

$$t = 3 \text{ мм}; \quad z = 95; \quad \beta = 14,83^\circ; \quad d = 294,8 \text{ мм};$$

$$b = 56 \text{ мм}; \quad d_8 = 80 \text{ мм}; \quad l_{cm} = 70 \text{ мм};$$

$$b_{un} = 18 \text{ мм}; \quad t_2 = 4,4 \text{ мм.}$$

Находим остальные размеры колеса.

выбирают размеры фасок других элементов колеса. Для косозубых и шевронных колес с поверхностной твердостью зубьев более 350 НВ фаску на зубчатом венце выполняют под углом $\alpha_{\text{ф}} = 15...20^\circ$ (в правом верхнем углу рисунка).

Размеры прочих конструктивных элементов колеса определяют по следующим рекомендациям:

- диаметр ступицы $d_{\text{ст}} = (1,5...1,55) d_{\text{в}}$;
- радиусы скруглений $R = 2...5$ мм;
- ширина торцов зубчатого венца $S = 2,2m + 0,05 b_2$;
- толщина диска $C = (0,25...0,4) b_2$;
- диаметр d_0 отверстий в диске (при их наличии) и диаметр окружности D_0 их расположения на диске часто назначают

из конструктивных соображений, хотя и здесь имеются свои рекомендации. Если отверстия выполняют чисто технологические функции, то достаточным является диаметр $d_0 = 15...25$ мм. Если отверстия должны кроме того уменьшать массу зубчатых колес, их делают большего диаметра:

$$d_0 = (0,35...0,4)(d - 2,5m - 2S - d_{\text{ст}}).$$

Диаметр расположения отверстий обычно равен диаметру средней окружности диска колеса и рассчитывается по формуле

$$D_0 = 0,5(d - 2,5m - 2S + d_{\text{ст}}).$$

Шестерни, ввиду их малого диаметра, выполняют в виде цилиндрических тел без утончения диска и выступающей ступицы. Если делительный диаметр шестерни меньше двух посадочных диаметров вала ($d_1 < 2d_{\text{в}}$), ее выполняют единым целым с валом (вал – шестерня). Возможные варианты расположения шестерен на валу показаны на рис. 49.

Размер фаски в углах зубьев

$$f = (0,5 \dots 0,6)t; \quad f = (0,5 \dots 0,6)3 = 1,5 \dots 1,8 \text{ мм.}$$

С учетом стандарта принимаем фаску $1,6 \times 45^\circ$. Размер фасок на ступице и других элементах колеса принимаем $2,5 \times 45^\circ$ (табл. 44).

Диаметр ступицы

$$d_{cm} = (1,5 \dots 1,55) d_b;$$

$$d_{cm} = (1,5 \dots 1,55) 80 = 120 \dots 124 \approx 122 \text{ мм.}$$

Радиусы скруглений $R = 4 \text{ мм.}$

Ширина торцов зубчатого венца

$$S = 2,2t + 0,05b; \quad S = 2,2 \cdot 3 + 0,05 \cdot 56 = 9,4 \approx 10 \text{ мм.}$$

Толщина диска

$$C = (0,25 \dots 0,4)b; \quad C = (0,25 \dots 0,4) 56 = 14 \dots 22,4 = 18 \text{ мм.}$$

На диске выполняем 4 отверстия диаметром

$$d_o = 20 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности расположения отверстий

$$D_o = 0,5(d - 2,5t - 2S + d_{cm});$$

$$D_o = 0,5(294,8 - 2,5 \cdot 3 - 2 \cdot 10 + 122) \approx 194 \text{ мм.}$$

Сопряженную с колесом 4 шестерню 3 выполняем как одно целое с валом, поскольку для нее $d_3 / d_b < 2$:

$$65,17 / 48 = 1,358.$$

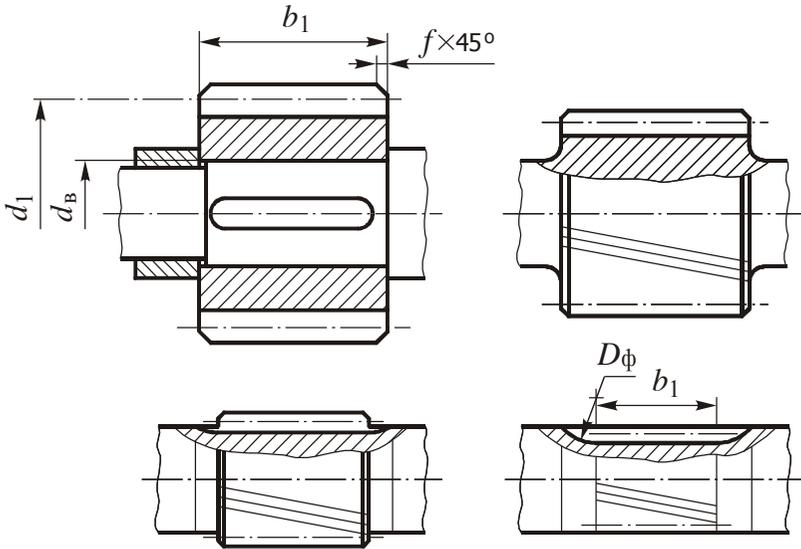


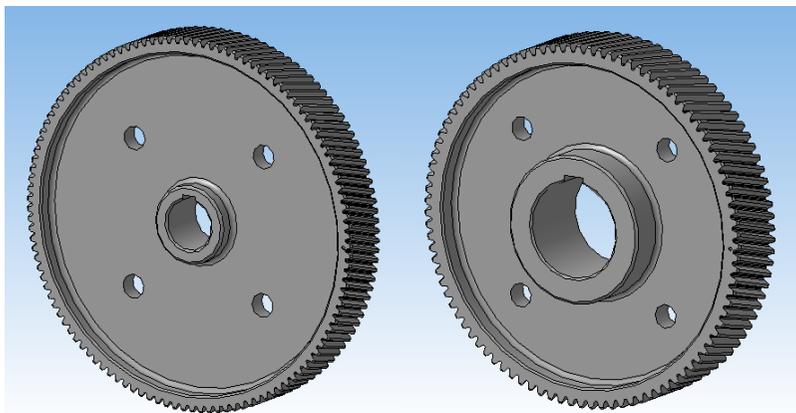
Рис. 49

У валов – шестерен с малым делительным диаметром d_1 при нарезке зубьев впадины могут выходить за границы ширины венца. Протяженность участков выхода фрезы в этом случае можно определить прорисовкой по ее диаметру D_ϕ , который выбирают в зависимости от модуля зубьев:

m , мм ...	1,5...1,75	2...2,5	2,5...2,75	3...3,75	4...4,5	5...5,5	6...7
D_ϕ , мм ...	63	70	80	90	100	112	125

Более подробно с конструкцией зубчатых колес различных редукторов, особенностями их расположения в корпусном пространстве и способами фиксации на валах можно ознакомиться в учебной и справочной литературе [1 – 8].

С целью выработки у обучающихся более полного представления о конструкции зубчатых колес ниже приведены их 3D-модели, соответствующие рассчитанным параметрам.



Колесо 2

Колесо 4

12.2 Конструкция цилиндрических зубчатых колес открытых передач

Поскольку открытые цилиндрические передачи в приводе используются для передачи значительных вращающих моментов при малых частотах вращения, то, как правило, они имеют большие габаритные размеры. На рис. 50 представлены типовые конструкции зубчатых колес.

Колеса открытых передач в зависимости от размеров изготавливают штамповкой, ковкой, литьем, а иногда и с помощью сварки. Часто для уменьшения стоимости изделия зубчатое колесо делают составным: центр из чугуна или дешевой стали, а венец из конструкционной стали. С целью облегчения колеса необходимо предусмотреть максимально возможное снятие лишнего металла. Диски колес диаметром более 200 мм имеют уменьшенную толщину в сравнении с зубчатым венцом, часто их исполняют с круглыми отверстиями, обеспечивающими не только уменьшение веса, но и удобство закрепления заготовки при обработке и транспортировке. Колеса диаметром 400...1000 мм изготавливают со спицами (рис. 51).

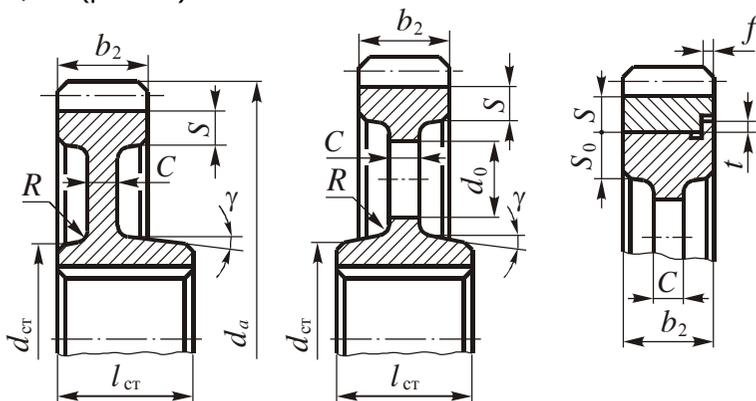


Рис. 50. Конструкции цилиндрических зубчатых колес

12.2 Пример конструирования цилиндрического зубчатого колеса открытой передачи

Колесо 6. Исходными данными конструирования являются результаты расчетов основных размеров открытой цилиндрической передачи (см. пример в п. 3.1), проектного расчета диаметров участков 5-го вала в п. 7.4 и расчета длины шпоночного соединения в разделе 11:

$$m = 7 \text{ мм}; z = 48; \beta = 0; d = 336 \text{ мм};$$

$$b = 63 \text{ мм}; d_{\delta} = 67 \text{ мм}; l_{cm} = 100 \text{ мм};$$

$$b_{\text{шп}} = 20 \text{ мм}; t_2 = 4,9 \text{ мм}.$$

Находим остальные размеры колеса.

Диаметр ступицы

$$d_{cm} = 1,55 d_{\delta};$$

$$d_{cm} = 1,55 \cdot 67 = 103,9 \approx 104 \text{ мм}.$$

Радиусы скруглений $R = 6 \text{ мм}$.

Ширина торцов зубчатого венца

$$S = 2,2 m + 0,05 b;$$

$$S = 2,2 \cdot 7 + 0,05 \cdot 63 = 18,55 \approx 19 \text{ мм}.$$

Толщина диска

$$C = 0,5(S + 0,3 d_{\delta});$$

$$C = 0,5(19 + 0,3 \cdot 67) = 19,55 \approx 20 \text{ мм}.$$

Размер фаски в углах зубьев

$$f = 0,5m; f = 0,5 \cdot 6,3 = 3,15 \text{ мм}.$$

Ступицу колес цилиндрической передачи располагают или симметрично относительно венца, или асимметрично, в зависимости от компоновки передачи.

На основании опыта конструирования выработаны оптимальные соотношения размеров элементов колес для каждого из способов изготовления:

- при габаритных диаметрах колес $d_a = 100 \dots 500$ мм для их производства применяют операцииковки и штамповки, режельте, при $d_a > 500$ мм изготавливают цельнолитые, а также составные колеса с литым центром и кованым ободом;

- диаметр ступицы определяют по формуле $d_{ст} = 1,55 d_g$, где d_g – диаметр посадочной поверхности вала;

- длина ступицы $l_{ст} = (1 \dots 1,5) d_g$;

- радиусы закруглений при ковке и штамповке $R \geq 6$ мм; штамповочные уклоны $\gamma \geq 7^\circ$. При литье $R \geq 10$ мм; $\gamma \approx 3^\circ$;

- размеры прочих конструктивных элементов колеса: $S = 2,2 m + 0,05 b_2$; $S_0 = 1,2 S$; $C = 0,5 (S + \delta_{ст}) \geq 0,25 b_2$, где $\delta_{ст} \approx 0,3 d_g$ – минимальная толщина ступицы; $f = 0,5 m$; $t = 0,08 b_2$; $H = 0,8 d_g$; $H_1 = 0,8 H$; $C_1 = 0,2 H$; $S_1 = 0,15 H \geq 10$ мм; $e = 0,8 S$; диаметр отверстий d_0 и их количество определяют конструктивно или по нормам п. 12.1.

Колеса, изготовленные по приведенным рекомендациям, отвечают условию равнопрочности конструкции и не требуют дополнительных расчетов отдельных элементов.

При конструировании шестерен открытых передач следует придерживаться тех же рекомендаций, что и для шестерен закрытых передач (см. п. 12.1).

Принимаем фаску $3 \times 45^\circ$. Фаску на ступице и на других элементах колеса принимаем по табл. 44: $2,5 \times 45^\circ$.

На диске выполняем 6 отверстий диаметром d_o :

$$d_o = (0,35 \dots 0,4)(d - 2,5t - 2S - d_{cm});$$

$$d_o = (0,35 \dots 0,4)(336 - 2,5 \cdot 7 - 2 \cdot 19 - 104) = 62 \dots 70 = 66 \text{ мм.}$$

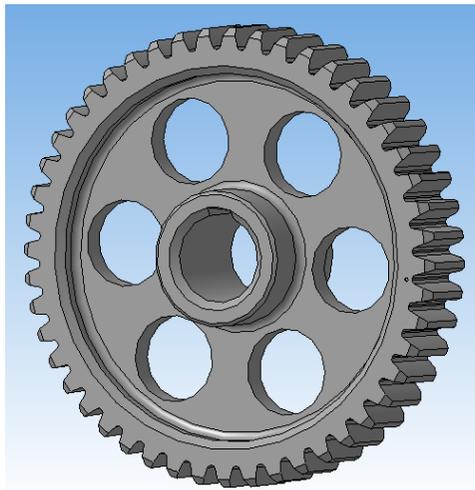
Диаметр окружности расположения отверстий

$$D_o = 0,5(d - 2,5t - 2S + d_{cm});$$

$$D_o = 0,5(336 - 2,5 \cdot 7 - 2 \cdot 19 + 104) \approx 192 \text{ мм.}$$

Сопряженную с колесом 6 шестерню 5 выполняем насадной по первому из вариантов на рис. 49, поскольку для нее $d_5/d_6 > 2$: $168/80 = 2,1$.

Ниже приведена 3D-модель колеса 6:



Цилиндрическое колесо 6

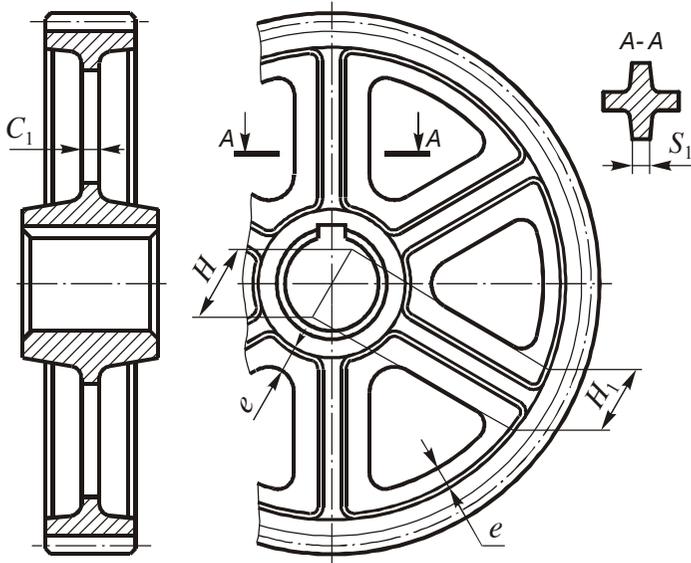


Рис. 51

12.3 Конструкция конических зубчатых колес редуктора

Конструкцию конической пары – колеса и шестерни удобно прорабатывать совместно. В качестве основы строят делительные конусы пары, для чего определяют общую вершину O конусов как точку пересечения валов шестерни и колеса (рис. 52, а). На расстоянии $d_{e2}/2$ от этой точки на оси вала шестерни отмечают точку C . Затем перпендикулярно отрезку OC строят отрезок CE длиной $d_{e1}/2$. Симметрично осям валов строят точки E' , E'' и проводят штрихпунктирной линией контуры делительных конусов пары.

На следующем шаге от точки E вдоль образующей конусов откладывают отрезок, равный ширине b зубчатого венца, и на концах этого отрезка обозначают перпендикулярные направления (так называемые образующие внешнего и внутреннего

12.3 Конструкция конического зубчатого колеса редуктора

Колесо 2. Исходными данными конструирования являются результаты расчетов основных размеров быстроходной конической ступени (см. пример в п. 2.3), проектного расчета диаметров участков 2-го вала в п. 7.3 и расчета длины шпоночного соединения в разделе 11:

- внешний модуль зубьев $m_e = 2,5$ мм;
- число зубьев $z = 104$;
- внешний делительный диаметр колеса $d_e = 260$ мм;
- угол делительного конуса $\delta = 75,45^\circ$;
- ширина зубчатого венца $b = 38$ мм;
- диаметр посадочного участка вала $d_в = 42$ мм;
- длина ступицы $l_{см} = 45$ мм;
- параметры шпоночного паза – $b_{шп} = 12$ мм;
 $t_2 = 3,3$ мм.

Находим остальные размеры колеса.

Прежде всего, корректируем длину ступицы, которая ранее была определена для случая цилиндрического колеса. Для конических колес норма на $l_{см}$ несколько иная:

$$l_{см} = (1,2 \dots 1,5) d_в;$$
$$l_{см} = (1,2 \dots 1,5) 42 = 50,4 \dots 63 = 56 \text{ мм.}$$

Диаметр ступицы

$$d_{см} = (1,5 \dots 1,55) d_в;$$
$$d_{см} = (1,5 \dots 1,55) 42 = 63 \dots 65,1 = 64 \text{ мм.}$$

Размер фаски, притупляющей зубья,

$$f = 0,5 m_e; \quad f = 0,5 \cdot 2,5 = 1,25 \text{ мм.}$$

дополнительных конусов). Аналогичные построения проводят также для точек E' и E'' .

Далее приступают к вычерчиванию конструктивных элементов конической пары (рис. 52, б). Вначале строят продольные профили зубьев, для чего из точки E в обе стороны от делительной линии откладывают отрезки, равные внешнему модулю m_e .

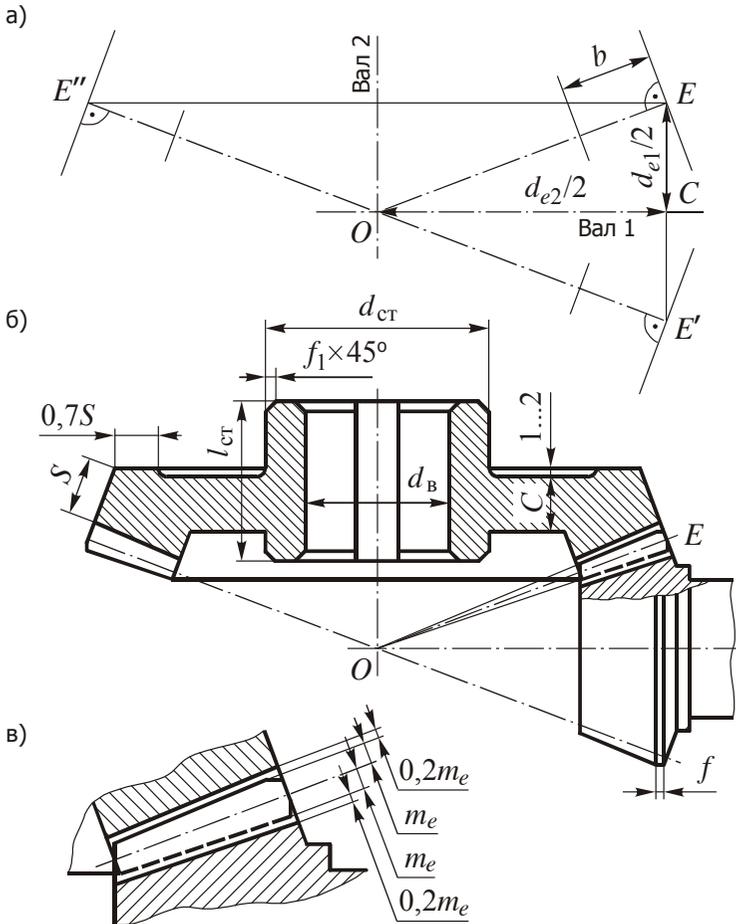


Рис. 52

С учетом стандарта принимаем фаску $f = 1,2$ мм. Размер фасок на ступице и других элементах колеса принимаем $1,2 \times 45^\circ$ (табл. 44).

Толщина диска

$$C = (0,15 \dots 0,3)b; \quad C = (0,15 \dots 0,3) 38 = 5,7 \dots 11,4 = 10 \text{ мм.}$$

Ширина торца зубчатого венца

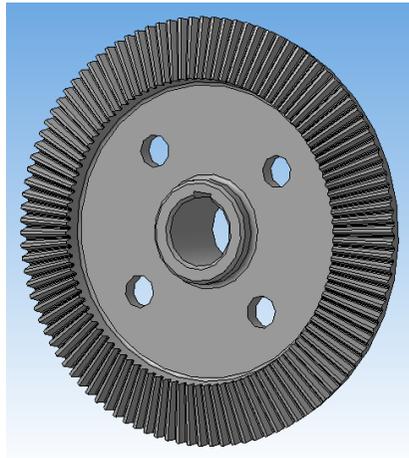
$$S = 2,5 t_e + 2; \quad S = 2,5 \cdot 2,5 + 2 = 8,25 \approx 8 \text{ мм.}$$

На диске выполняем 4 отверстия.

Диаметр отверстий и диаметр окружности их расположения принимаем конструктивно:

$$d_o = 20 \text{ мм}; \quad D_o = 122 \text{ мм.}$$

Сопряженную с колесом 2 коническую шестерню 1 выполняем как одно целое с валом ввиду заведомо малого отношения d_{o1}/d_o : $67,5/48 = 1,406$.



3D-модель конического колеса 2

Проводят линии вершин зубьев колеса и шестерни, так, чтобы их продолжение пересекало точку O . Одна из этих линий пунктирная, поскольку соответствующий зуб расположен на заднем плане. Линии впадин проводят с зазором, равным $0,2m_e$, параллельно линиям вершин. Допускается (на сборочных чертежах) немного увеличивать зазор, чтобы близко расположенные линии не сливались в одну.

Последующие построения ведут по приведенным ниже рекомендациям:

- диаметр ступицы $d_{\text{СТ}} = (1,5 \dots 1,55) d_{\text{В}}$, где $d_{\text{В}}$ – диаметр посадочной поверхности вала;

- длина ступицы лежит в диапазоне $l_{\text{СТ}} = (1,2 \dots 1,5) d_{\text{В}}$, более точно этот параметр определяют из расчета шпоночного соединения;

- внешние углы зубьев притупляют фаской, срезая металл параллельно осям колес. размер фаски $f \approx 0,5m_e$ с округлением до стандартного значения из ряда $f = 1,0; 1,2; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0$;

- на ступице также выполняют фаски, величину которых f_1 назначают из этого же ряда;

- толщина диска $C = (0,15 \dots 0,3) b$, но не менее 10 мм;

- ширина торца зубчатого венца $S = 2,5m_e + 2$ мм.

Параметры зацепления зубьев в увеличенном масштабе показаны на рис. 52, в.

12.4 Конструкция конического зубчатого колеса открытой передачи

Колесо 6. Исходными данными конструирования являются результаты расчетов основных размеров открытой конической передачи (п. 3.2), проектного расчета диаметров участков 5-го вала в п. 7.4 и расчета длины шпоночного соединения в разделе 11:

$$m_e = 8 \text{ мм}; z = 48; d_e = 329,3 \text{ мм}; \delta = 63,43^\circ;$$

$$b = 63 \text{ мм}; d_B = 67 \text{ мм}; l_{cm} = 100 \text{ мм};$$

$$b_{min} = 20 \text{ мм}; t_2 = 4,9 \text{ мм}.$$

Находим остальные размеры колеса.

Диаметр ступицы

$$d_{cm} = 1,55 d_B;$$

$$d_{cm} = 1,55 \cdot 67 \approx 104 \text{ мм}.$$

Размер фаски, притупляющей зубья,

$$f = 0,5 m_e; f = 0,5 \cdot 8 = 4 \text{ мм},$$

что соответствует стандарту. Размер фасок на ступице и других элементах колеса принимаем $2,5 \times 45^\circ$ (табл. 44).

Ширина торца зубчатого венца

$$S = 2,5 m_e; S = 2,5 \cdot 8 = 20 \text{ мм}.$$

Толщина диска

$$C = 0,5(S + 0,3 d_B);$$

$$C = 0,5(20 + 0,3 \cdot 67) \approx 20 \text{ мм}.$$

12.4 Конструкция конических зубчатых колес открытых передач

Подобно цилиндрическим колесам, конические колеса открытых передач в зависимости от их диаметра изготовляют ковкой, штамповкой, цельнолитыми и составными. Рассмотренные в п. 12.2 особенности конструирования зубчатых колес открытых цилиндрических передач можно отнести и к коническим колесам. При диаметрах до 300...500 мм их изготовляют штамповкой либо ковкой, а при бóльших диаметрах применяют литье. Основные размеры колес и их элементов представлены на рис. 53.

С целью восприятия значительных осевых усилий со стороны конической шестерни достаточно тонкие диски колес большого диаметра могут иметь подкрепление в виде ребер с тыльной стороны. Обод составного колеса крепится к центру с помощью заклепок или болтами, устанавливаемыми под развертку, возможны также бандажированные конструкции по типу рис. 50 (см. выше), где кованый либо прокатанный бандаж посажен на литой центр с натягом.

Выработанные практикой машиностроения соотношения между отдельными параметрами составляют:

$$S = 2,5 m_e; S_0 \geq 1,2 m_e; b_0 = 0,5 b; d_{\text{ст}} = 1,55 d_g; \delta_{\text{ст}} \approx 0,3 d_g;$$

$$l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5) d_g; C = 0,5 (S + \delta_{\text{ст}}) \geq 0,25 b; R \geq 10 \text{ мм}; \gamma \geq 7^\circ \text{ при}$$

штамповке и $\gamma \approx 3^\circ$ при литье; диаметр отверстий $d_0 \geq 25 \text{ мм}$;

число отверстий в диске $n_0 = 4$ или 6. Нормы на фаски те же, что и в п. 12.3.

Конструкция конических шестерен открытых передач практически не отличается от конструкции шестерен закрытых передач. При относительно больших диаметрах они могут быть насадными, а при малых диаметрах – выполненными как одно целое с валом.

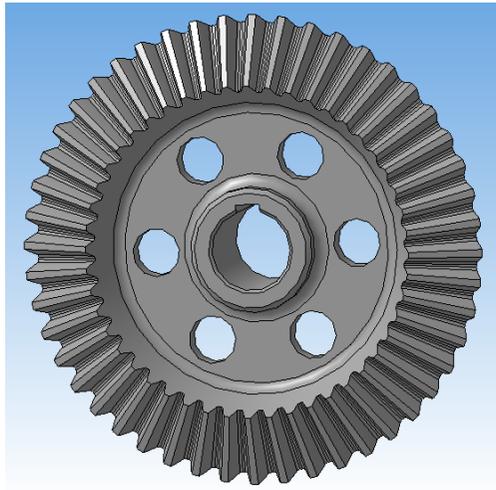
На диске выполняем 6 отверстий.

Диаметр отверстий и диаметр окружности их расположения принимаем конструктивно:

$$d_o = 40 \text{ мм}; \quad D_o = 172 \text{ мм}.$$

Радиусы скруглений $R = 10$ мм.

Сопряженную с колесом 2 коническую шестерню 1 выполняем как одно целое с валом, поскольку прорисовка ее профиля в соответствии с рис. 54 дает для расстояния x значение, меньшее требуемого 1,8 т.



3D-модель конического колеса 6

Критерий того или иного исполнения шестерни состоит в следующем. Если минимальное расстояние x от впадины зуба до шпоночного паза (рис. 54) больше $1,8 m_e$, коническую шестерню выполняют насадной (для цилиндрических шестерен также можно пользоваться подобным критерием. Предельное расстояние в этом случае определяется как $2,5 m$).

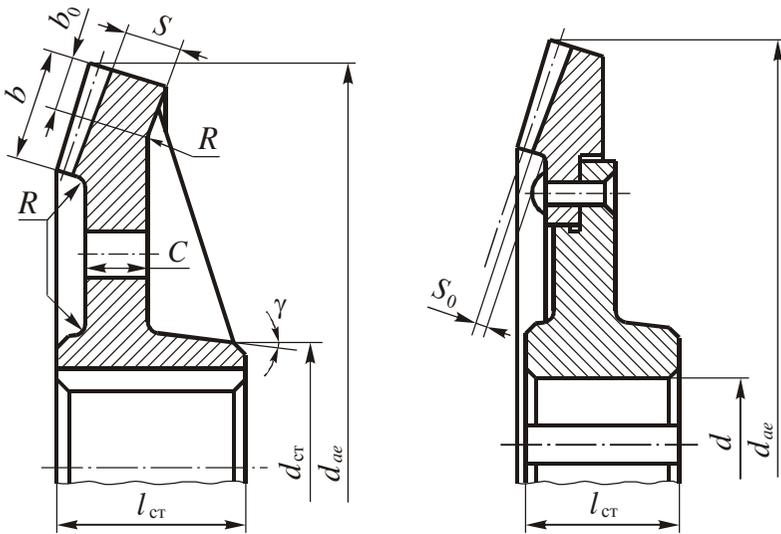


Рис. 53. Цельнолитое (слева) и составное (справа) конические колеса

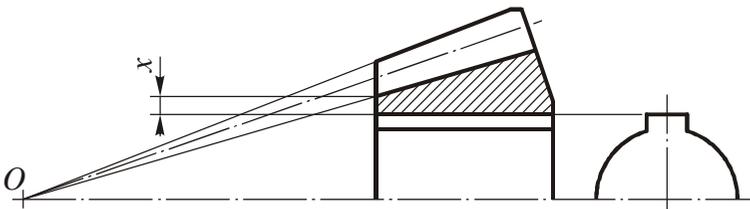


Рис.54

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебник / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Изд. центр «Академия», 2009. – 496 с.

2 Детали машин и основы конструирования: учебник для вузов / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев и др.; под общ. ред. М.Н. Ерохина – М.: КолосС, 2011. – 512 с.

3 Расчёт и проектирование деталей машин: учеб. пособие / А.А. Андросов, Ю.Е. Андрущенко, А.Г. Дьяченко и др.; под общ. ред. А.А. Андросова. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2006. – 285 с.

4 Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: учеб. пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – Минск: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.

5 Пришедько Н.А. Конструирование и расчет деталей машин. Учебный атлас: учеб. пособие / Н.А. Пришедько. – М.: Высш. школа, 1971. – 152 с.

6 Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкций: учеб. пособие для студентов вузов / М.П. Александров, Д.Н. Решетов, Б.А. Байков и др.; Под ред. М.П. Александрова, Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1987. – 122 с.

7 Руденко Н. Ф. Грузоподъемные машины. Атлас конструкций: учеб. пособие для вузов / Н. Ф. Руденко, В. Н. Руденко. – М.: Машиностроение, 1970. – 116 с.

8 Желтонога А.И. Краны и подъемники. Атлас конструкций: учеб. пособие в 2 ч. / А.И. Желтонога, Н.В. Кучерин, А.И. Ковальчук. – Минск: Высшейш. школа, 1974. Ч. 1 – 116 с.

9 Иванов М.Н. Детали машин: учебник / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высш. школа, 2007. – 408 с.

10 Кузьмин А.В. Расчеты деталей машин: справ. пособие / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов. – Минск: Вышейш. школа, 1986. – 400 с.

11 Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения: справочник / Л.С. Бойко, А.З. Высоцкий, Э.Н. Галиченко и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 247 с.

12 Петров А.М. Детали машин: учебник для курсантов вузов Ракетных войск / А.М. Петров. – Ростов-на-Дону: Изд. РВИРВ, 2011. – 278 с.

13 Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие для машиностр. специальностей вузов / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др.; под общ. ред. В.Н. Кудрявцева. – Л.: Машиностроение, 1984. 400 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица П1

Электродвигатели асинхронные закрытые обдуваемые (по ГОСТ 19523-81)

Тип двигателя	Мощность $N_{дв}$, кВт	Частота вращ. $n_{дв}$, об/мин	Диаметр вала d , мм	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	Махов. мом. ротора GD^2 , кг·м ²
I. Синхронная частота $n = 750$ об/мин						
4A80B8	0,55	700	22	1,6	1,7	$1,62 \cdot 10^{-2}$
4A90LA8	0,75	700	24	1,6	1,88	$2,7 \cdot 10^{-2}$
4A90LB8	1,1	700	24	1,6	1,88	$3,45 \cdot 10^{-2}$
4A100L8	1,5	700	28	1,6	1,88	$5,2 \cdot 10^{-2}$
4A112MA8	2,2	700	32	1,88	2,2	$7,0 \cdot 10^{-2}$
4A112MB8	3	700	32	1,88	2,2	$10 \cdot 10^{-2}$
4A132S8	4	720	38	1,88	2,59	$17 \cdot 10^{-2}$
4A132M8	5,5	720	38	1,88	2,59	$23 \cdot 10^{-2}$
4A160S8	7,5	730	48	1,38	2,2	$55 \cdot 10^{-2}$
4A160M8	11	730	48	1,38	2,2	$72 \cdot 10^{-2}$
4A180M8	15	730	55	1,2	2	1,0
4A200M8	18,5	735	60	1,2	2,2	1,6
4A200L8	22	730	60	1,2	2	1,81
4A225M8	30	735	65	1,29	2,09	2,95
4A250S8	37	735	75	1,2	2,0	4,62
4A250M8	45	740	75	1,2	2,0	4,62
II. Синхронная частота $n = 1000$ об/мин						
4A71B	0,55	900	19	2	2,2	$81 \cdot 10^{-4}$
4A80A6	0,75	915	22	2	2,2	$1,85 \cdot 10^{-2}$
4A80B6	1,1	920	22	2	2,2	$1,84 \cdot 10^{-2}$
4A90L6	1,5	935	24	2	2,2	$2,94 \cdot 10^{-2}$
4A100L6	2,2	950	28	2	2,2	$5,24 \cdot 10^{-2}$
4A112MA6	3	955	32	2	2,5	$7 \cdot 10^{-2}$
4A112MB6	4	950	32	2	2,5	$8 \cdot 10^{-2}$
4A132S6	5,5	965	38	2	2,5	$16 \cdot 10^{-2}$
4A132M6	7,5	970	38	2	2,5	$23 \cdot 10^{-2}$
4A160S6	11	975	48	1,2	2	$55 \cdot 10^{-2}$
4A160M6	15	975	48	1,2	2	$73 \cdot 10^{-2}$
4A180M6	18,5	975	55	1,2	2	$88 \cdot 10^{-2}$
4A200M6	22	975	60	1,29	2,4	1,6
4A200L6	30	980	60	1,1	2,4	1,81
4A225M6	37	980	65	1,2	2,3	2,95
4A250S6	45	985	75	1,2	2,1	4,62

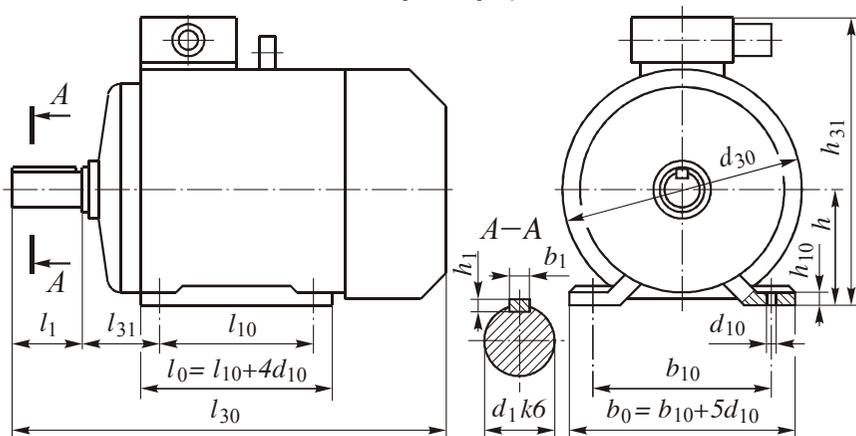
Окончание табл. П1

Тип двигателя	Мощность $N_{дв}$, кВт	Частота вращ. $n_{дв}$, об/мин	Диаметр вала d , мм	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	Махов. мом. ротора GD^2 , кг·м ²
III. Синхронная частота $n = 1500$ об/мин						
4A71A4	0,55	1390	19	2	2,2	$52 \cdot 10^{-4}$
4A71B4	0,75	1390	19	2	2,2	$57 \cdot 10^{-4}$
4A80A4	1,1	1420	22	2	2,2	$1,29 \cdot 10^{-2}$
4A80B4	1,5	1415	22	2	2,2	$1,33 \cdot 10^{-2}$
4A90L4	2,2	1425	24	2,08	2,4	$2,24 \cdot 10^{-2}$
4A100S4	3	1435	28	2	2,4	$3,47 \cdot 10^{-2}$
4A100L4	4	1430	28	2	2,4	$4,5 \cdot 10^{-2}$
4A112M4	5,5	1445	32	2	2,2	$7,0 \cdot 10^{-2}$
4A132S4	7,5	1455	38	2,2	3	0,11
4A132M4	11	1460	38	2,2	3	0,16
4A160S4	15	1465	48	1,38	2,28	0,41
4A160M4	18,5	1465	48	1,38	2,28	0,51
4A180S4	22	1470	55	1,38	2,28	0,76
4A180M4	30	1470	55	1,39	2,29	0,93
4A200M4	37	1475	60	1,4	2,5	1,47
4A200L4	45	1475	60	1,4	2,5	1,78
IV. Синхронная частота $n = 3000$ об/мин						
4A63B2	0,55	2740	14	2,0	2,2	$36 \cdot 10^{-4}$
4A71A2	0,75	2840	19	2	2	$39 \cdot 10^{-4}$
4A71B2	1,1	2180	19	2	2,2	$42 \cdot 10^{-4}$
4A80A2	1,5	2850	22	2,08	2,58	$73 \cdot 10^{-4}$
4A80B2	2,2	2850	22	2,08	2,58	$85 \cdot 10^{-4}$
4A90L2	3	2840	24	2,08	2,5	$1,41 \cdot 10^{-2}$
4A100S2	4	2880	28	2	2,5	$2,37 \cdot 10^{-2}$
4A100L2	5,5	2880	28	2	2,5	0,03
4A112M2	7,5	2900	32	2	2,78	0,04
4A132M2	11	2900	38	1,7	2,78	0,09
4A160S2	15	2940	42	1,38	2,2	0,19
4A160M2	18,5	2940	42	1,38	2,2	0,21
4A180S2	22	2945	48	1,38	2,5	0,28
4A180M2	30	2945	48	1,38	2,5	0,34
4A200M2	37	2945	55	1,39	2,5	0,58
4A200L2	45	2945	55	1,4	2,5	0,67

Пример обозначения: *Двигатель АИР 180М4 ТУ 16–525.564–84.*

Таблица П2

**Электродвигатели серии АИР (исполнение IM1081),
основные размеры, мм**



Тип	Число полюсов	d_1	l_1	l_{30}	b_1	h_1	d_{30}	l_{10}	l_{31}	d_{10}	b_{10}	h	h_{10}	h_{31}
71A,B	2,4,6,8	19	40	279	6	6	170	90	45	7	112	71	9	188
80A	2,4,6,8	22	50	297	6	6	190	100	50	10	125	80	10	205
80B	2,4,6,8	22	50	321	6	6	190	100	50	10	125	80	10	205
90L	2,4,6,8	24	50	337	8	7	210	125	56	10	140	90	11	225
100S	2,4,6,8	28	60	360	8	7	240	112	63	12	160	100	12	247
100L	2,4,6,8	28	60	391	8	7	240	140	63	12	160	100	12	247
112M	2,4,6,8	32	80	435	10	8	246	140	70	12	190	112	12	285
132S	4,6,8	38	80	460	10	8	288	140	89	12	216	132	13	325
132M	2,4,6,8	38	80	498	10	8	288	178	89	12	216	132	13	325
160S	2	42	110	630	12	8	334	178	108	15	254	160	18	385
160S	4,6,8	48	110	630	14	9	334	178	108	15	254	160	18	385
160M	2	42	110	660	12	8	334	210	108	15	254	160	18	385
160M	4,6,8	48	110	660	14	9	334	210	108	15	254	160	18	385
180S	2	48	110	630	14	9	375	203	121	15	279	180	20	448
180S	4,6,8	55	110	630	16	10	375	203	121	15	279	180	20	448
180M	2	48	110	680	14	9	375	241	121	15	279	180	20	448
180M	4,6,8	55	110	680	16	10	375	241	121	15	279	180	20	448

Нормальные линейные размеры, мм (из ГОСТ 6636–69)

Ряд				
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	
4,0	4,0	4,0	4,0	
			4,2	
		4,5	4,5	
		4,8		
		5,0	5,0	5,0
			5,3	5,3
		5,6	5,6	
		6,0	6,0	
6,3	6,3	6,3	6,3	
			6,7	
		7,1	7,1	
		7,5		
		8,0	8,0	8,0
			8,5	8,5
		9,0	9,0	
		9,5	9,5	
10	10	10	10	
			10,5	
		11	11	
		11,5		
		12	12	12
			13	13
		14	14	
		15	15	
16	16	16	16	
			17	
		18	18	
		19		
		20	20	20
			21	21
		22	22	
		24	24	

Ряд				
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	
25	25	25	25	
			26	
			28	
			28	
			30	
		32	32	32
			34	34
			36	36
			38	38
	40	40	40	40
			42	
			45	
			45	
			48	
		50	50	50
			53	53
			56	56
			60	60
63		63	63	63
			67	
			71	
			71	
			75	
		80	80	80
			85	85
			90	90
			95	95
	100	100	100	100
			105	
			110	
			110	
			120	
		125	125	125
			130	130
			140	140
			150	150

Ряд				
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	
160	160	160	160	
			170	
			180	
			180	
			190	
		200	200	200
			210	210
			220	220
			240	240
	250	250	250	250
			260	
			280	
			280	
			300	
		320	320	320
			340	340
			360	360
			380	380
400		400	400	400
			420	
			450	
			450	
			480	
		500	500	500
			530	530
			560	560
			600	600
	630	630	630	630
			670	
			710	
			710	
			750	
		800	800	800
			850	850
			900	900
			950	950

Таблица П4

Муфты упругие втулочно-пальцевые, основные размеры, мм
 (ГОСТ 21424-93, исполнение 1 – с цилиндрическими отверстиями для
 длинных концов валов)



$T_{пр}$ Н·м	d	l	L	D	D_1	B	b	d_0	$d_{ст}$	Пальцы	
										Резьба	Кол.
31,5	16	40	84	90	54	28	16	20	32	М8	4
	18	40	84						32		
	(19)*	40	84						36		
63	20	50	104	100	62	28	16	20	36	М8	6
	22	50	104						40		
	(24)	50	104						45		
125	25	60	125	120	82	32	18	28	45	М10	4
	28	60	125						50		
	(30)	80	165						56		

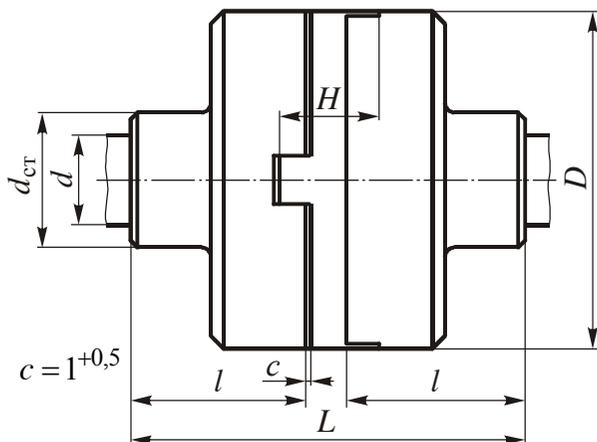
Окончание табл. П4

T_{pr} Н-М	d	l	L	D	D_1	B	b	d_0	$d_{ст}$	Пальцы	
										Резьба	Кол.
250	32	80	165	140	100	40	20	28	56	М10	6
	(35)	80	165						63		
	36	80	165						63		
	(38)	80	165						71		
	40	110	225						71		
	(42)	110	225						75		
45	110	225	75								
500	40	110	225	170	120	50	24	28	71	М12	6
	(42)	110	225						75		
	45	110	225						80		
710	45	110	226	190	140	55	24	36	90	М12	8
	(48)	110	226						90		
	50	110	226						95		
	(55)	110	226						100		
	56	110	226						100		
1000	50	110	226	220	170	60	30	36	95	М12	10
	(55)	110	226						100		
	56	110	226						100		
	(60)	140	286						110		
	63	140	286						110		
	(65)	140	286						110		
	(70)	140	286						125		
2000	63	140	288	250	190	70	34	48	110	М16	10
	(65)	140	288						110		
	(70)	140	288						125		
	71	140	288						125		
	(75)	140	288						140		
	80	170	348						140		
	(85)	170	348						150		
	90	170	348						150		
4000	80	170	350	320	240	80	40	60	140	М24	10
	(85)	170	350						150		
	90	170	350						150		
	(95)	170	350						160		

Пример обозначения: *Муфта МУВП 250-40-1 УЗ ГОСТ 21424-93.*

* Размеры в скобках относятся ко 2-му, менее предпочтительному, ряду.

Муфты кулачково-дисковые, основные размеры, мм
(ГОСТ 20720-93, исполнение 1)



$T_{пр}$ Н·м	d		l	L	D	$d_{ст}$	H
	1-й ряд	2-й ряд					
125	30, 32, 35, 36	—	80	185	140	50	38
250	32, 35, 36	38	80	185	170	60	50
	40, 45	42	110	245			
400	—	38	80	185	170	80	65
	40, 45, 50	42, 48, 53	110	245			
630	45, 50, 55	48, 53, 56	110	245	210	80	65
	60, 63	—	140	305			
1000	50, 55	53, 56	110	245	210	80	65
	60, 63, 70, 71	65	140	305			
1600	60, 63, 70, 71	65, 75	140	305	250	105	85
	80	85	170	360			
2500	70, 71	75	140	305	290	130	110
	80, 90	85, 95	170	360			
	100	—	210	440			

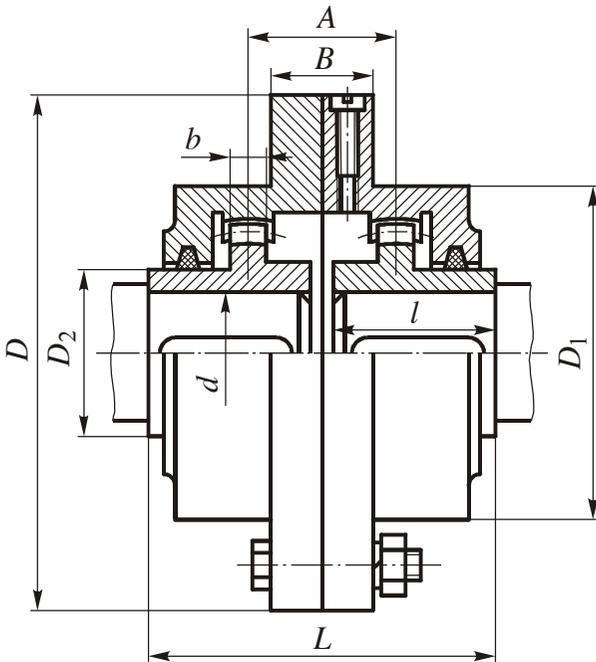
Окончание табл. П5

$T_{пр}$, Н·м	d		l	L	D	$d_{ст}$	H
	1-й ряд	2-й ряд					
4000	80, 90	85, 95	170	360	310	175	125
	100, 110	105	210	440			
6300	100, 110, 125	105, 120	210	440	350	175	125
	140	130	250	550			
10000	110, 125	120	210	440	350	220	155
	140	130	250	550			

Пример обозначения: *Муфта кулачково-дисковая 250-32-1 УЗ ГОСТ 20720-93.*

Таблица П6

**Муфты зубчатые общего назначения типа МЗ,
основные размеры, мм (ГОСТ 5006-83)**

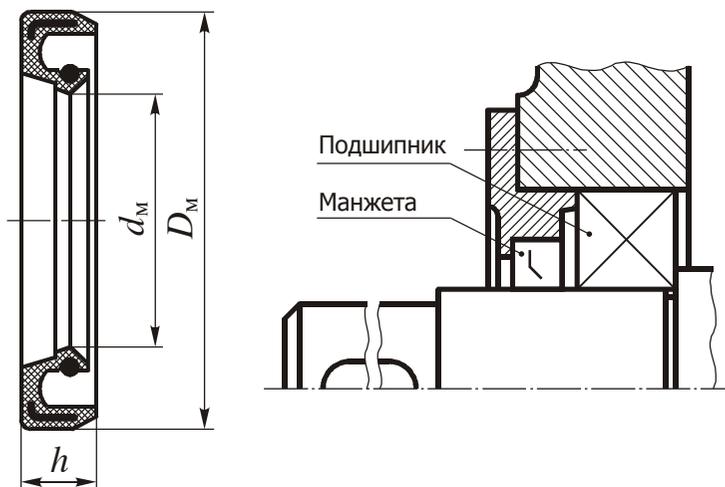


№ муфты	T_{pr} , Н·м	d^*		A	D	D_1	D_2	L	l	B	b	Модуль m	Кол. зубьев z
		min	max										
1	710	20	40	49	170	110	55	115	55	34	12	2,5	30
2	1400	30	50	75	185	125	70	145	70	34	15	2,5	38
3	3150	40	60	95	220	150	90	170	85	40	20	3	40
4	5600	45	75	125	250	175	110	215	105	40	25	3	48
5	8000	50	90	145	290	200	130	235	115	50	25	3	56
6	11800	60	105	160	320	230	140	255	125	50	30	4	48
7	19000	65	120	185	350	260	170	285	140	50	35	4	56
8	23600	80	140	210	380	290	190	325	160	50	35	4	62
9	30000	90	160	220	430	330	210	335	165	50	35	6	46
10	50000	110	180	245	490	390	260	365	180	50	40	6	56

* Завод-изготовитель при поставке муфт выполняет расточку отверстий под вал по размерам, согласованным с заказчиком.

Пример обозначения: *Муфта МЗ-4-Н45 ГОСТ 5006-83.*

**Манжеты резиновые армированные для валов,
основные размеры, мм (ГОСТ 8752-79)**



d_M	D_M		h
	1-й ряд	2-й ряд	
20	—	34	7
	35	—	7
	40	—	10
	—	42	10
21	40	—	10
22	—	35	7
	—	36	7
	40	—	10
23	—	35	7
24	40	—	7
	—	46	10
25	—	38	7
	42	—	10

d_M	D_M		h
	1-й ряд	2-й ряд	
42	—	58	7
	62	—	10
	—	75	10
44	—	65	10
45	—	60	7
	65	—	10
	—	70	10
48	70	—	10
50	70	—	10
	—	80	10
52	—	70	10
	75	—	10
	—	—	—

Окончание табл. П7

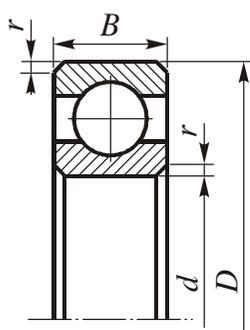
d_M	D_M		h
	1-й ряд	2-й ряд	
26	—	38	7
	45	—	10
28	—	45	10
	50	—	10
30	—	50	10
	52	—	10
32	—	44	7
	—	45	7
	52	—	10
34	—	50	7
35	—	48	7
	—	50	7
	—	52	10
	—	55	10
	58	—	10
	—	—	—
36	—	48	7
	58	—	10
38	52	—	7
	—	56	10
	58	—	10
	—	60	10
40	—	52	7
	—	55	7
	—	58	10
	60	—	10
	62	—	10

d_M	D_M		h
	1-й ряд	2-й ряд	
55	—	75	10
	80	—	10
56	—	82	10
	80	—	10
58	80	—	10
	—	82	10
60	—	80	10
	—	82	10
	85	—	10
62	—	80	10
	—	90	10
63	90	—	10
65	90	—	10
70	—	92	10
	95	—	10
71	95	—	10
75	—	95	10
	100	—	10
	—	102	10
	—	105	10
80	105	—	10
	—	110	10
82	—	115	10
85	110	—	12
	—	115	12
	—	120	12

Пример обозначения: Манжета 1.1-50×70-3 ГОСТ 8752-79.

Таблица П8

Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)



F_a / C_{0r}	Y	e
0,014	2,30	0,19
0,028	1,99	0,22
0,056	1,71	0,26
0,084	1,55	0,28
0,110	1,45	0,30
0,170	1,31	0,34
0,280	1,15	0,38
0,420	1,04	0,42
0,560	1,00	0,44

Коэффициенты статической нагрузки:

$$X_0 = 0,6; Y_0 = 0,5.$$

Коэффициенты динамической нагрузки:

$$\text{при } \frac{F_a}{VF_r} > e$$

$$X = 0,56; Y - \text{см. табл.};$$

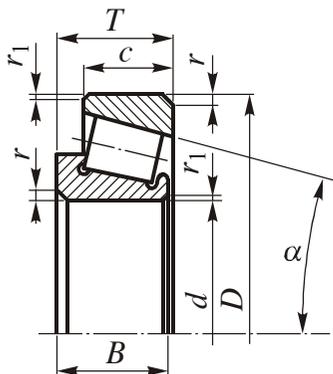
$$\text{при } \frac{F_a}{VF_r} \leq e$$

$$X = 0,56; Y = 0.$$

Легкая серия						
Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	$d_{\text{п}}$	D	B	r	C_r	C_{0r}
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7
208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	45	85	19	2	33,2	18,6
210	50	90	20	2	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	80	140	26	3	70,2	45,0

Средняя серия						
Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	$d_{\text{п}}$	D	B	r	C_r	C_{0r}
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	28,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	110	27	3	61,8	36,0
311	55	120	29	3	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104	63,0
315	75	160	37	3,5	112	72,5
316	80	170	39	3,5	124	80,0

Пример обозначения: Подшипник 209 ГОСТ 8338-75.

Подшипники роликовые конические однорядные (ГОСТ 333-79)

Коэффициенты статической нагрузки:

$$X_0 = 0,5; Y_0 - \text{см. табл.}$$

Коэффициенты динамической нагрузки:

$$\text{при } \frac{F_a}{VF_r} > e$$

$$X = 0,4; Y - \text{см. табл.};$$

$$\text{при } \frac{F_a}{VF_r} \leq e$$

$$X = 1; Y = 0.$$

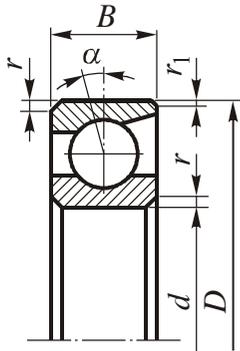
Обозначение	Размеры, мм							Грузо-подъемность, кН		Факторы нагрузки		
	$d_{\text{п}}$	D	B	T_{max}	c	r	r_1	C_r	C_{0r}	e	Y	Y_0
Легкая серия, $\alpha = 12...18^\circ$												
7204	20	47	14	15,25	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,36	1,67	0,92
7205	25	52	15	16,25	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,36	1,67	0,92
7206	30	62	16	17,25	14	1,5	0,5	31,0	22,0	0,36	1,64	0,90
7207	35	72	17	18,25	15	2	0,8	38,5	26,0	0,37	1,62	0,89
7208	40	80	19	19,75	16	2	0,8	46,5	32,5	0,38	1,56	0,86
7209	45	85	20	20,75	16	2	0,8	50,0	33,0	0,41	1,45	0,80
7210	50	90	21	21,75	17	2	0,8	56,0	40,0	0,37	1,60	0,88
7211	55	100	21	22,75	18	2,5	0,8	65,0	46,0	0,41	1,46	0,80
7212	60	110	23	23,75	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,35	1,71	0,94
7214	70	125	26	26,75	21	2,5	0,8	96,0	82,0	0,37	1,62	0,89
7215	75	130	26	27,25	22	2,5	0,8	107	84,0	0,39	1,55	0,85
7216	80	140	26	28,25	22	3	1	112	95,2	0,42	1,43	0,78
7217	85	150	28	30,50	24	3	1	130	109	0,43	1,38	0,76

Окончание табл. П9

Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки		
	d_{II}	D	B	T_{max}	c	r	r_1	C_r	C_{0r}	e	Y	Y_0
Средняя серия, $\alpha = 10...14^\circ$												
7304	20	52	16	16,25	13	2	0,8	26,0	17,0	0,30	2,03	1,11
7305	25	62	17	18,25	15	2	0,8	33,0	23,2	0,36	1,67	0,92
7306	30	72	19	20,75	17	2	0,8	43,0	29,5	0,34	1,78	0,98
7307	35	80	21	22,75	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,32	1,38	1,03
7308	40	90	23	25,25	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,28	2,16	1,18
7309	45	100	26	27,25	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,28	2,16	1,19
7310	50	110	29	29,25	23	3	1	100	75,5	0,31	1,94	1,06
7311	55	120	29	31,50	25	3	1	107	81,5	0,33	1,80	0,99
7312	60	130	31	33,50	27	3,5	1,2	128	96,5	0,30	1,97	1,08
7313	65	140	33	36	28	3,5	1,2	146	112	0,30	1,97	1,08
7314	70	150	37	38	30	3,5	1,2	170	137	0,31	1,94	1,06
7315	75	160	37	40	31	3,5	1,2	180	148	0,33	1,83	1,01
7317	85	180	41	44,50	35	4	1,5	230	195	0,31	1,91	1,05
7318	90	190	43	46,50	36	4	1,5	250	201	0,32	1,88	1,03
Средняя широкая серия, $\alpha = 11...15^\circ$												
7604	20	52	21	22,25	18,5	2	0,8	31,5	22,0	0,30	2,01	1,11
7605	25	62	24	25,25	21	2	0,8	47,5	36,6	0,27	2,19	1,20
7606	30	72	29	28,75	23	2	0,8	63,0	51,0	0,32	1,88	1,03
7607	35	80	31	32,75	27	2,5	0,8	76,0	61,5	0,30	2,03	1,11
7608	40	90	33	35,25	28,5	2,5	0,8	90,0	67,5	0,30	2,03	1,11
7609	45	100	36	38,25	31	2,5	0,8	114	90,5	0,29	2,06	1,13
7611	55	120	44,5	45,50	36,5	3,5	1	160	140	0,32	1,85	1,02
7612	60	130	47,5	48,50	39	3,5	1,2	186	157	0,30	1,97	1,08
7613	65	140	48	51	41	3,5	1,2	210	168	0,33	1,83	1,01
7614	70	150	51	54	43	3,5	1,2	240	186	0,35	1,71	0,94
7615	75	160	55	58	46,5	3,5	1,2	280	235	0,30	1,99	1,20
7616	80	170	59,5	61,50	49	3,5	1,2	310	290	0,32	1,89	1,04
7618	90	190	66,5	67,50	53,5	4	1,5	370	365	0,30	1,99	1,20
7620	100	215	73	77,50	61,5	4	1,5	460	460	0,31	1,91	1,05

Пример обозначения: *Подшипник 7308 ГОСТ 333-79.*

Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные
(ГОСТ 831-75)



F_a / C_{0r}	Y	e
0,014	1,81	0,30
0,029	1,62	0,34
0,051	1,46	0,37
0,086	1,34	0,41
0,110	1,22	0,45
0,170	1,13	0,48
0,290	1,04	0,52
0,430	1,01	0,54
0,570	1,00	0,54

Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
							$\alpha=12^\circ$		$\alpha=26^\circ$	
$\alpha=12^\circ$	$\alpha=26^\circ$	d_{II}	D	B	r	r_1	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}
Легкая серия										
36204	46204	20	47	14	1,5	0,8	15,7	8,31	14,8	7,64
36205	46205	25	52	15	1,5	0,8	16,7	9,10	15,7	8,34
36206	46206	30	62	16	1,5	0,8	22,0	12,0	21,9	12,0
36207	46207	35	72	17	2	1	30,8	17,8	29,0	16,4
36208	46208	40	80	18	2	1	38,9	23,2	36,8	21,4
36209	46209	45	85	19	2	1	41,2	25,1	38,7	23,1
36210	46210	50	90	20	2	1	43,2	27,0	40,6	24,9
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	58,4	34,2	50,3	31,5
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	61,5	39,3	60,8	38,8
—	46213	65	120	23	2,5	1,2	—	—	69,4	45,9
36214	—	70	125	24	2,5	1,2	80,2	54,8	—	—
—	46215	75	130	25	2,5	1,2	—	—	78,4	53,8
36216	46216	80	140	26	3	1,5	93,6	65,0	87,9	60,0

Окончание табл. П10

Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
$\alpha=12^\circ$	$\alpha=26^\circ$						$\alpha=12^\circ$		$\alpha=26^\circ$	
		d_{II}	D	B	r	r_1	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}
Средняя серия										
—	46304	20	52	15	2	1	—	—	17,8	9,00
—	46305	25	62	17	2	1	—	—	26,9	14,6
—	46306	30	72	19	2	1	—	—	32,6	18,3
—	46307	35	80	21	2,5	1,2	—	—	42,6	24,7
36308	46308	40	90	23	2,5	1,2	53,9	32,8	50,8	30,1
—	46309	45	100	25	2,5	1,2	—	—	61,4	37,0
—	46310	50	110	27	3	1,5	—	—	71,8	44,0
—	46311	55	120	29	3	1,5	—	—	82,8	51,6
—	46312	60	130	31	3,5	2	—	—	100	65,3
—	46313	65	140	33	3,5	2	—	—	113	75,0
—	46314	70	150	35	3,5	2	—	—	127	85,3
—	46316	80	170	39	3,5	2	—	—	136	99,0

Факторы нагрузки:

1. $\alpha = 12^\circ$

Коэффициенты статической нагрузки: $X_0 = 0,5$; $Y_0 = 0,47$.

Коэффициенты динамической нагрузки:

при $\frac{F_a}{VF_r} > e$ $X = 1$; Y – см. табл.; при $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ $X = 1$; $Y = 0$.

2. $\alpha = 26^\circ$

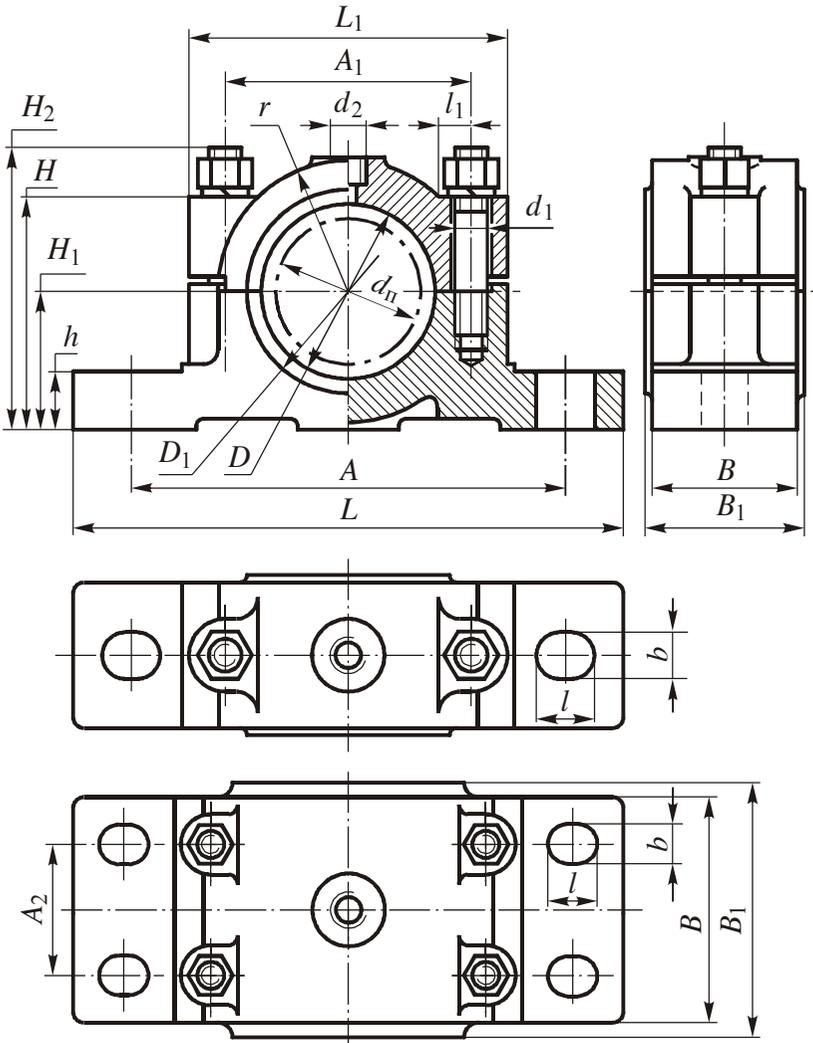
Коэффициенты статической нагрузки: $X_0 = 0,56$; $Y_0 = 0,37$.

Коэффициенты динамической нагрузки:

при $\frac{F_a}{VF_r} > 0,68$ $X = 1$; $Y = 0,92$; при $\frac{F_a}{VF_r} \leq 0,68$ $X = 1$; $Y = 0$.

Пример обозначения: *Подшипник 36207 ГОСТ 831-75.*

Корпуса подшипников скольжения разъемные, основные размеры, мм



Обозначение	d_{II}	D	D_1	A	A_1	A_2	L	L_1	H	H_1	H_2	h	B	B_1	b	l	l_1	r	d_1	d_2
Корпуса разъемные с двумя крепежными отверстиями (по ГОСТ 11607-82)																				
25×25	25	32	43	120	60	—	155	80	50	32	60	15	25	25	11	17	8	28	M8	1/4'
25×32	25	32	43	135	70	—	170	95	70	42	80	18	32	32	13	20	12	35	M10	1/4'
28×25	28	36	48	120	60	—	155	80	50	32	60	15	25	25	11	17	8	28	M8	1/4'
28×32	28	36	48	135	70	—	170	95	70	42	80	18	32	32	13	20	12	35	M10	1/4'
32×32	32	40	52	135	70	—	170	95	70	42	80	18	32	32	13	20	12	35	M10	1/4'
35×32	35	45	55	135	70	—	170	95	70	42	80	18	32	32	13	20	12	35	M10	1/4'
40×40	40	50	63	150	80	—	185	105	80	45	90	20	40	40	13	20	12	43	M10	1/4'
45×40	45	55	68	150	80	—	185	105	80	45	90	20	40	40	13	20	12	43	M10	1/4'
50×48	50	60	73	170	95	—	215	125	90	53	102	25	48	48	17	23	12	52	M12	1/4'
55×48	55	65	80	170	95	—	215	125	90	53	102	25	48	48	17	23	12	52	M12	1/4'
63×60	63	78	92	220	125	—	280	160	120	70	140	30	60	70	22	30	16	69	M16	1/4'
70×60	70	85	105	220	125	—	280	160	120	70	140	30	60	70	22	30	16	69	M16	1/4'
80×75	80	95	115	260	150	—	320	195	150	85	170	35	75	85	26	34	20	85	M20	1/4'
90×75	90	110	125	260	150	—	320	195	150	85	170	35	75	85	26	34	20	85	M20	1/4'
100×100	100	120	140	300	170	—	380	220	160	95	195	40	100	110	32	40	22	90	M24	3/8'
110×100	110	130	150	300	170	—	380	220	160	95	195	40	100	110	32	40	22	90	M24	3/8'
125×110	125	145	165	320	190	—	400	240	180	106	210	40	110	140	32	40	22	105	M24	3/8'
140×120	140	160	180	340	210	—	420	260	200	118	230	45	120	140	32	40	22	112	M24	3/8'
160×140	160	185	210	360	230	—	440	280	225	132	260	45	140	180	32	40	22	130	M24	1/2'
Корпуса разъемные с четырьмя крепежными отверстиями (по ГОСТ 11608-82)																				
50×70	50	60	73	160	95	30	210	120	90	53	102	25	60	70	13	20	13	52	M10	1/4'
55×70	55	65	80	160	95	30	210	120	90	53	102	25	60	70	13	20	13	52	M10	1/4'
63×90	63	78	90	200	125	40	250	150	120	71	140	30	80	90	17	23	13	69	M12	1/4'
70×90	70	85	105	200	125	40	250	150	120	71	140	30	80	90	17	23	13	69	M12	1/4'
80×110	80	95	115	250	150	56	310	190	145	85	170	35	100	110	22	30	16	85	M16	1/4'
90×110	90	110	125	250	150	56	310	190	145	85	170	35	100	110	22	30	16	85	M16	1/4'
100×140	100	120	140	270	170	80	340	210	160	95	185	40	130	140	22	30	16	90	M16	3/8'
110×140	110	130	150	270	170	80	340	210	160	95	185	40	130	140	22	30	16	90	M16	3/8'
125×180	125	145	165	310	190	90	390	240	170	106	210	40	155	180	26	34	16	105	M20	3/8'
140×180	140	160	180	340	210	100	420	260	200	118	240	45	170	180	32	40	20	112	M24	3/8'
140×230	140	160	180	340	210	120	420	260	200	118	240	45	200	230	32	40	20	112	M24	3/8'
160×230	160	185	205	360	230	120	440	280	215	132	260	45	200	230	32	40	22	130	M24	1/2'
180×220	180	210	230	400	270	120	480	320	240	140	280	45	200	220	32	40	22	150	M24	1/2'
180×290	180	210	230	400	270	150	480	320	240	140	280	45	230	290	32	40	22	150	M24	1/2'
200×220	200	230	250	440	300	120	530	360	250	160	290	50	200	220	32	40	22	150	M30	1/2'
200×290	200	230	250	440	300	160	530	360	250	160	290	50	240	290	32	40	28	150	M30	1/2'
220×220	220	250	260	470	330	120	560	390	260	170	300	50	200	220	32	40	28	165	M30	1/2'
220×290	220	250	260	470	330	170	560	390	260	170	300	50	260	290	32	40	28	165	M30	1/2'

Пример обозначения: Корпус 70×60 ГОСТ 11607-82.

Таблица П12

**Коэффициенты влияния абсолютных размеров сечения
(масштабный фактор)**

Диаметр d вала, мм	20	30	40	50	70	100
$K_{d\sigma}$ для углеродистой стали	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
$K_{d\sigma}$ для легированной стали	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59
$K_{d\tau}$ для всех сталей	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

Таблица П13

**Коэффициенты влияния качества поверхности
(фактор шероховатости)**

Вид механической обработки	Ra , мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_B , МПа		$K_{F\tau}$ при σ_B , МПа	
		≤ 700	≥ 700	≤ 700	≥ 700
Шлифование тонкое	до 0,2	1	1	1	1
Обтачивание тонкое	0,2...0,8	0,99...0,93	0,99...0,91	0,99...0,96	0,99...0,95
Шлифование чистовое	0,8...1,6	0,93...0,89	0,91...0,86	0,96...0,94	0,95...0,92
Обтачивание чистовое	1,6...3,2	0,89...0,86	0,86...0,82	0,94...0,92	0,92...0,89

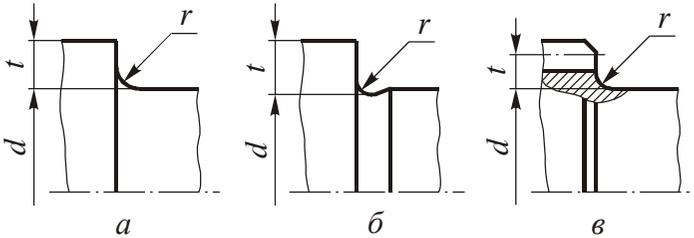
Таблица П14

**Эффективные коэффициенты концентрации напряжений
для шпоночного паза**

σ_B , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,65	1,9	2,4

Таблица П15

**Эффективные коэффициенты концентрации напряжений
для ступенчатого перехода с галтелью**



t/r	r/d	K_{σ} при σ_B , МПа				K_{τ} при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,75	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,5

Таблица П16

**Эффективные коэффициенты концентрации напряжений
для шлицевых и резьбовых участков**

σ_B , МПа	K_{σ} для		K_{τ} для шлицев		K_{τ} для резьбы
	шлицев	резьбы	прямобоч.	эвольвент.	
500	1,45	1,8	2,25	1,43	1,35
700	1,6	2,2	2,5	1,49	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,1
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,35

Таблица П17

**Комплексные коэффициенты концентрации напряжений
в местах установки деталей с натягом**

Диаметр d вала, мм	$K_{\sigma} / K_{d\sigma}$ при σ_B , МПа				$K_{\tau} / K_{d\tau}$ при σ_B , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,6	3,3	4,0	5,1	1,5	2,0	2,4	3,05
40	2,75	3,5	4,3	5,4	1,65	2,1	2,6	3,25
50	2,9	3,7	4,5	5,7	1,75	2,2	2,7	3,4
60	3,0	3,85	4,7	5,95	1,8	2,3	2,8	3,55
70	3,1	4,0	4,85	6,15	1,85	2,4	2,9	3,7
80	3,2	4,1	4,95	6,3	1,9	2,45	3,0	3,8
90	3,3	4,2	5,1	6,45	1,95	2,5	3,05	3,9
100	3,35	4,3	5,2	6,6	2,0	2,55	3,1	3,95

Таблица П18

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения

Вид упрочнения поверхности вала	Значения K_V при		
	$K_{\sigma} = 1,0$	$K_{\sigma} = 1,1...1,5$	$K_{\sigma} \geq 1,8$
Без упрочнения	1,0	1,0	1,0
Закалка ТВЧ	1,3...1,6	1,6...1,7	2,4...2,8
Азотирование	1,15...1,25	1,3...1,9	2,0...2,3
Накатка роликом	1,2...1,4	1,5...1,7	1,8...2,2
Дробеструйный наклеп	1,1...1,3	1,4...1,5	1,6...2,5

Таблица П19

Шпонки призматические (по ГОСТ 23360-78)

d	b	h	t_1	t_2	K	l
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	2,3	10 ... 56
Св. 17 до 22	6	6	3,5	2,8	2,6	14 ... 70
Св. 22 до 30	8	7	4	3,3	3,0	18 ... 90
Св. 30 до 38	10	8	5	3,3	3,5	22 ... 110
Св. 38 до 44	12	8	5	3,3	3,6	28 ... 140
Св. 44 до 50	14	9	5,5	3,8	4,0	36 ... 160
Св. 50 до 58	16	10	6	4,3	4,3	45 ... 180
Св. 58 до 65	18	11	7	4,4	4,8	50 ... 200
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9	5,2	56 ... 220
Св. 75 до 85	22	14	9	5,4	6,0	63 ... 250
Св. 85 до 95	25	14	9	5,4	6,2	70 ... 280
Св. 95 до 110	28	16	10	6,4	7,7	80 ... 320
Св. 110 до 130	32	18	11	7,4	8,7	90 ... 360

Пример условного обозначения шпонки исполнения 1 с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 100$ мм: *Шпонка 18×11×100 ГОСТ 23360-78.*

То же, исполнения 2: *Шпонка 2-18×11×100 ГОСТ 23360-78* (в исполнении 2 концы шпонки не имеют закруглений).

Таблица П20

Шпонки сегментные (по ГОСТ 24071-97)

d	b	h	d_1	l	t_1	t_2
Св. 14 до 16	4	7,5	19	18,6	6,0	1,8
Св. 16 до 18	5	6,5	16	15,7	4,5	2,3
Св. 18 до 20	5	7,5	19	18,6	5,5	2,3
Св. 20 до 22	5	9,0	22	21,6	7,0	2,3
Св. 22 до 25	6	9	22	21,6	6,5	2,8
Св. 25 до 28	6	10	25	24,5	7,5	2,8
Св. 28 до 32	8	11	28	27,3	8	3,3
Св. 32 до 38	10	13	32	31,4	10	3,3

Пример условного обозначения шпонки с размерами $b = 5$ мм, $h = 6,5$ мм: *Шпонка 5×6,5 ГОСТ 24071-97.*

Таблица П21

Шпонки клиновые (по ГОСТ 24068-80)

d	b	h	l	t_1	t_2	h_1 (высота головки)
Св. 12 до 17	5	5	10...56	3,0	1,7	8
Св. 17 до 22	6	6	14...70	3,5	2,2	10
Св. 22 до 30	8	7	18...90	4,0	2,4	11
Св. 30 до 38	10	8	22...110	5,0	2,4	12
Св. 38 до 44	12	8	28...140	5,0	2,4	12
Св. 44 до 50	14	9	36...160	5,5	2,9	14
Св. 50 до 58	16	10	45...180	6	3,4	16
Св. 58 до 65	18	11	50...200	7	3,4	18
Св. 65 до 75	20	12	56...220	7,5	3,9	20
Св. 75 до 85	22	14	63...250	9	4,4	22
Св. 85 до 95	25	14	70...280	9	4,4	22
Св. 95 до 110	28	16	80...320	10	5,4	25
Св. 110 до 130	32	18	90...360	11	6,4	28

Пример условного обозначения шпонки исполнения 1 с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 100$ мм: *Шпонка 18×11×100 ГОСТ 24068-80.*

Таблица П22

Соединения шлицевые прямоугольные (по ГОСТ 1139-80)

Соединения легкой серии									
d	D	z	b	f	d	D	z	b	f
23	26	6	6	0,3	56	62	8	10	0,5
26	30	6	6	0,3	62	68	8	12	0,5
28	32	6	7	0,3	72	78	10	12	0,5
32	36	8	6	0,4	82	88	10	12	0,5
36	40	8	7	0,4	92	98	10	14	0,5
42	46	8	8	0,4	102	108	10	16	0,5
46	50	8	9	0,4	112	120	10	18	0,5
52	58	8	10	0,5					

Окончание табл. П22

Соединения средней серии										
d	D	z	b	f		d	D	z	b	f
13	16	6	3,5	0,3		46	54	8	9	0,5
16	20	6	4	0,3		52	60	8	10	0,5
18	22	6	5	0,3		56	65	8	10	0,5
21	25	6	5	0,3		62	72	8	12	0,5
23	28	6	6	0,3		72	82	10	12	0,5
26	32	6	6	0,4		82	92	10	12	0,5
28	34	6	7	0,4		92	102	10	14	0,5
32	38	8	6	0,4		102	112	10	16	0,5
36	42	8	7	0,4		112	125	10	18	0,5
42	48	8	8	0,4						
Соединения тяжелой серии										
d	D	z	b	f		d	D	z	b	f
18	23	10	3	0,3		52	60	16	5	0,5
21	26	10	3	0,3		56	65	16	5	0,5
23	29	10	4	0,3		62	72	16	6	0,5
26	32	10	4	0,4		72	82	16	7	0,5
28	35	10	4	0,4		82	92	20	6	0,5
32	40	10	5	0,4		92	102	20	7	0,5
36	45	10	5	0,4		102	115	20	8	0,5
42	52	10	6	0,4		112	125	20	9	0,5
46	56	10	7	0,5						

Пример условного обозначения соединения с параметрами $z = 8$, $d = 36$ мм, $D = 40$ мм, $b = 7$ мм, с центрированием по внутреннему диаметру d :

$d - 8 \times 36 H7/f7 \times 40 H12/a11 \times 7 H9/f9$ ГОСТ 1139-80.

То же для втулки:

$d - 8 \times 36 H7 \times 40 H12 \times 7 H9$ ГОСТ 1139-80.

То же для вала:

$d - 8 \times 36 f7 \times 40 a11 \times 7 f9$ ГОСТ 1139-80.

Таблица П23

Соединения шлицевые эвольвентные (по ГОСТ 6033-80)

D	Модуль <i>m</i>														
	0,5	0,6	0,8	1	1,25	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6	8	10
	Число зубьев <i>z</i>														
<u>20</u>	38	32	<u>23</u>	18	<u>14</u>	12	8	6							
<u>22</u>	42	35	<u>26</u>	20	<u>16</u>	13	9	7	6						
<u>25</u>	48	40	<u>30</u>	24	<u>18</u>	15	11	8	7						
<u>28</u>	54	45	<u>34</u>	26	<u>21</u>	17	12	10	8						
<u>30</u>		48	<u>36</u>	28	<u>22</u>	18	13	10	8						
<u>32</u>		52	<u>38</u>	30	<u>24</u>	20	14	11	9	–	6				
<u>35</u>		57	42	34	<u>26</u>	22	<u>16</u>	12	10	–	7				
<u>38</u>		62	46	36	<u>29</u>	24	<u>18</u>	14	11	–	8				
<u>40</u>		64	48	38	<u>30</u>	25	<u>18</u>	14	12	–	8	6			
<u>42</u>		68	51	40	<u>32</u>	26	<u>20</u>	15	12	–	9	7			
<u>45</u>		74	55	44	<u>34</u>	28	<u>21</u>	16	13	12	10	7			
<u>48</u>		78	58	46	<u>37</u>	30	<u>22</u>	18	14	12	10	8	6		
<u>50</u>			60	48	<u>38</u>	32	<u>24</u>	18	15	12	11	8	7		
<u>52</u>			64	50	40	33	<u>24</u>	19	16	12	11	9	7		
<u>55</u>			66	54	42	35	<u>26</u>	20	<u>17</u>	14	12	9	8		
<u>58</u>			70	56	45	37	<u>28</u>	22	<u>18</u>	14	13	10	8		
<u>60</u>			74	58	46	38	<u>28</u>	22	<u>18</u>	16	13	10	8		
<u>62</u>					48	40	<u>30</u>	23	<u>19</u>	16	14	11	9		
<u>65</u>					50	42	<u>31</u>	24	<u>20</u>	18	15	11	9		
<u>68</u>					53	44	<u>32</u>	26	<u>21</u>	18	15	12	10		
<u>70</u>					54	45	<u>34</u>	26	<u>22</u>	18	16	12	10	7	
<u>72</u>					56	46	<u>34</u>	27	<u>22</u>	20	16	13	10	–	
<u>75</u>					58	48	<u>36</u>	28	<u>24</u>	20	17	13	11	8	
<u>78</u>					60	50	<u>38</u>	30	<u>24</u>	21	18	14	11	–	
<u>80</u>					62	52	<u>38</u>	30	<u>25</u>	22	18	14	12	8	6
<u>82</u>						53	40	31	<u>26</u>	22	19	15	12	–	–
<u>85</u>						55	41	32	<u>27</u>	24	20	<u>15</u>	13	9	7
<u>88</u>						57	42	34	<u>28</u>	24	20	<u>16</u>	13	–	–
<u>90</u>						58	44	34	<u>28</u>	24	21	<u>16</u>	13	10	7
<u>92</u>						60	44	35	<u>29</u>	25	22	<u>17</u>	14	–	–
<u>95</u>						62	46	36	<u>30</u>	26	22	<u>18</u>	14	10	8
<u>98</u>						64	48	38	<u>31</u>	26	23	<u>18</u>	15	–	–
<u>100</u>						64	48	38	<u>32</u>	28	24	<u>18</u>	15	11	8
<u>105</u>						68	51	40	<u>34</u>	29	25	<u>20</u>	16	12	9
<u>110</u>						72	54	42	<u>35</u>	30	26	<u>20</u>	17	12	9
<u>120</u>							58	46	<u>38</u>	34	28	<u>22</u>	18	13	10
<u>130</u>							64	50	<u>42</u>	36	31	<u>24</u>	20	15	11

Примечание. Подчеркнуты предпочтительные значения по каждому из параметров.

Пример условного обозначения соединения с параметрами $D = 40$ мм, $m = 2$ мм, с центрированием по боковым поверхностям зубьев 9H/9g, с посадкой по боковым поверхностям зубьев:

50×2×9H/9g ГОСТ 6033-80.

То же для втулки:

50×2×9H ГОСТ 6033-80.

То же для вала:

50×2×9g ГОСТ 6033-80.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
1 Кинематический расчет привода	5
1.1 Исходные данные расчета	5
1.2 Выбор электродвигателя	8
1.3 Расчет частот вращения, передаваемых мощностей и вращающих моментов на валах привода	18
2 Расчет зубчатых передач редуктора	22
2.1 Выбор материала зубчатых колес и расчет допускаемых напряжений	22
2.2 Расчет цилиндрических ступеней редуктора	38
2.3 Расчет конической ступени редуктора	68
3 Расчет открытых зубчатых передач	86
3.1 Расчет открытых цилиндрических передач	86
3.3 Расчет открытых конических передач	98
4 Расчет червячных передач	116
5 Расчет ременных передач	150
5.1 Расчет клиноременных передач	152
5.2 Расчет плоскоременных передач	171
6 Расчет цепных передач	186
6.1 Расчет передач с приводными роликовыми цепями	188
6.2 Расчет передач с приводными зубчатыми цепями	204
6.3 Конструкция звездочек	218
7 Проектный расчет валов. Выбор муфт, подшипников и манжет	224
8 Эскизная компоновка редуктора	240
9 Проверочные расчеты валов	250
9.1 Определение реакций опор и внутренних силовых факторов	250
9.2 Статический расчет вала при действии пиковых нагрузок ...	258
9.3 Расчет вала на сопротивление усталости	260
10 Расчет подшипников	263
10.1 Расчет подшипников качения	263
10.2 Расчет подшипников скольжения	268
11 Расчет шпоночных и шлицевых соединений	271
12 Конструкция зубчатых колес	282
12.1 Конструкция цилиндрических зубчатых колес редуктора	282
12.2 Конструкция цилиндрических зубчатых колес открытых передач	290
12.3 Конструкция конических зубчатых колес редуктора	294
12.4 Конструкция конических зубчатых колес открытых передач	300
Список использованной литературы	303
Приложения	305