

Министерство образования Республики Беларусь
Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»

М. Е. Лустенков

ДЕТАЛИ МАШИН

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области машиностроительного оборудования и технологий
в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения»*



УДК 621.81(075.8)
ББК 34.44я73
Л 86

Рекомендовано к изданию Советом Белорусско-Российского университета
«19» октября 2018 г., протокол № 3

Рецензенты:

кафедра «Прикладная механика и инженерная графика»
УО «Могилевский государственный университет продовольствия»
(зав. кафедрой канд. техн. наук *Р. А. Бондарев*);
д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой «Тракторы, автомобили и машины для
природообустройства» УО «Белорусская государственная орденов
Октябрьской Революции и Трудового Красного Знамени
сельскохозяйственная академия» *А. Н. Карташевич*

Лустенков, М. Е.

Л 86 Детали машин: учебное пособие / М. Е. Лустенков. – Могилев:
Белорус.-Рос. ун-т, 2018. – 240 с. : ил.
ISBN 978-985-492-212-6.

Предназначено для студентов, обучающихся по специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения», для освоения теоретического материала, работы на практических занятиях и выполнения курсового проекта по дисциплине «Детали машин». Может использоваться студентами технических специальностей университетов для самостоятельной подготовки. Также рекомендовано преподавателям и инженерным работникам.

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.44я73

ISBN 978-985-492-212-6

© Лустенков М. Е., 2018
© ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», 2018



ВВЕДЕНИЕ

Курс «Детали машин» имеет важное значение в подготовке студентов технических специальностей. Его успешное освоение обеспечивает базу для дальнейшего изучения специальных дисциплин. Наряду с усвоением лекционного материала, особая роль отводится практическим занятиям и курсовому проектированию. В настоящее время существует множество литературных источников по проектированию и расчету деталей машин: учебники [1–4], справочники [5–6] и учебные пособия, где излагается теоретический материал. Между тем степень освоения дисциплины характеризуется способностью студента, впоследствии инженера, на практике применять приобретенные знания, успешно решая производственные задачи. Повышение практико-ориентированности обучения является одной из важнейших задач высшего образования. На сегодняшний день разработаны эффективные системы автоматизированного проектирования, позволяющие моделировать и проводить проверочные расчеты деталей и узлов машин. Однако инженер должен уметь самостоятельно решать практические задачи для того, чтобы оценить достоверность полученных с помощью компьютерных программ результатов.

Основой для написания практикума явился более чем десятилетний опыт преподавания курсов «Детали машин», «Основы проектирования» и «Прикладная механика» в техническом университете. Результатом стало изданное в ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет» в 2015 году учебное пособие «Практикум по основам проектирования и деталям машин» [7], которое использовалось при обучении студентов по профилю подготовки «Машиностроение» по российским образовательным программам. За несколько последних лет материал был выверен, уточнен, расширен и выступил базой для настоящего пособия.

Представляемое учебное издание может использоваться для изучения теоретического материала, на практических занятиях или при самостоятельной подготовке. Перед началом работы по теме студентам рекомендуется проработать контрольные вопросы, большинство ответов на которые можно найти в кратких теоретических сведениях. Примеры решения типовых задач являются ключевыми элементами пособия. В процессе решения задачи отрабатывается алгоритм действий с числовыми подстановками. Это позволяет студентам соотносить результаты решения своих задач с результатами в примере, не путать размерности величин при подстановках в формулы и т. д. Каждый шаг алгоритма дополняется определенной теоретической информацией, которая в привязке к конкретному действию усваивается легче. Из-за ограниченности объема пособия некоторые вопросы остались нерассмотренными (фрикционные, зубчатые-ременные, волновые передачи, заклепочные, клеммовые соединения и др.). Пособие не претендует на универсальность, указанные темы достаточно подробно отражены в источниках, приведенных в списке литературы и других изданиях по основам проектирования и деталям машин. Примеры практических расчетов дополнены справочным материалом по тексту пособия и в приложе-

ниях, объем которого позволяет решать задачи, не прибегая к дополнительным источникам информации.

Отличительной особенностью данного издания также является сквозная последовательность выполнения большинства расчетов, приведенных в примерах решения задач по разным темам. Это позволяет студентам осознать взаимосвязь и взаимозависимость результатов проектирования различных узлов как частей одного привода и эффективно использовать представленный материал при курсовом проектировании и в практической деятельности.

За ценные замечания, высказанные в процессе рецензирования рукописи учебного пособия, и положительную оценку проделанной работы автор выражает благодарность рецензентам: заведующему кафедрой «Тракторы, автомобили и машины для природообустройства» УО «Белорусская государственная орденов Октябрьской Революции и Трудового Красного Знамени сельскохозяйственная академия» д-ру техн. наук, проф. А. Н. Карташевичу, преподавателям кафедры «Прикладная механика и инженерная графика» УО «Могилевский государственный университет продовольствия», в т. ч. заведующему кафедрой канд. техн. наук Р. А. Бондареву и доценту кафедры канд. техн. наук, доц. В. П. Пахадне.

Автор также признателен заведующему кафедрой «Детали машин» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет» д-ру техн. наук, проф. В. П. Тихомирову и доценту этой кафедры канд. техн. наук М. А. Измерову за положительную оценку представленной работы, благодарен коллегам-преподавателям кафедры «Основы проектирования машин» ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет» за ценные замечания, сделанные по результатам чтения рукописи учебного пособия.



1. ЭНЕРГО-КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначен механический привод?
2. Какие элементы включает привод?
3. Для чего предназначены муфты?
4. Как определяется передаточное отношение привода, включающего несколько механических передач?
5. Как предварительно вычисляется общий КПД привода?
6. Как изменяются значения угловой скорости, частоты вращения, моментов и мощности от вала двигателя к приводному валу?

1.1. Краткие теоретические сведения

Механический привод предназначен для передачи мощности от двигателя к рабочему органу с изменением силовых и кинематических параметров движения. Он включает в себя двигатель, рабочий орган и передаточные механизмы (передачи). Передачи (редукторные) предназначены для снижения частоты вращения и увеличения вращающего момента; муфты – для соединения концов валов и компенсации несоосности осей валов. Компенсирующие упругие муфты также гасят вибрации. Передаточное отношение привода определяется как произведение передаточных отношений механических передач, входящих в привод и соединенных последовательно.

Задачами расчета являются: подбор асинхронного электродвигателя для обеспечения заданных кинематических и силовых параметров вращения приводного вала; определение передаточных отношений передач, входящих в привод, частот вращения, угловых скоростей, мощностей и вращающих моментов на валах привода. При выполнении индивидуальных заданий и курсового проектирования считаем схему привода заданной (приложение А).

1.2. Пример решения задачи

Исходные данные: схема привода ленточного конвейера (рис. 1.1), диаметр барабана $D = 400$ мм, необходимое тяговое (окружное) усилие на барабане $F_t = 4,3$ кН, скорость движения ленты конвейера $v = 0,35$ м/с.

Обозначаем валы привода (см. рис. 1.1): I – вал электродвигателя, на котором установлен ведущий шкив клиноременной передачи; II – ведущий (быстроходный) вал редуктора; III – промежуточный вал редуктора; IV – ведомый (тихоходный) вал редуктора, соединенный муфтой с приводным валом V с барабаном. Валы II...IV установлены на подшипниках качения в корпусе редуктора, приводной вал V с барабаном – на независимых подшипниковых опорах. Ведомый вал редуктора и приводной вал можно учитывать как один вал, т. к. они вращаются с одинаковой угловой скоростью. В данном примере рассмотрим их



отдельно, чтобы искусственно не снижать передаваемую мощность и момент тихоходной передачей редуктора.

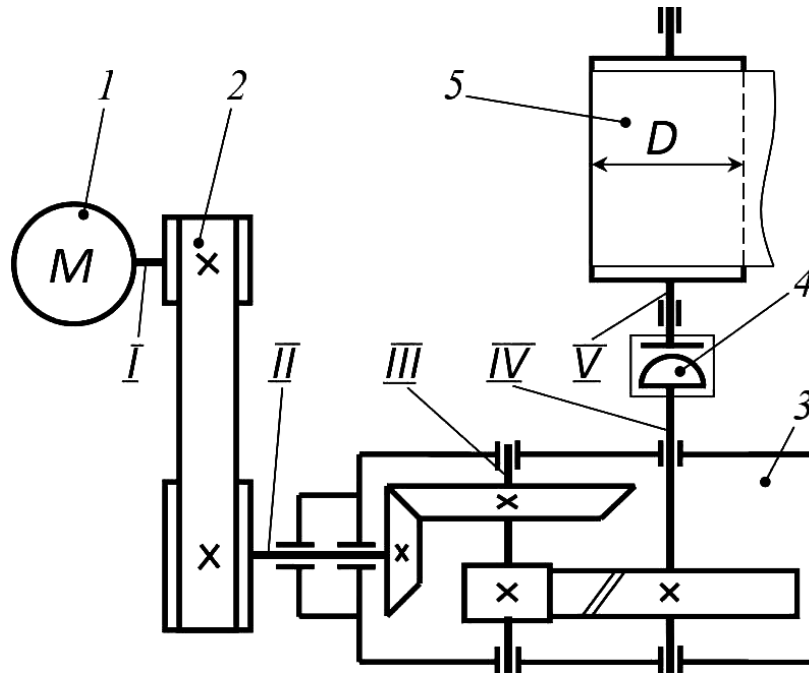


Рис. 1.1. Схема привода: 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор; 4 – компенсирующая жесткая муфта; 5 – барабан

1. Рассчитываем мощность $P_{\text{вых}}$ на приводном валу (если не задана):

$$P_{\text{вых}} = F_t \cdot v = 4300 \cdot 0,35 = 1505 \text{ Вт.} \quad (1.1)$$

Если на приводном валу установлены две звездочки (два зубчатых колеса и т. д.), то мощность удваивается:

$$P_{\text{вых}} = 2 \cdot F_t \cdot v.$$

Мощность на приводном валу также может быть определена по формуле

$$P_{\text{вых}} = T \cdot \omega_{\text{вых}},$$

где T – момент на приводном валу, Н·м; $\omega_{\text{вых}}$ – угловая скорость вращения приводного вала, с^{-1} .

Момент и окружная сила имеют зависимость $T = F_t \cdot R$, где R – радиус рабочего органа приводного вала (барабана, делительной окружности звездочки, делительного диаметра зубчатого колеса и т. д.).

Угловая скорость вращения приводного вала

$$\omega_{\text{вых}} = \frac{v}{R} = \frac{0,35}{0,2} = 1,75 \text{ с}^{-1}. \quad (1.2)$$

Диаметр делительной окружности звездочек цепных и скребковых конвейеров $D_{зв}$, мм, можно найти по формуле

$$D_{зв} = \frac{p_{ц}}{\sin\left(\frac{\pi}{z_{зв}}\right)},$$

где $p_{ц}$ – шаг цепи, мм; $z_{зв}$ – число зубьев звездочки цепи.

2. Определяем частоту вращения приводного вала $n_{ввлх}$ (если не задана), используя зависимость

$$n_{ввлх} = \frac{30 \cdot \omega_{ввлх}}{\pi} = \frac{30 \cdot 1,75}{3,14} = 16,72 \text{ мин}^{-1}. \quad (1.3)$$

3. Рассчитываем общий (ориентировочный) КПД привода. Он определяется как произведение КПД всех элементов привода, соединенных последовательно. КПД муфт, передач и подшипников можно принять по табл. 1.1.

Табл. 1.1. Ориентировочные значения КПД элементов приводов

Элемент привода	КПД
Зубчатые передачи*: цилиндрическая** коническая планетарная (по схеме 2К-Н при передаточном отношении $i = 3 \dots 9$)	0,96...0,98 0,95...0,97 0,96...0,98
Червячная передача при числе заходов червяка $z_1 = 1$ $z_1 = 2$ $z_1 = 4$	0,65...0,75 0,75...0,82 0,82...0,90
Ременные передачи: плоскоременная клиноременная	0,96...0,98 0,95...0,97
Зубчато-ременная передача	0,95...0,98
Цепная передача: с обеспечением постоянной смазки открытая, без постоянной смазки	0,96...0,98 0,91...0,94
Волновая передача	0,80...0,90
Пара подшипников качения	0,99
Пара подшипников скольжения	0,96...0,98
Муфта***	0,995

Примечание. * – если зубчатая передача открытая (без корпуса), то КПД снижается на 3...5 %; ** – КПД цилиндрической передачи с внутренним зацеплением принимаем 0,98; *** – для стандартных муфт и высокой соосности соединяемых валов. В иных случаях КПД муфты может быть снижен до 0,98.

Для червячной передачи предварительно рассматриваем худший (по потерям мощности) случай и принимаем $\eta = 0,7$.

Для данного примера

$$\eta = \eta_{n1} \cdot \eta_{n2} \cdot \eta_{n3} \cdot \eta_M \cdot \eta_{му}^k = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,995 \cdot 0,99^4 = 0,854, \quad (1.4)$$

где η_{n1} – КПД первой передачи (клиноременной), $\eta_{n1} = 0,96$; η_{n2} – КПД второй передачи (зубчатой конической – быстроходной передачи редуктора), $\eta_{n2} = 0,96$; η_{n3} – КПД третьей передачи (зубчатой цилиндрической косозубой – тихоходной передачи редуктора), $\eta_{n3} = 0,97$; η_M – КПД компенсирующей жесткой муфты, $\eta_M = 0,995$; $\eta_{му}$ – КПД одной пары подшипников качения, $\eta_{му} = 0,99$; k – количество пар подшипников, $k = 4$.

Если в приводе имеется разделение потока мощности, т. е. на соседних валах параллельно установлено несколько передач (приложение А, схемы 2, 4, 23, 25, 27, 28, 29), то КПД передачи (одной из двух соседних) учитывается один раз исходя из предположения о равномерности распределения мощности по потокам. По этой же причине в планетарных передачах КПД пары подшипников сателлитов также учитывается один раз, несмотря на то, что сателлитов минимум три (приложение А, схемы 9, 12, 16, 24, 28).

4. Находим требуемую (желаемую) мощность электродвигателя:

$$P_{э.ж} = \frac{P_{вых}}{\eta} = \frac{1505}{0,854} = 1762,295 \text{ Вт.} \quad (1.5)$$

5. Предварительно определяем передаточное отношение привода i' . Оно вычисляется как произведение передаточных отношений передач, входящих в привод и последовательно расположенных по кинематической схеме. Ориентировочные диапазоны передаточных отношений некоторых типов механических передач приведены в табл. 1.2.

Первоначально следует принимать минимальное значение из рекомендуемого диапазона передаточных отношений в указанной табл. 1.2 для обеспечения минимальных размеров и массы привода, снижения динамических нагрузок. Для червячной передачи предварительно рекомендуется принимать $i'_q = 30$. Если в приводе имеется разделение потока мощности, то передаточное отношение нескольких параллельно установленных передач учитывается только один раз.

Предварительное передаточное отношение привода i' , согласно заданной схеме,

$$i' = i'_{n1} \cdot i'_{n2} \cdot i'_{n3} = 2 \cdot 2 \cdot 2 = 8, \quad (1.6)$$

где i'_{n1} – ориентировочное передаточное отношение открытой клиноременной передачи, $i'_{n1} = 2$; i'_{n2} – ориентировочное передаточное число быстроходной передачи редуктора (конической зубчатой передачи), $i'_{n2} = 2$; i'_{n3} – ориентировочное передаточное число тихоходной передачи редуктора (цилиндрической косозубой передачи), $i'_{n3} = 2$.

Таким образом, предполагается, что при передаче мощности от вала двигателя к приводному валу частота вращения снизится в восемь раз, при этом каждая из трех передач будет уменьшать частоту вращения в два раза.

Табл. 1.2. Ориентировочные значения передаточных отношений различных передач

Передача	Передаточное отношение	
	Максимальное значение	Рекомендуемый диапазон
Зубчатая цилиндрическая: прямозубая косозубая	6,3	2...3
	8	2...4
Зубчатая планетарная по схеме 2К-Н с ведомым водилом	12,5	5...9
Зубчатая коническая	6	2...3
Червячная (z_1 – число заходов червяка) для силовых приводов	60...80 (до 300 для кинематических приводов)	30...60 ($z_1 = 1$) 15...29 ($z_1 = 2$) 8...15 ($z_1 = 4$)
Ременные*: плоскоременная клиноременная	4...5	2...3
	10	2...4
Зубчато-ремennая	10	2...4
Цепная*	7...10	2...4
Волновая зубчатая	800...1000	100...300

Примечание. * – в некоторых случаях, когда ремennая или цепная передача в приводе выполняет функцию передачи вращения на заданное расстояние, можно принимать для нее $i' = 1...2$.

6. Определяем требуемую (желаемую) частоту вращения вала электродвигателя $n_{э.ж}$:

$$n_{э.ж} = n_{вых} \cdot i' = 16,72 \cdot 8 = 133,76 \text{ мин}^{-1}. \quad (1.7)$$

7. По двум параметрам – требуемой мощности электродвигателя $P_{э.ж}$ (определенной в п. 4) и требуемой частоте вращения вала электродвигателя $n_{э.ж}$ (п. 6) – подбираем асинхронный электродвигатель по табл. 1.3. Двигатель выбирается с *ближайшей большей* номинальной мощностью P_n и *ближайшим* значением частоты вращения $n_{дв}$: $P_n \geq P_{э.ж}$, $n_{дв} \approx n_{э.ж}$.

В табл. 1.3 двигатели разделены на четыре группы по значению синхронной скорости вращения поля статора n . Для каждого из двигателей указана асинхронная скорость вращения вала двигателя с учетом скольжения $n_{дв}$.

В случае рассматриваемого примера принимаем двигатель 4А112М8АУ3 с номинальной мощностью $P_n = 2,2$ кВт и частотой вращения вала двигателя $n_{дв} = 700 \text{ мин}^{-1}$.

Табл. 1.3. Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые серии 4А

Тип двигателя	P_n , кВт	$n_{дв}$, мин ⁻¹	Тип двигателя	P_n , кВт	$n_{дв}$, мин ⁻¹
$n = 750$ мин ⁻¹			$n = 1500$ мин ⁻¹		
4А80А8У3	0,37	675	4А71А4У3	0,55	1390
4А80В8У3	0,55	700	4А71В4У3	0,55	1390
4А90ЛA8У3	0,75	700	4А80А4У3	1,1	1415
4А90ЛВ8У3	1,1	700	4А80В4У3	1,5	1420
4А100Л8У3	1,5	700	4А90Л4У3	2,2	1425
4А112М8АУ3	2,2	700	4А100С4У3	3,0	1435
4А112МВ8У3	3,0	700	4А100Л4У3	4,0	1430
4А132СВУ3	4,0	720	4А112М4У3	5,5	1445
4А132М8У3	5,5	720	4А132С4У3	7,5	1455
4А160С8У3	7,5	730	4А132М4У3	11,0	1460
4А160М8У3	11,0	730	4А160С4У3	15,0	1465
4А180М8У3	15,0	730	4А160М4У3	18,0	1465
$n = 1000$ мин ⁻¹			$n = 3000$ мин ⁻¹		
4А71А6У3	0,37	900	4А71А2У3	0,75	2840
4А71В6У3	0,55	910	4А71В2У3	1,1	2840
4А80ЛA6У3	0,75	915	4А80А2У3	1,5	2850
4А80ЛВ6У3	1,1	920	4А80В2У3	2,2	2850
4А90Л6У3	1,5	935	4А90Л2У3	3,0	2850
4А100Л6У3	2,2	950	4А100С2У3	4,0	2880
4А112МА6У3	3,0	955	4А100Л2У3	5,5	2880
4А112МВ6У3	4,0	960	4А112М2У3	7,5	2900
4А132С6У3	5,5	965	4А132М2У3	11,0	2900
4А132М6У3	7,5	970	4А160М2У3	15,0	2940
4А160С6У3	11,0	975	4А160С2У3	18,5	2940
4А160М6У3	15,0	975	4А180С2У3	22,0	2945
4А160М6У3	18,5	975	4А180В2У3	30,0	2945

8. Корректируем общее передаточное отношение привода i :

$$i = \frac{n_{дв}}{n_{вых}} = \frac{700}{16,72} = 41,866. \quad (1.8)$$

Далее корректируем передаточные отношения по ступеням (передачам). Предварительно предполагалось, что передаточное отношение привода будет равно восьми (см. п. 5, формулу (1.6)). Однако с учетом выбранного двигателя необходимо, чтобы произведение передаточных отношений трех передач привода было равным 41,866. Для тихоходной передачи редуктора (зубчатой цилиндрической косозубой) принимаем $i_3 = 4$, для быстроходной (зубчатой конической) – $i_2 = 3$. Тогда для первой передачи привода (клиноременной) $i_{n1} = i / (i_{n2} \cdot i_{n3}) = 41,866 / (3 \cdot 4) = 3,489$.

Все передаточные отношения находятся в рекомендуемых диапазонах (см. табл. 1.2). Для червячных передач не следует принимать дробные значения передаточных отношений. Для тихоходной ступени редуктора рекомендуется большее передаточное отношение, чем для быстроходной. Выполняем проверку:

$$i = i_{n1} \cdot i_{n2} \cdot i_{n3} = 3,489 \cdot 3 \cdot 4 = 41,868 \approx 41,866.$$

Погрешность в несколько тысячных (< 1 %) считаем допустимой.

9. Определяем мощности на валах привода по следующей формуле:

$$P_j = P_{j-1} \cdot \eta_j, \quad (1.9)$$

где P_j – мощность на j -м валу, Вт; P_{j-1} – мощность на $j - 1$ (предыдущем) валу, Вт; η_j – КПД элементов привода, расположенных на j -м валу.

Если рассматривается первый вал (вал двигателя, $j = 1$), то вместо P_{j-1} подставляется значение $P_{э.жс}$. Передача (зубчатая, ременная и др.), как правило, располагается на двух валах, ее КПД учитывается только на втором (ведомом). Таким образом,

$$P_I = P_{э.жс} = 1762,295 \text{ Вт};$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{n1} \cdot \eta_{му} = 1762,295 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1674,885 \text{ Вт};$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{n2} \cdot \eta_{му} = 1674,885 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1591,811 \text{ Вт};$$

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{n3} \cdot \eta_{му} = 1591,811 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 1528,616 \text{ Вт};$$

$$P_V = P_{IV} \cdot \eta_M \cdot \eta_{му} = 1528,616 \cdot 0,995 \cdot 0,99 = 1505,763 \text{ Вт}.$$

Выполняем проверку. Должно обеспечиваться равенство $P_V = P_{вых}$ (с точностью до целых), т. е. мощность на последнем валу привода должна быть равна мощности, определенной в п. 1.

Округление мощностей до тысячных долей ватта не имеет физического смысла, однако служит методическим целям. При более грубом округлении потерю КПД одной пары подшипников или муфты можно не заметить.

10. Находим частоты вращения валов привода по формуле $n_j = n_{j-1}/i_l$, где i_l – передаточное отношение передачи, ведомый элемент которой (колесо, шкив, звездочка и др.) установлен на j -м валу:

$$n_I = n_{дв} = 700 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{n1}} = \frac{700}{3,489} = 200,64 \text{ мин}^{-1};$$



$$n_{\text{III}} = \frac{n_{\text{II}}}{i_{n2}} = \frac{200,64}{3} = 66,85 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{IV}} = \frac{n_{\text{III}}}{i_{n3}} = \frac{66,85}{4} = 16,71 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{V}} = n_{\text{IV}} = 16,71 \text{ мин}^{-1}.$$

Между IV и V валами не установлено передач, они соединены муфтой (передаточное отношение равно единице) и вращаются с одинаковыми скоростями и частотами вращения.

Для проверки сравниваем полученное значение частоты вращения приводного вала n_{V} со значением $n_{\text{вых}}$, рассчитанным по формуле (1.3) в п. 2. Погрешность, равную $0,01 \text{ мин}^{-1}$, считаем допустимой ($< 1 \%$).

11. Вычисляем угловые скорости вращения валов привода $\omega_j = \pi \cdot n_j / 30$ с учетом формулы (1.3):

$$\omega_{\text{I}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{I}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 700}{30} = 73,3 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{II}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{II}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 200,64}{30} = 21 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{III}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{III}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 66,85}{30} = 7,0 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{IV}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{IV}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 16,71}{30} = 1,75 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{V}} = \omega_{\text{IV}} = 1,75 \text{ с}^{-1}.$$

12. Определяем вращающие моменты на валах привода $T_j = P_j / \omega_j$:

$$T_{\text{I}} = \frac{P_{\text{I}}}{\omega_{\text{I}}} = \frac{1762,295}{73,3} = 24,04 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{\text{II}} = \frac{P_{\text{II}}}{\omega_{\text{II}}} = \frac{1674,885}{21} = 79,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{\text{III}} = \frac{P_{\text{III}}}{\omega_{\text{III}}} = \frac{1591,811}{7,0} = 227,4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{\text{IV}} = \frac{P_{\text{IV}}}{\omega_{\text{IV}}} = \frac{1528,616}{1,75} = 873,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_V = \frac{P_V}{\omega_V} = \frac{1505,763}{1,75} = 860,4 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

13. Результаты расчетов сводим в табл. 1.4.

Табл. 1.4. Результаты энерго-кинематического расчета привода

Номер вала	Мощность P_j , Вт	Частота вращения n_j , мин ⁻¹	Угловая скорость ω_j , с ⁻¹	Вращающий момент T_j , Н·м	Передаточное отношение i_i
I	1762,295	700	73,3	24,04	3,489
II	1674,885	200,64	21	79,8	3
III	1591,811	66,85	7,0	227,4	
IV	1528,616	16,71	1,75	873,5	4
V	1505,763	16,71	1,75	860,4	

Методика решения задач при незаданной схеме привода.

На практике чаще возникает ситуация, когда схема привода не задана, а ее нужно разработать с учетом заданных силовых и кинематических характеристик приводного вала, а также компоновочных условий – пространства для размещения привода, удаленности двигателя от рабочего органа, взаимного расположения осей валов и т. д.

В таком случае после п. 2 и перед расчетом КПД (п. 3) появляется дополнительный пункт – разработка схемы привода. В табл. 1.5 приведены компоновочные особенности различных механических передач и примеры их обозначения на кинематических схемах.

Схема может быть уточнена после расчетов, проведенных в п. 8, т. е. если требуемое передаточное отношение не может быть обеспечено ранее выбранными передачами (передачей). В этом случае нужно скорректировать схему и возобновить расчет, начиная с п. 3.

Ременная передача устанавливается, как правило, в начале кинематической цепи привода, между двигателем и редуктором. Дополнительно она выполняет роль предохранительного устройства. Цепную передачу рекомендуется использовать как тихоходную, между редуктором и приводным валом.

1.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Провести энерго-кинематический расчет привода, индивидуальная схема которого выдана на курсовое проектирование (приложение А).

Задача 2. Провести энерго-кинематический расчет привода грузоподъемного механизма с разработкой его схемы при условиях компоновки, показанных на рис. 1.2, а. Заданными являются: диаметр барабана $D = 500$ мм, вращающий момент на барабане $T = 650$ Н·м, частота вращения барабана $n = 160$ мин⁻¹.

Задача 3. Провести энерго-кинематический расчет привода скребкового конвейера с разработкой его схемы при условиях компоновки, показанных

на рис. 1.2, б. Заданными являются: число зубьев звездочки $z_{зв} = 8$, шаг цепи $p_ц = 100$ мм, вращающий момент на звездочке $T = 490$ Н·м. Частота вращения приводной звездочки $n = 10$ мин⁻¹.

Задача 4. Провести энерго-кинематический расчет привода цепного конвейера с разработкой его схемы при условиях компоновки, показанных на рис. 1.2, в. Заданными являются: число зубьев звездочки $z_{зв} = 10$, шаг цепи $p_ц = 80$ мм, тяговое (окружное) усилие на одной звездочке $F = 1300$ Н. Частота вращения приводной звездочки $n = 30$ мин⁻¹.

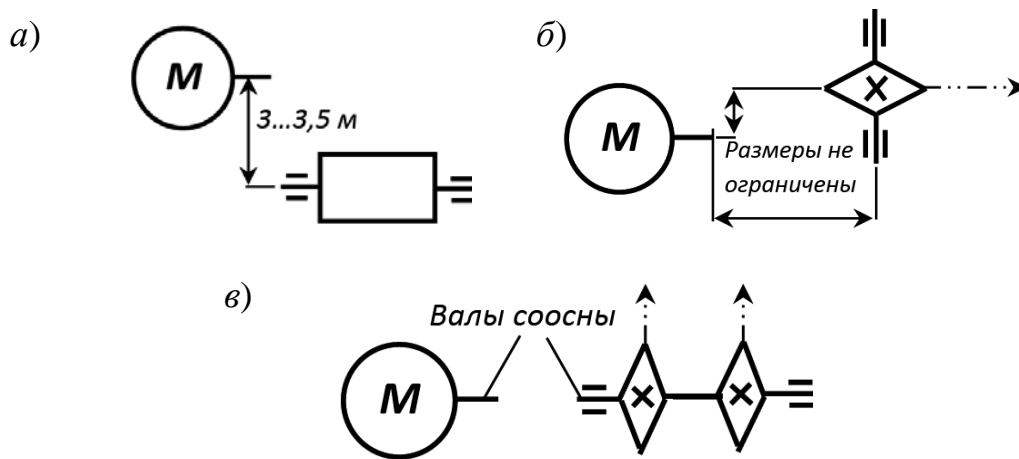


Рис. 1.2. Компоновки приводов: а – для задачи 1; б – для задачи 2; в – для задачи 3

Задача 5. Провести энерго-кинематический расчет привода ленточного конвейера. Разработать кинематическую схему привода по его общему виду, показанному на рис. 1.3. Заданными являются: диаметр барабана конвейера $D = 380$ мм, скорость движения ленты конвейера $v = 0,2$ м/с. Вращающий момент на приводном валу $T = 1000$ Н·м.

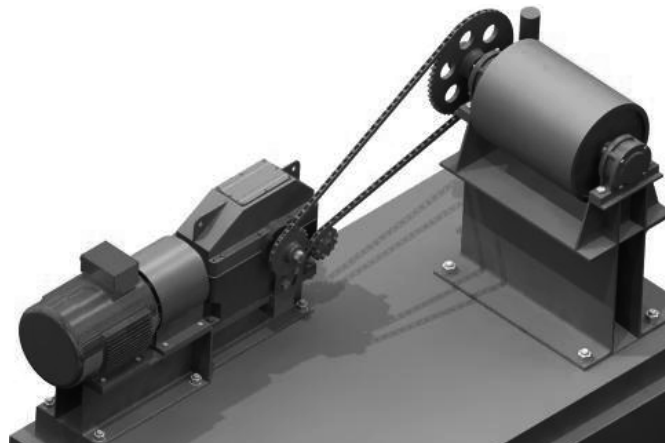
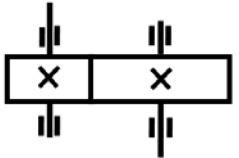
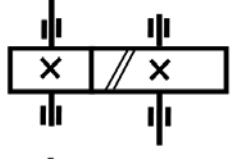
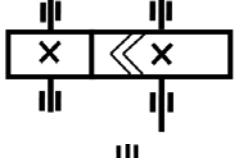
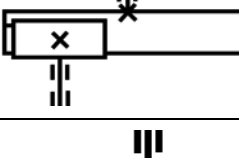
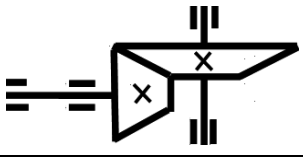
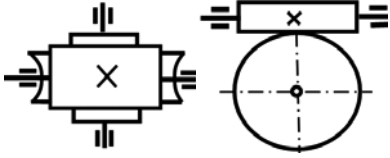
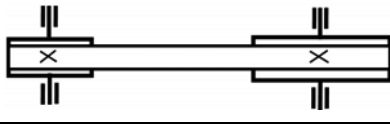
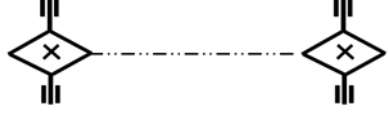
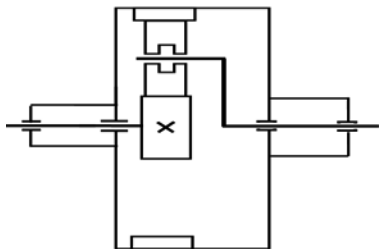


Рис. 1.3. Общий вид привода (к задаче 5)

Советы по решению задач 2–4. Начинать решать задачу нужно с разработки кинематической схемы привода. Первоначально рекомендуется оценить общее передаточное отношение привода, разделив минимальную частоту вращения вала двигателя (по табл. 1.3 $n_{\min} \approx 700$ мин⁻¹) на частоту вращения привод-

ного вала. Затем необходимо подобрать передачи, обеспечивающие заданную компоновку (табл. 1.5) и рассчитанное передаточное отношение (см. табл. 1.2). Перед разработкой схемы привода следует ознакомиться с типовыми схемами, приведенными в приложении А. Концы валов соединяют муфтами, которые компенсируют несоосность осей валов.

Табл. 1.5. Особенности компоновки механических передач

Передача	Обозначение	Компоновочные свойства
Зубчатая цилиндрическая: – внешнего зацепления: прямозубые (а) косозубые (б) шевронные (в) – внутреннего зацепления (г)	а)  б)  в)  г) 	Оси валов параллельны, максимальные габаритные размеры, как правило, не превышают 500 мм
Зубчатая коническая		Оси валов пересекаются (как правило, под углом 90°)
Червячная		Оси входного и выходного валов перекрещиваются в пространстве
Ременная, зубчато-ременная		Для передачи вращения на значительные расстояния: до 5...8 м
Цепная		
Планетарная зубчатая (по схеме 2К-Н)		Соосность валов, передаточные отношения до 12,5 в одной ступени

2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Контрольные вопросы

1. Назовите основные параметры зубчатых цилиндрических передач.
2. Назовите основные способы изготовления зубчатых цилиндрических колес и степени точности их изготовления.
3. Что характеризует коэффициент торцового перекрытия? Как определяется коэффициент осевого перекрытия?
4. Назовите виды разрушения зубчатых передач и критерии их работоспособности. По каким напряжениям рассчитываются зубчатые передачи?
5. Чем отличается расчет закрытых и открытых зубчатых передач?
6. Какие силы действуют в зацеплении прямозубой зубчатой передачи? Косозубой передачи?
7. В чем преимущества и недостатки прямозубой и косозубой зубчатых передач?

2.1. Краткие теоретические сведения

Зубчатые передачи являются самым распространенным видом механических передач. Простая зубчатая цилиндрическая передача состоит из двух зацепляющихся зубчатых колес. Меньшее из колес называют шестерней, большее – собственно колесом. Параметрам шестерни присваивают индекс «1», параметрам колеса – «2». Зубчатые цилиндрические передачи являются наиболее распространенным видом механических передач (рис. 2.1).

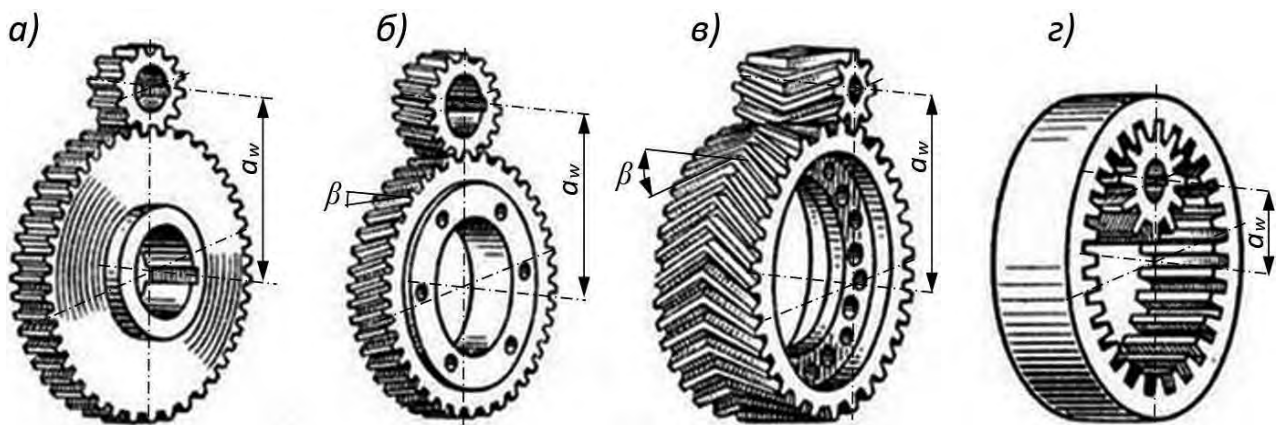


Рис. 2.1. Виды цилиндрических зубчатых передач: *a* – прямозубая; *б* – косозубая; *в* – шевронная; *г* – прямозубая с внутренним зацеплением

Цилиндрические зубчатые колеса чаще всего изготавливают методами обкатки и копирования. При обкатке режущий инструмент (червячная фреза, долбяк) и заготовка получают кинематически согласованные движения вращения и подачи при нарезании зубьев, при копировании зубья изготавливаются пооче-

редно с помощью фрезы, имеющей профиль впадины зуба. Метод обкатки гораздо производительнее и точнее.

Установлены 12 степеней точности изготовления цилиндрических зубчатых колес (первая – наивысшая), для каждой из которых определены нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев. В современном машиностроении наиболее широко применяются 5...8 степени точности.

Основные параметры зубчатых передач.

1. Модуль m (для косозубых передач существуют m_n – нормальный и m_t – торцовый модули), мм.

Модули (m – для прямозубых колес и m_n – для косозубых) стандартизованы (ГОСТ 9563–80). Их значения выбираются по табл. 2.1.

Табл. 2.1. Стандартные значения модулей зубчатых колес (до 20 мм)

Ряд	Модуль, мм
1-й (предпочтительный)	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18

Примечание. В редукторостроении допускается использовать модули 1,6; 3,15; 6,3 и 12,5 мм.

2. Число зубьев z (z_1 – число зубьев шестерни, z_2 – число зубьев колеса).

3. Передаточное число $u = z_2/z_1$.

4. Межосевое расстояние a_w , мм. Согласно ГОСТ 2185–66 установлены стандартные значения межосевых расстояний (табл. 2.2).

Табл. 2.2. Стандартные значения межосевых расстояний (до 450 мм)

Ряд	Межосевое расстояние, мм
1-й (предпочтительный)	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400
2-й	140; 180; 225; 280; 355; 450

При проектировании нестандартных редукторов рекомендуется принимать значения межосевых расстояний до 130 мм – кратные пяти, свыше 130 мм – кратные десяти, свыше 260 до 420 мм – кратные двадцати.

5. Угол зацепления α_w . Следует отличать угол профиля делительный $\alpha = 20^\circ$ (равный углу профиля исходного контура по ГОСТ 13755–81). Для стандартных зубчатых передач с эвольвентным зацеплением без смещения (или с нулевым суммарным смещением) $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

6. Угол наклона линии зуба β (для косозубых и шевронных передач).

К параметрам зубчатых передач также относят шаги (основной, делительный окружной), диаметры делительной, основной, начальной окружностей, окружностей впадин, вершин, коэффициент смещения.

Коэффициент торцового перекрытия ε_α в большей степени определяет плавность работы передачи и совместную работу зубьев, численно равен сред-



нему числу пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении, и является качественной характеристикой зацепления. Для прямозубых передач он должен обязательно быть больше единицы. Для косозубых передач дополнительно вводится понятие коэффициента осевого перекрытия ε_β , который равен отношению угла осевого перекрытия зубчатого колеса к его угловому шагу.

Виды разрушения зубьев: усталостное выкрашивание, излом, заедание, абразивный износ. Критерии работоспособности: усталостная и изгибная прочность. Расчет зубчатых цилиндрических эвольвентных передач стандартизирован и проводится по ГОСТ 21354–87 (для внешнего зацепления). Зубчатые передачи рассчитывают по контактным напряжениям σ_H и напряжениям изгиба σ_F . Для закрытых передач (в корпусе) расчет по контактным напряжениям является основным, а по напряжениям изгиба – проверочным. Для открытых передач расчет по напряжениям изгиба основной.

В зацеплении косозубых зубчатых передач действует нормальная сила F_n , которая раскладывается на три составляющие: окружную F_t , радиальную F_r и осевую F_a . Направление сил F_t и F_a зависит от направлений вращения и линии наклона зубьев (рис. 2.2). При этом

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}; \quad F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha_w)}{\cos(\beta)}; \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}(\beta), \quad (2.1)$$

где T_1 – вращающий момент на шестерне; d_1 – делительный диаметр шестерни.

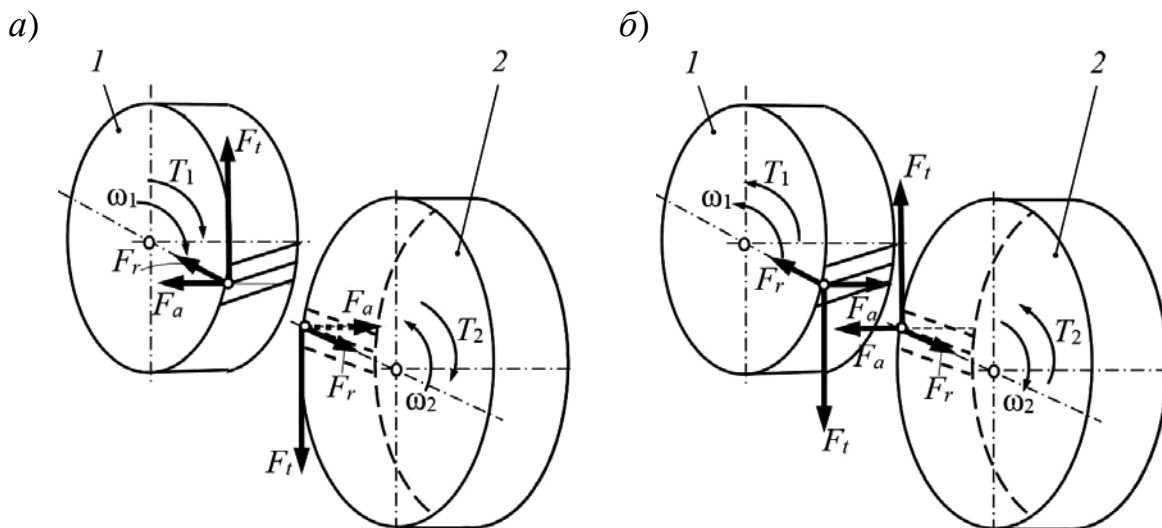


Рис. 2.2. Силы в косозубом зубчатом зацеплении при вращении шестерни по часовой стрелке (а) и против часовой стрелки (б): 1 – шестерня; 2 – колесо

У прямозубых передач осевая составляющая F_a отсутствует. Благодаря увеличенной длине контактных линий косозубые передачи могут передавать большие нагрузки при тех же габаритах, что и прямозубые. Из-за наклона зубьев повышается плавность работы и снижается шум. Прямозубые передачи имеют больший КПД, а осевые силы не нагружают опоры валов (подшипники качения).

2.2. Пример решения задачи

2.2.1. Исходные данные

В качестве примера рассмотрим тихоходную цилиндрическую косозубую передачу редуктора в составе привода ленточного конвейера (см. рис. 1.1), энерго-кинематический расчет которого приведен в подразделе 1.2. Срок службы привода – 5 лет. Режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный. Привод неререверсивный. Степень точности изготовления колес – 7-я. Допускается кратковременная трехкратная перегрузка.

Из таблицы результатов энерго-кинематического расчета привода (см. табл. 1.4) устанавливаем частоты вращения шестерни и колеса: $n_1 = 66,85 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 16,71 \text{ мин}^{-1}$. Передаточное отношение равно 4. Вращающие моменты на валах шестерни и колеса $T_1 = 227,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $T_2 = 873,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ соответственно.

2.2.2. Выбор материалов, термообработки и допускаемых напряжений

Для изготовления колеса и шестерни выбираем сравнительно недорогой материал – сталь 40X (табл. 2.3).

Табл. 2.3. Механические свойства некоторых марок сталей после термообработки

Марка стали	Вид термообработки	Твердость поверхности	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
45	Нормализация	170...217 HB	600	340
	Улучшение	192...240 HB	750	450
		240...260 HB	850	580
20X	Цементация	56...63 HRC	650	400
12ХН3А	Цементация	56...63 HRC	900	700
40X	Улучшение	230...260 HB	850	550
		260...280 HB	950	700
	Улучшение + закалка ТВЧ	45...58 HRC 269...302 HB*	900	750
	Азотирование	50...59 HRC	1000	800
40ХН	Улучшение	235...262 HB	800	630
		269...302 HB	920	750
	Закалка	48...54 HRC	1600	1400

Примечание. * – твердость сердцевины.

Назначаем термообработку:

– для колеса – улучшение до 230...260 HB;

– для шестерни – азотирование поверхности зубьев до твердости поверх-



ности 50...59 HRC (твёрдость сердцевины зуба 26...30 HRC).

Допускаемые контактные напряжения.

Допускаемые контактные напряжения определяем по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim}^0}{S_H} \cdot Z_N, \quad (2.2)$$

где $\sigma_{H \lim}^0$ – предел контактной выносливости зубьев, МПа; Z_N – коэффициент долговечности; S_H – коэффициент безопасности.

Коэффициент безопасности S_H принимаем равным 1,2 при поверхностном упрочнении зубьев (цементация, азотирование и др.) и 1,1 – в других случаях. В данном примере $S_{H1} = 1,2$, $S_{H2} = 1,1$.

Предел контактной выносливости $\sigma_{H \lim}^0$ определяем по табл. 2.4.

Для шестерни

$$\sigma_{H \lim 1}^0 = 880 \text{ МПа.}$$

Предел контактной выносливости для колеса

$$\sigma_{H \lim 2}^0 = 1,8 \cdot \text{HB}_{m2} + 65 = 1,8 \cdot 245 + 65 = 506 \text{ МПа,}$$

где HB_{m2} – среднее значение твердости поверхности колеса (230...260 HB) в единицах Бринелля, $\text{HB}_{m2} = 245$.

Табл. 2.4. Пределы контактной выносливости $\sigma_{H \lim}^0$ зубьев стальных колес

Вид обработки	$\sigma_{H \lim}^0$, МПа
Термообработка (нормализация, улучшение и др.) при твердости поверхности менее 350 HB	$1,8 \cdot \text{HB} + 65$
Объемная закалка (38...50 HRC)	$16,5 \cdot \text{HRC} + 135$
Поверхностная закалка (40...45 HRC)	$14 \cdot \text{HRC} + 135$
Цементация (более 56 HRC)	$23 \cdot \text{HRC}$
Азотирование	880

Примечание. При проверке прочности зубчатых колес под действием редких или единичных пиковых перегрузок для объемно-упрочненных деталей $[\sigma_H] = 2,8 \cdot \sigma_T$, для поверхностно-упрочненных деталей $[\sigma_H] = 44 \text{ HRC}$.

Коэффициент долговечности

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}}, \quad (2.3)$$

где N_{HG} – базовое число циклов; N_{HE} – эквивалентное число циклов.



Базовое число циклов для колеса N_{HG2} можно найти по формуле для зубчатых колес с твердостью поверхности менее 350 HB:

$$N_{HG2} = 30 \cdot HB_m^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,6 \cdot 10^7. \quad (2.4)$$

Базовое число циклов для шестерни N_{HG1} определяем аналогично, предварительно найдя среднее значение в единицах по Рокуэллу:

$$HRC_{m1} = \frac{HRC_{min1} + HRC_{max1}}{2} = \frac{50 + 59}{2} = 54,5. \quad (2.5)$$

Из графика на рис. 2.3 видно, что $54,5 HRC = 540 HB$.

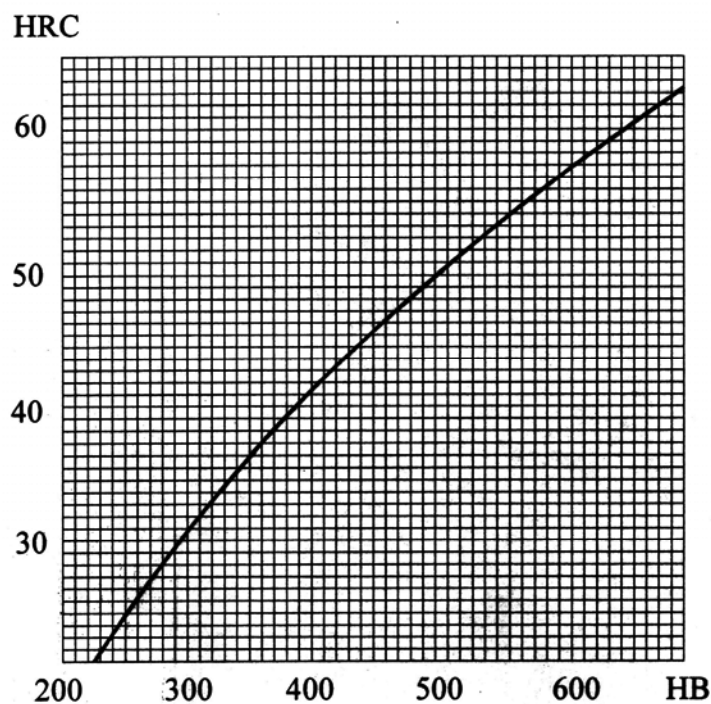


Рис. 2.3. График перевода единиц твердости

Тогда по формуле (2.4)

$$N_{HG1} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 540^{2,4} = 10,8 \cdot 10^7.$$

Ресурс работы передачи в часах

$$t_{\Sigma} = L \cdot K_D \cdot K_s \cdot 8 = 5 \cdot 255 \cdot 2 \cdot 8 = 20400 \text{ ч}, \quad (2.6)$$

где K_D — количество рабочих дней в году (при пятидневной рабочей неделе $K_D \approx 255$, при шестидневной — $K_D \approx 305$); K_s — количество смен, $K_s = 2$ (согласно исходным данным); L — срок службы (ресурс), $L = 5$ лет (по исходным данным).

Эквивалентное число циклов для шестерни

$$N_{HE1} = \mu_H \cdot 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot t_\Sigma = 0,25 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 66,85 \cdot 20400 = 2,05 \cdot 10^7, \quad (2.7)$$

где μ_H – коэффициент режима работы, определяемый по табл. 2.5. В рассматриваемом случае $\mu_H = 0,25$, т. к. задан средний равновероятный режим работы; c – количество колес, находящихся в зацеплении с данным колесом (шестерней), $c = 1$.

Табл. 2.5. Коэффициенты для расчета эквивалентного числа циклов нагружения

Режим работы	Расчет по контактным напряжениям μ_H	Расчет по напряжениям изгиба			
		Твердость HB < 350		Твердость HB \geq 350	
		m_F	μ_F	m_F	μ_F
0 – постоянный	1,0	6	1,0	9	1,0
I – тяжелый	0,50		0,3		0,20
II – средний равновероятный	0,25		0,143		0,10
III – средний нормальный	0,18		0,065		0,036
IV – легкий	0,125		0,038		0,016
V – особо легкий	0,063		0,013		0,004

Для колеса

$$N_{HE2} = \mu_H \cdot 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t_\Sigma = 0,25 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 16,71 \cdot 20400 = 0,51 \cdot 10^7. \quad (2.8)$$

Если режим работы не задан, его и коэффициент μ_H можно найти с помощью циклограммы нагружения передачи. Методика определения режима работы, коэффициентов μ_H и μ_F приведена в приложении Б.

Вычисляем коэффициенты долговечности по формуле (2.3) для шестерни и колеса соответственно:

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{10,8 \cdot 10^7}{2,05 \cdot 10^7}} = 1,319; \quad Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{1,6 \cdot 10^7}{0,51 \cdot 10^7}} = 1,21.$$

Проверяем выполнение нескольких условий. Коэффициенты Z_N не могут быть меньше единицы ($Z_N \geq 1$), поэтому, если при расчете получено значение $Z_N < 1$, принимаем $Z_N = 1$. При этом также должны выполняться неравенства: $Z_H \leq 2,6$, если $S_H = 1,1$, и $Z_H \leq 1,8$, если $S_H = 1,2$.

В рассматриваемом случае все условия выполняются.

Допускаемые контактные напряжения определяем по формуле (2.2) для шестерни и колеса соответственно:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{880}{1,2} \cdot 1,319 = 967,3 \text{ МПа};$$



$$[\sigma_H]_2 = \frac{506}{1,1} \cdot 1,21 = 556,6 \text{ МПа.}$$

Находим среднее допускаемое напряжение:

$$[\sigma_H]_m = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} = \frac{967,3 + 556,6}{2} = 761,95 \text{ МПа.} \quad (2.9)$$

Предельные значения допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]_n = 1,25 \cdot [\sigma_H]_{\min}$ – для цилиндрических передач, $[\sigma_H]_n = 1,15 \cdot [\sigma_H]_{\min}$ – для конических, где $[\sigma_H]_{\min}$ – меньшее из двух значений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.
В данном варианте

$$[\sigma_H]_n = 1,25 \cdot [\sigma_H]_{\min} = 1,25 \cdot 556,6 = 695,75 \text{ МПа.}$$

В качестве допускаемых контактных напряжений для передачи принимаем минимальное значение из двух: $[\sigma_H]_m$ и $[\sigma_H]_n$.

Окончательно $[\sigma_H] = 695,75 \text{ МПа.}$

Допускаемые напряжения изгиба.

Допускаемые напряжения изгиба определяем по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}^0}{S_F} \cdot Y_A \cdot Y_N, \quad (2.10)$$

где $\sigma_{F \lim}^0$ – предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба, МПа; S_F – коэффициент безопасности; Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (для неререверсивных передач $Y_A = 1$, для реверсивных – $Y_A = 0,7 \dots 0,8$, причем большие значения для колес с $HV > 350$); Y_N – коэффициент долговечности.

Предел выносливости по напряжениям изгиба $\sigma_{F \lim}^0$ можно приближенно оценивать по табл. 2.6.

Табл. 2.6. Пределы изгибной выносливости сталей

Термическая или химико-термическая обработка	Сталь	$\sigma_{F \lim}^0$
Нормализация, улучшение	40, 45, 35ХМ, 40Х, 40 ХН и др.	$1,8 \cdot HB$
Закалка ТВЧ		600
Объемная закалка	40Х, 40ХН и др.	600
Азотирование	38ХМЮА, 40Х, 40ХФА и др.	$12 \cdot HRC_{с.ср.} + 300$
Цементация	20Х, 25ХГТ, 12ХНЗА и др.	800



Для шестерни

$$\sigma_{F \text{ lim}1}^0 = 12 \cdot \text{HRC}_{c.cp1} + 300 \text{ МПа},$$

где $\text{HRC}_{c.cp1}$ – средняя твердость сердцевины шестерни. Она задается при назначении термообработки. Если термообработка производится по всему объему детали (нормализация, улучшение, объемная закалка), то твердость сердцевины равна твердости поверхности. Для других видов термообработки (ТО) и химико-термической обработки (ХТО) рекомендуются следующие значения твердости сердцевины:

- азотирование: 42...56 % от твердости поверхности;
- цементация: 57...73 % от твердости поверхности;
- закалка ТВЧ по контуру: 52...58 % от твердости поверхности.

В рассматриваемом случае твердость сердцевины шестерни была задана 26...30 HRC.

$$\text{HRC}_{c.cp1} = \frac{\text{HRC}_{c.min1} + \text{HRC}_{c.max1}}{2} = \frac{26 + 30}{2} = 28. \quad (2.11)$$

Тогда

$$\sigma_{F \text{ lim}1}^0 = 12 \cdot 28 + 300 = 636 \text{ МПа}.$$

У колеса термообработка (улучшение) производится по всему объему, поэтому твердость поверхности зубьев и сердцевины будет одинаковой. Согласно данным табл. 2.6

$$\sigma_{F \text{ lim}2}^0 = 1,8 \cdot \text{HB}_{mc2} = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа},$$

где HB_{mc2} – среднее значение твердости сердцевины колеса (230...260 HB) в единицах Бринелля, $\text{HB}_{mc2} = 245$. $\text{HB}_{mc2} = \text{HB}_{m2}$, т. к. у колеса термообработка по объему (улучшение) и твердость поверхности равна твердости сердцевины.

Коэффициент долговечности определяем по формуле

$$Y_N = m_F \sqrt{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}}, \quad (2.12)$$

где N_{FG} – базовое число циклов (для всех сталей $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$); N_{FE} – эквивалентное число циклов; m_F – показатель степени, зависящий от вида термообработки (определяется по табл. 2.5). В рассматриваемом примере для шестерни $m_F = 9$ и для колеса $m_F = 6$.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба для шестерни

$$N_{FE1} = \mu_{F1} \cdot 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot t_\Sigma = 0,1 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 66,85 \cdot 20400 = 0,82 \cdot 10^7, \quad (2.13)$$



где μ_{F1} – коэффициент режима работы для шестерни при действии напряжений изгиба (по табл. 2.5). В данном примере $\mu_{F1} = 0,1$ – для шестерни, $\mu_{F2} = 0,143$ – для колеса.

Эквивалентное число циклов для колеса

$$N_{FE2} = \mu_{F2} \cdot 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma} = 0,143 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 16,71 \cdot 20400 = 2,93 \cdot 10^6. \quad (2.14)$$

Коэффициенты долговечности по формуле (2.12) для шестерни и колеса соответственно

$$Y_{N1} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{0,82 \cdot 10^7}} = 0,924; \quad Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{2,93 \cdot 10^6}} = 1,054.$$

При твердости поверхности колес $HВ > 350$ должно выполняться условие $1 \leq Y_N \leq 2,5$; при твердости поверхности колес $HВ \leq 350$ – условие $1 \leq Y_N \leq 4$. Таким образом, $Y_{N1} = 1$, $Y_{N2} = 1,054$.

Для шестерни и колеса коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки, $Y_A = 1$, т. к. передача нереверсивная.

При нормализации, улучшении, объемной закалке, закалке ТВЧ и азотировании коэффициент безопасности S_F принимают равным 1,75. При применении цементации и нитроцементации с закалкой коэффициент $S_F = 1,55$. Таким образом, для колеса $S_{F2} = 1,75$, для шестерни $S_{F1} = 1,75$.

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса определяем отдельно по формуле (2.10):

$$[\sigma_F]_1 = \frac{636}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 363 \text{ МПа}; \quad [\sigma_F]_2 = \frac{441}{1,75} \cdot 1 \cdot 1,054 = 266 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения при перегрузках.

Для того чтобы учесть кратковременные перегрузки, не принятые во внимание при расчете усталостной выносливости, определяем максимальные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_{\max}$: $[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot \sigma_T$ – при нормализации, улучшении или объемной закалке; $[\sigma_H]_{\max} = 44 \cdot HRC$ – при цементации, закалке токами высокой частоты (ТВЧ); $[\sigma_H]_{\max} = 35 \cdot HRC$ – при азотировании.

Для шестерни, у которой средняя твердость поверхности определена по формуле (2.5), получаем $[\sigma_H]_{\max 1} = 35 \cdot 54,5 = 1907 \text{ МПа}$.

Для колеса по табл. 2.3 $\sigma_T = 550 \text{ МПа}$. $[\sigma_H]_{\max 2} = 2,8 \cdot 550 = 1540 \text{ МПа}$.

Максимальные допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,5 \cdot \sigma_{F \lim}^0 \cdot Y_{N \max} \cdot K_{st}, \quad (2.15)$$

где $Y_{N \max}$ – максимальная величина коэффициента долговечности; K_{st} – коэффициент учета частоты приложения пиковой нагрузки.

При твердости поверхности колес $HВ > 350$ $Y_{N \max} = 2,5$, $K_{st} = 1,2$.



При твердости поверхности колес $HВ \leq 350$ $Y_{Nmax} = 4$, $K_{st} = 1,3$.

Таким образом, для шестерни и колеса по формуле (2.15) соответственно

$$[\sigma_F]_{max1} = 0,5 \cdot 636 \cdot 2,5 \cdot 1,2 = 954 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{max2} = 0,5 \cdot 441 \cdot 4 \cdot 1,3 = 1147 \text{ МПа}.$$

2.2.3. Проектный расчёт цилиндрической косозубой передачи

Так как рассматриваем тихоходную передачу редуктора (закрытую), то основной расчет будем проводить исходя из контактной прочности. Делительный диаметр шестерни для стальных зубчатых колес определяем по формуле из ГОСТ 21354–87:

$$d_1 = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_{bd}} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)}, \quad (2.16)$$

где K_d – вспомогательный коэффициент, $K_d = 680 \text{ МПа}^{1/3}$ – для косозубых колес, $K_d = 780 \text{ МПа}^{1/3}$ – для прямозубых; u – передаточное число передачи (равно по модулю заданному передаточному отношению), $u = i = 4$; T_1 – момент на быстром валу передачи (на валу, где расположена шестерня), Н·м; $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; ψ_{bd} – коэффициент ширины колеса относительно делительного диаметра.

В формуле (2.16) и далее верхний знак «+» применяется для внешнего, а нижний знак «-» – для внутреннего зацеплений.

Для определения коэффициента ψ_{bd} находим сначала коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния ψ_{ba} по табл. 2.7.

Табл. 2.7. Ориентировочные значения коэффициентов ширины колеса

Расположение колес относительно опор	Коэффициент ширины колеса	Твердость рабочей поверхности зубьев	
		у одного или обоих колес ≤ 350 НВ	у обоих колес > 350 НВ
Симметричное	ψ_{ba}	0,315...0,5	0,25...0,315
	$\psi_{bd \max}$	1,2...1,6	0,9...1,0
Несимметричное	ψ_{ba}	0,25...0,4	0,2...0,25
	$\psi_{bd \max}$	1,0...1,25	0,65...0,8
Консольное	ψ_{ba}	0,2...0,25	0,15...0,2
	$\psi_{bd \max}$	0,6...0,7	0,45...0,55

Большие величины принимаем для постоянных нагрузок. Для подвижных колес коробок скоростей $\psi_{ba} = 0,1...0,2$. При несимметричном расположении

колес относительно опор и при твердости зубьев колеса $HV \leq 350 HV$ $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,4$. Принимаем $\psi_{ba} = 0,3$.

Коэффициент ширины колеса относительно делительного диаметра

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u \pm 1) = 0,5 \cdot 0,3 \cdot (4 + 1) = 0,75. \quad (2.17)$$

Максимально допустимое значение $\psi_{bd \max} = 1,0 \dots 1,25$ не превышено.

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ выбираем по графикам (рис. 2.4) в зависимости от твердости шестерни и колеса, вида расположения колес в редукторе (рис. 2.5) и значения ψ_{bd} .

В рассматриваемом случае твердость зубьев колеса меньше 350 HV, значит, необходимо использовать графики на рис. 2.4, а. По рис. 2.5 определяем, что в данном примере (схема привода представлена на рис. 1.1) тихоходная козозубая цилиндрическая передача расположена по IV типу. Согласно графикам на рис. 2.4, а $K_{H\beta} = 1,04$.

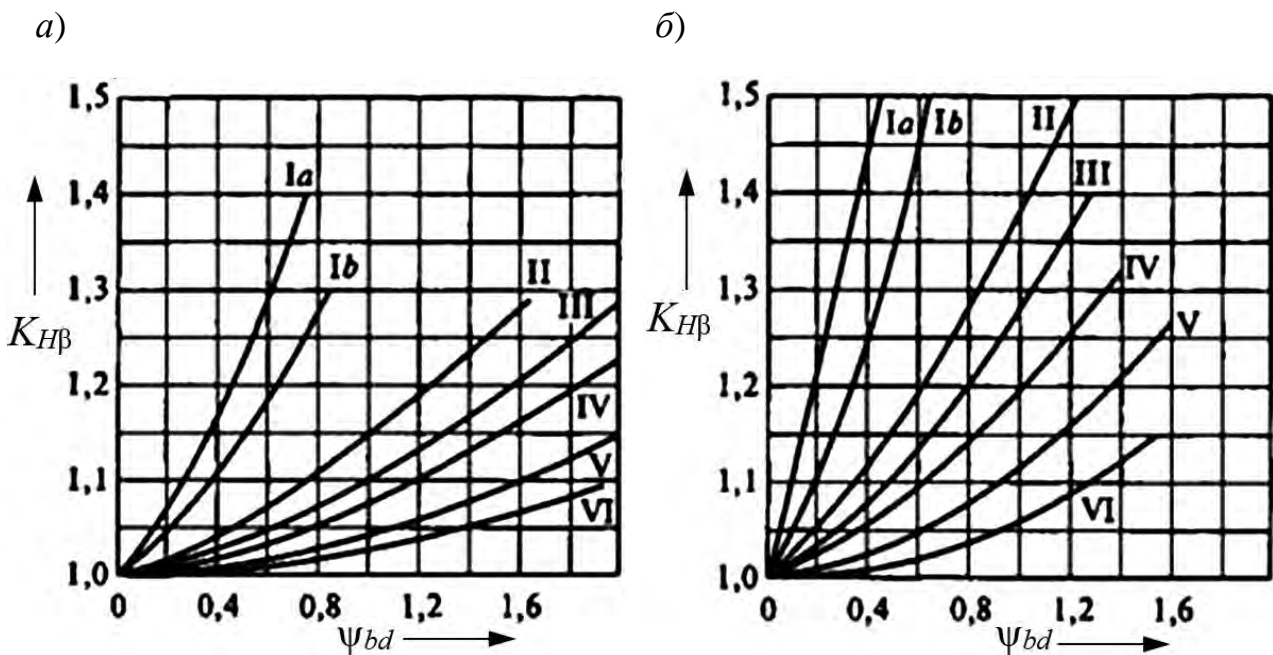


Рис. 2.4. Графики для определения коэффициента $K_{H\beta}$: а – при твердости поверхности одного из колес $\leq 350 HV$; б – при твердости поверхности обоих колес $> 350 HV$

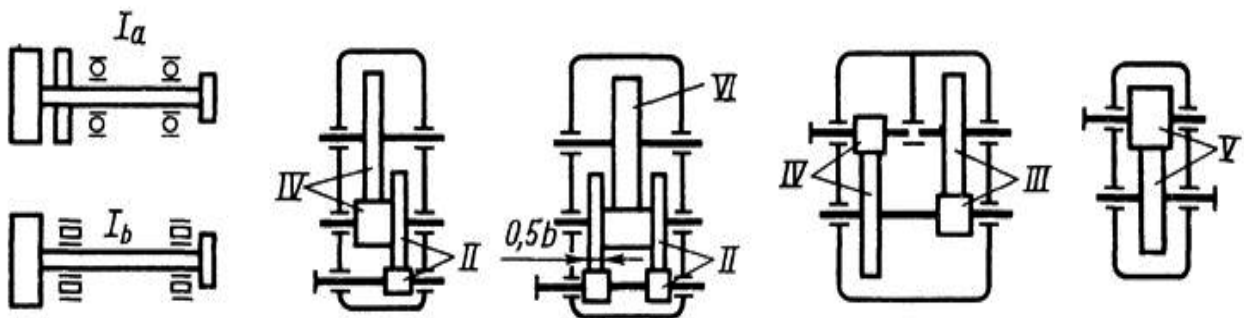


Рис. 2.5. Виды расположения шестерни и колеса в редукторе

Тогда на основании формулы (2.16)

$$d_1 = 680 \cdot \sqrt[3]{\frac{227,4 \cdot 1,04}{695,75^2 \cdot 0,75} \cdot \left(\frac{4+1}{4}\right)} = 63,5 \text{ мм.}$$

Определяем ширину зубчатых колес:

$$b_w = d_1 \cdot \psi_{bd} = 63,5 \cdot 0,75 = 47,625 \text{ мм.} \quad (2.18)$$

Округляем данное значение в большую сторону и принимаем ширину колеса $b_{w2} = b_w = 48$ мм. Ширину шестерни можно увеличить на 5...10 мм. Принимаем $b_{w1} = 54$ мм.

Модуль передачи (в нормальном сечении) определяем по формуле

$$m_n = \frac{b_w}{\psi_m}, \quad (2.19)$$

где ψ_m – коэффициент модуля.

Коэффициент модуля принимаем по табл. 2.8 в зависимости от твердости зубьев колеса и типа передачи.

Табл. 2.8. Ориентировочные значения коэффициента модуля ψ_m

Тип передачи	Твердость колеса	
	≤ 350 НВ	> 350 НВ
Высоконагруженные точные передачи	45...30	30...20
Обычные передачи редукторного типа	30...20	20...15
Грубые передачи (крановые и др.)	15...10	

Примечание. Меньшие значения принимаются для повторно-краткопеременных режимов работы, значительных перегрузок и средних скоростей.

В рассматриваемом случае $\psi_m = 30...20$. Принимаем $\psi_m = 25$. Тогда

$$m_n = \frac{48}{25} = 1,92 \text{ мм.}$$

По табл. 2.1 принимаем стандартный модуль $m_n = 2$ мм.

Для обеспечения плавности работы рекомендован коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta \geq 1,1$. Принимаем $\varepsilon_\beta = 1,1$. Предварительно определяем угол наклона зубьев:

$$\beta' = \arcsin\left(\frac{\varepsilon_\beta \cdot \pi \cdot m_n}{b_w}\right) = \arcsin\left(\frac{1,1 \cdot 3,14 \cdot 2}{48}\right) = 0,144 \text{ рад;} \quad (2.20)$$



$$\beta'^{\circ} = \frac{\beta' \cdot 180}{\pi} = 8,25^{\circ},$$

а также число зубьев шестерни:

$$z_1' = \frac{d_1 \cdot \cos(\beta')}{m_n} = \frac{63,5 \cdot \cos(0,144)}{2} = 31,42. \quad (2.21)$$

Принимаем число зубьев шестерни с округлением в большую сторону: $z_1 = 32 > z_{\min} = 17$. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 32 \cdot 4 = 128$.

На практике часто применяют зубчатые колеса со смещением. Коэффициенты смещения шестерни x_1 и колеса x_2 выбирают из следующих интервалов: $0 \leq x_1 \leq 0,8$; $-0,5 \leq x_2 \leq 0,5$. Рекомендуемые значения x_1 и x_2 для силовых *прямозубых* передач [5]:

- 1) $x_1 = x_2 = 0,5$ при $17 \leq z_1 \leq 30$;
- 2) $x_1 = x_2 = 0$ при $z_1 > 30$.

Для силовых *косозубых*:

- 1) $x_1 = 0, x_2 = 0$ при $z_1 \geq z_{\min} + 2$ ($z_{\min} = 17$ при $\beta = 8 \dots 12^{\circ}$; $z_{\min} = 16$ при β свыше 12 до 17° ; $z_{\min} = 15$ при β свыше 17 до 21°);
- 2) $x_1 = 0,3, x_2 = -0,3$ при $z_1 > 13$ и $u \geq 3,5$.

В рассматриваемом случае для косозубых передач рекомендовано принимать второй вариант. При этом суммарное смещение ($x_{\Sigma} = x_1 + x_2$) равно нулю, однако геометрические параметры зацепления нужно рассчитывать по ГОСТ 16532–70. Для дальнейших расчетов принимаем первый вариант, т. к. он также подходит по значениям параметров: $z_1 = 32 > z_{\min} + 2 = 17 + 2 = 19$.

Таким образом, рассчитываем передачу без смещения: $x_1 = x_2 = 0$.

Предварительно определяем межосевое расстояние:

$$a_w' = \frac{m_n \cdot (z_2 \pm z_1)}{2 \cdot \cos(\beta')} = \frac{2 \cdot (128 + 32)}{2 \cdot \cos(0,144)} = 161,7 \text{ мм}. \quad (2.22)$$

По табл. 2.2 принимаем стандартное значение межосевого расстояния $a_w = 160$ мм.

Уточняем угол наклона зубьев:

$$\beta = \arccos\left(\frac{m_n \cdot (z_2 \pm z_1)}{2 \cdot a_w}\right) = \arccos\left(\frac{2 \cdot (128 + 32)}{2 \cdot 160}\right) = 0. \quad (2.23)$$

Рекомендация $8^{\circ} \leq \beta \leq 20^{\circ}$ не выполняется. Уменьшаем на единицу число зубьев шестерни: $z_1 = 31$. Тогда число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 124$.

Угол наклона зубьев снова определяем по формуле (2.23):



$$\beta = \arccos\left(\frac{2 \cdot (124 + 31)}{2 \cdot 160}\right) = 0,251 \text{ рад}, \quad \beta = 14,38^\circ.$$

Значение угла β находится в рекомендуемых пределах. Уточняем передаточное число (в случае, если передаточное число дробное, округления значений чисел зубьев не должны приводить к погрешности заданного передаточного числа более 5 %):

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{124}{31} = 4. \quad (2.24)$$

Определяем геометрические параметры передачи, необходимые для проверочного расчета. Делительные диаметры шестерни и колеса

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos(\beta)} = \frac{2 \cdot 31}{\cos(0,251)} = 64,006 \text{ мм}; \quad (2.25)$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos(\beta)} = \frac{2 \cdot 124}{\cos(0,251)} = 256,023 \text{ мм}. \quad (2.26)$$

2.2.4. Проверочные расчеты цилиндрической косозубой передачи

Выполняем проверочный расчет передачи по контактным напряжениям. Условие прочности записываем следующим образом:

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot 10^3 \cdot K_H}{d_{w1}^2 \cdot b_w \cdot \sin(2 \cdot \alpha_w)}} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right) \leq [\sigma_H], \quad (2.27)$$

где T_1 – момент на шестерне, Н·м; $Z_{H\beta}$ – коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям; E_{np} – модуль упругости, $E_{np} = 2 \cdot E_1 \cdot E_2 / (E_1 + E_2)$, для стальных зубчатых колес $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; K_H – коэффициент расчетной нагрузки.

Рассчитываем коэффициенты перекрытия. Для нефланкированных передач без смещения коэффициент торцового перекрытия

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \left[0,95 - 1,6 \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot (1 + \cos(\beta)) \cdot \cos(\beta) = \\ &= \left[0,95 - 1,6 \cdot \left(\frac{1}{31} + \frac{1}{124} \right) \right] \cdot (1 + \cos(0,251)) \cdot \cos(0,251) = 1,689. \end{aligned} \quad (2.28)$$



Коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_{\beta} \approx \frac{b_w \cdot \sin(\beta)}{\pi \cdot m_n} = \frac{48 \cdot \sin(0,251)}{3,14 \cdot 2} = 1,898 \geq 1,1. \quad (2.29)$$

Условие выполняется.

Коэффициент $Z_{H\beta}$ определяем по формуле

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{\cos^2(\beta)}{\varepsilon_{\alpha}}} = \sqrt{\frac{\cos^2(0,251)}{1,689}} = 0,745. \quad (2.30)$$

Коэффициент расчетной нагрузки

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}, \quad (2.31)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями; $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки. Определен ранее по графикам на рис. 2.4, а как $K_{H\beta} = 1,04$; $K_{H\nu}$ – коэффициент динамической нагрузки.

Коэффициент распределения нагрузки между зубьями находим по формуле

$$K_{H\alpha} = 1 + C \cdot (n_{cm} - 5) \leq [K_{H\alpha}], \quad (2.32)$$

где C – коэффициент твердости и типа зубьев. $C = 0,06$ – для прямозубых передач, $C = 0,15$ – для косозубых передач при твердости зубьев колеса и шестерни более 350 НВ, $C = 0,25$ – если твердость зубьев колеса меньше либо равна 350 НВ; n_{cm} – степень точности изготовления колес, $n_{cm} = 5 \dots 9$; $[K_{H\alpha}]$ – допускаемое значение коэффициента $K_{H\alpha}$. $[K_{H\alpha}] = 1,25$ – для прямозубых передач, $[K_{H\alpha}] = 1,6$ – для косозубых.

В рассматриваемом примере (по формуле (2.32))

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,25 \cdot (7 - 5) = 1,5 \leq 1,6.$$

Для определения коэффициента динамической нагрузки $K_{H\nu}$ необходимо знать окружную скорость v .

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 64,006 \cdot 10^{-3} \cdot 66,85}{60} = 0,224 \text{ м/с}. \quad (2.33)$$

Коэффициент $K_{H\nu}$ можно найти по табл. В.1. Если окружная скорость $v \leq 1$ м/с, данный коэффициент принимаем $K_{H\nu} = 1,0$. При расчете передач мощностью до 15 кВт и частотах вращения ведущего вала до 3000 мин⁻¹ можно принимать $K_{H\nu} = K_{F\nu} = 1,3$ – для прирабатывающейся передачи и $K_{H\nu} = K_{F\nu} = 1,2$ – для неприрабатывающейся [3].



По формуле (2.31) получаем

$$K_H = 1,5 \cdot 1,04 \cdot 1,0 = 1,56.$$

Таким образом, по формуле (2.27)

$$\sigma_H = 1,18 \cdot 0,745 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 227,4 \cdot 10^3 \cdot 1,56 \cdot \left(\frac{4+1}{4}\right)}{64,006^2 \cdot 48 \cdot \sin(40^\circ)}} = 754,54 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_H = 754,54 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 695,75 \text{ МПа.}$$

Условие прочности не выполняется. Перегрузка составляет:

$$\Delta_{\sigma_H} = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100 \% = \frac{754,54 - 695,75}{695,75} \cdot 100 \% = 8,45 \% . \quad (2.34)$$

Перегрузка 8,45 % не является допустимой, т. к. превышает 5 %. Недогрузка не должна быть более 20 %. Корректировать данные несоответствия можно с помощью ширины зубчатых колес b_w . В рассматриваемом случае увеличиваем ширину зубчатого венца до $b_w = 58$ мм. Тогда ширина колеса будет $b_{w2} = b_w = 58$ мм, а ширина шестерни – на 5...10 мм больше, $b_{w1} = 64$ мм. В результате при перерасчете формулы (2.27) получаем

$$\sigma_H = 686,4 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 695,75 \text{ МПа.}$$

Недогрузка составляет:

$$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \% = \frac{695,75 - 686,4}{695,75} \cdot 100 \% = 1,34 \% , \quad (2.35)$$

что является допустимым. Контактная прочность передачи обеспечена.

При изменении b_w , по сравнению с первоначально принятым значением, корректируем коэффициент осевого перекрытия ϵ_β по формуле (2.29): $\epsilon_\beta = 2,294$.

Выполняем проверочный расчет прочности передачи по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_{F\beta}}{b_w \cdot m_n} \leq [\sigma_F], \quad (2.36)$$

где F_t – окружная сила, Н; K_F – коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба; Y_{FS} – коэффициент формы зуба; $Y_{F\beta}$ – коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба.

Определяем силы, действующие в зацеплении, по формулам (2.1). Значение



окружной силы необходимо для расчета прочности на изгиб, другие составляющие – для дальнейшего расчета вала и подбора подшипников.

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 227,4}{64,006 \cdot 10^{-3}} = 7106 \text{ Н};$$

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha_w)}{\cos(\beta)} = \frac{7106 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(14,38^\circ)} = \frac{7106 \cdot \operatorname{tg}(0,349)}{\cos(0,251)} = 2669 \text{ Н};$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}(\beta) = 7106 \cdot \operatorname{tg}(0,251) = 1822 \text{ Н}.$$

Коэффициент формы зуба Y_{FS} выбираем по графику (рис. 2.6) при коэффициентах смещения $x_1 = x_2 = 0$ в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_v шестерни и колеса.

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3(\beta)} = \frac{31}{\cos^3(0,251)} = 34,1;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3(\beta)} = \frac{124}{\cos^3(0,251)} = 136,4.$$

(2.37)

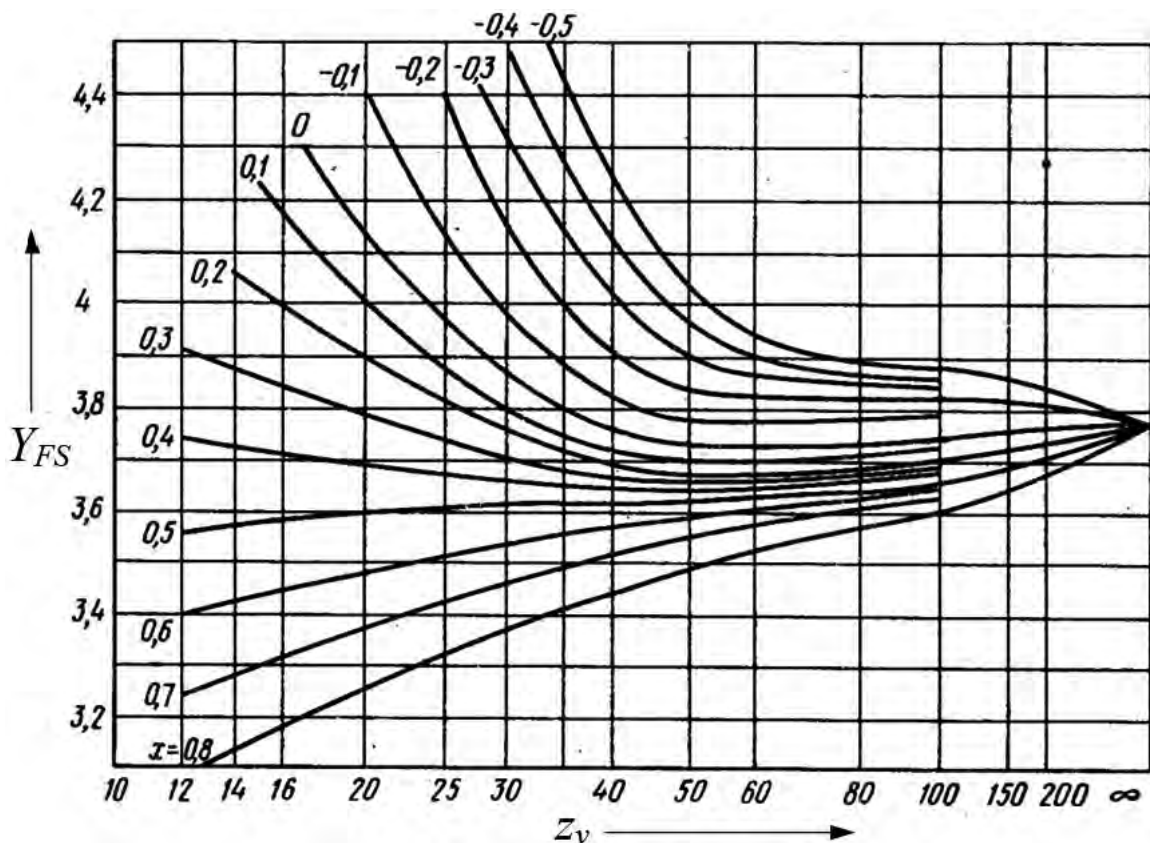


Рис. 2.6. Графики для определения коэффициента формы зуба

При нулевом суммарном смещении для шестерни $Y_{FS1} = 3,81$, для колеса $Y_{FS2} = 3,76$. Для шестерни и для колеса находим отношение $Y_{FS}/[\sigma_F]$.

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{FS1}} = \frac{363}{3,81} = 129,2; \quad \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{FS2}} = \frac{266}{3,76} = 70,7. \quad (2.38)$$

Дальнейший расчет ведем по колесу, т. к. данное соотношение меньше. То есть принимаем $[\sigma_F] = [\sigma_F]_2 = 266$ МПа, $Y_{FS} = Y_{FS2} = 3,76$.

Коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба

$$Y_{F\beta} = \frac{Y_{\beta}}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1 - \frac{\beta^{\circ}}{100^{\circ}}}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1 - \frac{14,38^{\circ}}{100^{\circ}}}{1,695} = 0,505, \quad (2.39)$$

где Y_{β} – коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба и неравномерного распределения нагрузки, $Y_{\beta} = 1 - \beta^{\circ}/100$.

Коэффициент $Y_{F\beta}$ должен быть $\geq 0,7$. Принимаем $Y_{F\beta} = 0,7$.

Коэффициент расчетной нагрузки K_F по напряжениям изгиба определяем аналогично коэффициенту K_H (формула (2.31)):

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (2.40)$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями; $K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки.

При расчете на прочность по напряжениям изгиба принимаем $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$. Ранее определено $K_{H\alpha} = 1,5$. Значит, $K_{F\alpha} = 1,5$.

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}$ выбираем по графикам (рис. 2.7) в зависимости от твердости шестерни и колеса, вида расположения колес в редукторе (см. рис. 2.5) и значения ψ_{bd} . По рис. 2.5 ранее определено, что в рассматриваемом примере тихоходная косозубая цилиндрическая передача редуктора расположена по IV типу. Из графиков на рис. 2.7, а (т. к. твердость зубьев колеса меньше 350 НВ) видно, что при $\psi_{bd} = 0,75$ $K_{F\beta} = 1,12$.

Коэффициент динамической нагрузки выбираем по табл. В.1 в зависимости от степени точности и окружной скорости. В рассматриваемом случае, т. к. окружная скорость $v \leq 1$ м/с, данный коэффициент можно принимать $K_{Fv} = 1,0$.

Таким образом, коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба K_F определяем по формуле (2.40):

$$K_F = 1,5 \cdot 1,12 \cdot 1,0 = 1,68.$$



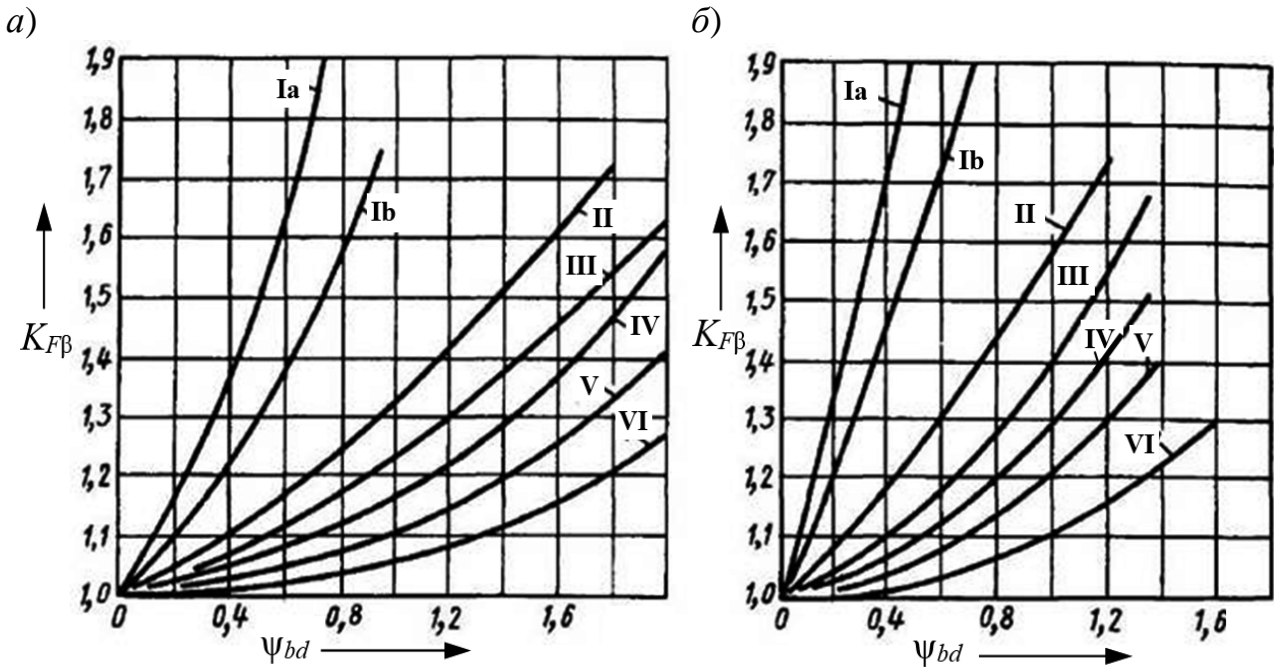


Рис. 2.7. Графики для определения коэффициента $K_{F\beta}$: а – при твердости поверхности одного из колес ≤ 350 НВ; б – при твердости поверхности обоих колес > 350 НВ

По формуле (2.36) напряжения изгиба

$$\sigma_F = \frac{7106 \cdot 1,68 \cdot 3,76 \cdot 0,7}{58 \cdot 2} = 271 \text{ МПа} > [\sigma_F] = 266 \text{ МПа.}$$

Перегрузка составляет:

$$\Delta_{\sigma_F} = \frac{\sigma_F - [\sigma_F]}{[\sigma_F]} \cdot 100 \% = \frac{271 - 266}{266} \cdot 100 \% = 1,9 \% . \quad (2.41)$$

Изгибная прочность передачи обеспечена.

В случае большой недогруженности зубьев по напряжениям изгиба (на 30 % и более) рекомендуется принять меньший модуль m_n по табл. 2.1 и произвести перерасчет передачи, начиная с формулы (2.20). Меньший модуль позволит повысить технологичность изготовления и плавность работы передачи.

Выполняем проверочный расчет на заданную перегрузку. Согласно исходным данным допускается трехкратная перегрузка ($K_{\Pi} = 3$).

Тогда максимальные контактные напряжения

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{\Pi}} = 686,4 \cdot \sqrt{3} = 1189 \text{ МПа} \leq [\sigma_H]_{\max} = 1907 \text{ МПа.} \quad (2.42)$$

Максимальные напряжения изгиба в передаче (по наиболее слабому элементу – колесу)

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot K_H = 271 \cdot 3 = 813 \text{ МПа} \leq [\sigma_F]_{\max} = 1147 \text{ МПа}. \quad (2.43)$$

Так как выполняются оба условия – прочность при перегрузках обеспечена.

2.2.5. Расчет геометрии передачи и оформление результатов расчета

Определяем недостающие геометрические параметры для построения чертежей шестерни и колеса (рис. 2.8).

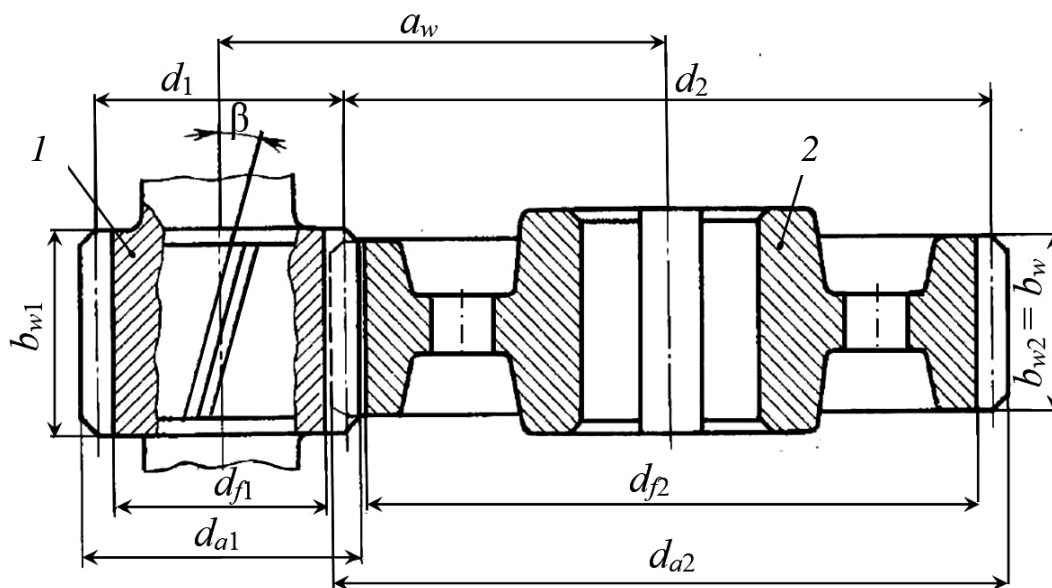


Рис. 2.8. Геометрические параметры косозубой цилиндрической зубчатой передачи: 1 – шестерня; 2 – колесо

Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса соответственно

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x_1 - \Delta y) = 64,006 + 2 \cdot 2 \cdot 1 = 68,006 \text{ мм}; \quad (2.44)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x_2 - \Delta y) = 256,023 + 2 \cdot 2 \cdot 1 = 260,023 \text{ мм}, \quad (2.45)$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки зуба, $h_a^* = 1$; Δy – коэффициент уравнительного смещения, определяемый по ГОСТ 16532–70 ($\Delta y = 0$ – для передач с колесами без смещения, $x_1 = x_2 = 0$).

Диаметры впадин зубьев шестерни и колеса соответственно

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c^* - x_1) = 64,006 - 2 \cdot 2 \cdot (1 + 0,25) = 59,006 \text{ мм}; \quad (2.46)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c^* - x_2) = 256,023 - 2 \cdot 2 \cdot (1 + 0,25) = 251,023 \text{ мм}, \quad (2.47)$$

где c^* – коэффициент радиального зазора, $c^* = 0,25$.

Результаты расчетов сводим в табл. 2.9.

Табл. 2.9. Параметры зубчатой передачи

Параметр	Шестерня 1	Колесо 2
Число зубьев z	31	124
Модуль m_n , мм	2	
Фактическое передаточное число $u = z_2/z_1$	4	
Угол наклона зубьев β°	14,38°	
Делительный диаметр d , мм	64,006	256,023
Диаметр вершин d_a , мм	68,006	260,023
Диаметр впадин d_f , мм	59,006	251,023
Ширина зубчатого венца b_w , мм	64	58
Коэффициент смещения x	0	0
Межосевое расстояние a_w , мм	160	

Вал и шестерня изготавливаются как одна деталь (вал-шестерня), когда расстояние от впадины зуба до шпоночного паза для цилиндрических колес меньше $2,5 \cdot m_n$.

2.2.6. Особенности расчета цилиндрических передач различных типов

2.2.6.1. Расчет цилиндрических прямозубых передач.

Прямозубые передачи можно рассматривать как частный случай косозубых передач при $\beta = 0^\circ$. Вышеприведенная методика полностью подходит для их расчета, однако рациональнее будет внести коррективы.

Рассмотрим алгоритм вычислений на примере рассчитанной тихоходной косозубой передачи редуктора привода ленточного конвейера (см. рис. 1.1), заменив ее прямозубой, сохранив результаты энерго-кинематического расчета (см. табл. 1.4). Допускаемые напряжения определяем в подразделе 2.2 так же, как и для косозубых передач. Если сохраняем материалы, термообработку и режим работы, то они не изменятся. Допускаемые контактные напряжения, например, $[\sigma_H] = 695,75$ МПа.

Далее необходимо определить коэффициент ψ_{ba} по табл. 2.7. Как и ранее, принимаем $\psi_{ba} = 0,3$. Затем рассчитываем коэффициент ψ_{bd} по формуле (2.17): $\psi_{bd} = 0,75$.

Определяем коэффициенты $K_{H\beta}$ (по графикам на рис. 2.4) и $K_{H\alpha}$ (по формуле (2.32)):

$$K_{H\beta} = 1,04;$$

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,06 \cdot (7 - 5) = 1,12 < [K_{H\alpha}] = 1,25.$$

Начинать проектный расчет прямозубой передачи нужно не с определения делительного диаметра шестерни d_1 по формуле (2.16), а с расчета межосевого расстояния



$$a_w = 0,85 \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (2.48)$$

где u – передаточное число, $u = 4$, знаки « \pm » – для наружного и внутреннего зацеплений соответственно; E_{np} – приведенный модуль упругости, МПа ($E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа); T_2 – момент на колесе, Н·м ($T_2 = 873,5$ Н·м, см. табл. 1.4).

После подстановки значений

$$a_w = 0,85 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 873,5 \cdot 10^3 \cdot 1,12 \cdot 1,04}{695,75^2 \cdot 4^2 \cdot 0,3}} = 191,83 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем до ближайшего стандартного значения по табл. 2.2. Принимаем $a_w = 200$ мм.

Определяем ширину зубчатых колес по формуле

$$b_w = a_w \cdot \psi_{ba} = 200 \cdot 0,3 = 60 \text{ мм.} \quad (2.49)$$

Округляем до ближайшего большего значения и считаем его шириной колеса $b_w = b_{w2}$. Ширина шестерни b_{w1} (см. комментариев к формуле (2.18)) может быть увеличена на 5...10 мм. Принимаем $b_{w1} = 68$ мм.

Находим коэффициент $\psi_m = 25$ по табл. 2.8. Определяем модуль передачи m по формуле (2.19). Для прямозубых колес модули в нормальном и торцовом сечениях совпадают ($m = m_n$), поэтому индекс « n » у модуля не используют.

$$m = \frac{b_w}{\psi_m} = \frac{60}{25} = 2,4 \text{ мм.}$$

По табл. 2.1 принимаем ближайший стандартный модуль $m = 2,5$ мм.

Находим суммарное число зубьев $z_\Delta = z_1 + z_2$ по формуле

$$z_\Delta = \frac{2 \cdot a_w}{m} = \frac{2 \cdot 200}{2,5} = 160. \quad (2.50)$$

При расчете передач с внутренним зацеплением по формуле (2.50) определяем разность зубьев колеса и шестерни $z_\Delta = z_2 - z_1$. В обоих случаях рекомендуется подбирать модуль по табл. 2.1 так, чтобы z_Σ оказалось целым числом. Иначе необходимо будет применять смещение либо корректировать межосевое расстояние, принимая нестандартное значение.

Определяем число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{z_\Delta}{u \pm 1} = \frac{160}{4 + 1} = 32; \quad z_2 = z_\Delta \mp z_1 = 160 - 32 = 128, \quad (2.51)$$

где верхние знаки – для внешнего, а нижние – для внутреннего зацеплений.

По формуле (2.24) уточняем передаточное отношение, погрешность не



должна превышать 5 %.

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{128}{32} = 4.$$

Погрешность отсутствует.

Определяем делительные диаметры колес по формулам (2.25) и (2.26) с учетом $\beta = 0^\circ$:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2,5 \cdot 32 = 80 \text{ мм}; \quad (2.52)$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 2,5 \cdot 128 = 320 \text{ мм}. \quad (2.53)$$

Далее расчет можно проводить по вышеизложенной методике (подпункты 2.2.4 и 2.2.5), но с учетом значения угла наклона $\beta = 0^\circ$.

Следует отметить наличие вариантов в проектировании. Так как стандартные значения межосевого расстояния a_w и модуля m были приняты с округлением в большую сторону, то после проведения проверочных расчетов можно ожидать недогруженность передачи по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Сделаем выбор межосевого расстояния в меньшую сторону: $a_w = 180$ мм. Тогда ширина колеса $b_w = 180 \cdot 0,3 = 54$ мм. Расчетный модуль $m = 54/25 = 2,16$ мм также округлим до стандартного значения (из первого ряда) в меньшую сторону: $m = 2$ мм. С выбором чисел зубьев и в этом случае проблем не возникнет: $z_\Delta = 180$, $z_1 = 36$, $z_2 = 144$, а погрешность передаточного отношения по-прежнему отсутствует. Радиальные и осевые габаритные размеры, а соответственно, и масса передачи будут ниже на 10 % по сравнению с первым вариантом. Однако правильность данного выбора может быть подтверждена только проверочными расчетами.

2.2.6.2. Расчет открытых цилиндрических передач.

У открытых (работающих без корпуса) цилиндрических зубчатых передач (приложение А, схемы 3, 6, 20, 28, 30) основным прочностным критерием является изгибная прочность.

Рассмотрим передачи без смещения. Допускаемые напряжения изгиба для шестерни $[\sigma_F]_1$ и колеса $[\sigma_F]_2$ известны после проведения вычислений по алгоритму в подразделе 2.2. Проектный расчет (подраздел 2.3) начинаем с определения числа зубьев колес. Если межосевое расстояние (или габариты) передачи изначально не задано, можно принимать $z_1 \geq 21$ – для прямозубых передач и $z_1 \geq 17$ – для косозубых. Находим коэффициент $\psi_m = 25$ по табл. 2.8.

Коэффициент распределения нагрузки $K_{H\alpha}$ определяем по формуле (2.32). При этом принимаем $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$. Коэффициенты формы зуба Y_{FS1} для шестерни и Y_{FS2} для колеса можно найти по графикам на рис. 2.6 после определения эквивалентного числа зубьев z_{v1} и z_{v2} по формулам (2.37).

Далее по табл. 2.7 определяем ψ_{ba} и по формуле (2.17) рассчитываем ψ_{bd} . Коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}$ определяем по графикам на рис. 2.7



в зависимости от ψ_{bd} .

Для косозубых передач необходимо проделать дополнительные вычисления. Первоначально можно принять угол наклона зубьев из диапазона $\beta = 12...16^\circ$. Определяем коэффициент торцового перекрытия по формуле (2.28). Далее рассчитываем коэффициент $Y_{F\beta}$ по формуле (2.39). Для прямозубых передач $Y_{F\beta} = 1$.

Определяем модуль m , мм, для прямозубых передач (нормальный модуль m_n для косозубых передач) по формуле

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{K_m \cdot T_1 \cdot 10^3 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS} \cdot Y_{F\beta}}{z_1 \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}}, \quad (2.54)$$

где T_1 – момент на шестерне открытой передачи, Н·м; K_m – коэффициент, учитывающий тип передачи: $K_m = 2$ – для косозубых, $K_m = 3$ – для прямозубых колес. Из двух отношений $[\sigma_F]_1/Y_{FS1}$ и $[\sigma_F]_2/Y_{FS2}$ выбирается минимальное $[\sigma_F]/Y_{FS}$ (см. формулу (2.38)), его составляющие подставляются в формулу (2.54) для вычисления модуля. При этом допускаемые напряжения подставляются в мегапаскалях (МПа).

Модуль, полученный по формуле (2.54), округляем до ближайшего *большого* стандартного значения по табл. 2.1. При дальнейших расчетах определяем ширину зубчатых колес по формуле (2.18) и делительные диаметры колес по формулам (2.25) и (2.26) – для косозубых или по формулам (2.52) и (2.53) – для прямозубых передач.

Далее рассчитываем межосевое расстояние по формуле (2.22) и округляем до ближайшего целого значения по табл. 2.2.

Для косозубых передач расчет продолжается по алгоритму, рассмотренному в пунктах 2.2.3–2.2.5, начиная с формулы (2.23) до заполнения табл. 2.9 включительно. При этом следует иметь в виду, что многие параметры получены ранее при определении модуля, но могут уточняться по ходу расчетов.

Для прямозубых передач допустимо принять нестандартное межосевое расстояние, которое было рассчитано по формуле (2.22), если оно не совпало со стандартным, или произвести коррекцию колес. С нашей стороны рекомендуется изменять на одну или несколько единиц число зубьев z_1 с соответствующим перерасчетом $z_2 = z_1 \cdot u$ и (или) принимать другой модуль зацепления m , ближайший к рассчитанному по формуле (2.54), для того, чтобы межосевое расстояние для прямозубых передач без коррекции, определяемое по формуле (2.22) в виде $a_w = 0,5 \cdot (z_2 \pm z_1)$, совпало со стандартным.

2.2.6.3. Расчет цилиндрических соосных передач и передач с разделенным потоком мощности.

Соосные передачи (за исключением планетарных, они рассмотрены отдельно), у которых оси ведущего и ведомого валов совпадают, приведены в приложении А на схемах 2, 7 и 27. Расчет передач редуктора рекомендуется начинать с тихоходной ступени. После ее расчета полученное передаточное от-

ношение считаем общим ($a_{w2} = a_{w1} = a_w$) и заданным для первой (быстроходной) передачи.

Если первая ступень косозубая, то расчет необходимо начинать с формулы (2.23). При этом параметры, входящие в нее (кроме a_w), нужно рассчитывать с начала пункта 2.2.3. Если модуль m_n , определяемый по формуле (2.19), числа зубьев z_1 и z_2 , вычисляемые согласно выражению (2.21) с учетом угла β (формула (2.23)), не удастся подобрать таким образом, чтобы межосевое расстояние было равно a_w , допустимо принять те же значения этих параметров (m_n, z_1, z_2), как и для тихоходной передачи, согласившись с недогруженностью быстроходной ступени, которую можно снизить путем уменьшения ширины зубчатых колес b_w , но до некоторого минимального предела, определяемого по табл. 2.7.

Если первая ступень прямозубая, расчет ведем по методике, изложенной в подпункте 2.2.6.1, начиная с формулы (2.49), считая, что a_w задано.

Разделенный поток мощности наблюдается в схемах 4, 23, 25, 28 и 29 (цепные передачи) из приложения А. Отличие в расчетах от обычных передач заключается в том, что вместо момента T_1 , действующего на валу, где расположена шестерня, в формулы (2.16), (2.27) и (2.1) с дальнейшим использованием в выражении (2.36) и в выражение (2.54) для открытых передач подставляется момент

$$T_{1f} = \frac{T_1}{N_f \cdot K_{nf}}, \quad (2.55)$$

где N_f – число параллельных потоков мощности, равное числу шестерен, параллельно установленных на валу (для указанных схем $N_f = 2$); K_{nf} – коэффициент неравномерности распределения мощности по потокам. Определяется экспериментально, зависит от точности изготовления, сборки и регулировки зацепления, а также от наличия устройств для выравнивания нагрузки по потокам. Для проектных расчетов можно принимать

$$K_{nf} = 1,5 - 0,1 \cdot n_{st} \leq 1, \quad (2.56)$$

где n_{st} – степень точности изготовления зубчатых колес.

Для прямозубых передач первоначально рассчитывается момент T_{2f} по тому же выражению (2.55), где вместо T_1 используется T_2 . Затем производится подстановка момента T_{2f} в формулу (2.48) вместо T_2 . После этого формула (2.55) применяется для подстановки T_{1f} вместо T_1 в выражения (2.27) и (2.1) и далее в (2.36), а также в зависимость (2.54) для открытых передач.

Следует обратить внимание, что целью создания параллельных потоков мощности является повышение нагрузочной способности редуктора при малых габаритах. После расчета передач необходимо уточнять возможность установки подшипников в корпусе, для которых из-за небольших межосевых расстояний может не хватить места. В этом случае допустимо увеличить размеры передачи с последующей возможной их недогрузкой.



2.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Две эвольвентные зубчатые передачи, предназначенные для передачи мощности (на ведущем валу) $P_1 = 1,9$ кВт, при угловой скорости вала $\omega_1 = 15,7$ с⁻¹ выполнены косозубыми, но с разными углами наклона зуба: одна – с $\beta = 9^\circ$, а другая – с $\beta = 18^\circ$. Найти величины осевых сил для каждой зубчатой передачи, если $m_n = 3,5$ мм, $z_1 = 30$, $z_2 = 60$. Определить напряжения изгиба в передаче с $\beta = 18^\circ$, если рабочая ширина колес $b_w = 62$ мм. Принять $K_{F\alpha} = 1,5$. Материалы и термообработка колес – как и в примере, рассмотренном в подразделе 2.2.

Задача 2. Определить контактные напряжения в косозубой зубчатой передаче с параметрами: $m_n = 2$ мм, $z_1 = 46$, $z_2 = 100$, $\beta = 8^\circ$, рабочая ширина колес $b_w = 50$ мм. Вращающий момент $T_2 = 500$ Н · м, частота вращения вала шестерни 700 мин⁻¹. Материал колес – сталь 40Х, улучшение (260...280 НВ). Степень точности изготовления – 6-я.

Задача 3. Во сколько раз изменятся контактные напряжения в цилиндрической зубчатой передаче с внутренним зацеплением по сравнению с передачей с внешним зацеплением? Все параметры сравниваемых передач одинаковы и соответствуют параметрам передач из задачи 2. Определить напряжения изгиба в передаче при $\beta = 10^\circ$.

Задача 4. Определить режим и рассчитать коэффициенты режима нагружения для передачи с заданным ресурсом $L = 4$ года, трехсменным режимом работы и коэффициентом годового использования $K_{год} = 0,7$. Задана циклограмма нагружения колеса, по которой определяют допускаемые напряжения (рис. 2.9).

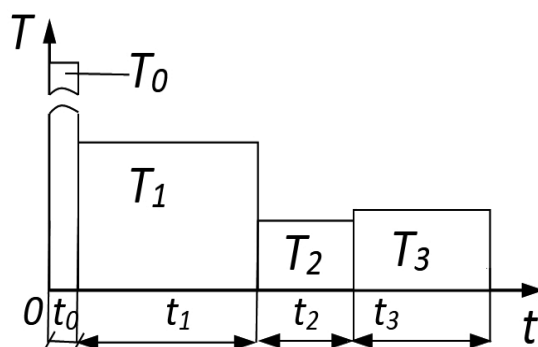


Рис. 2.9. Циклограмма нагружения колеса

Вращающие моменты T_i и соответствующие им частоты вращения вала n_i с зубчатым колесом: $T_0 = 690$ Н · м, $T_1 = 200$ Н · м, $T_2 = 100$ Н · м, $T_3 = 120$ Н · м, $n_0 = 4$ мин⁻¹, $n_1 = n_2 = n_3 = 300$ мин⁻¹. При этом $t_0 = 0,002 \cdot t_u$, $t_1 = 0,4 \cdot t_u$, $t_2 = 0,25 \cdot t_u$, $t_3 = 0,348 \cdot t_u$, где t_u – общее время цикла.

3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Контрольные вопросы

1. Назовите область применения, преимущества и недостатки конических зубчатых передач.
2. Назовите типы конических колес.
3. Назовите основные геометрические параметры конических зубчатых передач.
4. Какие силы действуют в коническом зубчатом зацеплении?
5. По каким напряжениям оценивают прочность конических зубчатых передач?
6. Чем отличаются расчеты по контактным напряжениям и напряжениям изгиба для конической передачи?

3.1. Краткие теоретические сведения

Конические зубчатые передачи применяют для передачи вращения между валами с пересекающимися осями.

Возможность передачи вращения под углом является основным преимуществом конической передачи, т. к. условия компоновки привода часто требуют такого решения. При этом коническая передача обладает рядом недостатков. Для нарезания конических колес необходимы специальные станки и инструменты. Конические передачи сложнее в монтаже по сравнению с цилиндрическими. Им нужна регулировка для обеспечения совпадения вершин делительных конусов. Возникающие осевые силы дополнительно нагружают подшипники качения. Из-за пересечения осей валов как минимум одно из колес должно располагаться консольно. При этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. Поэтому в конических прямозубых передачах нагрузочная способность составляет 85 % от нагрузочной способности цилиндрических передач и их используют, как правило, в качестве быстроходной ступени приводов.

В зависимости от формы зуба конические передачи бывают с прямыми (рис. 3.1, *а*) и непрямыми (рис. 3.1, *б*, *в*) зубьями. Прямозубые передачи используют при невысоких окружных скоростях (до 3 м/с). Для круговых зубьев допустимы скорости до 8 м/с.

Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических передач являются начальные и делительные конусы с углами δ_1 и δ_2 . При коэффициентах смещения инструмента $x_1 + x_2 = 0$ начальные и делительные конусы совпадают. Конусы, образующие которых перпендикулярны образующим делительных конусов, называют дополнительными; сечение зубьев дополнительным конусом – торцовым. Различают внешнее e и среднее m торцовые сечения



(рис. 3.2). Размеры по внешнему торцу удобны для измерения, их проставляют на чертеже. Размеры по среднему сечению используют для расчета прочности.

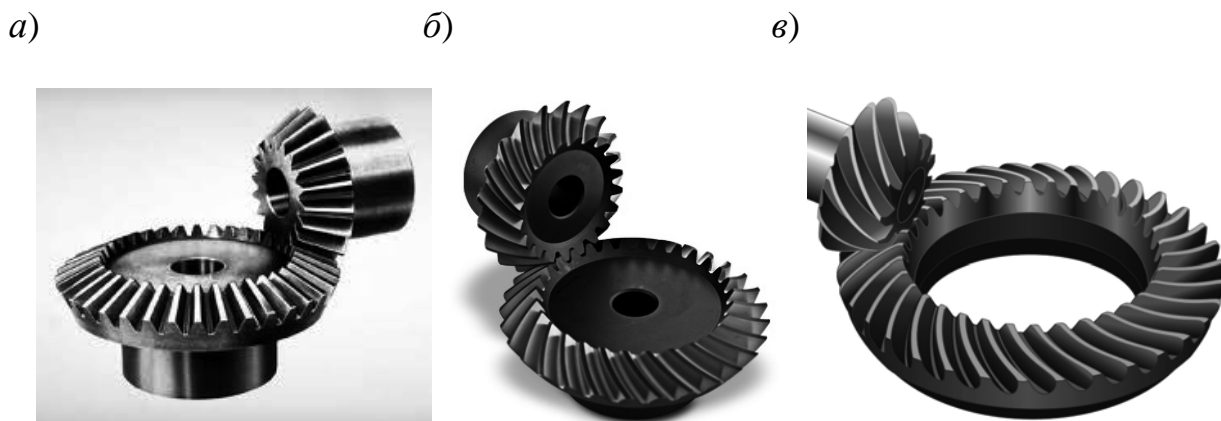


Рис. 3.1. Виды конических зубчатых передач: *a* – с прямым зубом; *б* – с тангенциальным зубом; *в* – с круговым зубом

К геометрическим параметрам передачи относят:

– угол Σ между осями колес (межосевой угол). Теоретически он может быть равным $10...170^\circ$. Наибольшее распространение получили ортогональные передачи с углом $\Sigma = 90^\circ$;

– углы делительных конусов δ_1 и δ_2 ;

– внешнее R_e и среднее R_m конусные расстояния;

– ширина зубчатого венца b_w .

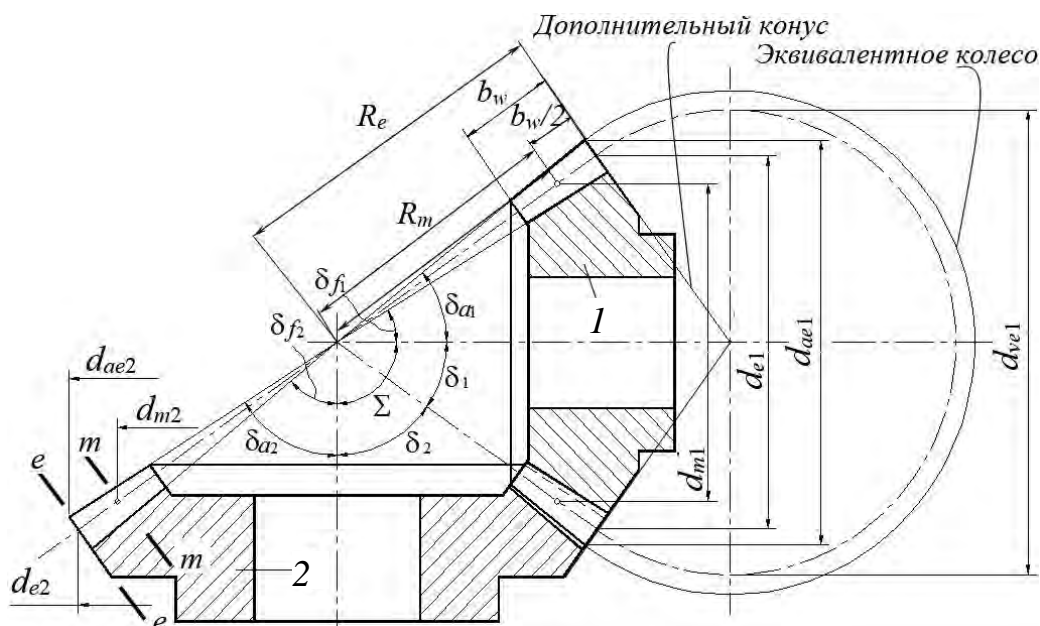


Рис. 3.2. Схема конической передачи: *1* – шестерня; *2* – колесо

Для прямозубых передач торцовое t и нормальное n сечения совпадают. При этом модули $m_{te} = m_{ne}$ и их округляют до стандартного значения модуля (см. табл. 2.1).

В коническом зацеплении действуют следующие составляющие нормальной силы: окружная F_t , радиальная F_r и осевая F_a . Они определяются по формулам

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}};$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha_w) \cdot \cos(\delta_1);$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha_w) \cdot \sin(\delta_1),$$
(3.1)

где α_w – угол зацепления (для стандартных передач $\alpha_w = 20^\circ$).

Силы в зацеплении для колес с круговым зубом

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}};$$

$$F_{r1} = \frac{F_t}{\cos(\beta_n)} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_w) \cdot \cos(\delta_1) \pm \sin(\beta_n) \cdot \sin(\delta_1));$$

$$F_{a1} = \frac{F_t}{\cos(\beta_n)} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_w) \cdot \sin(\delta_1) \pm \sin(\beta_n) \cdot \cos(\delta_1)),$$
(3.2)

где β_n – угол наклона линии зуба.

Верхний знак – при наблюдении с внешнего торца направления момента и винтовой линии совпадают.

Как для цилиндрических, для конических передач, работающих в корпусе редуктора, основной вид расчета на прочность – расчет по контактным напряжениям и напряжениям изгиба (как проверочный). Для открытых передач расчет по напряжениям изгиба является основным. При определении напряжений используют методики, разработанные для цилиндрических зубчатых передач, заменяя конические колеса эквивалентными цилиндрическими, и вводят опытный коэффициент понижения несущей способности.

3.2. Пример решения задачи

3.2.1. Исходные данные

В качестве примера рассчитаем быстроходную коническую передачу редуктора в составе привода ленточного конвейера (см. рис. 1.1), энергокинематический расчет которого приведен в подразделе 1.2, а тихоходная цилиндрическая косозубая передача рассчитана в подразделе 2.2. Срок службы привода – 5 лет. Режим работы пятидневный, двухсменный, средний равномерный. Привод неререверсивный. Степень точности изготовления колес – 7-я.

Допускается кратковременная трехкратная перегрузка.

Из табл. 2.4 результатов энерго-кинематического расчета привода устанавливаем частоты вращения шестерни и колеса: $n_1 = 200,64 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 66,85 \text{ мин}^{-1}$. Передаточное отношение конической передачи равно 3. Вращающие моменты на валах шестерни и колеса $T_1 = 79,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и $T_2 = 227,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ соответственно.

3.2.2. Выбор материалов, термообработки и допускаемых напряжений

Для изготовления колеса и шестерни выбираем тот же материал, что и для тихоходной ступени – сталь 40Х. Назначаем термообработку (см. табл. 2.3):

- для колеса – улучшение до 230...260 НВ;
- для шестерни – азотирование поверхности зубьев до твердости поверхности 50...59 HRC (твердость сердцевины зуба 26...30 HRC), $\sigma_B = 1000 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 800 \text{ МПа}$.

Допускаемые контактные напряжения.

Принимаем коэффициент безопасности согласно рекомендациям, приведенным в пояснениях к формуле (2.2): $S_{H1} = 1,2$, $S_{H2} = 1,1$.

Предел контактной выносливости $\sigma_{H \text{ lim}}^0$ определяем по табл. 2.4. Для шестерни и колеса соответственно

$$\sigma_{H \text{ lim}1}^0 = 880 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \text{ lim}2}^0 = 1,8 \cdot \text{НВ}_{m2} + 35 = 1,8 \cdot 245 + 65 = 506 \text{ МПа},$$

где НВ_{m2} – среднее значение твердости поверхности колеса (230...260 НВ) в единицах Бринелля, $\text{НВ}_{m2} = 245$.

Базовое число циклов для колеса N_{HG2} находим по формуле (2.4) для зубчатых колес с твердостью поверхности менее 350 НВ:

$$N_{HG2} = 30 \cdot \text{НВ}_m^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,6 \cdot 10^7.$$

Для шестерни среднее значение твердости поверхности в единицах по Роквеллу вычисляем по формуле (2.5):

$$\text{HRC}_{m1} = \frac{\text{HRC}_{\text{min}} + \text{HRC}_{\text{max}}}{2} = \frac{50 + 59}{2} = 54,5.$$

По графику на рис. 2.3 определяем, что $54,5 \text{ HRC} = 540 \text{ НВ}$. Тогда по формуле (2.4)

$$N_{HG1} = 30 \cdot \text{НВ}^{2,4} = 30 \cdot 540^{2,4} = 10,8 \cdot 10^7.$$



Ресурс работы передачи, как и всего привода, в часах находим по формуле (2.6):

$$t_{\Sigma} = L \cdot K_D \cdot K_s \cdot 8 = 5 \cdot 255 \cdot 2 \cdot 8 = 20400 \text{ ч.}$$

Эквивалентное число циклов для шестерни и колеса по формулам (2.7) и (2.8) соответственно

$$N_{HE1} = \mu_H \cdot 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot t_{\Sigma} = 0,25 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 200,64 \cdot 20400 = 6,14 \cdot 10^7;$$

$$N_{HE2} = \mu_H \cdot 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma} = 0,25 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 66,85 \cdot 20400 = 2,05 \cdot 10^7,$$

где μ_H – коэффициент режима работы, $\mu_H = 0,25$ (см. табл. 2.5), т. к. задан средний равновероятный режим работы II; c – количество колес, находящихся в зацеплении с данным колесом (шестерней), $c = 1$.

Определяем коэффициенты долговечности по формуле (2.3) для шестерни и колеса соответственно:

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{10,8 \cdot 10^7}{6,14 \cdot 10^7}} = 1,099; \quad Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{1,6 \cdot 10^7}{2,05 \cdot 10^7}} = 0,99.$$

Проверяем выполнение нескольких условий. Коэффициенты Z_N не могут быть меньше единицы (должно выполняться условие $Z_N \geq 1$). При этом должны выполняться неравенства: $Z_N \leq 2,6$, если $S_H = 1,1$, и $Z_N \leq 1,8$, если $S_H = 1,2$.

Принимаем $Z_{N1} = 1,099$, $Z_{N2} = 1$. Все условия выполняются.

Допускаемые контактные напряжения определяем по формуле (2.2) для шестерни и колеса соответственно:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{880}{1,2} \cdot 1,099 = 805,9 \text{ МПа}; \quad [\sigma_H]_2 = \frac{506}{1,1} \cdot 1 = 460 \text{ МПа.}$$

Находим среднее допускаемое напряжение по формуле (2.9):

$$[\sigma_H]_m = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} = \frac{805,9 + 460}{2} = 633 \text{ МПа.}$$

Предельные значения допускаемых контактных напряжений для конических передач $[\sigma_H]_n = 1,15 \cdot [\sigma_H]_{\min}$, где $[\sigma_H]_{\min}$ – меньшее из двух значений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

$$[\sigma_H]_n = 1,15 \cdot [\sigma_H]_{\min} = 1,15 \cdot 460 = 529 \text{ МПа.}$$

В качестве допускаемых контактных напряжений для передачи принимаем минимальное значение из двух: $[\sigma_H]_m$ и $[\sigma_H]_n$.



Окончательно $[\sigma_H] = 529$ МПа.

Допускаемые напряжения изгиба.

Твердость сердцевины шестерни была задана 26...30 HRC. Среднее значение сердцевины шестерни (принято 26...30 HRC) по формуле (2.11)

$$\text{HRC}_{c.cp1} = \frac{\text{HRC}_{c.min1} + \text{HRC}_{c.max1}}{2} = \frac{26 + 30}{2} = 28.$$

Предел выносливости по напряжениям изгиба $\sigma_{H\lim}^0$ (см. табл. 2.6)

$$\sigma_{F\lim1}^0 = 12 \cdot 28 + 300 = 636 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\lim2}^0 = 1,8 \cdot \text{HB}_{mc2} = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа},$$

где HB_{mc2} – среднее значение твердости сердцевины колеса (230...260 HB) в единицах Бринелля ($\text{HB}_{mc2} = \text{HB}_{m2} = 245$, т. к. у колеса термообработка по объему (улучшение) и твердость поверхности равна твердости сердцевины).

Эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба для шестерни по формуле (2.13)

$$N_{FE1} = \mu_F \cdot 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot t_\Sigma = 0,1 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 200,64 \cdot 20400 = 2,4 \cdot 10^7,$$

где μ_{F1} – коэффициент режима работы для шестерни при действии напряжений изгиба (по табл. 2.5). В данном примере $\mu_{F1} = 0,1$ – для шестерни, $\mu_{F2} = 0,143$ – для колеса.

Эквивалентное число циклов для колеса по формуле (2.14)

$$N_{FE2} = \mu_F \cdot 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t_\Sigma = 0,143 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 66,85 \cdot 20400 = 1,17 \cdot 10^7.$$

Коэффициенты долговечности по формуле (2.12) для шестерни и колеса соответственно

$$Y_{N1} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{2,4 \cdot 10^7}} = 0,819; \quad Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{1,17 \cdot 10^7}} = 0,836.$$

При твердости поверхности колес $\text{HB} \leq 350$ должно выполняться условие $1 \leq Y_N \leq 4$. Таким образом, $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$.

Для шестерни и колеса коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки, $Y_A = 1$, т. к. передача неревверсивная.

Для шестерни коэффициент безопасности $S_{F1} = 1,75$ (азотирование), а для колеса $S_{F2} = 1,75$ (улучшение).



Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса определяем отдельно по формуле (2.10):

$$[\sigma_F]_1 = \frac{636}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 363 \text{ МПа}; \quad [\sigma_F]_2 = \frac{441}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 252 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения при перегрузках.

Как и для цилиндрических зубчатых передач, для шестерни, у которой средняя твердость поверхности определена по формуле (2.5), получаем $[\sigma_H]_{\max 1} = 35 \cdot \text{HRC} = 35 \cdot 54,5 = 1907 \text{ МПа}$.

Для колеса $[\sigma_H]_{\max 2} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 550 = 1540 \text{ МПа}$ ($\sigma_T = 550 \text{ МПа}$ по табл. 2.3).

Максимальные допускаемые напряжения изгиба определяем по формуле (2.15) для шестерни и колеса соответственно:

$$[\sigma_F]_{\max 1} = 0,5 \cdot 636 \cdot 2,5 \cdot 1,2 = 954 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_{\max 2} = 0,5 \cdot 441 \cdot 4 \cdot 1,3 = 1147 \text{ МПа}.$$

3.2.3. Проектный расчёт конической передачи

Выбираем тип зубьев (см. рис. 3.1), т. к. он не задан. Наибольшее распространение получили конические передачи с круговым зубом в связи с тем, что они имеют большую нагрузочную способность. Принимаем круговой тип зуба.

Внешний диаметр делительной окружности колеса определяем по формуле

$$d_{e2} = 17 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{\theta_H \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) \cdot K_{be}}}, \quad (3.3)$$

где u – передаточное число передачи ($u = 3$ согласно заданию); E_{np} – приведенный модуль упругости, определяемый по выражению, поясняющему формулу (2.27); для стальных колес $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; T_2 – момент на тихоходном валу редуктора, $\text{Н} \cdot \text{м}$; согласно результатам энерго-кинематического расчета $T_2 = 227,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (см. табл. 1.4); K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния. Рекомендованное значение $K_{be} = 0,285$; $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; θ_H – опытный коэффициент, характеризующий понижение прочности зубьев конической передачи по сравнению с цилиндрической.

Для определения коэффициента $K_{H\beta}$ находим параметр s_{be} :

$$s_{be} = \frac{K_{be} \cdot u}{2 - K_{be}} = \frac{0,285 \cdot 3}{2 - 0,285} = 0,499. \quad (3.4)$$



Анализируя заданную схему привода и расположение конической передачи редуктора в ней (см. рис. 1.1), по рис. 3.3, а устанавливаем, что имеем схему 1 (крайнюю правую из трех возможных). Предварительно полагая, что опоры в передаче шариковые, используем график на рис. 3.3, в.

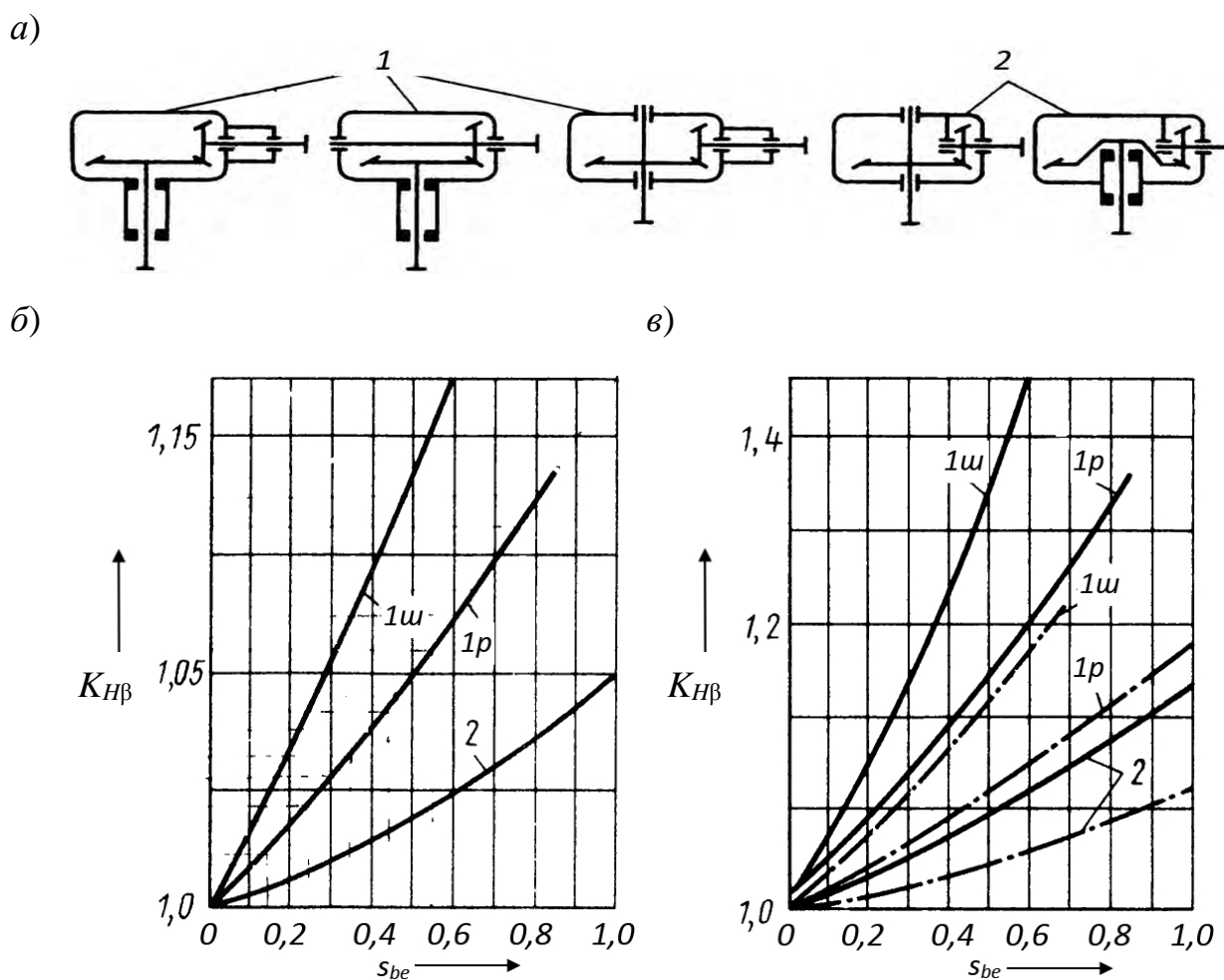


Рис. 3.3. К определению коэффициента $K_{H\beta}$ для конических передач: а – схемы расположения конических колес; б – коэффициенты $K_{H\beta}$ для обоих колес с твердостью поверхности $> 350 \text{ HB}$; в – для колес (хотя бы одного) с твердостью поверхности $\leq 350 \text{ HB}$; 1 – первая схема; 2 – вторая схема; 1ш, 1р – для первой схемы с шариковыми и роликовыми подшипниками соответственно; 2ш, 2р – для второй схемы с шариковыми и роликовыми подшипниками соответственно; сплошные линии – для прямозубых передач и передач с тангенциальным зубом; штрихпунктирные линии – для передач с круговым зубом

Примечание. Важно отметить, что для передач с круговым зубом, у которых твердость колеса менее 350 HB , необходимо принимать $K_{H\beta} = 1,0$, что и соответствует рассматриваемому случаю.

Опытный коэффициент θ_H определяем по табл. 3.1:

$$\theta_H = 1,13 + 0,13 \cdot 3 = 1,52.$$

Тогда по формуле (3.3)

$$d'_{e2} = 17 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 227,4 \cdot 3 \cdot 1}{1,52 \cdot 529^2 \cdot (1 - 0,285) \cdot 0,285}} = 201 \text{ мм.}$$

Штрих (в обозначении d_{e2} и далее) означает предварительное значение данного параметра, которое впоследствии будет уточнено.

Табл. 3.1. Опытные коэффициенты для расчета прочности

Коэф- фициент	Тип зубьев	Твердость поверхности		
		у обоих колес $\leq 350 \text{ HB}$	у шестерни $\geq 45 \text{ HRC}$; у колеса $\leq 350 \text{ HB}$	у обоих колес $\geq 45 \text{ HRC}$
θ_H	Круговые	$1,22 + 0,21 \cdot u$	$1,13 + 0,13 \cdot u$	$0,81 + 0,15 \cdot u$
	Прямые и тан- генциальные	0,85		
θ_F	Круговые	$0,94 + 0,08 \cdot u$	$0,85 + 0,04 \cdot u$	$0,65 + 0,11 \cdot u$
	Прямые и тан- генциальные	0,85		

Внешнее конусное расстояние (предварительно)

$$R'_e = \frac{0,5 \cdot d'_{e2} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{u} = \frac{0,5 \cdot 201 \cdot \sqrt{3^2 + 1}}{3} = 105,94 \text{ мм.} \quad (3.5)$$

Предварительно определяем ширину колеса:

$$b'_w = K_{be} \cdot R'_e = 0,285 \cdot 105,94 = 30,193 \text{ мм.} \quad (3.6)$$

Находим геометрические параметры колес. Углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arctg(u) = \arctg(3) = 1,249 \text{ рад, } \delta_2 = 71,57^\circ; \quad (3.7)$$

$$\delta_1 = \frac{\pi}{2} - \delta_2 = \frac{3,142}{2} - 1,249 = 0,322 \text{ рад, } \delta_1 = 18,43^\circ. \quad (3.8)$$

Внешний делительный диаметр шестерни (предварительно)

$$d'_{e1} = \frac{d'_{e2}}{u} = \frac{201}{3} = 67 \text{ мм.} \quad (3.9)$$

Определяем среднее конусное расстояние (предварительно):

$$R'_m = R'_e - 0,5 \cdot b'_w = 105,94 - 0,5 \cdot 30,193 = 90,843 \text{ мм.} \quad (3.10)$$

Средний делительный диаметр шестерни (предварительно)

$$d'_{m1} = \frac{d'_{e1} \cdot R'_m}{R'_e} = \frac{67 \cdot 90,843}{105,94} = 57,452 \text{ мм.} \quad (3.11)$$

Предварительно определяем число зубьев шестерни без учета используемых материалов по графикам на рис. 3.4.

По графику на рис. 3.4, б при $u = 3$ и $d'_{e1} = 67$ мм $z'_1 \approx 14$.

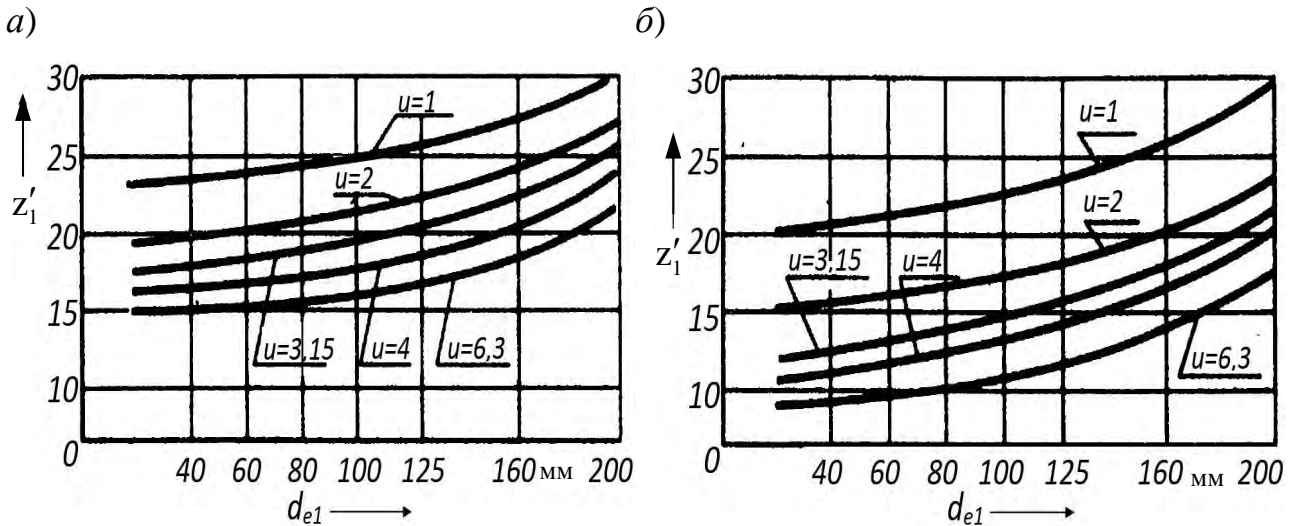


Рис. 3.4. Графики для предварительного определения числа зубьев конической шестерни: а – для прямозубых передач и передач с тангенциальным зубом; б – для передач с круговым зубом

Далее число зубьев шестерни уточняем по формулам из табл. 3.2 и округляем до целого числа с учетом условия, что $z_1 \geq 17$.

$$z_1 = 1,3 \cdot z'_1 = 1,3 \cdot 14 = 18,2.$$

Окончательно принимаем $z_1 = 18 \geq 17$.

Табл. 3.2. Числа зубьев шестерни конической передачи

Термообработка колес	z_1
У обоих колес ≤ 350 НВ	$z_1 = 1,6 \cdot z'_1$
У шестерни ≥ 45 HRC, у колеса ≤ 350 НВ	$z_1 = 1,3 \cdot z'_1$
У обоих колес ≥ 45 HRC	$z_1 = z'_1$

Определяем торцовый модуль в среднем сечении:

$$m'_{tm} = \frac{d'_{m1}}{z_1} = \frac{57,452}{18} = 3,192 \text{ мм.} \quad (3.12)$$

Выбираем значение угла наклона линии зуба. Для колес с тангенциальным зубом рекомендуется $\beta_n \leq 25 \dots 30^\circ$, для колес с винтовым зубом $\beta_n = 34 \dots 36^\circ$. Принимаем значение угла $\beta_n = 35^\circ$.

Определяем нормальный модуль в среднем сечении:

$$m'_{nm} = m'_{tm} \cdot \cos(\beta_n) = 3,192 \cdot \cos(35^\circ) = 2,615 \text{ мм.} \quad (3.13)$$

Назначаем ближайший больший стандартный модуль по табл. 2.1 из предпочтительного первого ряда $m_{nm} = 3$ мм. Тогда, преобразуя формулу (3.13), получаем

$$m_{tm} = \frac{m_{nm}}{\cos(\beta_n)} = \frac{3}{\cos(35^\circ)} = 3,662 \text{ мм.} \quad (3.14)$$

Из формулы (3.12)

$$z_1 = \frac{d'_{m1}}{m_{tm}} = \frac{57,452}{3,662} = 15,69. \quad (3.15)$$

При округлении получаем $z_1 = 16$. Однако из условия отсутствия подрезания $z_1 \geq 17$. Окончательно принимаем $z_1 = 17$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u = 17 \cdot 3 = 51. \quad (3.16)$$

В случае необходимости (при дробном значении передаточного отношения) число z_2 также округляем до целого значения.

Для колес с непрямыми зубьями в интервале чисел зубьев 100...200 рекомендовано выбирать только колеса с числом зубьев, которое можно разложить на множители. Так, например, колесо с $z = 107$ не следует конструировать, т. к. для его изготовления придется делать специальное колесо на делительную гитару станка.

Проверяем фактическое передаточное число:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{51}{17} = 3. \quad (3.17)$$

В случае, если фактическое число отличается от заданного, необходимо скорректировать значения углов делительных конусов δ_1 и δ_2 по формуле (3.7).

Определяем средние делительные диаметры:

$$d_{m1} = m_{tm} \cdot z_1 = 3,662 \cdot 17 = 62,25 \text{ мм;} \quad (3.18)$$

$$d_{m2} = m_{tm} \cdot z_2 = 3,662 \cdot 51 = 186,762 \text{ мм.} \quad (3.19)$$



3.2.4. Проверочный расчёт конической передачи

Выполняем проверочный расчёт передачи по контактным напряжениям по следующей формуле:

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot 10^3 \cdot K_H}{\theta_H \cdot d_{m1}^2 \cdot b_w \cdot \sin(2 \cdot \alpha_w)} \cdot \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right)} \leq [\sigma_H], \quad (3.20)$$

где T_1 – вращающий момент на шестерне, Н · м; K_H – коэффициент расчетной нагрузки; α_w – угол зацепления, $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Коэффициент расчетной нагрузки при проектном расчете для конических передач определяем по формуле

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}, \quad (3.21)$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, найден ранее (см. примечание к рис. 3.3), $K_{H\beta} = 1,0$; $K_{H\nu}$ – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости зубчатых колес.

Находим окружную скорость колес:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 62,25 \cdot 10^{-3} \cdot 200,64}{60} = 0,654 \text{ м/с}. \quad (3.22)$$

По табл. В.1 с учетом заданной 7-й степени точности изготовления колес принимаем $K_{H\nu} = 1,0$, т. к. окружная скорость менее 1 м/с. По формуле (3.21) получаем

$$K_H = 1 \cdot 1 = 1.$$

Контактные напряжения по формуле (3.20), округлив значение ширины зубчатого венца (формула (3.6)) до целого числа $b_w = 30$ мм,

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 79,8 \cdot 10^3 \cdot 1}{1,52 \cdot 62,25^2 \cdot 30 \cdot \sin(40^\circ)} \cdot \left(\frac{\sqrt{3^2 + 1}}{3} \right)} = 465,35 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_H = 465,35 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 529 \text{ МПа}.$$

Условие контактной прочности соблюдается. Недогрузка составляет:

$$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \% = \frac{529 - 465,35}{529} \cdot 100 \% = 12,03 \% , \quad (3.23)$$



что не превышает допустимого значения (20 %). Напомним, что *перегрузка* не должна превышать 5 %.

Выполняем проверочный расчёт передачи по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot F_t \cdot K_F}{\theta_F \cdot b_w \cdot m_{nm}} \leq [\sigma_F], \quad (3.24)$$

где K_F – коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба; θ_F – опытный коэффициент; Y_{FS} – коэффициент формы зуба.

Коэффициент расчётной нагрузки K_F определяем по формуле

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (3.25)$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки.

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 \cdot (K_{H\beta} - 1) = 1 + 1,5 \cdot (1 - 1) = 1,0. \quad (3.26)$$

Коэффициент динамической нагрузки K_{Fv} определяем по табл. В.1. При этом для прямозубой конической передачи и для передачи с тангенциальным зубом точность понижается на одну степень по сравнению с фактической. Для передач с круговым зубом – как для косозубой цилиндрической с той же степенью точности.

Так как окружная скорость, определенная по формуле (3.22), меньше 1 м/с, принимаем $K_{Fv} = 1,0$. По формуле (3.25) получаем $K_F = 1 \cdot 1 = 1$.

Опытный коэффициент находим по табл. 3.1:

$$\theta_F = 0,85 + 0,04 \cdot u = 0,85 + 0,04 \cdot 3 = 0,97.$$

Эквивалентное число зубьев для шестерни и колеса соответственно

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1) \cdot \cos^3(\beta_n)} = \frac{17}{\cos(18,43^\circ) \cdot \cos^3(35^\circ)} = 32,604; \quad (3.27)$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2) \cdot \cos^3(\beta_n)} = \frac{51}{\cos(71,57^\circ) \cdot \cos^3(35^\circ)} = 293,371. \quad (3.28)$$

В конических передачах с $u > 1$ для повышения сопротивления заеданию рассчитываем коэффициенты смещения по формуле ЭНИМС [1]:

$$x_{n1} = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{\cos^3(\beta_n)}{z_1}} = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{3^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{\cos^3(35^\circ)}{17}} = 0,32 \leq 1,0; \quad (3.29)$$



$$x_{n2} = -x_{n1} = -0,32. \quad (3.30)$$

При этом суммарное смещение равно нулю. По графику на рис. 2.6 определяем: для шестерни $Y_{FS1} = 3,71$, для колеса $Y_{FS2} = 3,8$.

Находим отношение $\frac{[\sigma_F]}{Y_{FS}}$ для шестерни и колеса соответственно:

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{FS1}} = \frac{363}{3,71} = 97,84 \text{ МПа}; \quad \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{FS2}} = \frac{252}{3,8} = 66,32 \text{ МПа}.$$

Дальнейший расчёт ведем по колесу, т. к. значение отношения меньше. Рассчитываем силы, действующие в зацеплении, по формулам (3.2):

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 79,8}{62,25 \cdot 10^{-3}} = 2564 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = \frac{F_t}{\cos(\beta_n)} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_w) \cdot \cos(\delta_1) + \sin(\beta_n) \cdot \sin(\delta_1)) =$$

$$= \frac{2564}{\cos(35^\circ)} \cdot (\operatorname{tg}(20^\circ) \cdot \cos(18,43^\circ) + \sin(35^\circ) \cdot \sin(18,43^\circ)) = 1648 \text{ Н};$$

$$F_{a1} = \frac{F_t}{\cos(\beta_n)} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_w) \cdot \sin(\delta_1) + \sin(\beta_n) \cdot \cos(\delta_1)) =$$

$$= \frac{2564}{\cos(35^\circ)} \cdot (\operatorname{tg}(20^\circ) \cdot \sin(18,43^\circ) + \sin(35^\circ) \cdot \cos(18,43^\circ)) = 2063 \text{ Н}.$$

По формуле (3.24) получаем

$$\sigma_F = \frac{3,8 \cdot 2564 \cdot 1}{0,97 \cdot 30 \cdot 3} = 111,61 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 252 \text{ МПа}.$$

Условие изгибной прочности соблюдается.

Передача недогружена по напряжениям изгиба более чем в два раза. При практических расчетах необходимо уменьшить значение стандартного модуля m_n и заново провести проектный и проверочный расчеты, чтобы недогрузка не превышала 80 %. В данном случае (для учебного примера) значительная недогрузка не корректируется, т. к. расчет на напряжения изгиба неосновной.

Выполняем проверочный расчет на заданную перегрузку. Согласно исходным данным допускается трехкратная перегрузка ($K_H = 3$).

Максимальные контактные напряжения определяем по формуле (2.42):

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_H} = 465,35 \cdot \sqrt{3} = 806 \text{ МПа} \leq [\sigma_H]_{\max} = 1540 \text{ МПа}.$$



Максимальные напряжения изгиба (по наиболее слабому элементу – колесу) находим по формуле (2.43):

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F \cdot K_H = 111,61 \cdot 3 = 334,8 \text{ МПа} \leq [\sigma_F]_{\max} = 1147 \text{ МПа.}$$

Так как выполняются оба условия – прочность при перегрузках обеспечена.

3.2.5. Расчет геометрии передачи и оформление результатов расчетов

Определяем геометрические параметры для построения чертежей шестерни и колеса.

Среднее конусное расстояние

$$R_m = \frac{d_{m1}}{2 \cdot \sin(\delta_1)} = \frac{62,25}{2 \cdot \sin(18,43^\circ)} = 98,426 \text{ мм.} \quad (3.31)$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = R_m + 0,5 \cdot b_w = 98,426 + 0,5 \cdot 30 = 113,426 \text{ мм.} \quad (3.32)$$

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = \frac{d_{m1} \cdot R_e}{R_m} = \frac{62,25 \cdot 113,426}{98,426} = 71,737 \text{ мм.} \quad (3.33)$$

Внешний окружной модуль

$$m_{te} = \frac{d_{e1}}{z_1} = \frac{71,737}{17} = 4,22 \text{ мм.} \quad (3.34)$$

Внешний делительный диаметр колеса

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 4,22 \cdot 51 = 215,22 \text{ мм.} \quad (3.35)$$

Результаты расчетов сводим в табл. 3.3. Рассчитанные геометрические параметры показаны на рис. 3.2.



Табл. 3.3. Параметры конической зубчатой передачи

Параметр	Шестерня 1	Колесо 2
Число зубьев z	17	51
Модуль средний нормальный m_{nm} , мм	3	
Модуль средний окружной m_{tm} , мм	3,662	
Модуль внешний окружной m_{te} , мм	4,22	
Фактическое передаточное число $u = z_2/z_1$	3	
Среднее конусное расстояние R_m , мм	98,426	
Внешнее конусное расстояние R_e , мм	113,426	
Углы делительных конусов δ°	18,43°	71,57°
Угол наклона линии зуба β_n°	35°	
Средний делительный диаметр d_m , мм	62,25	186,762
Внешний делительный диаметр d_e , мм	71,737	215,22
Ширина зубчатого венца b_w , мм	30	
Коэффициент смещения x_n	0,32	-0,32

3.2.6. Особенности расчета открытых конических передач

Открытые конические передачи присутствуют в схемах 10, 16, 18 и 19 в приложении А. Рассмотрим алгоритм только проектного расчета открытой прямозубой конической передачи (пункт 3.2.3), т. к. определение допускаемых напряжений, выполнение проверочных расчетов будет производиться аналогично закрытым передачам по алгоритмам, изложенным в пунктах 3.2.2 и 3.2.4. Предположим те же условия работы, что и для рассчитанной закрытой передачи с круговым зубом, те же материалы и термообработку колес и те же условия нагружения. Таким образом, известны параметры энерго-кинематического расчета (см. табл. 1.4) и допускаемые напряжения (пункт 3.2.2).

Проектный расчет начинаем с назначения числа зубьев. Для прямозубых передач рекомендовано $z_1 = 18 \dots 32$. Желая получить малые габариты передачи, устанавливаем $z_1 = 18$. Тогда по формуле (3.16) $z_2 = z_1 \cdot u = 18 \cdot 3 = 54$. Если число зубьев получается дробным, то необходимо округлять их до целых значений, пересчитывать $u = z_2/z_1$, следя за тем, чтобы погрешность передаточного отношения не превысила 5 % от заданного значения.

Углы делительных конусов зависят от передаточного отношения и совпадут с теми, что были определены по формулам (3.7) и (3.8): $\delta_2 = 1,249$ рад, $\delta_1 = 0,322$ рад для ортогональной передачи (с углом скрещивания осей валов 90°). Опытный коэффициент находим по табл. 3.1: $\theta_F = 0,85$.

Числа зубьев эквивалентных колес определяем по формулам (3.27) и (3.28) с учетом $\beta_n = 0^\circ$:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1)} = \frac{18}{\cos(0,322)} = 18,974; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2)} = \frac{54}{\cos(1,249)} = 170,763.$$



Для передачи без смещения по графикам на рис. 2.6 определяем коэффициент формы зуба шестерни $Y_{FS1} = 4,16$. Принимаем коэффициент $K_{be} = 0,285$ согласно пояснениям к формуле (3.3). Находим параметр $s_{be} = 0,499$ по формуле (3.4). Тогда по графикам на рис. 3.3, в для установленной первой схемы (крайне правая из трех на рис. 3.3, а) с шарикоподшипниковыми опорами находим $K_{H\beta} = 1,34$. По формуле (3.26)

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 \cdot (1,34 - 1) = 1,51.$$

Коэффициент $K_{F\alpha} = 1,0$ (см. комментарий к формуле (3.26)). Коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба определяем по формуле (3.25): $K_F = 1,51 \cdot 1,0 = 1,51$. Коэффициент ширины колеса по отношению к среднему окружному модулю

$$\psi_m = \frac{b_w}{m_m} = \frac{z_1}{6 \cdot \sin(\delta_1)} = \frac{18}{6 \cdot \sin(0,322)} = 9,487 < 10. \quad (3.36)$$

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни рассчитаны в пункте 3.2.2: $[\sigma_F]_1 = 363$ МПа. Предварительно определяем средний окружной модуль по формуле

$$m'_m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3 \cdot K_F \cdot Y_{FS1}}{\psi_m \cdot z_1 \cdot [\sigma_F]_1 \cdot \theta_F}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 79,8 \cdot 10^3 \cdot 1,51 \cdot 4,16}{9,487 \cdot 18 \cdot 363 \cdot 0,85}} = 2,67 \text{ мм}. \quad (3.37)$$

Здесь и далее штрих над символом означает предварительное значение параметра. По табл. 2.1 принимаем ближайший стандартный модуль $m_m = 2,75$ мм. Определяем средние делительные диаметры по формулам (3.18) и (3.19), опуская здесь и далее индекс «t», т. к. для прямозубых передач торцовое и нормальное сечения совпадают:

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1 = 2,75 \cdot 18 = 49,5 \text{ мм}; \quad d_{m2} = m_m \cdot z_2 = 2,75 \cdot 54 = 148,5 \text{ мм}.$$

Ширину колеса предварительно можно найти по формуле

$$b'_w = m_m \cdot \psi_m = 2,75 \cdot 9,487 = 26,089 \text{ мм}. \quad (3.38)$$

Округляем до ближайшего целого значения: $b_w = 26$ мм.
Среднее конусное расстояние

$$R_m = \frac{0,5 \cdot d_{m2}}{\sin(\delta_2)} = \frac{0,5 \cdot 148,5}{\sin(1,249)} = 78,266 \text{ мм}. \quad (3.39)$$

Внешнее конусное расстояние при принятом b_w



$$R_e = R_m + 0,5 \cdot b_w = 78,266 + 0,5 \cdot 26 = 91,266 \text{ мм.} \quad (3.40)$$

Полученное значение R_e незначительно отличается от заложенного в проектных расчетах. Там, согласно выражению (3.6), $R_e = b_w/K_{be} = 26/0,285 = 91,228$ мм. Погрешность не превышает сотых миллиметра.

Необходимо выполнение условия $b_w \leq 0,3 \cdot R_e$. Условие выполняется, т. к. $b_w = 26 \text{ мм} \leq 0,3 \cdot R_e = 0,3 \cdot 91,266 = 27,38 \text{ мм}$.

Внешний окружной модуль

$$m_e = m_m \cdot \frac{R_e}{R_m} = 2,75 \cdot \frac{91,266}{78,266} = 3,207 \text{ мм.}$$

Далее проверочный расчет начинаем с формулы (3.20) с учетом уже найденных параметров и выполняем вычисления до заполнения табл. 3.3 включительно.

Остальные геометрические размеры конических зубчатых колес определяем по методике пункта 3.2.5 и (при необходимости) по ГОСТ 19325–73 и ГОСТ 19624–74.

3.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Провести проектный расчет закрытой конической зубчатой передачи с круговым зубом, если частоты вращения на входном валу $n_1 = 1600 \text{ мин}^{-1}$, на выходном валу $n_2 = 800 \text{ мин}^{-1}$. Оси ведущего и ведомого валов пересекаются под углом 90° . Вращающий момент на ведущем валу $T_2 = 180 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H] = 500 \text{ МПа}$. Степень точности изготовления колес – 8-я. Материал колес – сталь 45 с улучшением. Твердость поверхности у обоих колес $\leq 350 \text{ НВ}$.

Задача 2. Определить напряжения изгиба, действующие в закрытой конической передаче с круговым зубом ($\beta_n = 32^\circ$). Заданными являются: частоты вращения ведущего и ведомого валов $n_1 = 140 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 70 \text{ мин}^{-1}$, вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 119 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Число зубьев колеса $z_2 = 80$, ширина колес $b_w = 48 \text{ мм}$, нормальный средний модуль $m_{nm} = 2 \text{ мм}$, коэффициент $K_{H\beta} = 1,0$.

Задача 3. Определить контактные напряжения, действующие в закрытой конической передаче с круговым зубом ($\beta_n = 32^\circ$). Заданными являются: частоты вращения ведущего и ведомого валов $n_1 = 130 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 60 \text{ мин}^{-1}$, вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Число зубьев колеса $z_2 = 80$, ширина колес $b_w = 54 \text{ мм}$, нормальный средний модуль $m_{nm} = 2 \text{ мм}$. Твердость колеса 260 НВ , степень точности колес – 7-я.

Задача 4. Определить силы, действующие в коническом зубчатом зацеплении с круговым зубом ($\beta_n = 35^\circ$). Вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 60 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Частоты вращения ведущего и ведомого валов передачи $n_1 = 60 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 190 \text{ мин}^{-1}$. Число зубьев шестерни $z_1 = 32$, нормальный средний модуль $m_{nm} = 2 \text{ мм}$.



4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Контрольные вопросы

1. Из каких элементов состоит червячная передача?
2. Назовите разновидности червячных передач.
3. В чем преимущества и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми?
4. Как определяется передаточное отношение червячной передачи?
5. Какие материалы применяют для изготовления основных элементов червячной передачи?
6. Как определяются силы в червячной передаче?
7. По каким критериям работоспособности (по каким напряжениям) рассчитывают червячную передачу?
8. Какой расчет, кроме расчетов на контактные напряжения и напряжения изгиба, для червячных передач является обязательным?
9. Назовите области применения червячных передач.

4.1. Краткие теоретические сведения

Червячная передача служит для передачи вращения между валами с перекрещивающимися осями. Она состоит из червяка и колеса (рис. 4.1).

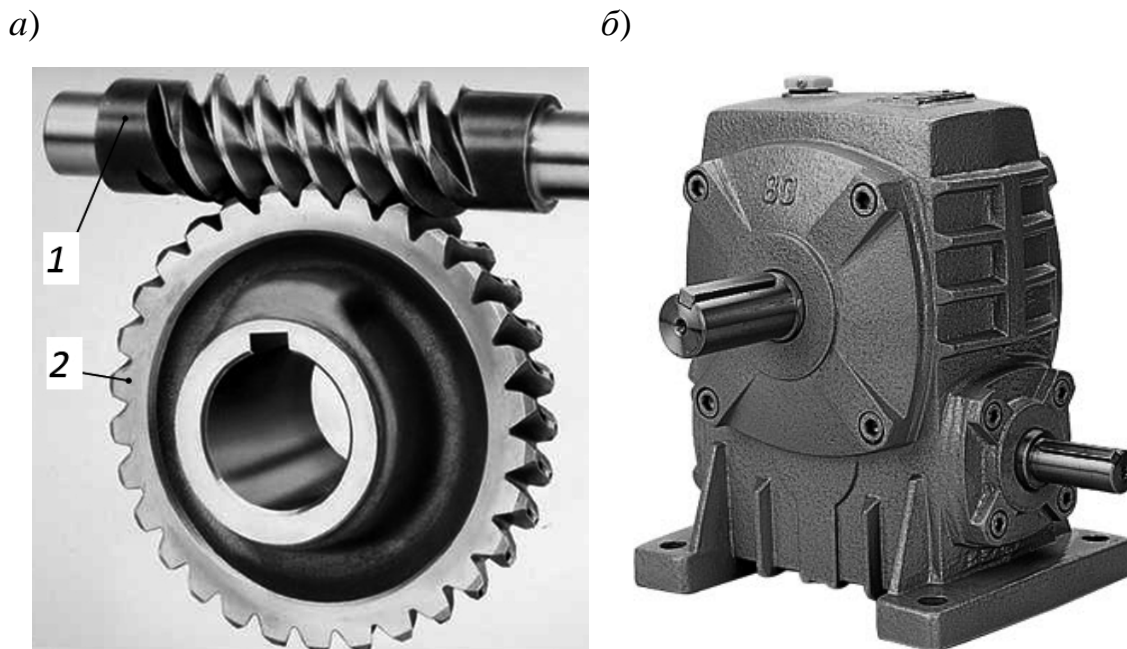


Рис. 4.1. Червячная передача: а – основные элементы; б – червячный редуктор; 1 – червяк; 2 – червячное колесо

Ее преимуществами являются возможность получения больших значений передаточных отношений (8...60, в редких случаях для кинематических приводов до 300), бесшумность и наличие самоторможения. Недостатки – низкий

КПД (около 70 %) из-за скольжения, нагрев передачи и наличие в конструкции дорогостоящих материалов (бронзы).

Передаточное отношение определяется по формуле $i = z_2/z_1$, где z_2 – число зубьев червячного колеса, а z_1 – число заходов червяка. Так как число заходов червяка имеет малые значения (1, 2 или 4), передаточное отношение достигает больших значений.

Для снижения трения и предотвращения заедания для изготовления червяков и червячных колес применяют разные материалы. Червяки изготавливают из стали, а зубья червячного колеса – из антифрикционного материала (бронзы или чугуна). Для экономии дорогостоящих материалов червячное колесо, как правило, делают составным: венец устанавливается на ступицу. Из бронзы изготавливается венец червячного колеса.

По форме поверхности расположения витков червяки бывают цилиндрические и глобоидные; по форме профиля винтовой поверхности наиболее распространены эвольвентные, конволютные и архимедовы червяки.

Эвольвентный червяк представляет собой цилиндрическое эвольвентное косозубое колесо с большим углом наклона и числом зубьев, равным числу заходов червяка. В сечении, перпендикулярном оси червяка, профиль витков очерчен эвольвентой, в осевом сечении он выпуклый. Профиль витков конволютного червяка в сечении, перпендикулярном оси, очерчен удлиненной эвольвентой. Архимедовы червяки имеют в осевом сечении прямолинейный профиль; в сечении, перпендикулярном оси, профиль витков очерчен спиралью Архимеда.

Передачи с архимедовыми и конволютными червяками применяются в мелкосерийном производстве, но ограниченно. Их недостатком является сложность инструмента для шлифования, поэтому они нарезаются без последующей термообработки и шлифования, что приводит к снижению передаваемой нагрузки и ресурса. Эвольвентные червяки могут шлифоваться кругами с плоской поверхностью, червячные колеса технологичны в изготовлении, поэтому применение таких передач предпочтительно для силовых приводов.

Перспективными являются так называемые нелинейчатые червяки, имеющие повышенную нагрузочную способность. Их поверхности образуются винтовым движением не прямой линии, а заданной кривой. Такие червяки нарезают фрезами конусной либо тороидальной формы и шлифуют кругами с таким же профилем.

Червячные передачи могут быть с верхним, нижним и боковым расположением червяка. Передачи с нижним расположением применяют при окружной скорости червяка не более 5 м/с.

Силы (окружные с индексом « t », радиальные с индексом « r » и осевые с индексом « a ») в червячной передаче определяют по следующим формулам:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}; \quad F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}; \quad F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha), \quad (4.1)$$

где d_1 – делительный диаметр червяка; α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$.

В формулах (4.1) и далее индекс «1» обозначает принадлежность параметра червяку, индекс «2» – червячному колесу.

Червячные передачи, как и зубчатые, рассчитывают на прочность по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Расчет прочности по контактным напряжениям является основным. Из-за высокого нагрева для червячных передач дополнительно осуществляют тепловой расчет.

В червячных передачах весьма существенно влияние осевого смещения колеса и изменений межосевого расстояния. Поэтому в конструкциях редукторов предусматривают возможность регулировки осевого положения колеса относительно червяка, а при сборке проводят проверку по пятну контакта. Также устанавливаются более строгие, по сравнению с зубчатыми цилиндрическими передачами, допуски на межосевое расстояние и положение средней плоскости колеса относительно червяка.

Червячные передачи широко применяют в подъемно-транспортных машинах, станкостроении, автомобилестроении с передачей мощностей, не превышающих 100 кВт. Их используют в механизмах, где необходимы большие передаточные отношения при малых габаритах привода или передача вращения между валами с перекрещивающимися осями по условиям компоновки, а также в приводах кранов и лебедок. Благодаря высокой кинематической точности такие передачи применяют в приводах делительных устройств (в т. ч. делительных цепях станков), механизмов наведения и т. п.

4.2. Пример решения задачи

4.2.1. Исходные данные

Необходимо спроектировать червячную передачу привода ленточного конвейера. По результатам энерго-кинематического расчета привода установлены частоты вращения ведущего и ведомого валов $n_1 = 1450 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 45,31 \text{ мин}^{-1}$. Передаточное отношение $i = 32$ ($i = n_1/n_2$). Вращающие моменты на валах $T_1 = 27,68 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $T_2 = 620 \text{ Н}\cdot\text{м}$ определены с учетом принятого $\eta = 0,7$.

Режим работы (как и в примере в подразделе 1.2) двухсменный, срок службы – 5 лет. Режим нагружения средний равновероятный.

4.2.2. Определение материалов и допускаемых напряжений

1. Определяем число заходов червяка (табл. 4.1) и число зубьев червячного колеса.

Табл. 4.1. Числа заходов червяка

Передаточное отношение i	Рекомендуемое число заходов червяка z_1
8...14	4
15...29	2
≥ 30	1

Принимаем $z_1 = 1$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 \cdot i = 1 \cdot 32 = 32. \quad (4.2)$$

2. Вычисляем скорость скольжения по формуле

$$v_{ск} \approx 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 1450 \cdot \sqrt[3]{620} = 5,564 \text{ м/с}. \quad (4.3)$$

3. Выбираем в качестве материала червяка сталь 40Х, закалка до 54 HRC, витки шлифованные и полированные.

По табл. 4.2 выбираем материал для зубьев червячного колеса.

Принимаем материал червячного колеса – оловянная бронза БрО10Ф1 (отливка в песок).

Табл. 4.2. Выбор материала зубьев червячного колеса

Скорость скольжения $v_{ск}$, м/с	Группа материалов	Марка материала	Способ отливки	σ_T , МПа	σ_B , МПа
5...25	1 (оловянные бронзы)	БрО10Ф1	В песок	120	200
		БрО10Ф1	В кокиль	150	260
		БрО10Н1Ф1	Центробежный	170	290
2...5	2 (алюминиево-железистые бронзы)	БрА9Ж4	В песок	200	400
≤ 2	3 (чугун серый)	СЧ15	–		320*
		СЧ18	–		360*
		СЧ20	–		400*

Примечание. * – у чугунов приведен предел прочности при сжатии при изгибе.

4. Определяем допускаемые *контактные напряжения*.

Допускаемые контактные напряжения зависят от группы материала зубьев червячного колеса.

4.1. Алгоритм для передач с зубьями колес из материалов *первой группы*.

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ при базовом числе циклов 10^7 , если червяк шлифуется и полируется,

$$[\sigma_H]_0 = (0,85...0,9) \cdot \sigma_B, \quad (4.4)$$

где σ_B – предел прочности (см. табл. 4.2);

если червяк не подвергается финишной обработке,

$$[\sigma_H]_0 = 0,75 \cdot \sigma_B. \quad (4.5)$$



Определяем коэффициент, учитывающий скорость скольжения, по табл. 4.3.

Табл. 4.3. К определению коэффициента C_v

$v_{ск}, \text{ м/с}$	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Находим эквивалентное число циклов нагружения по формуле

$$N_{HE} = \mu_H \cdot 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma} \leq 25 \cdot 10^7, \quad (4.6)$$

где t_{Σ} – ресурс работы передачи в часах (определяется по формуле (2.6)); μ_H – коэффициент режима работы (табл. 4.4).

Табл. 4.4. К определению коэффициентов μ_H и μ_F

Типовой режим нагружения	μ_H	μ_F
0 (постоянный)	1,0	1,0
I (тяжелый)	0,416	0,2
II (средний равновероятный)	0,2	0,1
III (средний нормальный)	0,121	0,04
IV (легкий)	0,081	0,016
V (особо легкий)	0,034	0,004

Коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} \leq 1,15. \quad (4.7)$$

Допускаемые контактные напряжения для материалов *первой группы*

$$[\sigma_H] = C_v \cdot [\sigma_H]_0 \cdot K_{HL} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (4.8)$$

где $[\sigma_H]_{\max} = 3 \cdot \sigma_T$.

В рассматриваемом примере (червяк шлифуется и полируется)

$$[\sigma_H]_0 = 0,87 \cdot \sigma_B = 0,87 \cdot 200 = 174 \text{ МПа.}$$

По табл. 4.3, интерполируя данные (при $v_{ск} = 5 \text{ м/с}$ $C_v = 0,95$, при $v_{ск} = 6 \text{ м/с}$ $C_v = 0,88$), получаем

$$C_v = 0,95 - \frac{(0,95 - 0,88) \cdot (5,564 - 5)}{6 - 5} = 0,91.$$

По формуле (2.6)



$$t_{\Sigma} = L \cdot K_D \cdot K_s \cdot 8 = 5 \cdot 255 \cdot 2 \cdot 8 = 20400 \text{ ч.}$$

По табл. 4.4 $\mu_H = 0,2$ и формуле (4.6)

$$N_{HE} = 0,2 \cdot 60 \cdot 45,31 \cdot 20400 = 1,109 \cdot 10^7 \leq 25 \cdot 10^7.$$

По формуле (4.7)

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{1,109 \cdot 10^7}} = 0,987 \leq 1,15.$$

$$[\sigma_H]_{\max} = 3 \cdot 120 = 360 \text{ МПа.}$$

По формуле (4.8) получаем

$$[\sigma_H] = C_v \cdot [\sigma_H]_0 \cdot K_{HL} = 0,91 \cdot 174 \cdot 0,987 = 156,3 \text{ МПа} \leq [\sigma_H]_{\max}.$$

4.2. Алгоритм для передач с зубьями колес из материалов *второй группы*.

Допускаемые напряжения при твердости поверхности витков червяка $\geq 45 \text{ HRC}$

$$[\sigma_H] = 300 - 25 \cdot v_{ck} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (4.9)$$

где для второй группы материалов $[\sigma_H]_{\max} = 2 \cdot \sigma_T$.

Если твердость поверхности витков червяка $< 45 \text{ HRC}$,

$$[\sigma_H] = 250 - 25 \cdot v_{ck} \leq [\sigma_H]_{\max}. \quad (4.10)$$

4.3. Для передач с зубьями колес из материалов *третьей группы*

$$[\sigma_H] = 175 - 35 \cdot v_{ck} \leq [\sigma_H]_{\max} = 1,65 \cdot \sigma_B. \quad (4.11)$$

5. Определяем *допускаемые напряжения изгиба*.

Эквивалентное число циклов нагружения (по напряжениям изгиба)

$$N_{FE} = \mu_F \cdot 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma} = 0,1 \cdot 60 \cdot 45,31 \cdot 20400 = 5,5 \cdot 10^6, \quad (4.12)$$

где $\mu_F = 0,1$ (см. табл. 4.4).

Проверяем выполнение условия $10^5 \leq N_{FE} \leq 25 \cdot 10^7$. Условие выполняется.

Коэффициент долговечности по напряжениям изгиба

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{5,5 \cdot 10^6}} = 1,07. \quad (4.13)$$



Допускаемые напряжения изгиба для материалов первой и второй групп

$$[\sigma_F] = (0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B) \cdot K_{FL} \leq [\sigma_F]_{\max} = 0,8 \cdot \sigma_T. \quad (4.14)$$

Допускаемые напряжения изгиба для материалов третьей группы

$$[\sigma_F] = 0,225 \cdot \sigma_B \cdot K_{FL} \leq [\sigma_F]_{\max} = 0,75 \cdot \sigma_B. \quad (4.15)$$

В рассматриваемом случае по формуле (4.14)

$$[\sigma_F] = (0,25 \cdot 120 + 0,08 \cdot 200) \cdot 1,07 = 49,22 \text{ МПа.}$$

Условие $[\sigma_F] \leq [\sigma_F]_{\max} = 0,8 \cdot \sigma_T$ выполняется, т. к.

$$49,22 \text{ МПа} \leq 0,8 \cdot 120 = 96 \text{ МПа.}$$

4.2.3. Проектный расчет червячной передачи

Определяем ориентировочное значение коэффициента диаметра червяка q по формуле

$$q \approx 0,32 \cdot z_2 = 0,32 \cdot 32 = 10,24. \quad (4.16)$$

Коэффициент диаметра червяка q принимаем по табл. 4.5. Он связан с модулем m . Принимаем предварительно $q' = 10$.

Табл. 4.5. Значения m и q

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

При этом отношение

$$\frac{q}{z_2} = \frac{10}{32} = 0,313$$

находится в рекомендуемых пределах (0,25...0,4).

Определяем межосевое расстояние (предварительно):

$$a'_w = 0,625 \cdot \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot 10^3}{[\sigma_H]^2 \cdot \frac{q}{z_2}}}, \quad (4.17)$$

где E_{np} – приведенный модуль упругости, МПа; T_2 – момент на валу червячного колеса, Н·м.



$$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,1 \cdot 10^5}{2,1 \cdot 10^5 + 1,1 \cdot 10^5} = 1,44 \cdot 10^5 \text{ МПа,}$$

где E_1 – модуль упругости материала червяка (сталь 40Х), $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; E_2 – модуль упругости материала зубьев червячного колеса (бронза), $E_2 = 1,1 \cdot 10^5$ МПа.

Можно принимать $E = (0,9 \dots 1,1) \cdot 10^5$ МПа – для бронзы, $E = (0,6 \dots 0,8) \cdot 10^5$ МПа – для чугунов марок СЧ10 и СЧ15 и $E = (8,5 \dots 1,2) \cdot 10^5$ МПа – для чугунов марок СЧ20 и СЧ25.

Тогда по формуле (4.17)

$$a'_w = 0,625 \cdot \left(\frac{10}{32} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,44 \cdot 10^5 \cdot 620 \cdot 10^3}{156,3^2 \cdot \frac{10}{32}}} = 186,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $a_w = 200$ мм по табл. 2.2.

Определяем модуль m' (предварительно):

$$m' = \frac{a_w}{0,5 \cdot (q + z_2)} = \frac{200}{0,5 \cdot (10 + 32)} = 9,524 \text{ мм.} \quad (4.18)$$

По ГОСТ 19672-74 (см. табл. 4.5) назначаем ближайший больший модуль $m = 10$ мм (соответствующий принятому q) и находим необходимый коэффициент смещения:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2) = \frac{200}{10} - 0,5 \cdot (10 + 32) = -1,0. \quad (4.19)$$

Так как эта величина лежит в пределах $-1 \leq x \leq 1$, выбранные параметры $a_w = 200$ мм, $m = 10$ мм и $q = 10$ оставляем для данной передачи. В случае, если указанное условие не выполняется, следует варьировать параметрами m , q , a_w , производя перерасчет по формулам (4.17)–(4.19), пока оно для значений x не будет выполнено.

Делительные диаметры червяка и червячного колеса соответственно

$$d_1 = q \cdot m = 10 \cdot 10 = 100 \text{ мм;} \quad (4.20)$$

$$d_2 = z_2 \cdot m = 32 \cdot 10 = 320 \text{ мм.} \quad (4.21)$$

Определяем угол подъема винтовой линии:

$$\operatorname{tg}(\gamma) = \frac{z_1}{q} = \frac{1}{10} = 0,1, \quad \gamma = \operatorname{arctg}(0,1) = 0,1 \text{ рад,} \quad \gamma = 5,711^\circ. \quad (4.22)$$



Окружная скорость червяка

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 10^{-3} \cdot 1450}{60} = 7,588 \text{ м/с.} \quad (4.23)$$

Уточняем величину скорости скольжения:

$$v_{ск} = \frac{v_1}{\cos(\gamma)} = \frac{7,588}{\cos(5,711^\circ)} = 7,626 \text{ м/с.} \quad (4.24)$$

Ранее скорость скольжения была рассчитана предварительно и составила $v_{ск} = 5,564$ м/с. Согласно табл. 4.2 убеждаемся, что первоначально принятые материалы зубьев колеса (первой группы) правильны. Для данного случая перерасчет не производим. Для материалов второй и третьей групп после вычислений по формуле (4.24) необходимо уточнить допускаемые контактные напряжения для дальнейших расчетов.

4.2.4. Проверочные расчеты червячной передачи

Проверяем прочность зубьев по контактным напряжениям по формуле

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot K_H \cdot \cos^2(\gamma)}{d_2^2 \cdot d_1 \cdot \delta \cdot \epsilon_\alpha \cdot \xi \cdot \sin(2 \cdot \alpha)}}, \quad (4.25)$$

где T_2 – момент на валу червячного колеса, Н·м; K_H – коэффициент расчетной нагрузки; δ – угол обхвата червяка колесом, $\delta = 50^\circ = 0,873$ рад; ϵ_α – коэффициент торцового перекрытия, $\epsilon_\alpha = 1,8 \dots 2,2$. Принимаем $\epsilon_\alpha = 1,8$ (худший случай); ξ – коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактной линии в связи с тем, что соприкосновение осуществляется не по полной дуге обхвата, $\xi = 0,75$; α – угол профиля зуба ($\alpha = 20^\circ$).

Коэффициент расчетной нагрузки

$$K_H = K_F = K_v \cdot K_\beta, \quad (4.26)$$

где K_v – коэффициент динамической нагрузки; K_β – коэффициент концентрации нагрузки.

Коэффициент динамической нагрузки равен: при $v_{ск} \leq 3$ м/с $K_v = 1$; при $v_{ск} > 3$ м/с $K_v = 1 \dots 1,3$. Принимаем $K_v = 1,3$.

Коэффициент концентрации нагрузки определяем по формуле

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3 \cdot (1 - X), \quad (4.27)$$



где Θ – коэффициент деформации червяка (табл. 4.6); X – коэффициент режима нагрузки передачи (табл. 4.7).

Табл. 4.6. К определению коэффициента деформации червяка

Коэффициент диаметра червяка q		8	10	12,5	14	16	20
Θ	$z_1 = 1$	72	108	154	176	255	248
	$z_1 = 2$	57	86	121	140	171	197
	$z_1 = 4$	47	70	98	122	137	157

Для рассматриваемого примера $\Theta = 108$.

Табл. 4.7. Коэффициент режима нагрузки передачи

Режим нагрузки	0	I	II	III	IV	V
X	1,0	0,77	0,5	0,5	0,38	0,31

Режим нагружения можно уточнить по табл. 4.4. Для приведенного примера режим нагружения II – средний равновероятный по условию. Тогда $X = 0,5$.

Коэффициент торцового перекрытия при коэффициенте смещения x , *равном нулю*, можно определять по формуле

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{0,03 \cdot z_2^2 + z_2 + 1 - 0,17 \cdot z_2 + 2,9}}{2,95}. \quad (4.28)$$

В рассматриваемом случае коэффициент смещения *отличен* от нуля ($x = -1$), поэтому значение $\varepsilon_{\alpha} = 1,8$ принято из рекомендуемого диапазона 1,8...2,2 как худший случай. По формуле (4.27)

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3 \cdot (1 - X) = 1 + \left(\frac{32}{108} \right)^3 \cdot (1 - 0,5) = 1,013.$$

По формуле (4.28)

$$K_H = K_F = K_v \cdot K_{\beta} = 1,3 \cdot 1,013 = 1,32.$$

Контактные напряжения по формуле (4.25)

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{1,44 \cdot 10^5 \cdot 620 \cdot 10^3 \cdot 1,32 \cdot \cos^2(5,711^\circ)}{320^2 \cdot 100 \cdot 0,873 \cdot 1,8 \cdot 0,75 \cdot \sin(2 \cdot 20^\circ)}} = 144,72 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_H < [\sigma_H] = 156,3 \text{ МПа.}$$

Контактная прочность передачи обеспечена.

Недогрузка составляет:



$$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} = \frac{156,3 - 144,72}{156,3} \cdot 100 \% = 7,4 \%,$$

что менее 20 % и является допустимым. Напомним, что *перегрузка*, в случае ее возникновения, не должна превышать 5 %.

Проверяем прочность зуба *по напряжениям изгиба* по формуле

$$\sigma_F = 0,74 \cdot Y_F \cdot \frac{F_{t2} \cdot K_F}{b_2 \cdot m_n}, \quad (4.29)$$

где F_{t2} – окружное усилие на колесе, Н; K_F – коэффициент расчётной нагрузки. По формуле (4.26) $K_F = 1,32$; Y_F – коэффициент формы зуба, зависящий от эквивалентного числа зубьев z_v ; b_2 – ширина зубчатого венца червячного колеса, мм; m_n – модуль в нормальном сечении, мм.

Эквивалентное число зубьев колеса

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3(\gamma)} = \frac{32}{\cos^3(5,711^\circ)} = 32,48. \quad (4.30)$$

Коэффициент Y_F определяем по табл. 4.8.

Табл. 4.8. К определению Y_F

z_v	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_F	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61

Продолжение табл. 4.8

z_v	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_F	1,55	1,48	1,45	1,4	1,34	1,30	1,27	1,24

Интерполируя данные, получаем

$$Y_F = 1,71 - \frac{(1,71 - 1,64) \cdot (32,48 - 32)}{35 - 32} = 1,699.$$

Силы, действующие в червячной передаче, находим по формулам (4.1).

Окружное усилие на червяке F_{t1} , равное осевому усилию на червячном колесе F_{a2} ,

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 27,68}{100 \cdot 10^{-3}} = 553,6 \text{ Н.}$$



Окружное усилие на червячном колесе F_{t2} , равное осевому усилию на червяке F_{a1} ,

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 620}{320 \cdot 10^{-3}} = 3875 \text{ Н.}$$

Радиальное усилие

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = 3875 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 1410 \text{ Н.}$$

Ширину червячного колеса принимаем по табл. 4.9.

Табл. 4.9. К определению параметров червячного колеса

Число заходов червяка z_1	1	2	4
b_2	$0,355 \cdot a_w$		$0,315 \cdot a_w$
d_{ae2}	$\leq d_{a2} + 2 \cdot m$	$\leq d_{a2} + 1,5 \cdot m$	$\leq d_{a2} + m$

Имеем

$$b_2 = 0,355 \cdot a_w = 0,355 \cdot 200 = 71 \text{ мм.}$$

Нормальный модуль

$$m_n = m \cdot \cos(\gamma) = 10 \cdot \cos(5,711^\circ) = 9,95 \text{ мм.} \quad (4.31)$$

Тогда по формуле (4.29)

$$\sigma_F = 0,74 \cdot 1,699 \cdot \frac{3875 \cdot 1,32}{71 \cdot 9,95} = 9,1 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 49,22 \text{ МПа.}$$

Условие изгибной прочности выполняется.

Недогрузка по напряжениям изгиба более чем в пять раз. При практических расчетах необходимо уменьшить модуль m и снова произвести проектный и проверочный расчеты. В данном учебном примере, несмотря на значительную недогрузку, перерасчет не производим, т. к. расчет по напряжениям изгиба не является основным.

По табл. 4.10 назначаем 8-ю степень точности.

Табл. 4.10. Степень точности червячных передач

Степень точности не ниже	Скорость скольжения
7	≤ 10
8	≤ 5
9	≤ 2

Если ранее (в исходных данных на проектирование) была задана другая



степень точности, то для дальнейших расчетов принимаем полученную по табл. 4.10.

4.2.5. Расчет геометрии передачи и оформление результатов вычислений

Определяем недостающие геометрические параметры для построения чертежей червяка и червячного колеса (рис. 4.2).

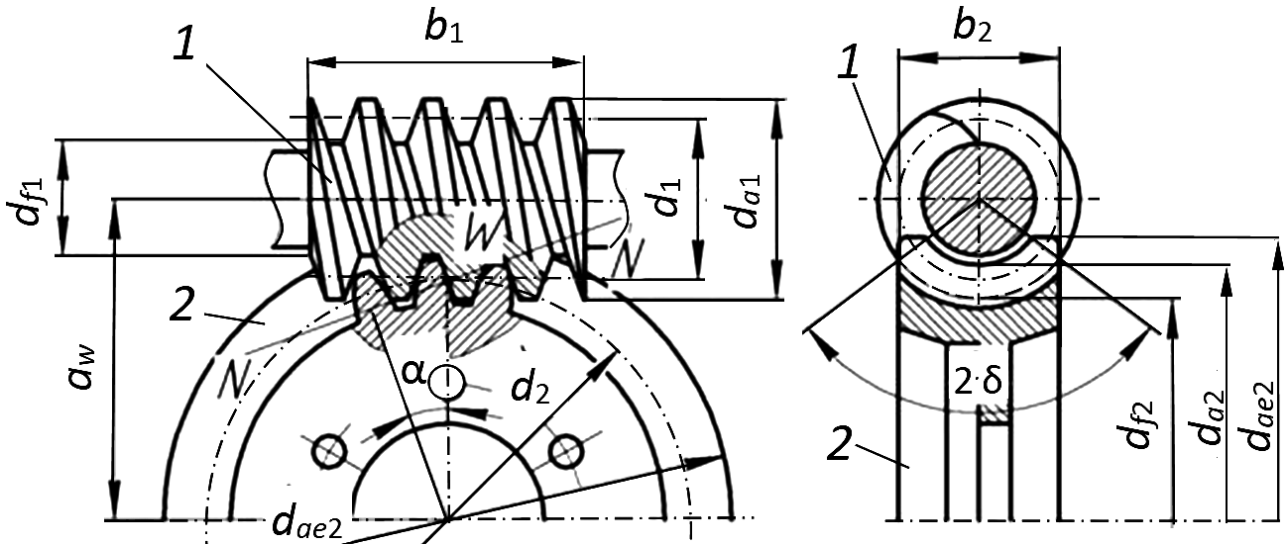


Рис. 4.2. Геометрические параметры червячной передачи: 1 – червяк; 2 – червячное колесо

Диаметры вершин и впадин червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 100 + 2 \cdot 10 = 120 \text{ мм}; \quad (4.32)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 100 - 2,4 \cdot 10 = 76 \text{ мм}. \quad (4.33)$$

Диаметры вершин и впадин червячного колеса

$$d_{a2} = (z_2 + 2 + 2 \cdot x) \cdot m = (32 + 2 + 2 \cdot (-1)) \cdot 10 = 320 \text{ мм}; \quad (4.34)$$

$$d_{f2} = (z_2 - 2,4 + 2 \cdot x) \cdot m = (32 - 2,4 + 2 \cdot (-1)) \cdot 10 = 276 \text{ мм}. \quad (4.35)$$

Длину нарезанной части червяка b_1 определяем по табл. 4.11.

В рассматриваемом случае $b_1 \geq (10,5 + z_1) \cdot m = (10,5 + 1) \cdot 10 = 115$ мм. Принимаем $b_1 = 116$ мм.

Диаметр колеса d_{ae2} определяем по формуле из табл. 4.9:

$$d_{ae2} \leq d_{a2} + 2 \cdot m = 320 + 2 \cdot 10 = 340 \text{ мм}.$$

Табл. 4.11. К определению длины b_1

Коэффициент смещения x	Число заходов червяка	
	1...2	4
0	$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m$
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1) \cdot m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1) \cdot m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$	$b_1 \geq (13 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m$

Результаты расчетов сводим в табл. 4.12.

Табл. 4.12. Параметры червячной передачи

Параметр	Червяк 1	Колесо 2
Число заходов z_1 , число зубьев z_2	1	32
Коэффициент диаметра червяка q	10	—
Модуль m , мм	10	
Модуль m_n , мм	9,95	
Передаточное отношение $i = z_2/z_1$	32	
Угол подъема винтовой линии червяка γ°	5,711	
Делительный диаметр d , мм	100	320
Диаметр вершин d_a , мм	120	320
Диаметр впадин d_f , мм	76	276
Диаметр колеса d_{ae2} , мм	340	
Длина нарезанной части червяка b_1 , мм	116	
Ширина зубчатого венца колеса b_2 , мм	70	
Коэффициент смещения x	0	-1
Межосевое расстояние a_w , мм	200	
Угол обхвата червяка колесом δ°	50	

4.2.6. Тепловой расчет червячного редуктора

Коэффициент трения f в червячной передаче определяем по табл. 4.13.

Табл. 4.13. К определению коэффициентов трения

$v_{ск}$, М/с	f	$v_{ск}$, М/с	f	$v_{ск}$, М/с	f
0,01	0,11...0,12	1,5	0,04...0,05	7	0,018...0,026
0,1	0,08...0,09	2	0,035...0,045	10	0,016...0,024
0,25	0,065...0,075	2,5	0,03...0,04	15	0,014...0,020
0,5	0,055...0,065	3	0,028...0,035		
1	0,045...0,055	4	0,023...0,03		

При $v_{ск} = 7,626$ м/с принимаем ориентировочно $f = 0,02$.
 Определяем угол трения φ по формуле

$$\varphi = \arctg(f) = \arctg(0,02) = 0,02 \text{ рад.} \quad (4.36)$$

Уточняем КПД червячной передачи по формуле

$$\eta = \frac{\text{tg}(\gamma)}{\text{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{\text{tg}(0,1)}{\text{tg}(0,1 + 0,02)} = 0,832. \quad (4.37)$$

При энерго-кинематическом расчете (см. исходные данные) принимался КПД, равный 0,7. Так как при этом рассматривался худший случай, перерасчет не производим.

Количество теплоты, выделяющееся в передаче в секунду (тепловая мощность), определяем по формуле

$$W = \frac{T_1 \cdot \pi \cdot n_1}{30} \cdot (1 - \eta) = \frac{27,68 \cdot 3,14 \cdot 1450}{30} \cdot (1 - 0,832) = 705,75 \text{ Вт.} \quad (4.38)$$

Мощность теплоотдачи

$$W_1 = K \cdot (t_1 - t_0) \cdot A = 9 \cdot (75 - 20) \cdot 0,78 = 386,1 \text{ Вт,} \quad (4.39)$$

где K – коэффициент теплоотдачи. В закрытых помещениях при отсутствии вентиляции $K = 8 \dots 10$ Вт/(м² · °С). В помещениях с интенсивной вентиляцией $K = 14 \dots 17$ Вт/(м² · °С). Принимаем $K = 9$; t_1 – внутренняя температура редуктора (температура масла), °С. Выбираем промышленное редукторное масло, $t_1 = 60 \dots 90$ °С. Принимаем $t_1 = 75$ °С; t_0 – температура окружающей среды, °С. Считаем, что средняя температура помещения (отапливаемого зимой) $t_0 = 20$ °С; A – площадь поверхности охлаждения, м². Ее значения ориентировочно можно определить по табл. 4.14 как площадь редуктора, которая изнутри омывается маслом, а снаружи – свободно циркулирующим воздухом A_0 . Принимаем $A = 0,78$ м².

Табл. 4.14. К определению площади теплоотдачи

Межосевое расстояние a_w , мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
Площадь теплоотдачи A_0 , м ²	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,14	1,34

Мощность отводимая (теплоотдачи) должна быть равной или больше мощности выделяемой. Это условие теплового баланса. В рассматриваемом случае должно выполняться неравенство

$$W \leq W_1. \quad (4.40)$$

Условие теплового баланса не выполняется.



Если данное условие не выполняется, то имеющегося охлаждения недостаточно. Необходимо: увеличивать поверхность охлаждения с помощью охлаждающих ребер; устанавливать дополнительные вентиляционные системы в помещении; применять обдув корпуса; использовать специальные циркуляционные системы смазки с охлаждением в холодильниках.

В рассматриваемом случае применяем охлаждающие ребра. Тогда площадь поверхности охлаждения

$$A = A_0 + k_p \cdot A_p = 0,78 + 0,312 = 1,092 \text{ м}^2, \quad (4.41)$$

где k_p – коэффициент охлаждения с помощью ребер; $k_p = 1$ – для вертикальных ребер, $k_p = 0,5$ – для горизонтальных. Принимаем $k_p = 1$; A_p – площадь ребер, м^2 . Принимаем $A_p = 0,4 \cdot A_0 = 0,4 \cdot 0,78 = 0,312 \text{ м}^2$.

Дополнительно устанавливаем интенсивную вентиляцию в помещении ($K = 15$). Тогда по формуле (4.39)

$$W_1 = 15 \cdot (75 - 20) \cdot 1,092 = 901 \text{ Вт.}$$

Условие (4.40) выполняется.

4.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Подобрать материалы и определить допускаемые контактные напряжения и допускаемые напряжения изгиба для деталей червячной передачи. Заданными являются частота вращения ведущего вала (червяка) $n_1 = 200 \text{ мин}^{-1}$ и передаточное отношение $i = 32$. На ведомый вал (вал червячного колеса) действует вращающий момент $T_2 = 560 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Режим нагружения средний нормальный. Режим работы двухсменный, срок службы – 6 лет, пятидневная рабочая неделя.

Задача 2. Провести проектный расчет червячной передачи (определить параметры d_1, d_2, a_w, m, q, x). Червяк изготовлен из стали 40Х, поверхность закалена до твердости 50 HRC и отшлифована. Материал зубьев колеса – бронза БрА9Ж4. Допускаемые контактные напряжения определены ранее и $[\sigma_H] = 200 \text{ МПа}$. На ведомый вал действует вращающий момент $T_2 = 496 \text{ Н} \cdot \text{м}$, передаточное отношение $i = 34$. Частота вращения червяка 800 мин^{-1} . По результатам расчета окружной скорости сделать вывод о правильности назначения материалов деталей передачи. Перерасчет параметров передачи при этом не проводить.

Задача 3. Проверить червячную передачу (с передаточным отношением $i = 19,5$) на прочность по контактным напряжениям. Материал вала – сталь 40Х, поверхность закалена до 48 HRC. Материал зубьев колеса – бронза БрА9Ж4. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H] = 208 \text{ МПа}$. На вал червячного колеса действует вращающий момент $T_2 = 518 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Из проектного расчета установлены значения параметров: число заходов червяка $z_1 = 2$, межосевое расстояние $a_w = 150 \text{ мм}$, модуль $m = 6,3 \text{ мм}$, коэффициент диаметра червяка $q = 10$. Режим нагрузки средний равновероятный, частота вращения ведущего вала $n_1 = 1000 \text{ мин}^{-1}$.



5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Контрольные вопросы

1. Из каких элементов состоит планетарная зубчатая передача?
2. В чем преимущества и недостатки планетарных передач?
3. Как определить передаточное отношение планетарной передачи?
4. Каким условиям должны отвечать числа зубьев колес планетарных передач?
5. По каким критериям работоспособности рассчитывают планетарную зубчатую передачу?
6. Для чего нужно выравнивание нагрузки по потокам в планетарных передачах?
7. Назовите области применения планетарных передач.

5.1. Краткие теоретические сведения

Простая планетарная передача состоит из двух центральных колес (солнечного колеса a , корончатого колеса b), сателлитов g и водила h (рис. 5.1). По классификации проф. В. Н. Кудрявцева [8] два центральных колеса K и водило H образуют схему 2К-Н.

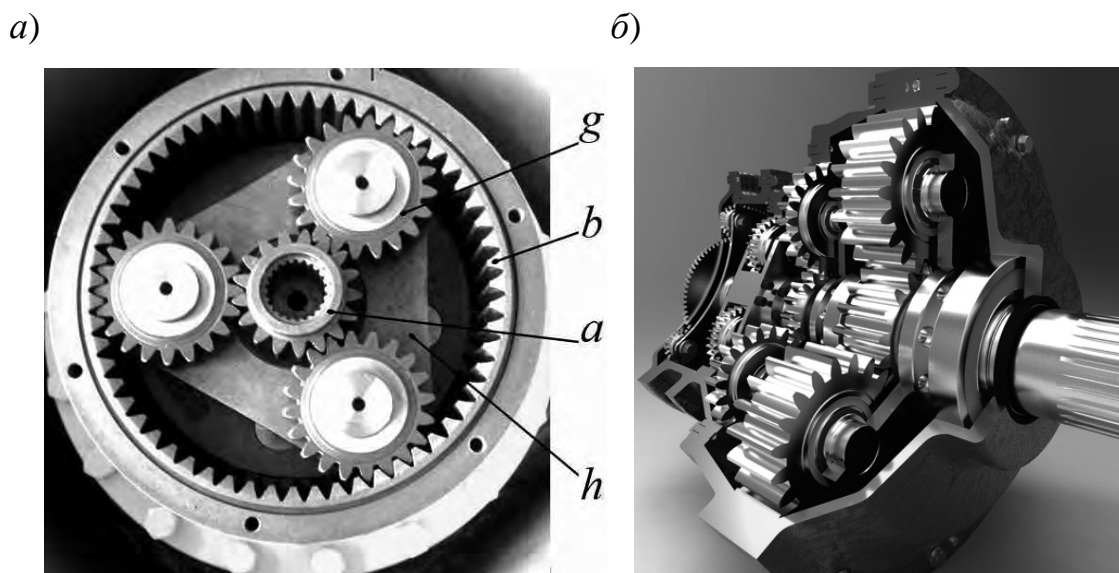


Рис. 5.1. Планетарная передача по схеме 2К-Н: a – общий вид трехсателлитной передачи; a – центральное солнечное колесо; h – водило; b – центральное колесо (корончатое) с внутренним зацеплением; g – сателлиты; b – общий вид многоступенчатого планетарного редуктора

Преимущества планетарных передач:

– при тех же нагрузочных режимах планетарные передачи могут иметь массу и габариты, в 2...4 раза меньшие, чем у обычных цилиндрических зубча-

тых передач. Это объясняется тем, что нагрузка в планетарных передачах передается одновременно по нескольким параллельным потокам (сателлитам), что снижает удельные нагрузки на зубья колес;

– подшипники качения в планетарных передачах и валы нагружены более равномерно и имеют большую долговечность, т. к. сателлиты расположены симметрично и силы в зацеплениях взаимно уравновешиваются;

– передачи имеют широкие кинематические возможности (работают как коробки скоростей, дифференциалы) и хорошие компоновочные свойства.

Недостатком является сложность конструкции, в т. ч. из-за необходимости проектирования механизма выравнивания нагрузки по потокам. Из-за неточностей изготовления нагрузку могут передавать не несколько, а один сателлит, что может привести к перегрузкам и заклиниванию. С этим связана необходимость высокоточного изготовления и сборки деталей.

Существует множество схем планетарных передач, с помощью которых можно реализовать большие передаточные отношения, до нескольких тысяч. Однако с увеличением передаточного отношения снижается КПД планетарной передачи вследствие возрастания скольжения в передаче.

Кинематика планетарных передач подчиняется формуле Виллиса. Из нее можно установить передаточное отношение по любой кинематической схеме:

$$\frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = -\frac{z_b}{z_a}, \quad (5.1)$$

где ω_a , ω_b , ω_h – угловые скорости звеньев; z_a , z_b – числа зубьев центральных колес.

Например, для передачи по схеме 2К-Н при ведущем центральном солнечном колесе a , ведомом водиле h и остановленном корончатом колесе $\omega_b = 0$ передаточное отношение определится из формулы (5.1):

$$i_{ah}^b = \frac{\omega_a}{\omega_h} = \frac{z_b}{z_a} + 1. \quad (5.2)$$

Числа зубьев колес должны удовлетворять условиям симметричного расположения, соосности и соседства. Зубья колес планетарной зубчатой передачи рассчитывают на контактную выносливость, определяя контактные напряжения (как для закрытых цилиндрических и конических передач). Этот критерий является основным, по нему проводят и проектный расчет. Расчет по напряжениям изгиба дополнительный и используется как проверочный.

Наиболее широкое применение планетарные передачи нашли в мотор-редукторах (двигатель соединен с редуктором в общем корпусе), автомобильных дифференциалах, бортовых планетарных передачах ведущих мостов грузовых автомобилей, в суммирующих звеньях кинематических схем металлорежущих станков, в редукторах привода воздушных винтов турбовинтовых двигателей в авиации. Передачи распространены в приводах бытовой техники, как планетарные втулки велосипедов и др.



5.2. Пример решения задачи

5.2.1. Исходные данные

По результатам энерго-кинематического расчета привода установлено, что необходимо спроектировать соосную планетарную зубчатую передачу. Частоты вращения ведущего и ведомого валов $n_1 = 1462 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 266 \text{ мин}^{-1}$. Передаточное отношение $i = 5,5$ ($i = n_1/n_2$). Вращающие моменты на валах $T_1 = 143,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $T_2 = 767 \text{ Н}\cdot\text{м}$ определены с учетом принятого КПД (передачи и подшипников) $\eta = 0,97$. Степень точности зубчатых колес установить самостоятельно.

Как и в примере в подразделе 1.2, работа привода двухсменная, срок службы – 5 лет. Режим работы средний равновероятный. Привод неререверсивный.

5.2.2. Определение числа зубьев колес

Выбираем прямозубое зацепление и схему 2К-Н (рис. 5.2).

Принимаем число сателлитов $n_w = 3$. Число сателлитов может быть 3...6. Наиболее распространены трехсателлитные передачи. Если степень точности деталей задана, то при 7-й и 8-й степенях точности рекомендовано $n_w = 3$; при 6-й и выше – $n_w = 3...4$. При значительных габаритах редуктора (диаметр корпуса более 200 мм) можно применять $n_w = 5...6$.

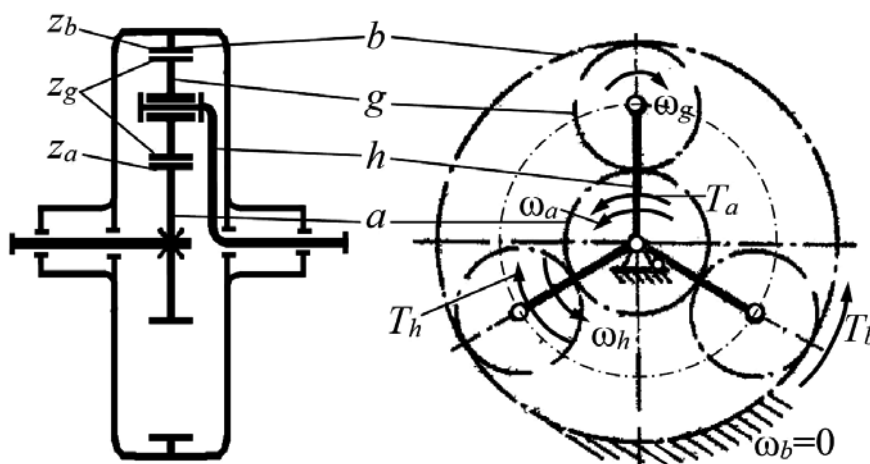


Рис. 5.2. Схема планетарной передачи

Определяем числа зубьев. Из условия отсутствия подрезания рекомендовано $z_a > 17$. Если габариты передачи изначально не заданы, то рекомендуют $z_a = 20...24$. При этом должно соблюдаться условие симметричного размещения сателлитов, т. е. число z_a должно быть кратным $n_w = 3$.

Выбираем $z_a = 21$.

Из формулы (5.2) находим z_b :

$$z_b = (i_{ah}^b - 1) \cdot z_a = (5,5 - 1) \cdot 21 = 94,5.$$

Для соблюдения условия симметричного размещения сателлитов z_b также должно быть кратным $n_w = 3$. Ближайшие числа 93 и 96. Принимаем $z_b = 93$.

Число зубьев сателлита определяем из условия соосности:

$$z_g = \frac{z_b - z_a}{2} = \frac{93 - 21}{2} = 36. \quad (5.3)$$

Проверяем выполнение условия соседства:

$$(z_a + z_g) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{n_w}\right) > z_g + 2, \quad (5.4)$$

$$(21 + 36) \cdot \sin\left(\frac{3,14}{3}\right) > (36 + 2) \text{ или } 49,36 > 38,$$

т. е. условие соседства выполняется.

Тогда действительное передаточное отношение по формуле (5.2)

$$i_{ah}^b = 1 + \frac{z_b}{z_a} = 1 + \frac{93}{21} = 5,43.$$

Полученное значение отличается от заданного на

$$\Delta_i = \frac{5,5 - 5,43}{5,5} \cdot 100 \% = 1,27 \% . \quad (5.5)$$

Погрешность меньше допусаемого отклонения (4 %).

5.2.3. Определение материалов и допусаемых напряжений

Принимаем в качестве материалов для изготовления деталей передачи сталь 40Х, вид термообработки – улучшение. Твердость поверхности зубьев солнечной шестерни 260...280 НВ, твердость поверхностей зубьев сателлитов 230...260 НВ. Средняя твердость поверхности зубьев колеса a НВ_{ma} = 270 НВ, сателлита g – НВ_{mg} = 245 НВ.

Допускаемые контактные напряжения определяем по формуле (2.2) для сателлита как наиболее слабого элемента:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} \cdot Z_N.$$

Предел контактной выносливости для материала сателлита $\sigma_{H \lim g}$ при нормализации, улучшении, согласно данным из табл. 2.4,



$$\sigma_{H \lim g} = 1,8 \cdot HB_{mg} + 65 = 1,8 \cdot 245 + 65 = 506 \text{ МПа.}$$

Коэффициент безопасности при улучшении колес $S_H = 1,1$ (см. комментарии к формуле (2.2)).

Коэффициент долговечности Z_N по формуле (2.3)

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}},$$

где N_{HG} – базовое число циклов; N_{HE} – эквивалентное число циклов.

Базовое число циклов для колеса N_{HG2} можно найти по формуле (2.4) для зубчатых колес с твердостью поверхности менее 350 HB:

$$N_{HG} = 30 \cdot HB_{mg}^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,6 \cdot 10^7.$$

Для определения эквивалентного числа циклов найдем ресурс работы передачи в часах по формуле (2.6):

$$t_{\Sigma} = L \cdot K_D \cdot K_s \cdot 8 = 5 \cdot 255 \cdot 2 \cdot 8 = 20400 \text{ ч.}$$

Эквивалентное число циклов для сателлита по формуле (2.7)

$$N_{HE} = \mu_H \cdot 60 \cdot c \cdot n_{go} \cdot t_{\Sigma} = 0,25 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 698 \cdot 20400 = 21,36 \cdot 10^7,$$

где μ_H – коэффициент режима работы, определяемый по табл. 2.5 ($\mu_H = 0,25$); n_{go} – относительная частота вращения сателлита, мин^{-1} . Она определяется как $(n_1 - n_2) \cdot z_a / z_g = (1462 - 266) \cdot 21 / 36 = 698 \text{ мин}^{-1}$; c – количество колес, находящихся в зацеплении с данным колесом. Для сателлита $c = 1$, т. к. хоть он и зацепляется с колесами a и b , однако взаимодействует с ними разными боковыми сторонами. Для солнечного колеса $c = n_w$.

Коэффициент долговечности для сателлита по формуле (2.3)

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{1,6 \cdot 10^7}{21,36 \cdot 10^7}} = 0,649.$$

При условии $2,6 \geq Z_N \geq 1$ принимаем $Z_N = 1$.

Допускаемые контактные напряжения определяем по формуле (2.2):

$$[\sigma_H] = \frac{506}{1,1} \cdot 1 = 460 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения изгиба находим по формуле (2.10):



$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}^0}{S_F} \cdot Y_A \cdot Y_N,$$

где $\sigma_{F \text{ lim}}^0$ – предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба, МПа; S_F – коэффициент безопасности, $S_F = 1,75$ при улучшении; Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки. Несмотря на то, что привод неререверсивный, у сателлита работают обе стороны зуба. Поэтому $Y_A = 0,7$ (см. комментарии к формуле (2.10)); Y_N – коэффициент долговечности.

Предел выносливости по напряжениям изгиба $\sigma_{F \text{ lim}}^0$ можно приближенно оценивать по табл. 2.6.

$$\sigma_{F \text{ lim } g}^0 = 1,8 \cdot \text{HB}_{mcg} = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа},$$

где HB_{mcg} – среднее значение твердости сердцевины колеса (230...260 HB) в единицах Бринелля, $\text{HB}_{mcg} = 245$. $\text{HB}_{mcg} = \text{HB}_{mg}$, т. к. у колеса термообработка производится равномерно по объему (улучшение) и твердость поверхности равна твердости сердцевины.

Коэффициент долговечности определяем по формуле (2.12):

$$Y_N = m_F \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}},$$

где N_{FG} – базовое число циклов (для всех сталей $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$); N_{FE} – эквивалентное число циклов; m_F – показатель степени, зависящий от вида термообработки (определяется по табл. 2.5). Для сателлита $m_F = 6$.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба для шестерни находим по формуле (2.13):

$$N_{FEg} = \mu_{Fg} \cdot 60 \cdot c \cdot n_g \cdot t_{\Sigma} = 0,143 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 698 \cdot 20400 = 12,2 \cdot 10^7,$$

где μ_{Fg} – коэффициент режима работы, для сателлита $\mu_{Fg} = 0,143$ по табл. 2.5.

Коэффициенты долговечности по формуле (2.12)

$$Y_{Ng} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{12,2 \cdot 10^7}} = 0,566.$$

При твердости поверхности колес $\text{HB} \leq 350$ должно выполняться условие $1 \leq Y_N \leq 4$. Таким образом, $Y_{Ng} = 1,0$.

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса определяем отдельно по формуле (2.10):

$$[\sigma_F] = \frac{441}{1,75} \cdot 0,7 \cdot 1 = 176,4 \text{ МПа}.$$



5.2.4. Проектный расчет планетарной передачи

Определяем размеры пары колес $a-g$ из условия сопротивления усталости по контактными напряжениям:

$$d_a = 1,35 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_a \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} \cdot K_w \cdot \left(\frac{u+1}{u}\right)}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_{bd} \cdot n_w}}, \quad (5.6)$$

где T_a – вращающий момент на ведущем валу, $T_a = T_1 = 143,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$ по условию; E_{np} – приведенный модуль упругости, МПа. Для стальных колес $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; K_w – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между сателлитами. При отсутствии устройств для выравнивания нагрузки по потокам $K_w = 1,2 \dots 2$, при наличии таких устройств $K_w = 1,1 \dots 1,2$. Принимаем $K_w = 1,6$; u – передаточное число пары колес ($a-g$), $u = z_g/z_a = 36/21 = 1,71$; ψ_{bd} – коэффициент ширины колеса относительно делительного диаметра, $\psi_{bd} = b_w/d_a$. Рекомендовано $\psi_{bd} \leq 0,75$. Принимаем $\psi_{bd} = 0,5$; $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки. Принимая для планетарной передачи схему V (см. рис. 2.5), по графику на рис. 2.4, a получаем $K_{H\beta} = 1,02$.

После подстановки всех данных в формулу (5.6) предварительно

$$d'_a = 1,35 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 143,7 \cdot 10^3 \cdot 1,02 \cdot 1,6 \cdot \left(\frac{1,71+1}{1,71}\right)}{460^2 \cdot 0,5 \cdot 3}} = 84,58 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатых колес (предварительно)

$$b'_w = d'_a \cdot \psi_{bd} = 84,58 \cdot 0,5 = 42,29 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_w = 42 \text{ мм}$.

Предварительно определяем модуль зубьев:

$$m' = \frac{d'_a}{z_a} = \frac{84,58}{21} = 4,02 \text{ мм.}$$

По табл. 2.1 выбираем стандартный модуль $m = 4 \text{ мм}$ из первого (предпочтительного) ряда.

Уточняем делительные диаметры колес и межосевое расстояние:

$$d_a = m \cdot z_a = 4 \cdot 21 = 84 \text{ мм;}$$

$$d_g = m \cdot z_g = 4 \cdot 36 = 144 \text{ мм;}$$

$$d_b = m \cdot z_b = 4 \cdot 93 = 372 \text{ мм;}$$



$$a_w = \frac{m \cdot (d_a + d_g)}{2} = \frac{4 \cdot (84 + 144)}{2} = 456 \text{ мм.}$$

Дополнительно проверяем выполнение условия соседства:

$$(d_a + d_g) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{n_w}\right) > (d_g + 2 \cdot m);$$

$$(84 + 144) \cdot \sin(60^\circ) > 144 + 2 \cdot 4 \text{ или } 197,45 > 152.$$

Условие соседства выполняется.

5.2.5. Проверочные расчеты планетарной передачи

Выполняем проверочный расчет на сопротивление усталости *по контактным напряжениям* при стандартном значении угла зацепления $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ по формуле

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_{w1}^2 \cdot b_w \cdot \sin(2 \cdot \alpha_w)} \cdot \frac{K_w}{n_w} \cdot \left(\frac{u+1}{u}\right)} \leq [\sigma_H], \quad (5.7)$$

где K_H – коэффициент расчетной нагрузки; d_{w1} – диаметр основной окружности. В данном случае для передачи с нулевым суммарным смещением $d_{w1} = d_a = 84$ мм.

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}, \quad (5.8)$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки. Он найден ранее как $K_{H\beta} = 1,02$ (см. пояснения к формуле (5.6)); $K_{H\nu}$ – коэффициент динамической нагрузки.

Для определения коэффициента динамической нагрузки $K_{H\nu}$ необходимо рассчитать окружную скорость в зацеплении:

$$v = \frac{\pi \cdot d_a \cdot n_a}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 84 \cdot 1462}{60 \cdot 10^3} = 6,43 \text{ м/с.} \quad (5.9)$$

По табл. 5.1 назначаем 7-ю степень точности.

По табл. В.1 получаем результат интерполированием:

$$K_{H\nu} = K_{H\nu\min} + \frac{K_{H\nu\max} - K_{H\nu\min}}{v_{\max} - v_{\min}} \cdot (v - v_{\min}) = 1,21 + \frac{1,29 - 1,21}{8 - 6} \cdot (6,43 - 6) = 1,23, \quad (5.10)$$

Где v_{\min} и v_{\max} – минимальное и максимальное табличные значения скоростей (см. табл. В.1) из интервала, в который попадает скорость v ; $K_{H\nu\min}$, $K_{H\nu\max}$ – ми-



нимальное и максимальное табличные значения коэффициентов динамической нагрузки, соответствующие вышеуказанным табличным значениям скоростей.

Табл. 5.1. Степени точности зубчатых колес

Степень точности не ниже	Окружная скорость, м/с, не более	
	прямозубая	косозубая
6 (высокоточные, механизмы позиционирования станков, делительные, отсчетные и т. д.)	15	30
7 (точные)	10	15
8 (средней точности, передачи общего назначения)	6	10
9 (пониженной точности, тихоходные)	2	4

По формуле (5.8) $K_H = 1,02 \cdot 1,23 = 1,25$.

По формуле (5.7), с учетом $n_w = 3$ и $K_w = 1,6$, имеем

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 143,7 \cdot 10^3 \cdot 1,25 \cdot 1,6}{84^2 \cdot 42 \cdot \sin(40^\circ)} \cdot \frac{1,6}{3} \cdot \left(\frac{1,71+1}{1,71}\right)} = 482,75 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_H > [\sigma_H] = 460 \text{ МПа.}$$

Перегрузка по формуле (2.34) составляет:

$$\Delta_{\sigma H} = \frac{482,75 - 460}{460} \cdot 100 \% = 4,95 \% ,$$

что меньше допустимой, равной 5 %, значит, контактная прочность обеспечена. В случаях получения перегрузки больше 5 % или недогрузки более 20 % необходима корректировка параметров передачи. Чаще всего увеличивают или уменьшают ширину колес b_w , при этом проверяя условие $\psi_{bd} \leq 0,75$.

Выполняем проверочный расчет на сопротивление усталости по *напряжениям изгиба* по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot Y_{FS} \cdot K_F}{b_w \cdot m} \leq [\sigma_F], \quad (5.11)$$

где F_t – окружная сила, Н; K_F – коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба; Y_{FS} – коэффициент формы зуба.

Рассчитываем только зубья сателлита, т. к. они термообработаны на меньшую твердость и подвергаются знакопеременным напряжениям.

Окружная сила

$$F_t = F_{ta} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_w}{d_a \cdot n_w} = \frac{2 \cdot 143,7 \cdot 10^3 \cdot 1,6}{84 \cdot 3} \approx 1825 \text{ Н.} \quad (5.12)$$



Коэффициент расчетной нагрузки определяем по формуле

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (5.13)$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки.

По графику (см. рис. 2.7, а, кривую V) $K_{F\beta} = 1,05$. По табл. В.1 получаем результат интерполированием по аналогии с формулой (5.10):

$$K_{Fv} = K_{Fv} + \frac{K_{Fvmax} - K_{Fvmin}}{v_{max} - v_{min}} \cdot (v - v_{min}) = 1,5 + \frac{1,67 - 1,5}{8 - 6} \cdot (6,43 - 6) = 1,54. \quad (5.14)$$

Тогда по формуле (5.13)

$$K_F = 1,05 \cdot 1,54 = 1,62.$$

По графику (см. рис. 2.6) при $x = 0$, $z_v = z_g = 36$ получаем $Y_{FS} = 3,8$.

По формуле (5.11) окончательно

$$\sigma_F = \frac{1825 \cdot 3,8 \cdot 1,62}{42 \cdot 4} = 66,87 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 176,4 \text{ МПа}.$$

Условие изгибной прочности соблюдается.

Так как наблюдается недогрузка более чем в 2,5 раза, следует при практических расчетах уменьшить значение модуля и произвести заново проектный и проверочный расчеты. В данном случае (учебный пример) перерасчет не производим, т. к. проверка по напряжениям изгиба не является основной. При необходимости проводим расчет на заданную перегрузку (по примеру, приведенному в конце пункта 2.2.4).

5.2.6. Расчет геометрических параметров и оформление результатов вычислений

Определяем недостающие геометрические параметры для построения чертежей шестерни и колеса по формулам (2.44)–(2.47) с учетом того, что колеса изготавливаются прямозубыми без смещения:

$$d_{aa} = d_a + 2 \cdot m = 84 + 2 \cdot 4 = 92 \text{ мм};$$

$$d_{fa} = d_a - 2,25 \cdot m = 84 - 2,25 \cdot 4 = 75 \text{ мм};$$

$$d_{ab} = d_b - 2 \cdot m = 372 - 2 \cdot 4 = 364 \text{ мм};$$

$$d_{fb} = d_b + 2,25 \cdot m = 372 + 2,25 \cdot 4 = 381 \text{ мм};$$

$$d_{ag} = d_g + 2 \cdot m = 144 + 2 \cdot 4 = 152 \text{ мм};$$



$$d_{fg} = d_g - 2,25 \cdot m = 144 - 2,25 \cdot 4 = 135 \text{ мм.}$$

Результаты расчетов сводим в табл. 5.2.

Табл. 5.2. Результаты расчетов планетарной передачи

Параметр	Значение		
	Центральное солнечное колесо a	Центральное корончатое колесо b	Сателлит g
Числа зубьев z_a, z_b, z_g	21	93	36
Модуль, мм	4		
Делительные диаметры d_a, d_b, d_g , мм	84	372	144
Ширина зубчатого венца b_w	42		
Диаметры вершин d_{aa}, d_{ab}, d_{ag} , мм	92	364	152
Диаметры впадин d_{af}, d_{bf}, d_{gf} , мм	75	381	135

5.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить допускаемые контактные напряжения и допускаемые напряжения изгиба планетарной передачи, спроектированной по схеме 2К-Н (солнечное колесо ведущее, водило ведомое). Материал всех колес – сталь 45, вид термообработки – нормализация, твердость поверхности зубьев 170...217 НВ. Числа зубьев колес $z_a = 21$, $z_g = 30$, $z_b = 84$. Частоты вращения ведущего и ведомого валов $n_a = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $n_h = 200 \text{ мин}^{-1}$. Работа привода двухсменная, срок службы – 6 лет. Режим работы средний равновероятный.

Задача 2. Определить число зубьев колес четырехсателлитной зубчатой планетарной передачи, спроектированной по схеме 2К-Н (солнечное колесо ведущее, водило ведомое), если задано передаточное отношение $i = 6$. Найти диаметр делительной окружности центрального солнечного колеса из условия контактной прочности, если допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H] = 180 \text{ МПа}$, а вращающий момент на ведущем валу $T_a = 150 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Задача 3. Определить, выполняется ли условие прочности по контактным напряжениям трехсателлитной зубчатой планетарной передачи, спроектированной по схеме 2К-Н (солнечное колесо ведущее, водило ведомое), если заданы: допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H] = 490 \text{ МПа}$, вращающий момент на ведущем валу $T_a = 120 \text{ Н} \cdot \text{м}$, числа зубьев колес $z_a = 21$, $z_g = 36$, $z_b = 93$, модуль $m = 3 \text{ мм}$, частота вращения ведомого вала $n_h = 130 \text{ мин}^{-1}$.

Задача 4. Определить, выполняется ли условие прочности по напряжениям изгиба трехсателлитной зубчатой планетарной передачи, спроектированной по схеме 2К-Н (солнечное колесо ведущее, водило ведомое), если заданы: допускаемые контактные напряжения $[\sigma_F] = 190 \text{ МПа}$, вращающий момент на ведущем валу $T_a = 120 \text{ Н} \cdot \text{м}$, числа зубьев колес $z_a = 20$, $z_g = 40$, $z_b = 100$, модуль $m = 2 \text{ мм}$, частота вращения ведомого вала $n_h = 250 \text{ мин}^{-1}$. Коэффициент ширины колеса $\psi_{bd} = 0,4$.



6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Контрольные вопросы

1. Какой принцип используется в ременных передачах? Назовите основные элементы, из которых состоит ременная передача.
2. Назовите преимущества и недостатки ременных передач.
3. Как классифицируются ременные передачи?
4. Назовите основные параметры ременных передач.
5. Назовите критерии работоспособности ременных передач. Как рассчитываются эти передачи?

6.1. Краткие теоретические сведения

Ременная передача – механическая передача, использующая принцип трения. Она состоит (рис. 6.1) из ведущего и ведомого шкивов 1 и 2, соединенных ремнем 3. В конструкцию также входит натяжное устройство 4, создающее контактное давление между ремнем и шкивами и обеспечивающее передачу мощности за счет сил трения.

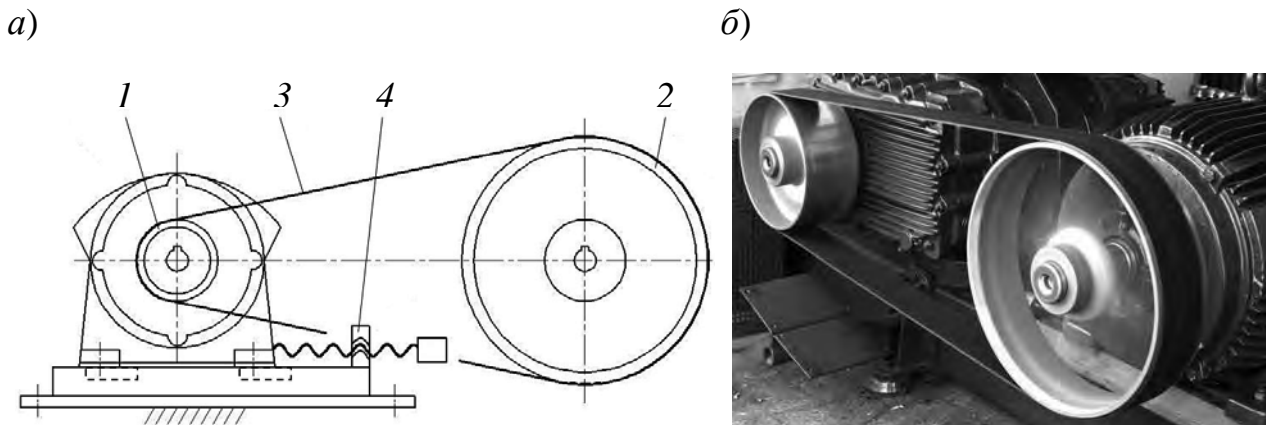


Рис. 6.1. Ременная передача: *а* – схема; *б* – общий вид плоскоременной передачи

В зависимости от типа ремня передачи подразделяются на плоскоременные, широко используемые полвека назад (см. рис. 6.1, *б*), клиноременные, поликлиновые и круглые (рис. 6.2).

Ременные передачи передают мощность до 50 кВт на расстояния до 15 м и применяются в приводах станков, сельскохозяйственной техники, пилорам, генераторов, вентиляторов и т. д. Как правило, они устанавливаются в качестве быстроходных ступеней приводов. Могут применяться в механизмах бесступенчатого изменения скорости – клиноременных вариаторах.

Наиболее распространены клиновые ремни. Стандарт устанавливает обозначения поперечных сечений клиновых ремней *O(Z)*, *A*, *B(B)*, *B(C)*, *Г(D)*, *Д(E)*, *E(E0)* по мере увеличения их площади. В скобках – обозначения латинскими буквами. Далее по тексту используем обозначения русскими буквами.

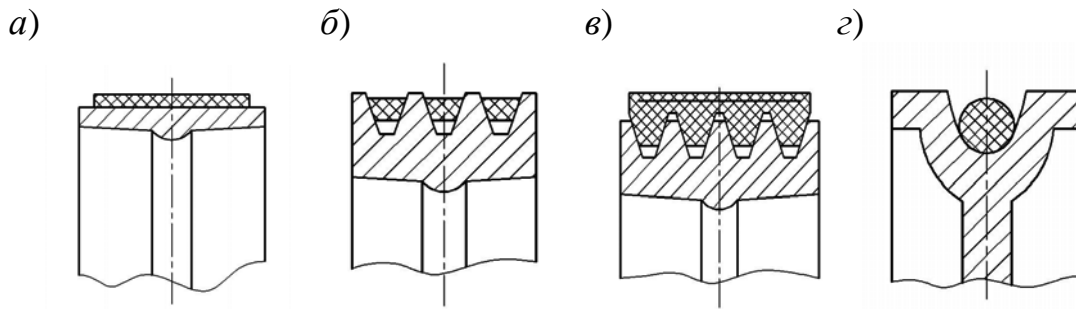


Рис. 6.2. Типы ременных передач в зависимости от поперечного сечения ремня: *a* – плоскоременная; *б* – клиноременная (трехрядная); *в* – поликлиновая; *г* – круглая

Преимущества ременных передач: способность передавать вращение на большие расстояния и работать с высокими скоростями; плавность и бесшумность работы; малая чувствительность к толчкам, ударам и перегрузкам; способность пробуксовывать (предохраняя от перегрузок); простота конструкции; сравнительно малая стоимость. **Недостатки:** невысокая нагрузочная способность (относительно зубчатых передач); низкая долговечность ремня; большие радиальные габариты (при равных условиях нагружения диаметры шкивов в 4...5 раз больше диаметров зубчатых колес); значительные нагрузки на валы и опоры из-за необходимости предварительного натяжения ремня; непостоянство передаточного отношения из-за проскальзывания.

Основные геометрические параметры ременных передач (рис. 6.3, *a*): диаметры шкивов D_1 и D_2 ; межосевое расстояние a ; длина ремня L_p ; угол обхвата ремнем ведущего шкива α . Составляющие сечения клинового ремня показаны на рис. 6.3, *б*. По типу тягового слоя ремни могут быть кордшнуровые и кордтканевые.

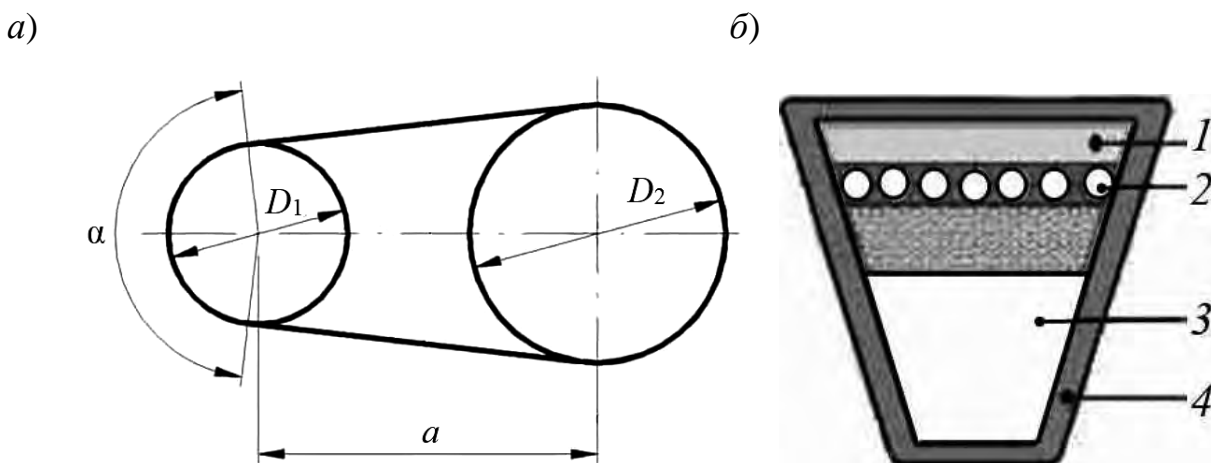


Рис. 6.3. Ременная передача: *a* – основные геометрические параметры; *б* – составляющие сечения клинового ремня: 1 – слой растяжения; 2 – тяговый (несущий) слой; 3 – слой сжатия; 4 – оберточная ткань

Главными критериями работоспособности ременных передач выступают тяговая способность и долговечность ремня. В соответствии с этим основным расчетом ременных передач является расчет по тяговой способности.

6.2. Пример решения задачи

6.2.1. Исходные данные

В качестве примера рассмотрим быстроходную клиноременную передачу в составе привода ленточного конвейера (см. рис. 1.1). Срок службы привода – 5 лет. Режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный. Привод неререверсивный. Из результатов энерго-кинематического расчета привода (см. табл. 1.4) устанавливаем: мощность на ведущем валу $P_1 = 1762,295$ Вт, частоты вращения шестерни и колеса $n_1 = 700$ мин⁻¹ и $n_2 = 200,64$ мин⁻¹ соответственно. Передаточное отношение равно 3,489. Вращающие моменты на валах шестерни и колеса $T_1 = 24,04$ Н·м и $T_2 = 79,8$ Н·м соответственно.

6.2.2. Расчет передачи

1. Выбираем сечение ремня по номограмме (рис. 6.4).

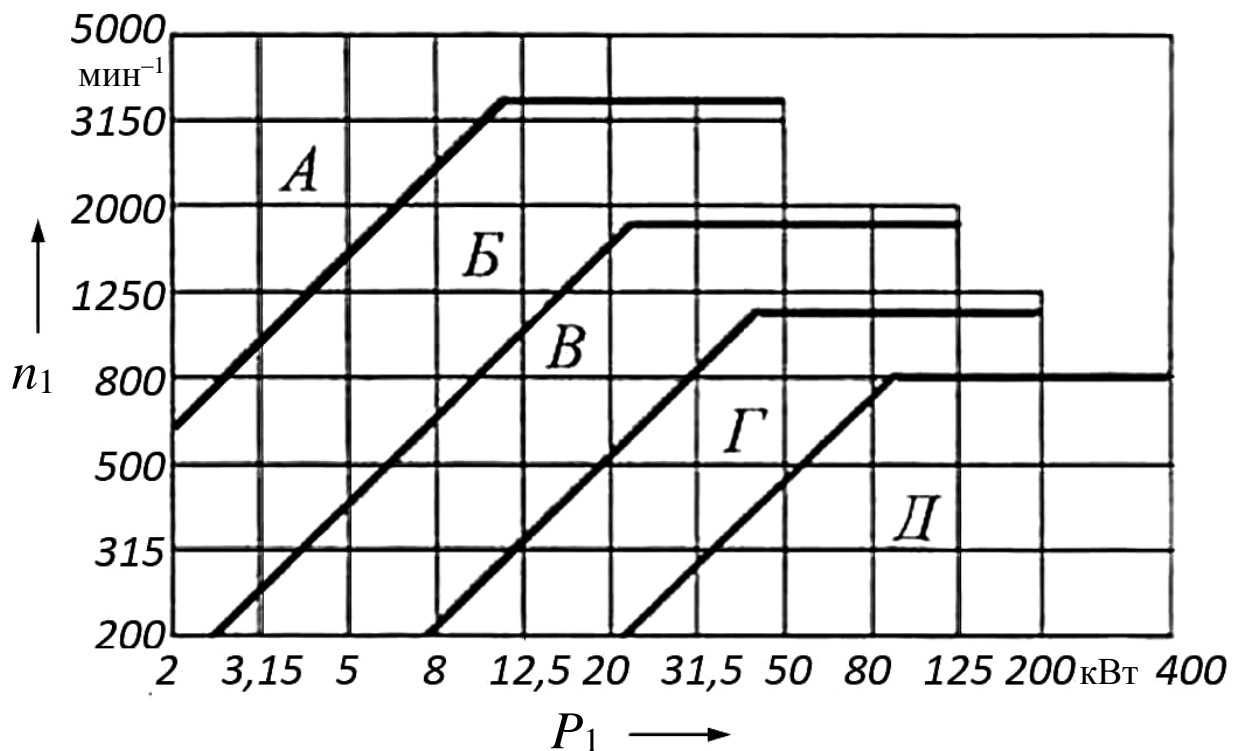
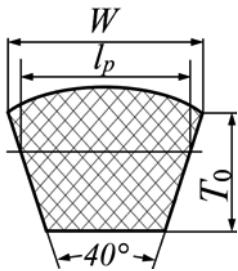


Рис. 6.4. Номограмма для выбора сечения клинового ремня

Примечание. Если передаваемая мощность P_1 меньше 2 кВт, то принимается сечение O ; если P_1 свыше 200 кВт – сечение E . Эти сечения отсутствуют на номограмме.

Согласно данному примечанию принимаем сечение ремня – O . Из табл. 6.1 имеем следующее: $l_p = 8,5$ мм; $W = 10$ мм; $T_0 = 6,0$ мм; $A = 1,38$ см²; масса 1 м ремня $m = 0,06$ кг; расчетная длина в интервале $L_p = 400 \dots 2500$ мм; $\Delta L = L_p - L_{вн} = 25$ мм; минимальный диаметр меньшего шкива $D_{1\min} = 63$ мм.

Табл. 6.1. Размеры для клиновых ремней по ГОСТ 1284.1–89 – ГОСТ 1284.3–96



Сечение	l_p , мм	W , мм	T_0 , мм	Площадь сечения A , см ²	Плотность массы, кг/м	L_p , мм	$\Delta L = L_p - L_{вн}$, мм	D_{1min} , мм
<i>O</i>	8,5	10	6,0	0,47	0,06	400...2500	25	63
<i>A</i>	11,0	13	8,0	0,81	0,10	560...4000	33	90
<i>B</i>	14,0	17	10,5	1,38	0,18	800...6300	40	125
<i>B</i>	19,0	22	13,5	2,30	0,30	1800...10 000	59	200
<i>Г</i>	27,0	32	19,0	4,76	0,60	3150...14 000	76	315
<i>Д</i>	32,0	38	23,5	6,92	0,90	4500...18 000	95	500
<i>E</i>	42,0	50	30,0	11,72	1,52	6300...18 000	120	800

Примечание. L_p – расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии; $L_{вн}$ – внутренняя длина ремня по меньшему основанию.

2. Определяем диаметры шкивов: для повышения ресурса работы передачи рекомендуется устанавливать меньший шкив с расчетным диаметром $D_1 > D_{1min}$. Из стандартного ряда (табл. 6.2) принимаем ближайший больший диаметр $D_1 = 71$ мм из предпочтительного ряда.

Табл. 6.2. Ряд расчетных диаметров шкивов в диапазоне 50...1000 мм по ГОСТ 20889–88

Ряд	Диаметр шкива по ряду $Ra40$
Предпочтительный	50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 475, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000
Дополнительный (применяется в технически обоснованных случаях)	53, 60, 67, 75, 85, 95, 106, 118, 132, 150, 170, 190, 212, 236, 265, 300, 335, 375, 425, 620, 670, 750, 850, 950

Диаметр ведомого шкива $D_2 = i \cdot D_1 = 3,489 \cdot 71 = 247,719$ мм. Ближайшее значение из стандартного ряда $D_2 = 250$ мм.

3. Уточняем передаточное отношение с учетом относительного скольжения ($\xi \approx 0,01$):

$$i = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \xi)} = \frac{250}{71 \cdot (1 - 0,01)} = 3,557. \quad (6.1)$$



Отклонение от заданного передаточного отношения

$$\Delta i = \frac{3,557 - 3,489}{3,489} \cdot 100 \% = 1,94 \% . \quad (6.2)$$

Отклонение является допустимым, т. к. не превышает 5 %. В случае превышения указанного значения необходимо корректировать диаметры шкивов (увеличивать их либо принимать значения из дополнительного ряда).

4. Рассчитываем межосевое расстояние. В некоторых случаях оно является заданным и определяется компоновкой привода. Если изначально не задано, вычисляем предельные значения межосевого расстояния:

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (D_1 + D_2) + T_0 = 0,55 \cdot (71 + 250) + 6,0 = 182,55 \text{ мм}; \quad (6.3)$$

$$a_{\max} = D_1 + D_2 = 71 + 250 = 321 \text{ мм}. \quad (6.4)$$

Принимаем промежуточное целое значение, близкое к минимальному пределу, $a = 200$ мм.

5. Определяем расчетную длину ремней по формуле

$$\begin{aligned} L_p &= 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (D_2 + D_1)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} = \\ &= 2 \cdot 200 + \frac{3,14 \cdot (71 + 250)}{2} + \frac{(250 - 71)^2}{4 \cdot 200} = 944,277 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (6.5)$$

Из предпочтительного ряда (табл. 6.3) выбираем ближайшее большее стандартное значение. Принимаем $L_p = 1000$ мм. Удостоверяемся, что данное значение находится в рекомендуемом диапазоне для выбранного типа сечения (см. табл. 6.1).

Табл. 6.3. Стандартные длины ремней по ГОСТ 1284.1–89

Ряд	Длина ремня L_p , мм
Предпочтительный	400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10 000, 11 200, 12 500, 14 000, 16 000, 18 000
Дополнительный (применяется в технически обоснованных случаях)	425, 475, 530, 600, 670, 750, 850, 950, 1060, 1180, 1320, 1500, 1700, 1900, 2120, 2360, 2650, 3000, 3350, 3750, 4250, 4750, 5300, 6000, 6700, 7500, 8500, 9500, 10600, 11800, 13200, 15000, 17000



6. Уточняем межосевое расстояние по формуле

$$a = \frac{1}{8} \cdot \left[(2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1)) + \sqrt{(2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1))^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2} \right] =$$

$$= \frac{1}{8} \cdot \left[(2 \cdot 1000 - 3,14 \cdot (250 + 71)) + \sqrt{(2 \cdot 1000 - 3,14 \cdot (250 + 71))^2 - 8 \cdot (250 - 71)^2} \right] = 230,512 \text{ мм.} \quad (6.6)$$

Округляем до ближайшего большего целого значения: $a = 231$ мм.

Проверяем нахождение полученного значения a в диапазоне $a_{\min} \dots a_{\max}$.

Условие $a_{\min} \leq a \leq a_{\max}$ выполняется.

7. Для установки и замены ремней в конструкции передачи необходимо предусмотреть возможность уменьшения a на 2 %, т. е. на $231 \cdot 0,02 = 5$ мм, а для компенсации отклонений и удлинения во время эксплуатации – возможность увеличения a на 5,5 %, т. е. на $231 \cdot 0,055 = 13$ мм (с округлением до ближайших целых чисел).

8. Определяем угол обхвата ремнями малого шкива D_1 :

$$\alpha = \pi - \frac{D_2 - D_1}{a} = 3,14 - \frac{250 - 71}{231} = 2,367 \text{ рад;}$$

$$\alpha^\circ = 2,367 \cdot \frac{180}{\pi} = 135,602^\circ \geq 120^\circ. \quad (6.7)$$

Условие обеспечения минимального значения угла $\alpha_{\min} = 120^\circ$ выполняется.

9. Определяем коэффициенты для вычисления мощности, передаваемой одним ремнем, и расчетную мощность.

Коэффициент угла обхвата C_α определяем интерполированием данных (табл. 6.4).

Табл. 6.4. Значения коэффициента C_α

α , град	180	170	160	150	140	130	120	100	90
C_α	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,73	0,68

$$C_\alpha = 0,89 - \frac{(0,89 - 0,86) \cdot (140 - 135,602)}{140 - 130} = 0,877. \quad (6.8)$$

Коэффициент длины ремня $C_l = 0,94$ (табл. Г.1).

Коэффициент режима работы C_p принимаем по табл. Г.2. Для среднего двухсменного режима работы с использованием двигателя общепромышленного применения $C_p = 1,2$.



Определяем скорость движения ремня:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 71 \cdot 700}{60 \cdot 1000} = 2,602 \text{ м/с.} \quad (6.9)$$

По табл. Г.3 проводим интерполяцию данных для определения номинальной мощности P_0 . Для ремня с сечением O при $D_1 = 71$ мм и $v = 2,602$ м/с имеем

$$P_0 = 0,24 - \frac{(0,24 - 0,17) \cdot (3 - 2,602)}{3 - 2} = 0,212 \text{ кВт.} \quad (6.10)$$

Расчетная мощность

$$P_p = \frac{P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_l}{C_p} = \frac{0,212 \cdot 0,877 \cdot 0,94}{1,2} = 0,146 \text{ кВт.} \quad (6.11)$$

Предварительно число параллельных потоков мощности

$$z' = \frac{P_1}{P_p} = \frac{1,762}{0,146} = 12,068. \quad (6.12)$$

Определяем коэффициент числа ремней C_z по табл. 6.5, учитывая $z \approx z'$.

Табл. 6.5. Значения коэффициента C_z , учитывающего число ремней в комплекте

z	2...3	4...6	> 6
C_z	0,95	0,90	0,85

Находим $C_z = 0,85$.

10. Определяем необходимое число ремней:

$$z = \frac{P}{P_p \cdot C_z} = \frac{1,762}{0,146 \cdot 0,85} = 14,198. \quad (6.13)$$

Округляем в большую сторону до $z = 15$. При этом убеждаемся, что выбранный коэффициент C_z по табл. 6.5 в зависимости от z' сохраняет свое значение уже в зависимости от z . В противном случае пересчитываем значение z по формуле (6.13) с уточненным C_z .

Далее необходимо выполнение условия

$$z \leq [z] = 8. \quad (6.14)$$

Это обусловлено тем, что при числе ремней больше восьми снижается рав-



номерность распределения нагрузки между ними, увеличиваются осевые габариты передачи, что также ухудшает условия работы передачи при консольном закреплении шкивов.

В данном случае условие (6.14) не выполняется: $z = 15 > [z] = 8$. Необходим перерасчет. При этом увеличивают диаметры шкивов либо изменяют сечение ремня (что также может привести к увеличению диаметров шкивов).

Производим перерасчет параметров ременной передачи.

Увеличиваем диаметр ведущего шкива: $D_1 = 100$ мм (см. табл. 6.2). Как показали расчеты, применение ближайших больших диаметров $D_1 = 80$ мм и 90 мм из предпочтительного ряда не привело к удовлетворению условия (6.14).

$D_2 = i \cdot D_1 = 3,489 \cdot 100 = 348,9$ мм. Ближайшее значение из стандартного ряда $D_2 = 355$ мм.

Фактическое передаточное отношение по формуле (6.1) $i = 3,586$. Отклонение от заданного передаточного отношения, определенное по формуле (6.2), находится в заданных пределах: $\Delta i = 2,776 \% < [\Delta i] = 5 \%$.

Пределы межосевого расстояния по формулам (6.3) и (6.4) составили: $a_{\min} = 256,25$ мм и $a_{\max} = 455$ мм. Принимаем $a = 260$ мм.

Расчетная длина ремня по формуле (6.5) $L_p = 1297$ мм. По табл. 6.3 принимаем $L_p = 1400$ мм.

По формуле (6.6) с округлением до ближайшего большего целого значения $a = 318$ мм. Условие $a_{\min} \leq a \leq a_{\max}$ выполняется. Пределы изменения межосевого расстояния при его уменьшении $318 \cdot 0,02 = 7$ мм и увеличении $318 \cdot 0,055 = 18$ мм.

По формуле (6.7) $\alpha = 2,34$ рад; $\alpha^\circ = 134,055^\circ \geq 120^\circ$.

Коэффициенты $C_\alpha = 0,872$ (см. табл. 6.4 и формулу (6.8)), $C_l = 1,01$ (см. табл. Г.1) и $C_p = 1,2$ (см. табл. Г.2).

Скорость движения ремня по формуле (6.9) $v = 3,665$ м/с.

Номинальная мощность для ремня с сечением O при $D_1 = 100$ мм и $v = 3,665$ м/с (см. табл. Г.3 и формулу (6.10)) $P_0 = 0,377$ кВт.

Расчетная мощность по формуле (6.11) $P_p = 0,276$ кВт.

Число параллельных потоков мощности по формуле (6.12) $z' = 6,375$.

Коэффициент $C_z = 0,85$ (см. табл. 6.5).

Необходимое число ремней по формуле (6.13) $z = 7,5$. Принимаем $z = 8$. Условие (6.14) выполняется.

11. Коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил Θ , принимаем по табл. 6.6.

Табл. 6.6. Значения коэффициента Θ

Сечение	<i>O</i>	<i>A</i>	<i>Б</i>	<i>В</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>	<i>Е</i>
$\Theta, \text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$	0,06	0,1	0,18	0,3	0,6	0,9	1,5

Находим $\Theta = 0,06$.



12. Определяем силу предварительного натяжения одного ремня F_0 :

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_L}{z \cdot v \cdot C_\alpha} + \Theta \cdot v^2 = \frac{850 \cdot 1,762 \cdot 1,2 \cdot 1,01}{8 \cdot 3,665 \cdot 0,872} + 0,06 \cdot 3,662^2 \approx 71,787 \text{ Н.} \quad (6.15)$$

Мощность на ведущем валу P_1 в формулу (6.15) подставляется в киловаттах.

13. Сила, действующая на валы,

$$F_n = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 2 \cdot 71,787 \cdot 8 \cdot \sin\left(\frac{2,34}{2}\right) \approx 1058 \text{ Н.} \quad (6.16)$$

14. Определяем нормативный ресурс (ГОСТ 1284.2–80), т. е. число циклов, выдерживаемых ремнем $N_{0ц}$, по табл. 6.7.

Табл. 6.7. Нормативный ресурс клиновых ремней $N_{0ц}$

Тип ремня	Тип сечения		
	<i>О, А</i>	<i>Б, В, Г</i>	<i>Д, Е</i>
Кордтканевый	$4,6 \cdot 10^6$	$4,7 \cdot 10^6$	$2,5 \cdot 10^6$
Кордшнуровый	$5,7 \cdot 10^6$		

Примем кордтканевый ремень как более дешевый. Тогда $N_{0ц} = 4,6 \cdot 10^6$.

15. Определяем рабочий ресурс рассчитанной клиноременной передачи [9]:

$$H_0 = N_{0ц} \cdot \frac{L_p}{60 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot n_1} = 4,6 \cdot 10^6 \cdot \frac{1400}{60 \cdot 3,14 \cdot 100 \cdot 700} \approx 488,075 \text{ ч.} \quad (6.17)$$

Следует отметить, что средний ресурс ремней должен быть: при легком режиме работы – не менее 5000 ч; среднем – 2000 ч; тяжелом – 1000 ч; очень тяжелом – 500 ч. В случае рассматриваемого примера заданный ресурс работы составляет $t_\Sigma = 20400$ ч с учетом пятидневной рабочей недели и двухсменной работы в течение 5 лет. Число предполагаемых замен ремня клиноременной передачи

$$Z = \frac{t_\Sigma}{H_0} = \frac{20400}{488,1} = 41,797 \approx 42. \quad (6.18)$$

Таким образом, в процессе пятилетней эксплуатации привода необходимо закупать 42 комплекта ремней. Если нужно увеличить ресурс ремней, рекомендуется взять шкивы большего диаметра, заменить кордтканевые на кордшнуровые ремни.

Результаты расчета сводим в табл. 6.8.



Табл. 6.8. Параметры ременной передачи

Параметр	Значение
Диаметр малого (ведущего) шкива D_1 , мм	100
Диаметр большого (ведомого) шкива D_2 , мм	355
Межосевое расстояние a , мм	318
Фактическое передаточное отношение i	3,586
Длина ремня L_p , мм	1400
Угол обхвата ремнем ведущего шкива α , °	134,055
Число ремней z	8

6.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать клиноременную передачу при следующих параметрах: вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 50$ Н·м, частота вращения ведущего шкива $n_1 = 1000$ мин⁻¹. Передаточное отношение $i = 3$. Нагрузка спокойная. Натяжение ремня периодическое. Диаметр малого шкива принять равным около 130 мм.

Задача 2. Рассчитать клиноременную передачу при следующих параметрах: передаваемая мощность на ведущем валу $P_1 = 4520$ Вт, угловая скорость ведущего шкива $\omega_1 = 94$ с⁻¹. Передаточное отношение $i = 3,2$. Нагрузка со значительными колебаниями. Натяжение ремня периодическое. Диаметр малого шкива принять равным около 160 мм.

Задача 3. Рассчитать клиноременную передачу при следующих параметрах: вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 40$ Н·м, частоты вращения ведущего и ведомого шкивов $n_1 = 1000$ мин⁻¹ и $n_2 = 250$ мин⁻¹ соответственно. Нагрузка с умеренными колебаниями. Натяжение ремня периодическое. Диаметр малого шкива принять равным около 140 мм.

Задача 4. Рассчитать клиноременную передачу при следующих параметрах: вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 70$ Н·м, угловая скорость ведущего шкива $\omega_1 = 60$ с⁻¹, угловая скорость ведомого шкива в два раза меньше. Нагрузка ударная. Натяжение ремня периодическое. Диаметр малого шкива принять равным около 180 мм.

7. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Контрольные вопросы

1. Какой принцип используется в цепных передачах? Назовите основные элементы, из которых состоит цепная передача.
2. Назовите преимущества и недостатки цепных передач.
3. Как классифицируются цепные передачи?
4. Назовите области применения цепных передач.
5. Назовите основные характеристики и параметры цепных передач.
6. Назовите критерии прочности цепных передач. Какой из них является основным?

7.1. Краткие теоретические сведения

Цепная передача использует принцип зацепления. Она состоит из ведущей звездочки 1, ведомой звездочки 2 и цепи 3 (рис. 7.1).

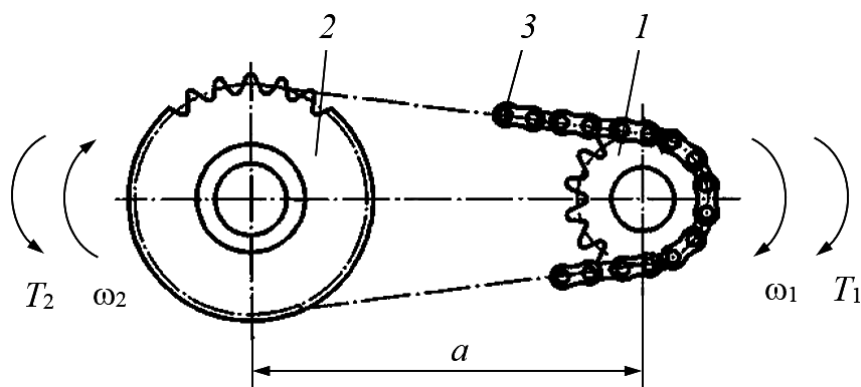


Рис. 7.1. Схема цепной передачи

На валах может быть установлено по несколько звездочек для разделения потока мощности и повышения передаваемой нагрузки.

Цепи по назначению могут быть приводные (для передачи вращения) и тяговые (для непосредственного подъема или перемещения грузов).

Различают следующие основные виды приводных цепей: втулочные (рис. 7.2, а), роликовые (рис. 7.2, б) и зубчатые (рис. 7.2, в).

Преимущества цепных передач:

- возможность передачи нагрузки на большие расстояния (до 6...8 м);
- большая нагрузочная способность (по сравнению с ременными передачами) из-за повышенной прочности стальной цепи. Передаваемая мощность в общем машиностроении – до 100 кВт;
- передача не требует большого предварительного натяжения, меньше нагрузка на валы и подшипники;
- отсутствие скольжения и буксования, что обеспечивает относительное постоянство среднего передаточного отношения;

– из-за принципа зацепления, а не трения, угол охвата звездочек не имеет решающего значения, в связи с чем появляется возможность передачи вращения от одного ведущего звена нескольким ведомым.



Рис. 7.2. Виды приводных цепей: а – втулочная; б – роликовая; в – зубчатая

К недостаткам цепных передач относят:

- шум цепи при работе;
- износ цепи и ее «вытягивание»;
- цепь состоит из отдельных жестких звеньев и огибает звездочки не по дуге окружности, а по ломаной линии. С этим связаны колебание передаточного отношения, неравномерный ход, дополнительные динамические нагрузки;
- возникает необходимость организации системы смазки;
- КПД ниже, чем у ременных передач.

Цепные передачи применяют в приводах металлорежущих станков, сельскохозяйственной техники, механизмах газораспределения автомобилей, в приводах мотоциклов, велосипедов и др. В приводах их устанавливают в качестве тихоходных ступеней, после редуктора.

К основным характеристикам и параметрам цепных передач относят: передаваемую мощность; шаг цепи; диаметры делительных окружностей звездочек; межосевое расстояние; длину цепи.

Критериями прочности цепных передач являются: износостойкость шарниров цепи и звездочек; сопротивление усталости пластин (по проушинам) и роликов (отсутствие выкрашивания); отсутствие проворачивания роликов и втулок в пластинах в местах запрессовки и предельного провисания цепи. Основной расчет цепных передач производится на износостойкость шарниров цепи.

7.2. Пример решения задачи

7.2.1. Исходные данные

В качестве примера рассчитаем цепную передачу с роликовой цепью. По результатам энерго-кинематического расчета установлены частоты вращения ведущего и ведомого валов: $n_1 = 62 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 31 \text{ мин}^{-1}$. Соответственно, передаточное отношение $i = 2$. Моменты на ведущем и ведомом валах составляют: $T_1 = 426,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 820 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Режим работы пятидневный, двухсменный, равно-

вероятный. Нагрузка близка к равномерной, отсутствуют значительные толчки и удары. Цепь расположена горизонтально, смазывание цепи и ее натяжение производится периодически.

7.2.2. Расчет передачи

1. Определяем число зубьев ведущей звездочки:

$$z_1 = 29 - 2 \cdot i = 29 - 2 \cdot 2 = 25. \quad (7.1)$$

Принимаем $z_1 = 25$. При этом следим за выполнением условия $z_1 \geq 15$. Оно выполняется.

2. Число зубьев ведомой звездочки находим по формуле

$$z_2 = z_1 \cdot i = 25 \cdot 2 = 50. \quad (7.2)$$

Должно выполняться условие $z_2 \leq 120$. Оно выполняется.

В случае получения дробных значений округляем до ближайшего целого числа. Далее уточняем фактическое передаточное отношение по формуле $i = z_2/z_1 = 50/25 = 2$. В случае отличия фактического передаточного отношения i от заданного i_z находим погрешность по формуле

$$\Delta i = \frac{i - i_z}{i_z} \cdot 100 \% \leq [\Delta i] = 5 \% . \quad (7.3)$$

3. Предварительно оцениваем шаг цепи. Используем эмпирическую зависимость, в которой предположено, что диаметр делительной окружности ведущей звездочки $D_{з\delta 1}$ в три раза больше среднего диаметра вала, на который она устанавливается.

$$p_u = 21,285 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right) \cdot \sqrt[3]{T_1} = 21,285 \cdot \sin\left(\frac{3,14}{25}\right) \cdot \sqrt[3]{426,8} = 20,085 \text{ мм.} \quad (7.4)$$

4. Определяем межосевое расстояние, если оно не задано из условий компоновки привода, как $a = K_p \cdot p_u$. Значение K_p рекомендуется выбирать из диапазона 30...60. Принимаем $a = 40 \cdot p_u = 40 \cdot 20,085 = 803,4$ мм.

5. Диаметр делительной окружности ведущей звездочки предварительно

$$D_{з\delta 1} = \frac{p_u}{\sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right)} = \frac{20,085}{\sin\left(\frac{3,14}{25}\right)} = 160,253 \text{ мм.} \quad (7.5)$$



6. Предварительно оцениваем скорость движения цепи:

$$v = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot D_{зв1}}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 62 \cdot 160,253}{60 \cdot 10^3} = 0,52 \text{ м/с.} \quad (7.6)$$

7. Определяем допускаемые значения $[p]$ в зависимости от скорости v по нормам DIN 8195 для цепей типа ПР нормальной точности при расчетной долговечности 10 000 ч. Интерполируем данные из табл.7.1.

$$[p] = 28 - \frac{(28 - 25) \cdot (0,52 - 0,4)}{1,0 - 0,4} = 27,4 \text{ МПа.} \quad (7.7)$$

Табл. 7.1. Допускаемые значения среднего давления в шарнирах

v , м/с	0,1	0,4	1,0	2,0	4,0	6,0	8,0	10
$[p]$, МПа	32	28	25	21	17	14	12	10

8. Определяем коэффициент эксплуатации K_9 по формуле

$$K_9 = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6. \quad (7.8)$$

Коэффициент $k_1 = 1 \dots 3$. Он учитывает характер изменения нагрузки: при нагрузках, близких к постоянной, без резких колебаний, принимают $k_1 = 1$. Если в процессе эксплуатации нагрузка резко меняется, что сопровождается ударами, то $k_1 = 3$. Так как нагрузка близка к равномерной, принимаем $k_1 = 1$.

Коэффициент k_2 учитывает влияние межосевого расстояния: при $a = (30 \dots 60) \cdot p_u$ принимают $k_2 = 1$; при $a > 60 \cdot p_u$ значение $k_2 = 0,8$. Так как в рассматриваемом случае $a = 40 \cdot p_u$, принимаем $k_2 = 1$.

Коэффициент k_3 зависит от угла наклона передачи к горизонту: если он меньше 60° , то $k_3 = 1$; при вертикальном расположении $k_3 = 1,3$; для передач с автоматическим регулированием натяжения цепи $k_3 = 1$ при любом угле наклона. Так как расположение цепи горизонтальное, $k_3 = 1$.

Коэффициент k_4 учитывает способ регулирования натяжения: если оно осуществляется автоматически, то $k_4 = 1$; при периодическом регулировании $k_4 = 1,25$. В данном случае $k_4 = 1,25$.

Коэффициент k_5 учитывает влияние способа смазывания цепной передачи: при непрерывной смазке $k_5 = 0,8 \dots 1,0$; при капельной – $k_5 = 1,2$; при периодической – $k_5 = 1,5$. В рассматриваемом случае $k_5 = 1,5$.

Коэффициент k_6 учитывает число смен: $k_6 = 1$ (одна смена); $k_6 = 1,25$ (две смены); $k_6 = 1,5$ (три смены); $k_6 = 1,25$.

$$K_9 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 2,34. \quad (7.9)$$



9. Находим шаг однорядной цепи по формуле

$$p_u \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3 \cdot K_9}{z_1 \cdot [p]}} = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{426,8 \cdot 10^3 \cdot 2,34}{25 \cdot 27,4}} = 31,75 \text{ мм.} \quad (7.10)$$

По табл. Д.1 округляем до ближайшего стандартного значения:
 $p_u = 31,75 \text{ мм.}$

10. Уточняем скорость цепи по формуле (7.6):

$$v = \frac{z_1 \cdot p_u \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 31,75 \cdot 62}{60 \cdot 10^3} = 0,82 \text{ м/с.}$$

11. Уточняем значение $[p]$ по DIN 8195 (см. табл. 7.1). Интерполируя по формуле (7.7), находим

$$[p] = 28 - \frac{(28 - 25) \cdot (0,82 - 0,4)}{1,0 - 0,4} = 25,9 \text{ м/с.}$$

12. Проверяем условие прочности по расчетному давлению:

$$\begin{aligned} p &= 21,952 \cdot \frac{T_1 \cdot 10^3 \cdot K_9}{z_1 \cdot p_u^3} = \\ &= 21,952 \cdot \frac{426,8 \cdot 10^3 \cdot 2,34}{25 \cdot 31,75^3} = 27,4 \text{ МПа} > [p] = 25,9 \text{ МПа.} \end{aligned} \quad (7.11)$$

Условие $p \leq [p]$ не выполнено.

13. По табл. Д.1 увеличиваем шаг цепи до $p_u = 38,1 \text{ мм.}$ По формуле (7.6) $v = 0,984 \text{ м/с.}$ После интерполяции по формуле (7.7) с использованием данных табл. 7.1 получаем $[p] = 25,08 \text{ МПа.}$ Осуществляем проверку прочности по условию (7.11):

$$p = 21,952 \cdot \frac{426,8 \cdot 10^3 \cdot 2,34}{25 \cdot 38,1^3} = 15,856 \text{ МПа} \leq [p] = 25,08 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполнено.

По табл. Д.1 выбираем приводную роликовую однорядную цепь нормальной серии; $p_u = 38,1 \text{ мм;}$ разрушающая нагрузка $F_s = 127 \text{ кН;}$ масса 1 м цепи $m = 5,5 \text{ кг;}$ ее условное обозначение: Цепь ПР 31,8–127 ГОСТ 13568–97.

14. Определяем геометрические параметры передачи: межосевое расстояние (принимаем)

$$a = K_p \cdot p_u = 40 \cdot p_u = 40 \cdot 38,1 = 1524 \text{ мм.} \quad (7.12)$$



15. Число звеньев цепи

$$L_{pc} = \frac{2 \cdot a}{p_u} + 0,5 \cdot (z_1 + z_2) + \frac{(z_2 - z_1)^2 \cdot p_u}{4 \cdot \pi^2 \cdot a} =$$

$$= \frac{2 \cdot 1524}{38,1} + 0,5 \cdot (25 + 50) + \frac{(50 - 25)^2 \cdot 38,1}{4 \cdot 3,14^2 \cdot 1524} = 117,896. \quad (7.13)$$

Принимаем $L_{pc} = 118$.

16. Расчетная длина цепи

$$L_p = L_{pc} \cdot K_p = 118 \cdot 40 = 4720 \text{ мм}. \quad (7.14)$$

17. Проверяем цепь по числу ударов в секунду w . Допускаемое значение определяем по формуле

$$[w] = \frac{508}{p_u} = \frac{508}{31,8} = 15,97 \text{ с}^{-1}. \quad (7.15)$$

Необходимо выполнение условия

$$w = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot L_{pc}} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 62}{60 \cdot 118} = 0,876 \text{ с}^{-1} \leq [w]. \quad (7.16)$$

Указанное условие выполнено.

18. Диаметры делительных окружностей звездочек по формуле (7.5)

$$D_{361} = \frac{p_u}{\sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right)} = \frac{38,1}{\sin\left(\frac{3,14}{25}\right)} = 303,99 \text{ мм};$$

$$D_{362} = \frac{p_u}{\sin\left(\frac{\pi}{z_2}\right)} = \frac{38,1}{\sin\left(\frac{3,14}{50}\right)} = 606,779 \text{ мм}.$$

19. Определяем силы в передаче: окружную силу F_t , нагрузку от центробежных сил F_u и силу от провисания цепи F_f соответственно как

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{D_{361}} = \frac{2 \cdot 426,8}{303,99 \cdot 10^{-3}} = 2808 \text{ Н}; \quad (7.17)$$

$$F_u = m \cdot v^2 = 5,5 \cdot 0,984^2 = 5,325 \text{ Н}; \quad (7.18)$$



$$F_f = 9,81 \cdot k_f \cdot m \cdot a = 9,81 \cdot 6 \cdot 5,5 \cdot 1524 \cdot 10^{-3} = 493,365 \text{ Н}, \quad (7.19)$$

где k_f – коэффициент провисания. При горизонтальном расположении передачи $k_f = 6$, при вертикальном – $k_f = 1$.

20. Коэффициент запаса прочности цепи

$$s = \frac{F_e}{F_t + F_u + F_f} = \frac{127 \cdot 10^3}{2808 + 5,325 + 493,365} = 38,407. \quad (7.20)$$

Разрушающая нагрузка цепи была установлена ранее как $F_e = 127 \cdot 10^3 \text{ Н}$.

Из результатов интерполирования данных табл. 7.2 следует, что коэффициент запаса прочности при $n_1 = 62 \text{ мин}^{-1}$ должен быть

$$[s] = 7,5 + \frac{(8,0 - 7,5) \cdot (62 - 50)}{100 - 50} = 7,62. \quad (7.21)$$

Следовательно, условие $s > [s]$ выполнено ($38,407 > 7,62$).

Табл. 7.2. Нормативный коэффициент запаса прочности $[s]$ для приводных роликовых цепей типов ПРЛ и ПР (при $z_1 \geq 15$)

Шаг p_u , мм	Частота вращения n_1 меньшей звездочки, мин^{-1}								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	–
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	–	–
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	–	–	–
50,8	7,6	8,3	9,5	10,8	12,0	–	–	–	–

Возможны варианты расчета рассмотренной цепной передачи с тем же модулем, но с другим типом цепи. Например, вместо цепи ПР взять цепь ПРЛ. При оценке любого варианта расчета должны соблюдаться следующие условия: $p \leq [p]$; $w \leq [w]$; $s \geq [s]$.

21. Критическая частота вращения ведущей звездочки приближенно

$$n_{1k} = \frac{30 \cdot \sqrt{\frac{F_t}{m}}}{z_1 \cdot a} = \frac{30 \cdot \sqrt{\frac{2808}{5,5}}}{25 \cdot 1524 \cdot 10^{-3}} = 17,792 \text{ мин}^{-1}. \quad (7.22)$$

Рабочая частота вращения $n_1 = 62 \text{ мин}^{-1}$ находится вне зоны резонанса.



22. Определяем основные геометрические параметры звездочек.

Радиус впадин

$$r = 0,5025 \cdot d_1 + 0,05 = 0,5025 \cdot 22,23 + 0,05 = 11,221 \text{ мм}, \quad (7.23)$$

где d_1 – диаметр ролика, мм (см. табл. Д.1), $d_1 = 22,23$ мм.

Диаметры окружности вершин ведущей и ведомой звездочек

$$D_{ei} = p_u \cdot \left(0,532 + \operatorname{ctg} \left(\frac{\pi}{z_i} \right) \right). \quad (7.24)$$

$$D_{e1} = 38,1 \cdot \left(0,532 + \operatorname{ctg} \left(\frac{3,14}{25} \right) \right) = 321,862 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = 38,1 \cdot \left(0,532 + \operatorname{ctg} \left(\frac{3,14}{50} \right) \right) = 625,841 \text{ мм}.$$

Диаметры окружности впадин ведущей и ведомой звездочек

$$D_{ii} = D_{3ei} - 2 \cdot r. \quad (7.25)$$

$$D_{i1} = 303,99 - 2 \cdot 11,221 = 281,548 \text{ мм}; \quad D_{i2} = 606,779 - 2 \cdot 11,221 = 584,338 \text{ мм}.$$

Ширина зуба для однорядной цепи

$$m_w = 0,93 \cdot B_{\text{вн}} - 0,15 = 0,93 \cdot 25,4 - 0,15 = 23,472 \text{ мм}, \quad (7.26)$$

где $B_{\text{вн}}$ – ширина ролика, мм (см. табл. Д.1), $B_{\text{вн}} = 25,4$ мм.

Результаты расчета сводим в табл. 7.3.

Табл. 7.3. Параметры цепной передачи

Параметр	Значение
Диаметр окружности вершин / диаметр делительной окружности / диаметр окружности впадин ведущей звездочки ($D_{e1}/D_{3e1}/D_{i1}$), мм	321,862 / 303,99 / 281,548
Диаметр окружности вершин / диаметр делительной окружности / диаметр окружности впадин ведомой звездочки ($D_{e2}/D_{3e2}/D_{i2}$), мм	625,841 / 606,779 / 584,338
Шаг цепи p_u , мм	38,1
Ширина зуба m_w , мм	23,472
Межосевое расстояние a , мм	1524
Фактическое передаточное отношение i	2
Длина цепи L_p , мм	4720



7.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать цепную передачу в приводе конвейера, если мощность на ведущем валу $P_1 = 3,2$ кВт, частоты вращения валов $n_1 = 120$ мин⁻¹ и $n_2 = 400$ мин⁻¹, расположение линии центров передачи параллельно горизонту, передача открытая, работает в две смены, регулируется передвижением оси малой звездочки, цепь роликовая. Смазка периодическая. Режим работы – постоянный. Определить силы и резонансную частоту вращения ведущей звездочки.

Задача 2. Рассчитать цепную передачу в приводе конвейера, если окружная сила $F_t = 2500$ Н, скорость движения цепи $v = 1,4$ м/с, частоты вращения валов $n_1 = 120$ мин⁻¹ и $n_2 = 200$ мин⁻¹, расположение линии центров передачи под углом 45° к горизонту, передача открытая, работает в три смены, регулируется передвижением оси малой звездочки, цепь роликовая. Смазка периодическая. Режим работы – тяжелый с ударами. Определить силы и резонансную частоту вращения ведущей звездочки.

Задача 3. Рассчитать цепную передачу в приводе конвейера, если момент на ведущей звездочке $T_1 = 140$ Н·м, частота вращения ведущего вала $n_1 = 120$ мин⁻¹, передаточное отношение $i = 2,87$, расположение линии центров передачи под углом 30° к горизонту, передача открытая, работает в одну смену, смазка постоянная окупанием. Передача регулируется передвижением оси малой звездочки, цепь роликовая. Режим работы – постоянный. Определить силы и резонансную частоту вращения ведущей звездочки.

Задача 4. Рассчитать цепную передачу в приводе конвейера, если момент на ведущей звездочке $T_1 = 160$ Н·м, частота вращения ведомого вала $n_2 = 460$ мин⁻¹, передаточное отношение $i = 2,5$, расположение линии центров передачи вертикальное, передача открытая, работает в непыльном помещении в две смены, регулируется автоматически, цепь роликовая. Режим работы – постоянный. Определить силы и резонансную частоту вращения ведущей звездочки.



8. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены валы? Чем вал отличается от оси?
2. Как классифицируются валы и оси?
3. По каким напряжениям оценивают диаметр вала первоначально? Запишите формулу проектного расчета среднего диаметра вала.
4. По каким критериям проводят проверочный расчет вала? Какой параметр при этом определяют, с чем сравнивают его значение?
5. Как влияют на прочность вала шпоночные пазы и галтели?
6. Из каких материалов изготавливают валы?

8.1. Краткие теоретические сведения

Валы служат для поддержания установленных на них деталей (зубчатых колес, шкивов, звездочек, муфт и т. д.), передачи крутящих моментов и восприятия растягивающих или сжимающих сил. Оси, в отличие от валов, не передают вращающих моментов. Валы и оси бывают гладкие и ступенчатые. По виду оси валы подразделяются на валы с прямой осью, коленчатые и гибкие, сплошные и полые. По расположению в приводе (и редукторе): ведущие и ведомые, быстроходные, промежуточные и тихоходные.

Предварительный расчет валов производится по напряжениям кручения с уменьшением допускаемых напряжений в 3...4 раза, т. к. первоначально не учитывается действие изгиба. Определяется средний диаметр вала d_{cp} , мм:

$$d_{cp} = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (8.1)$$

где T – момент на валу, Н · м; $[\tau]$ – допускаемые напряжения кручения, МПа (табл. 8.1).

Табл. 8.1. Допускаемые напряжения кручения для предварительного расчета среднего диаметра вала

Вал	[τ], МПа	
	Быстроходные валы	Тихоходные и промежуточные валы
Редукторный	12...13	14...15
Трансмиссионный (с перемещающимися блоками шестерен)	20...25	26...30

Проверочный расчет валов производится на усталостную выносливость: определяется запас усталостной выносливости s , который должен быть больше допускаемого $[s] \approx 1,5$. Также валы рассчитываются на статическую прочность,



жесткость и виброустойчивость. Шпоночные пазы, шлицы, ступени, отверстия ослабляют прочность вала, т. к. являются концентраторами напряжений.

Прямые валы изготавливают из углеродистых и легированных сталей. В качестве термообработки применяются улучшения (сталь 45, сталь 40Х). Без термообработки – сталь Ст 5. Для быстроходных валов (сталь 20) поверхности под установку подшипников скольжения цементируют.

8.2. Пример решения задачи

8.2.1. Исходные данные

В качестве примера рассчитаем тихоходный вал двухступенчатого редуктора в составе привода ленточного конвейера (см. рис. 1.1), энергокинематический расчет которого проведен в подразделе 1.2. Из табл. 1.4 устанавливаем, что вращающий момент, действующий на тихоходный вал редуктора, $T = 873,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а частота вращения вала $n = 16,71 \text{ мин}^{-1}$.

На валу IV установлены (см. рис. 1.1) косозубое зубчатое колесо, подшипники и полумуфта. Из предыдущих расчетов (см. табл. 2.9) делительный диаметр колеса $d_2 = 256,023 \text{ мм}$, ширина колеса $b_w = 58 \text{ мм}$.

8.2.2. Алгоритм расчета вала на усталостную выносливость

1. В качестве материала принимаем сталь 45, улучшенную.

2. Определяем средний диаметр редукторного тихоходного вала при $[\tau] = 14 \text{ МПа}$ (см. табл. 8.1) по формуле (8.1):

$$d_{cp} = \sqrt[3]{\frac{873,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 14}} = 67,82 \text{ мм.}$$

3. Определяем нагрузки, действующие на вал. Составляющие нормальной силы в зацеплении зубчатых колес получаем по результатам расчета тихоходной зубчатой передачи в подразделе 2.2 по формулам (2.1): окружная сила $F_t = 7106 \text{ Н}$, радиальная сила $F_r = 2669 \text{ Н}$, осевая сила $F_a = 1822 \text{ Н}$.

Осевая сила F_a создает изгибающий момент

$$M_a = F_a \cdot \frac{d_2}{2} = 1822 \cdot \frac{256,023}{2} = 233,24 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}, \quad (8.2)$$

где d_2 – делительный диаметр зубчатого колеса, установленного на валу, мм (см. табл. 2.9).

На выходной конец вала действует сила от муфты, которую ориентировочно находим по формуле

$$F_M = K_M \cdot \sqrt{T} = 250 \cdot \sqrt{873,5} = 7389 \text{ Н}, \quad (8.3)$$



где K_M – коэффициент, равный 125 – для одноступенчатого редуктора и 250 – для многоступенчатого. В рассматриваемом редукторе две ступени (см. рис. 1.1), поэтому $K_M = 250$.

Если на выходном конце вала установлена не муфта, а зубчатое колесо, шкив, звездочка, то силы, приложенные к валу, определяются после расчета соответствующих передач.

4. Проектируем конструкцию вала (рис. 8.1, а).

4.1. Определяем диаметры поверхностей ступеней вала. При этом:

- разница диаметров соседних участков вала (между ступенями) не должна превышать 10 мм;

- диаметр вала в месте посадки муфты d_m принимаем меньше, а в месте посадки колеса d_k – больше, чем средний диаметр d_{cp} ;

- для осевой фиксации зубчатого колеса желательно, чтобы с одной стороны оно упиралось в буртик, диаметр которого d_δ больше, чем диаметр отверстия в колесе d_k ;

- длина участков валов, содержащих посадочные поверхности (где устанавливаются колеса и подшипники), не должна превышать длину устанавливаемых элементов b_w, b_n (см. рис. 8.1, а). Исключение – дополнительные участки для осевого стопорения указанных элементов. Длина этих участков – до 10...15 мм;

- диаметры участков под подшипники d_n должны быть меньше, чем диаметры под колесо d_k , и больше, чем диаметры под муфту d_m . При этом, если диаметры под подшипники ≥ 20 мм, их принимают кратными пяти.

Принимаем:

- диаметр в месте посадки зубчатого колеса $d_k = 68$ мм;

- диаметр буртика $d_\delta = 72$ мм;

- диаметр в месте посадки подшипников $d_n = 65$ мм;

- диаметр в месте посадки полумуфты $d_m = 60$ мм. Согласуем размер с данными из табл. 8.2, т. к. это выходной участок (конец) вала;

- диаметр промежуточных участков d_{np} , один из которых располагается слева между буртиком и участком под подшипник ($d_n < d_{np1} < d_\delta$), второй – справа между участком под зубчатое колесо и участком под подшипник ($d_k > d_{np2} > d_n$). Принимаем $d_{np1} = d_{np2} = 67$ мм. Третий промежуточный участок (для выхода вала из корпуса с крышкой, участок под манжетное уплотнение) находится между участком под правый подшипник и участком под муфту ($d_n > d_{np3} > d_m$). Принимаем $d_{np3} = 63$ мм.

При расчете быстроходного вала редуктора, соединенного непосредственно (муфтой) с валом электродвигателя, диаметр его участка под муфту необходимо принимать равным диаметру вала электродвигателя. Остальные участки вала увеличивать пропорционально. Допускается проектировать нестандартную муфту с разными диаметрами отверстий в полумуфтах. Также выходной конец тихоходного вала рекомендуется согласовывать с диаметром отверстия устанавливаемой на него стандартной муфты. В рассматриваемом примере считаем, что можно применить муфту нестандартную и допускается не согласовывать эти диаметры.

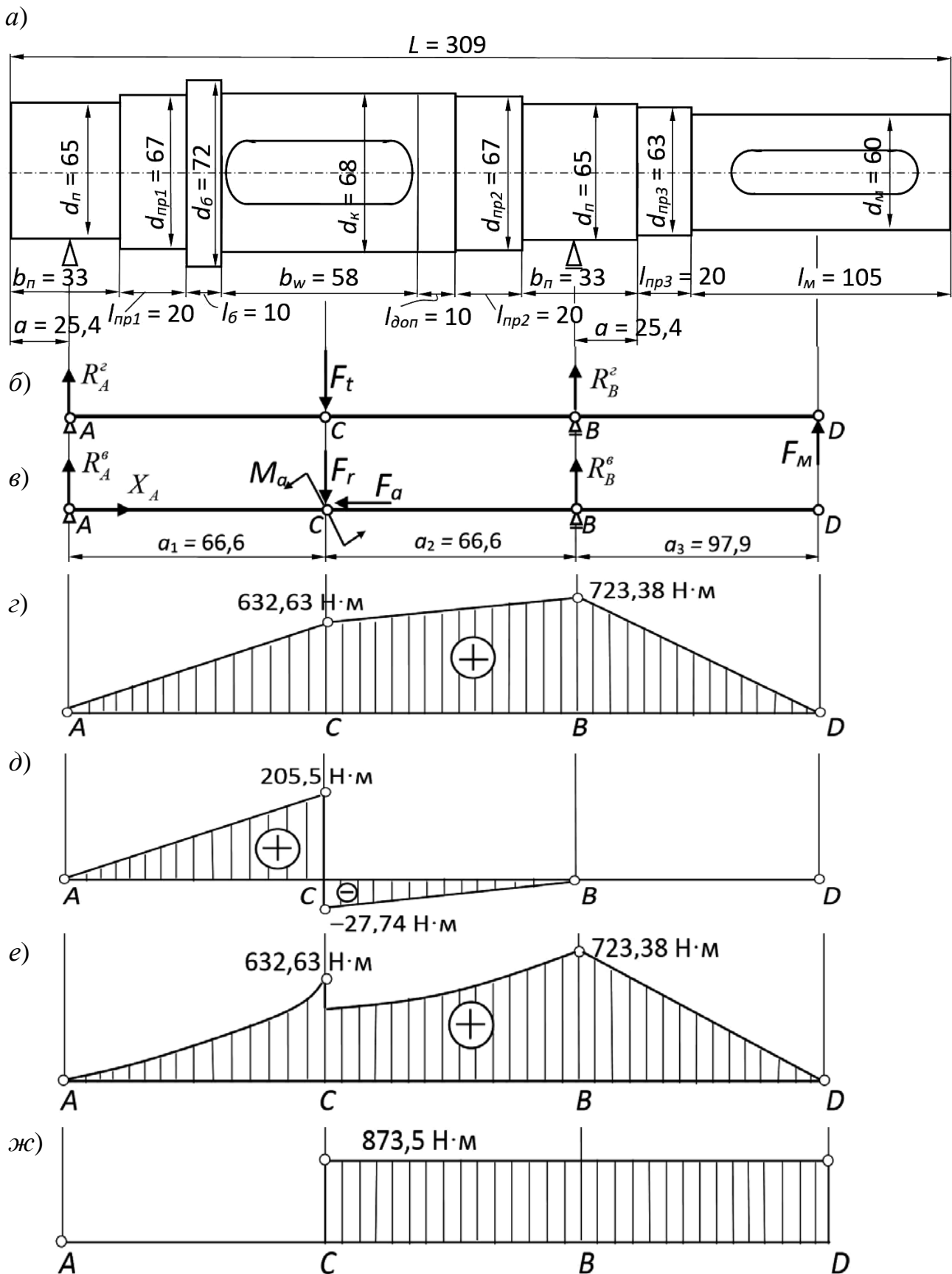


Рис. 8.1. Проектирование вала: а – эскиз вала; б – расчетная схема в горизонтальной плоскости; в – расчетная схема в вертикальной плоскости; г – эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости; д – эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости; е – эпюра суммарных изгибающих моментов; ж – эпюра вращающих моментов

Табл. 8.2. Длины цилиндрических концов валов (ГОСТ 12080–66)

Диаметр d , мм		Поле допуска	Длина l , мм		Галтель r , мм	Фаска s , мм
Ряд 1	Ряд 2		Исполнение			
			1	2		
6; 7	–	j6	16	–	0,4	0,2
8; 9	–		20	–	0,6	0,4
10; 11	–		23	20	0,6	0,4
12; 14	–		30	25	1,0	0,6
16; 18	19		40	28	1,0	0,6
20; 22	24		50	36	1,6	1,0
25; 28	–		60	42	1,6	1,0
–	30		80	58	2,0	1,6
32; 36	(35); 38		k6	80	58	2,0
40; 45	42; 48	110		82	2,0	1,6
50	–	110		82	2,5	2,0
55	(52); 53; (56)	m6	110	82	2,5	2,0
60; 70	63; 65; (71); 75		140	105	2,5	2,0
80; 90	85; 95		170	130	3,0	2,5
100; 110; 125	105; 120		210	165	3,0	2,5
140	130; 150		250	200	4,0	3,0
160; 180	170		300	240	4,0	3,0

4.2. Предварительно подбираем подшипники качения для вала. Их выбор зависит от сил, действующих в зацеплении. При курсовом проектировании для валов с цилиндрическими прямозубыми колесами предварительно выбираем шариковые радиальные однорядные подшипники средней или легкой серии. Для компенсации осевых сил необходимо использовать подшипники радиально-упорного типа. На валах с червячными колесами рекомендовано устанавливать конические роликовые подшипники. Их можно размещать и на валах с цилиндрическими косозубыми передачами, если валы не имеют большой длины и есть трудности в размещении крышек подшипников. Можно принимать шариковые радиально-упорные подшипники, которые больше по габаритам, но менее чувствительны к осевой регулировке колес. Параметры подшипников впоследствии могут быть уточнены.

В рассматриваемом случае выбираем подшипники радиально-упорные шариковые средней серии 36313 с углом $\alpha = 12^\circ$ (табл. Е.2). Их размеры: внутренний диаметр $d_n = 65$ мм, наружный диаметр $D_n = 140$ мм, ширина $b_n = 33$ мм.

4.3. Определяем длины участков вала:

– длина участка под размещение колеса l_k равна ширине колеса b_w и длине дополнительного участка l_{don} под размещение стопорного кольца и (или) ступицы увеличенной ширины (см. рис. 2.8). Принимаем $l_{don} = 10$ мм. Получаем $l_k = b_w + l_{don} = 58 + 10 = 68$ мм;

- для обеспечения симметричности приложения реакций опор относительно колеса принимаем длину буртика $l_{\delta} = l_{\text{дон}} = 10$ мм;
- длины участков под подшипники равны ширине подшипников $b_n = 33$ мм;
- длину выходного участка вала l_m определяем по табл. 8.2. При $d_m = 60$ мм принимаем $l_m = 105$ мм (короткое исполнение);
- длины промежуточных участков предварительно принимаем $l_{np1} = l_{np2} = l_{np3} = 20$ мм.

Вышеприведенное определение размеров вала (особенно длин его участков) является предварительным и необходимо для дальнейшего рассмотрения примера. Окончательно размеры вала уточняем с учетом компоновки редуктора после расчета всех его передач.

5. Составляем расчетные схемы вала как балки, расположенной на двух опорах с приложением сил, действующих на вал в горизонтальной (рис. 8.1, б) и вертикальной (рис. 8.1, в) плоскостях.

В горизонтальной плоскости действуют силы F_t и F_M , направленные в разные стороны (худший случай).

В вертикальной плоскости действуют радиальная сила F_r и изгибающий момент M_a от действия осевой силы F_a . Линия действия силы F_a перенесена на ось вала.

Точкой приложения сил F_t , F_r и F_a является точка C – середина участка вала, на котором устанавливается зубчатое колесо. Вследствие параллельного переноса вектора силы F_a возникает пара сил с моментом M_a , месторасположение которой в вертикальной плоскости не имеет значения.

В местах установки подшипников (опор) наблюдаются реакции в горизонтальной (R_A^c и R_B^c) и вертикальной (R_A^e и R_B^e) плоскостях. При использовании радиальных подшипников они прилагаются посередине участков, где размещены подшипники (в точках A и B).

При использовании радиально-упорных подшипников точка приложения реакции смещается. Величина смещения определяется по табл. 8.3. Параметры, входящие в формулы, – см. на схемах в табл. Е.2 и Е.3.

В рассматриваемом случае для шариковых радиально-упорных подшипников ($d = d_n = 65$ мм, $B = b_n = 33$ мм, $\alpha = 12^\circ$) получаем

$$a = \frac{B + \frac{d+B}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}{2} = \frac{33 + \frac{65+33}{2} \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)}{2} = 25,4 \text{ мм.}$$

В вертикальной плоскости в точке A приложим горизонтальную реакцию X_A , считая условно, что левая опора шарнирно-неподвижная, а правая – шарнирно-подвижная. Шарнирно-неподвижной опорой следует считать ту, которая воспринимает осевую силу F_a от зубчатого колеса (или суммарную осевую силу, если косозубых колес на валу несколько). Например, на рис. 8.2 осевая сила направлена влево. Реакция радиально-упорных подшипников



направлена от внутренней поверхности условного конуса, следовательно, осевую силу будет воспринимать левая опора A и именно она будет шарнирно-неподвижной.

Табл. 8.3. Определение точки приложения реакций подшипников

Радиально-упорные шариковые подшипники (см. табл. Е.2)		Конические роликоподшипники (см. табл. Е.3)	
Формула	Схема	Формула	Схема
$a = \frac{B + \frac{d+B}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}{2}$		$a = \frac{T}{2} + \frac{(d+D) \cdot e}{6}$	

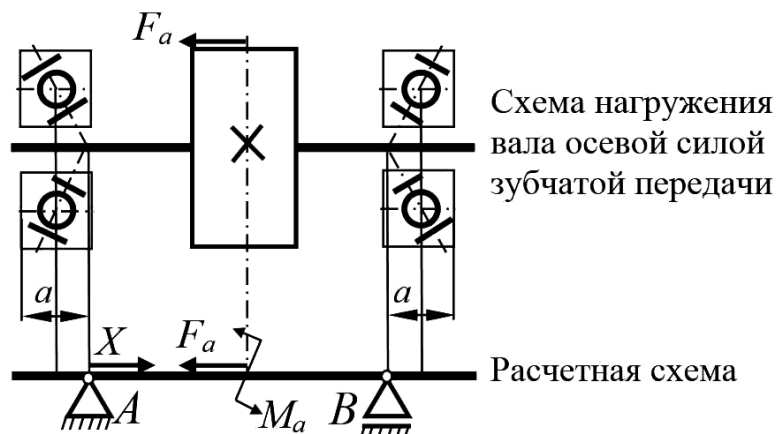


Рис. 8.2. К определению шарнирно-неподвижной опоры: X – осевая реакция опоры

Вопрос, куда направлена осевая сила, является достаточно сложным. Это зависит от направления линии наклона зубьев у колес в зацеплении и от направления вращения шестерни (см. рис. 2.1). Если данные обстоятельства известны, то рекомендуется составить пространственную силовую схему редуктора с разнесенными валами и поочередно указать направления вращения валов, вращающих моментов. При этом следует иметь в виду, что для шестерни направления угловой скорости и момента совпадают, а для колеса – противоположны. Далее указать направления сил для колеса и шестерни по образцу, приведенному на рис. 2.1, начиная от быстроходных передач, получив требуемую картину для тихоходной передачи и тихоходного вала.

В рассматриваемом случае принимаем направление осевой силы влево и шарнирно-неподвижную левую опору, как и на рис. 8.2.

6. Определяем реакции в опорах из условий равновесия (сумма моментов сил равна нулю относительно одной и второй опор).

6.1. Находим реакции опор в *горизонтальной* плоскости (см. рис. 8.1, б).

В *горизонтальной* плоскости сумма моментов относительно точки *A* равна нулю:

$$\sum M_A^z = 0: -F_t \cdot a_1 + R_B^z \cdot (a_1 + a_2) + F_M \cdot (a_1 + a_2 + a_3) = 0.$$

$$R_B^z = \frac{F_t \cdot a_1 - F_M \cdot (a_1 + a_2 + a_3)}{a_1 + a_2} = \frac{7106 \cdot 66,6 - 7389 \cdot (66,6 + 66,6 + 97,9)}{66,6 + 66,6} = -9267 \text{ Н.}$$

В *горизонтальной* плоскости сумма моментов относительно точки *B* равна нулю:

$$\sum M_B^z = 0: -R_A^z \cdot (a_1 + a_2) + F_t \cdot a_2 + F_M \cdot a_3 = 0.$$

$$R_A^z = \frac{F_t \cdot a_2 + F_M \cdot a_3}{a_1 + a_2} = \frac{7106 \cdot 66,6 + 7389 \cdot 97,9}{66,6 + 66,6} = 8984 \text{ Н.}$$

В качестве проверки записываем уравнение равенства нулю суммы всех сил на ось *OY* в *горизонтальной* плоскости:

$$\sum F_y^z = 0: R_A^z + R_B^z - F_t + F_M = 8984 - 9267 - 7106 + 7389 = 0. \text{ Верно.}$$

Погрешность округлений, не превышающую 0,5 Н, можно считать допустимой.

6.2. Находим реакции опор в *вертикальной* плоскости (см. рис. 8.1, в).

В *вертикальной* плоскости сумма моментов относительно точки *A* равна нулю:

$$\sum M_A^e = 0: -F_r \cdot a_1 + R_B^e \cdot (a_1 + a_2) + M_a = 0.$$

$$R_B^e = \frac{F_r \cdot a_1 - M_a \cdot 10^3}{a_1 + a_2} = \frac{2669 \cdot 66,6 - 233,24 \cdot 10^3}{66,6 + 66,6} = -416,55 \text{ Н.}$$

Момент M_a подставляем в ньютон-миллиметрах (умножаем на 10^3), а длины участков – в миллиметрах, чтобы снизить погрешность вычислений.

В *вертикальной* плоскости сумма моментов относительно точки *B* равна нулю:

$$\sum M_B^e = 0: -R_A^e \cdot (a_1 + a_2) + F_r \cdot a_2 + M_a = 0.$$



$$R_A^e = \frac{F_r \cdot a_2 + M_a \cdot 10^3}{a_1 + a_2} = \frac{2669 \cdot 66,6 + 233,24 \cdot 10^3}{66,6 + 66,6} = 3086 \text{ Н.}$$

В качестве проверки записываем уравнение равенства нулю суммы всех сил на ось OY в вертикальной плоскости:

$$\sum F_y^e = 0: R_A^e + R_B^e - F_r = 3086 - 416,55 - 2669 = 0,45 \approx 0. \text{ Верно.}$$

Из уравнения $\sum F_x^e = 0$ $R_{Ax}^e = F_a = 1822 \text{ Н.}$

6.3. Находим модули суммарных радиальных реакций опор:

$$R_A = \sqrt{(R_A^z)^2 + (R_A^e)^2} = \sqrt{8984^2 + 3086^2} = 9499 \text{ Н;}$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^z)^2 + (R_B^e)^2} = \sqrt{(-9267)^2 + (-416,55)^2} = 9276 \text{ Н.}$$

7. Строим эпюры изгибающих и крутящих моментов (рис. 8.1, *г-ж*) по узловым точкам.

Эпюру изгибающих моментов в *горизонтальной* плоскости (расчетная схема на рис. 8.1, *б*) строим следующим образом. Положительные значения откладываем на сжатых волокнах. В крайних точках вала A и D изгибающий момент равен нулю. Если расчет вести от опоры A (слева направо), то момент в точке C будет возникать от действия реакции R_A^z . Его модуль

$$M_C^z = R_A^z \cdot a_1 = 8984 \cdot 66,6 \cdot 10^{-3} = 598,32 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Далее расчет ведем от середины выходного участка вала (точки D) справа налево. Сила F_M создаст момент в точке B

$$M_B^z = F_M \cdot a_3 = 7389 \cdot 97,9 \cdot 10^{-3} = 723,38 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Соединив четыре узловые точки отрезками, получим эпюру изгибающих моментов, действующих на вал в горизонтальной плоскости (см. рис. 8.1, *г*).

При построении эпюры изгибающих моментов в *вертикальной* плоскости (расчетная схема на рис. 8.1, *в*) нужно учесть, что выходной конец вала не нагружен, поэтому расчет ведем от опоры A (слева направо) и от опоры B (справа налево), определяя момент в точке C :

$$M_{C'}^e = R_A^e \cdot a_1 = 3086 \cdot 66,9 \cdot 10^3 = 205,5 \text{ Н} \cdot \text{м;}$$

$$M_{C''}^e = R_B^e \cdot a_2 = (-416,55) \cdot 66,9 \cdot 10^3 = -27,74 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости аналогичным образом (см. рис. 8.1, *д*) по узловым точкам.



Несовпадение значений моментов в точке C при расчете от опоры A и от опоры B не случайно. В качестве проверки определяем разницу этих значений: $205,5 - (-27,74) = 233,24 \text{ Н} \cdot \text{м}$, что соответствует моменту M_a , рассчитанному по формуле (8.2) с учетом единиц измерения и погрешности вычислений.

Строим суммарную эпюру изгибающих моментов (см. рис. 8.1, *е*). Момент снова определяем в каждой из четырех точек как геометрическую сумму моментов в этих точках в горизонтальной и вертикальной плоскостях:

$$M_A = \sqrt{(M_A^z)^2 + (M_A^y)^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_C = \sqrt{(M_C^z)^2 + (M_C^y)^2} = \sqrt{598,32^2 + 205,5^2} = 632,63 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_B = \sqrt{(M_B^z)^2 + (M_B^y)^2} = \sqrt{723,38^2 + 0^2} = 723,38 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_D = \sqrt{(M_D^z)^2 + (M_D^y)^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При подстановке момента в точке C в вертикальной плоскости можно подставить только максимальное значение.

Изменение суммарного момента вдоль оси вала нелинейное, поэтому узловые точки соединяем кривыми дугообразной формы (условно обозначаемыми квадратичные зависимости).

Эпюра вращающих моментов (см. рис. 8.1, *ж*) имеет форму прямоугольника. Момент передается от шестерни, установленной на предыдущем валу, на колесо (в точке C) и далее – на полумуфту (в точке D). Величина момента на участке CD $T = 873,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

8. Определяем опасное сечение (опасные сечения).

Опасным является то сечение, где действуют максимальные значения суммарного изгибающего и вращающего моментов. Как правило, это сечения в точках B и C . Кроме моментов, на установление опасного сечения оказывает влияние диаметр вала.

Бывает так: наибольший суммарный изгибающий момент действует в сечении под колесом (точка C), а в сечении под подшипником (точка B) его значение меньше. Вращающие моменты в данных сечениях равны T . В этом случае опасными являются оба сечения, т. к. несмотря на то, что в точке B действует меньший суммарный изгибающий момент, диаметр вала там также меньше.

В данном случае достаточно проверить только сечение в точке B , где суммарный изгибающий момент является максимальным, а диаметр вала меньше, чем в сечении с точкой C . Поэтому, если прочность вала в сечении под подшипником будет обеспечена, она также заведомо будет обеспечена в сечении под колесом.

Таким образом, в опасном сечении изгибающий момент $M_u = 723,38 \text{ Н} \cdot \text{м}$, вращающий момент $T = 873,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$.



9. Определяем напряжения изгиба и кручения.

Напряжения изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_u \cdot 10^3}{0,1 \cdot d^3} = \frac{723,38 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 65^3} = 26,34 \text{ МПа}, \quad (8.4)$$

где d – диаметр вала в опасном сечении ($d = d_n$), мм.

Напряжения кручения

$$\tau = \frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot d^3} = \frac{873,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 65^3} = 15,9 \text{ МПа}. \quad (8.5)$$

10. Определяем пределы выносливости, прочности и составляющие действующих напряжений.

Пределы выносливости по напряжениям изгиба σ_{-1} , кручения τ_{-1} и предел прочности по напряжениям кручения τ_B определяем по следующим зависимостям:

$$\sigma_{-1} \approx 0,4 \cdot \sigma_B = 0,4 \cdot 750 = 300 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} \approx 0,2 \cdot \sigma_B = 0,2 \cdot 750 = 150 \text{ МПа}; \quad (8.6)$$

$$\tau_B \approx 0,6 \cdot \sigma_B = 0,6 \cdot 750 = 450 \text{ МПа},$$

где σ_B – предел прочности материала, МПа. Для стали 45 $\sigma_B = 750$ МПа (см. табл. 2.3).

Амплитудные и средние составляющие действующих напряжений

$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \sigma_u = 26,34 \text{ МПа}; \quad (8.7)$$

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot \tau = 0,5 \cdot 15,9 = 7,95 \text{ МПа}.$$

11. Находим коэффициенты, входящие в формулы для определения запасов сопротивления усталости.

Коэффициент (показатель степени) в формуле для расчета масштабного фактора при изгибе

$$v_1 = 0,19 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B = 0,19 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot 750 = 0,096. \quad (8.8)$$

При кручении

$$v_2 = 1,5 \cdot v_1 = 1,5 \cdot 0,096 = 0,144. \quad (8.9)$$



Масштабный фактор при изгибе

$$K_{d\sigma} = 0,5 \cdot \left(1 + \left(\frac{d}{7,5} \right)^{-2 \cdot v_1} \right) = 0,5 \cdot \left(1 + \left(\frac{65}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,096} \right) = 0,83, \quad (8.10)$$

где d – диаметр вала в опасном сечении, мм.

Масштабный фактор при кручении

$$K_{dt} = 0,5 \cdot \left(1 + \left(\frac{d}{7,5} \right)^{-2 \cdot v_2} \right) = 0,5 \cdot \left(1 + \left(\frac{65}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,144} \right) = 0,768. \quad (8.11)$$

Устанавливаем шероховатость поверхности вала $R_z = 3,2$ мкм, кроме поверхностей под колесо, подшипники и полумуфту, где $R_z = 1,6$ мкм. Коэффициент, учитывающий качество (шероховатость) поверхности по изгибу,

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \left(\lg \left(\frac{\sigma_B}{20} \right) - 1 \right) \cdot \lg(R_z) = 1 - 0,22 \cdot \left(\lg \left(\frac{750}{20} \right) - 1 \right) \cdot \lg(1,6) = 0,974. \quad (8.12)$$

Если $R_z \leq 1,0$ мкм, необходимо принимать $K_{F\sigma} = 1,0$.

Коэффициент, учитывающий качество (шероховатость) поверхности по кручению,

$$K_{Ft} = 0,575 \cdot K_{F\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,974 + 0,425 = 0,985. \quad (8.13)$$

Определяем эффективные коэффициенты концентрации напряжений по изгибу K_σ и кручению K_t . Они зависят от вида концентраторов напряжений в опасном сечении. Возможны несколько вариантов.

Случай 1. Если исследуется сечение вала, где с натягом установлена какая-нибудь деталь (зубчатое колесо, шкив, полумуфта и др.), то определяется отношение

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3, \quad (8.14)$$

где K_1 – коэффициент, $K_1 = 0,38 + 1,48 \cdot \lg(d)$, если $d < 150$ мм, $K_1 = 3,6$ при $d \geq 150$ мм; K_2 – коэффициент, $K_2 = 0,305 + 0,0014 \cdot \sigma_B$; K_3 – коэффициент, $K_3 = 0,65 + 0,014 \cdot p$, если $p \leq 25$ МПа, $K_3 = 1$ при $p > 25$ МПа.

Давление p должно определяться исходя из прочности прессового соединения. Предварительно можно считать, что $p > 25$ МПа, если передаваемый момент $T \geq 900$ Н·м.

При изгибе отношение (8.14)

$$\frac{K_t}{K_{dt}} = 0,6 \cdot \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}. \quad (8.15)$$



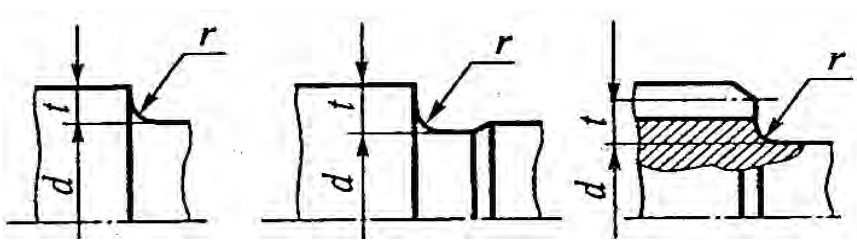
Случай 2. Если исследуется сечение вала, где имеется *ступенчатый галтельный переход*, то эффективные коэффициенты концентрации напряжений по изгибу K_σ и кручению K_τ определяются по табл. 8.4.

Случай 3. Если исследуется сечение вала, где имеется *шпоночный паз*, то коэффициенты K_σ и K_τ определяются по табл. 8.5.

Случай 4. Если исследуется сечение вала, где имеются *шлицевые пазы или резьба*, то коэффициенты K_σ и K_τ определяются по табл. 8.6.

Если на валу имеются несколько концентраторов напряжений (случай 1 – случай 4), то в качестве K_σ и K_τ устанавливаются максимальные значения этих коэффициентов.

Табл. 8.4. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для ступенчатых галтельных переходов



$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}$	K_σ				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	1,7	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	2,4

Табл. 8.5. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для шпоночных пазов

σ_B , МПа	K_σ		K_τ
	Паз выполнен концевой фрезой	Паз выполнен дисковой фрезой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,6	1,9	2,4

Табл. 8.6. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для шлицевых и резьбовых участков валов

σ_B , МПа	K_σ		K_τ		
	для шлицев	для резьбы	для прямобочных шлицев	для эвольвентных шлицев	для резьбы
500	1,45	1,8	2,25	1,45	1,35
700	1,6	2,2	2,45	1,5	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,1
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,35

В рассматриваемом примере для сечения B под подшипником (см. рис. 8.1, a) имеем один концентратор напряжений – ступенчатый галтельный переход (случай 2). По табл. 8.2 принимаем радиус галтели $r = 2,5$ мм при диаметре вала $d_n = 65$ мм. По данным табл. 8.4, с учетом рис. 8.1, a , имеем

$$t = 0,5 \cdot (d_{np2} - d_n) = 0,5 \cdot (67 - 65) = 1 \text{ мм.}$$

Так как радиус галтели r не может быть больше, чем перепад высот ступеней t , принимаем нестандартное значение $r = 0,5$ мм. Отношения $t/r = 2$, $r/d = 0,5/65 = 0,008$. По табл. 8.4 получаем ориентировочно $K_\sigma = 1,61$ и $K_\tau = 1,41$.

Определяем коэффициент, учитывающий наличие поверхностного упрочнения, по табл. 8.7.

Табл. 8.7. Коэффициент, учитывающий наличие поверхностного упрочнения

Способ упрочнения поверхности	K_V		
	$K_\sigma = 1$	$K_\sigma = 1,1 \dots 1,5$	$K_\sigma \geq 1,8$
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...3,0
Обработка 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

Если поверхностное упрочнение отсутствует (как в рассматриваемом случае), $K_V = 1,0$.

Определяем коэффициенты концентрации напряжений в опасном сечении при изгибе и кручении соответственно:

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1}{K_V} = \frac{1,61 + \frac{1}{0,974} - 1}{1} = 1,966; \quad (8.16)$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_\tau + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1}{K_V} = \frac{1,41 + \frac{1}{0,985} - 1}{1} = 1,851. \quad (8.17)$$



Коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости по изгибу и кручению,

$$\begin{aligned}\psi_{\sigma} &= 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 750 = 0,17; \\ \psi_{\tau} &= 0,5 \cdot \psi_{\sigma} = 0,5 \cdot 0,17 = 0,085.\end{aligned}\quad (8.18)$$

12. Определяем запасы сопротивления усталости.

Запас сопротивления усталости при изгибе

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{300}{1,966 \cdot 26,34 + 0,17 \cdot 0} = 5,79. \quad (8.19)$$

Запас сопротивления усталости при кручении

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{150}{1,851 \cdot 7,95 + 0,085 \cdot 7,95} = 9,75. \quad (8.20)$$

Общий запас сопротивления усталости

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{5,79 \cdot 9,75}{\sqrt{5,79^2 + 9,75^2}} = 4,98 \geq [s] \approx 1,5, \quad (8.21)$$

где $[s]$ – минимальный допускаемый запас сопротивления усталости.

Усталостная прочность вала обеспечена.

8.2.3. Расчет вала на статическую прочность и жесткость

При статических перегрузках напряжения, рассчитанные по формулам (8.4) и (8.5), удваиваются:

$$\sigma_u = 26,34 \cdot 2 = 52,68 \text{ МПа}; \quad \tau = 15,9 \cdot 2 = 31,8 \text{ МПа}.$$

Допускаемые значения напряжений принимаем

$$[\sigma] = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 450 = 360 \text{ МПа}, \quad (8.22)$$

где σ_T – предел текучести материала вала. Для улучшенной стали 45 по табл. 2.3 $\sigma_T = 450$ МПа.

Проверяем условие статической прочности при перегрузках, вычисляя эквивалентные напряжения:

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_u^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{52,68^2 + 3 \cdot 31,8^2} = 76,22 \text{ МПа} \leq [\sigma]. \quad (8.23)$$



Условие статической прочности выполняется.

Проверяем жесткость вала. Опасным является прогиб вала под колесом.
Момент инерции

$$J = \frac{\pi \cdot d_{\kappa}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 68^4}{64} = 105 \cdot 10^4 \text{ мм}^4. \quad (8.24)$$

Прогиб в горизонтальной плоскости от силы F_t

$$y_{\Gamma} = \frac{F_t \cdot a_1^2 \cdot a_2^2}{3 \cdot E \cdot J \cdot (a_1 + a_2)} = \frac{7106 \cdot 66,6^2 \cdot 66,6^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 105 \cdot 10^4 \cdot (66,6 + 66,6)} = 1,587 \cdot 10^{-3} \text{ мм}. \quad (8.25)$$

Прогиб в вертикальной плоскости от силы F_r

$$y_B = \frac{F_r \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot J \cdot (a + b)} = \frac{2669 \cdot 66,6^2 \cdot 66,6^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 105 \cdot 10^4 \cdot (66,6 + 66,6)} = 0,596 \cdot 10^{-3} \text{ мм}. \quad (8.26)$$

Прогиб в вертикальной плоскости от силы F_r

$$y_M = \frac{F_M \cdot a_3 \cdot a_1 \cdot ((a_1 + a_2)^2 - a_1^2)}{6 \cdot E \cdot J \cdot (a_1 + a_2)} =$$

$$= \frac{7389 \cdot 97,9 \cdot 66,6 \cdot ((66,6 + 66,6)^2 - 66,6^2)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 105 \cdot 10^4 \cdot (66,6 + 66,6)} = 3,638 \cdot 10^{-3} \text{ мм}. \quad (8.27)$$

Формулы для определения прогибов для различных сечений и способов нагружения вала приведены в [1, табл. 15.5].

Момент M_a прогиб в сечении под колесом не создает.

Суммарный максимально возможный прогиб

$$y = \sqrt{y_{\Gamma}^2 + y_B^2} + y_M =$$

$$= \sqrt{(1,587 \cdot 10^{-3})^2 + (0,596 \cdot 10^{-3})^2} + 3,638 \cdot 10^{-3} = 5,333 \cdot 10^{-3} \text{ мм}. \quad (8.28)$$

Допускаемый прогиб можно ориентировочно определить по формуле

$$[y] = 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 2 = 0,02 \text{ мм}, \quad (8.29)$$

где m – модуль зубчатой передачи, $m = 2$ мм (см. табл. 2.9).

Так как $y = 0,005333 \text{ мм} \leq [y] = 0,02 \text{ мм}$, жесткость вала обеспечена.

8.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить суммарные реакции подшипниковых опор A и B вала, схема которого показана на рис. 8.3. Зубчатое колесо, закрепленное на валу, расположено симметрично относительно опор. Вращающий момент, действующий на вал, $T = 1100 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Зубчатое колесо имеет следующие параметры: модуль $m = 2 \text{ мм}$, число зубьев $z = 32$, угол наклона зубьев $\beta = 0^\circ$. Материал вала – сталь 45, термообработка – нормализация.

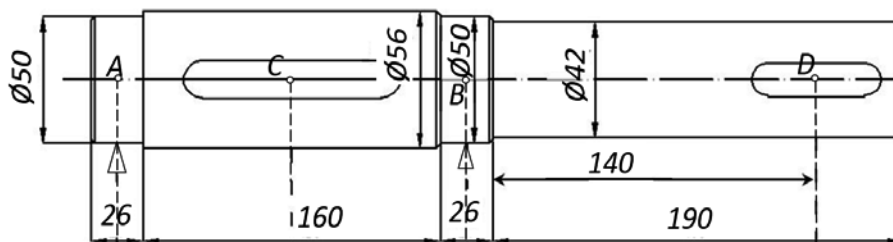


Рис. 8.3. Схема вала к задаче 1

Задача 2. На валу с помощью призматической шпонки без натяга установлено зубчатое колесо. Рассчитать вал на усталостную прочность в сечении под колесом. Диаметр вала в сечении $d_k = 68 \text{ мм}$. По результатам предварительных расчетов установлено, что в рассматриваемом сечении действуют напряжения изгиба $\sigma_u = 54 \text{ МПа}$ и кручения $\tau = 20 \text{ МПа}$. Материал вала – сталь 45, улучшенная.

Задача 3. Рассчитать вал одноступенчатого червячного редуктора, изготовленного из стали 40Х (улучшение до твердости 240 НВ), на статическую прочность и жесткость. Опасным является сечение под правым подшипником, где действует максимальный изгибающий момент $M_u = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Диаметр вала в этом сечении $d_n = 60 \text{ мм}$. На валу установлено червячное зубчатое колесо (модуль $m = 4 \text{ мм}$, число зубьев $z = 40$). Известно окружное усилие на колесе $F_{r2} = 1200 \text{ Н}$.

Задача 4. Определить реакции опор выходного вала редуктора, схема которого показана на рис. 8.4, и построить эпюры изгибающих и вращающего моментов. На валу действует вращающий момент $T = 560 \text{ Н} \cdot \text{м}$, передаваемый на коническую шестерню открытой прямозубой конической передачи с передаточным числом $u = 2$, средним модулем $m_m = 3 \text{ мм}$ и числом зубьев $z = 29$. Прямозубое цилиндрическое колесо тихоходной передачи редуктора имеет модуль $m = 2,5 \text{ мм}$ и число зубьев $z = 72$.

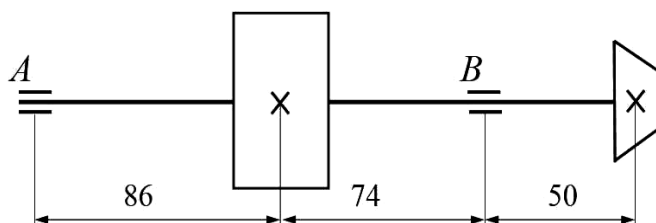


Рис. 8.4. Схема вала к задаче 4

9. ПОДБОР И РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены подшипники? Какие они бывают по виду трения?
2. В чем преимущества и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?
3. Из каких основных элементов состоит радиальный подшипник качения? Для чего нужен сепаратор?
4. Как классифицируются подшипники качения?
5. На какие типы подразделяются подшипники качения по воспринимаемой нагрузке? Какую нагрузку воспринимает радиально-упорный подшипник? Упорный?
6. Обоснуйте выбор подшипников приводных валов.
7. Как подбирают подшипники (по каким параметрам)? Какие параметры определяют при проверочном расчете подобранного подшипника?
8. Назовите основные принципы маркировки подшипников.

9.1. Краткие теоретические сведения

Подшипники – опоры для вращающихся осей и валов. В зависимости от вида трения они подразделяются на подшипники качения и скольжения. В подшипниках качения трение скольжения заменено трением качения, которое сопровождается меньшими потерями мощности (у подшипников качения высокий КПД). Они хорошо работают в режиме частых пусков и остановок. Недостатки: увеличенные радиальные размеры; шум; плохая восприимчивость к ударным нагрузкам. Из-за больших сил инерции неработоспособны при очень высоких скоростях вращения, а также в агрессивных средах.

Радиальный подшипник качения состоит из внутреннего кольца 1, наружного кольца 2, тел качения 3 и сепаратора 4 (рис. 9.1). Сепаратор предназначен для разделения тел качения и обеспечения постоянного расстояния между их центрами.

По виду тел качения подшипники качения подразделяются на шариковые и роликовые, в т. ч. игольчатые. По числу рядов – однорядные и многорядные. По габаритам при одинаковом внутреннем диаметре – на серии: сверхлегкую, особо легкую, легкую, среднюю и тяжелую. По ширине подшипника – узкие, нормальные, широкие и особо широкие. Согласно ГОСТ 520–2002 существуют девять классов точности подшипников качения. В порядке увеличения класса: 8, 7, 0 (нормальный), 6X, 6, 5, 4, Т, 2.

По воспринимаемой нагрузке подшипники подразделяются на *радиальные* (воспринимают, в основном, радиальную нагрузку, а могут – и часть осевой), *радиально-упорные* (воспринимают, в основном, радиальную нагрузку и значительную часть осевой), *упорно-радиальные* (воспринимают, в основном, осевую



нагрузку, а могут – и незначительную часть радиальной) и *упорные* (воспринимают только осевую нагрузку).

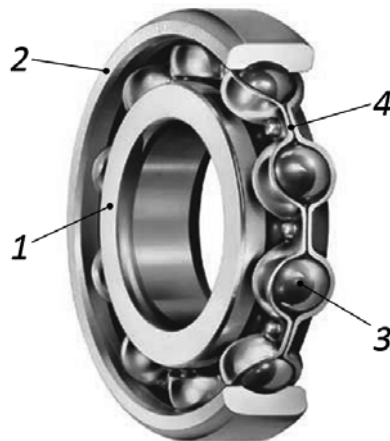


Рис. 9.1. Шариковый радиальный подшипник качения

Для приводных валов часто применяют сферические радиальные двухрядные шариковые подшипники (рис. 9.2, *а*). Благодаря внутренним сферическим поверхностям колец (обойм) они позволяют валу самоустанавливаться, компенсируя таким образом погрешности сборки и монтажа подшипниковых опор. Для этих же целей используют двухрядные подшипники с бочкообразными роликами (рис. 9.2, *б*).

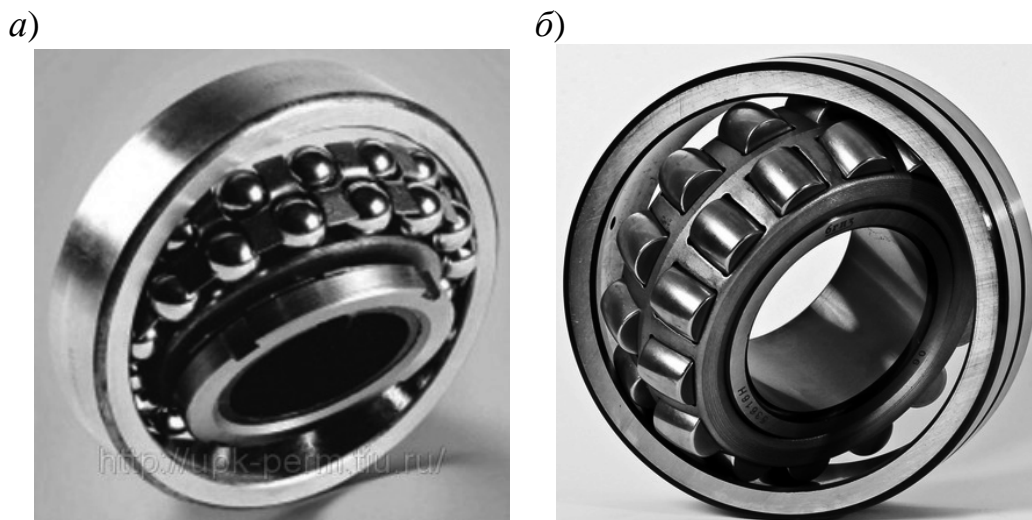


Рис. 9.2. Самоустанавливающиеся сферические двухрядные подшипники качения: *а* – шариковый; *б* – роликовый

Подшипники подбирают по диаметру вала в зависимости от характера и величины действующих сил. Определяют статическую и динамическую грузоподъемность, сравнивая с табличными значениями (допускаемыми). Расшифровывать обозначение подшипника качения нужно справа налево. Последние две цифры указывают на диаметр отверстия. Значение диаметра отверстия (≥ 20 мм) получают, умножив двузначное число (две последние цифры в обо-

значении) на пять. Третья цифра справа – серия подшипника, четвертая – его тип. Если тип подшипника нулевой, цифра «0» может не проставляться.

9.2. Пример решения задачи

9.2.1. Исходные данные

В примере расчета тихоходного вала редуктора (подраздел 8.2) были подобраны подшипники радиально-упорные шариковые 36313 с углом $\alpha = 12^\circ$ (см. табл. Е.2). Внутренний диаметр $d_n = 65$ мм, наружный диаметр $D_n = 140$ мм, ширина $b_n = 33$ мм. Необходимо обосновать выбор подшипников и проверить на статическую и динамическую грузоподъемность. Нагрузка с умеренными толчками, температура подшипника не превышает 100°C .

Из примера расчета привода (подраздел 1.2, табл. 1.4) частота вращения тихоходного вала редуктора (вала IV) $n = 16,71$ мин⁻¹.

Из примера расчета тихоходной передачи редуктора (пункт 2.2.1, исходные данные) ресурс привода $t_\Sigma = 20400$ ч определен по формуле (2.6). Режим нагружения средний равновероятный (режим II по табл. 2.5), допускается трехкратная перегрузка (согласно исходным данным в пункте 2.2.1). Осевая сила, действующая в зубчатом зацеплении, определена по формуле (2.1) и приведена в пункте 2.2.4 после формулы (2.36): $F_a = 1822$ Н.

Из примера расчета вала (подраздел 8.2, п. 6.3) суммарные радиальные реакции опор $R_A = 9499$ Н, $R_B = 9276$ Н.

9.2.2. Алгоритм расчета подшипника

Для выбранного подшипника 36313 уточняем по справочным данным (см. табл. Е.2) паспортные (базовые) значения динамической грузоподъемности $C = 94,1$ кН, статической грузоподъемности $C_0 = 83,2$ кН.

Отношение осевой силы к базовой статической грузоподъемности

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1822}{83200} = 0,022. \quad (9.1)$$

Интерполируя данные из табл. 9.1, находим

$$e = 0,22 - \frac{(0,22 - 0,19) \cdot (0,022 - 0,014)}{0,028 - 0,014} = 0,203.$$

Осевые составляющие реакций от радиальных нагрузок

$$S_A = e \cdot R_A = 0,203 \cdot 9499 = 1928 \text{ Н}; \quad (9.2)$$

$$S_B = e \cdot R_B = 0,203 \cdot 9276 = 1883 \text{ Н}. \quad (9.3)$$



Табл. 9.1. К определению параметров X , Y и e

Тип подшипника	α , град	F_a/C_0	$F_a/(V \cdot F_r) \leq e$		$F_a/(V \cdot F_r) > e$		e
			X	Y	X	Y	
Радиальный шариковый однорядный	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	1,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,00	0,44
Радиально-упорный шариковый однорядный	12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,11				1,22	0,45
		0,17				1,13	0,48
		0,29				1,14	0,52
		0,43				1,01	0,54
	0,57	1,00	0,54				
	26	—	1	0	0,41	0,87	0,68
36	—	1	0	0,37	0,66	0,95	
Роликовый конический однорядный	—	—	1	0	0,4	$0,4 \cdot \operatorname{ctg}(\alpha)$	$1,5 \cdot \operatorname{ctg}(\alpha)$

Вычисляем осевые нагрузки на опоры. Рассмотрим схему нагружения подшипников (рис. 9.3). Она будет являться развитием схемы на рис. 8.2, используемой при расчете вала, с учетом принятого направления осевой силы к опоре A . При этом для расчета подшипников нужно учесть, что осевые силы возникают в обеих опорах.

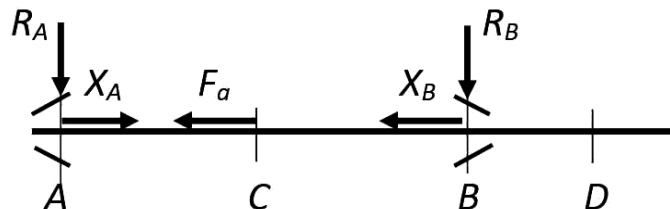


Рис. 9.3. Схема нагружения подшипниковых опор

Из условия равновесия сил, действующих вдоль оси вала,

$$X_A - F_a - X_B = 0. \quad (9.4)$$

Радиальные силы R_A и R_B , действующие на радиально-упорные подшипники, вызывают возникновение в них внутренних осевых сил S_A и S_B соответственно. Необходимо выполнение условий

$$X_A \geq S_A; \quad X_B \geq S_B. \quad (9.5)$$

Изначально предположим, что в подшипнике в опоре B , менее нагруженном радиальными силами, $R_A > R_B$ и осевая сила будет минимальной: $X_B = S_B = 1883$ Н. Подставив это выражение в формулу (9.4), получаем

$$X_A = F_a + S_B = 1822 + 1883 = 3705 \text{ Н.}$$

Условия (9.5) выполняются: $3705 \geq 1928$; $1883 = 1883$. Значит, осевые реакции найдены верно.

Если условия (9.5) не выполняются, необходимо принять минимальное значение осевой реакции в другой опоре ($X_A = S_A$) и из уравнения (9.4) найти X_B . Следует также отметить, что схема нагружения (см. рис. 9.3) должна составляться для каждого конкретного вала. Например, в рассматриваемом случае подшипники установлены по схеме «О», т. е. конусами друг другу навстречу. Конические роликподшипники вала-шестерни конической передачи часто устанавливаются по схеме «Х» для повышения жесткости системы. Тогда направление реакций X_A и X_B изменится на противоположное.

Определяем коэффициент эквивалентности в зависимости от режима нагрузки по табл. 9.2.

Табл. 9.2. Коэффициент эквивалентности

Режим нагрузки	0	I	II	III	IV	V
K_E	1	0,8	0,63	0,56	0,5	0,4

Так как задан режим работы II, принимаем $K_E = 0,63$.

Определяем средние величины реакций опор:

$$X_{Am} = K_E \cdot X_A = 0,63 \cdot 3705 = 2334 \text{ Н;} \quad (9.6)$$

$$R_{Am} = K_E \cdot R_A = 0,63 \cdot 9499 = 5984 \text{ Н;} \quad (9.7)$$

$$X_{Bm} = K_E \cdot X_B = 0,63 \cdot 1883 = 1186 \text{ Н;} \quad (9.8)$$

$$R_{Bm} = K_E \cdot R_B = 0,63 \cdot 9276 = 5844 \text{ Н.} \quad (9.9)$$

Уточняем соотношение для левого подшипника (опора A), где действует осевая реакция (и как более нагруженного), по формуле



$$\frac{X_{Am}}{C_0} = \frac{2334}{83200} = 0,028. \quad (9.10)$$

Данное значение есть в табл. 9.1 (в столбце F_a/C_0). Ему соответствует значение $e = 0,22$.

Определяем коэффициент вращения колец V . Принимаем $V = 1$, если у подшипника вращается внутреннее кольцо, $V = 1,2$, если наружное. В рассматриваемом случае подшипники устанавливаются на вал по переходной посадке и внутреннее кольцо вращается вместе с валом. Наружное кольцо неподвижно, оно размещается в корпусе редуктора. Принимаем $V = 1$.

Находим следующее отношение:

$$\frac{X_{Am}}{V \cdot R_{Am}} = \frac{2334}{1 \cdot 5984} = 0,39. \quad (9.11)$$

Определяем коэффициенты X , Y по табл. 9.1. Сила F_a является осевой и в данном примере соответствует X_{Am} ; сила F_r радиальная и соответствует R_{Am} .

Имеем $e = 0,19$. При этом $F_a/(V \cdot F_r) = X_{Am}/(V \cdot R_{Am}) = 0,39 > e = 0,22$. Соответственно, $X = 0,56$, $Y = 1,99$.

Если полученное по формуле (9.10) отношение отличается от приведенных в табл. 9.1, поиск параметров Y и e осуществляем линейной интерполяцией (по примеру формулы (5.10)).

Если рассматриваем радиальные шариковые подшипники, установленные на валу, где не действуют осевые силы ($F_a = 0$), или отношение F_a/C_0 меньше имеющегося в табл. 9.1 ($< 0,014$), то $X = 1$, $Y = 0$.

Коэффициент безопасности принимаем $K_B = 1$ – при спокойной нагрузке, $K_B = 1,3 \dots 1,5$ – при умеренных толчках, $K_B = 1,3 \dots 1,5$ – при сильных ударах. В рассматриваемом случае (по исходным данным) $K_B = 1,4$.

Температурный коэффициент принимаем $K_T = 1$, если температура подшипника в процессе работы не превышает 100°C , $K_T = 1,05$ – при температуре 125°C , $K_T = 1,4$ – при температуре 250°C . В соответствии с исходными данными $K_T = 1$.

Определяем эквивалентную динамическую нагрузку, действующую на левый, более нагруженный подшипник:

$$\begin{aligned} P_r &= (X \cdot V \cdot R_{Am} + Y \cdot X_{Am}) \cdot K_B \cdot K_T = \\ &= (0,56 \cdot 1 \cdot 5984 + 1,99 \cdot 2334) \cdot 1,4 \cdot 1 = 11194 \text{ Н}. \end{aligned} \quad (9.12)$$

Коэффициент долговечности a_1 зависит от коэффициента надежности $P(t)$ и определяется по табл. 9.3. Значение коэффициента надежности $P(t) = 0,9$ считаем достаточным для инженерных расчетов.

Принимаем коэффициент долговечности $a_1 = 1$ при коэффициенте надежности $P(t) = 0,9$.



Табл. 9.3. К определению коэффициента долговечности

$P(t)$	0,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Определяем обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла, особенностей технологии производства, конструкции и условий эксплуатации a_{23} по табл. 9.4 (для обычных условий применения).

Табл. 9.4. К определению коэффициента a_{23}

Тип подшипника	a_{23}
Для шарикоподшипников (кроме сферических)	0,7...0,8
Для роликоподшипников цилиндрических, шарикоподшипников сферических двухрядных	0,5...0,6
Для роликоподшипников конических	0,6...0,7
Для роликоподшипников сферических двухрядных	0,3...0,4

Для рассчитываемых радиально-упорных шарикоподшипников примем среднее значение из рекомендуемого диапазона $a_{23} = 0,75$.

Ресурс подшипника (в миллионах оборотов)

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot t_{\Sigma}}{10^6} = \frac{60 \cdot 16,71 \cdot 20400}{10^6} = 20,453 \text{ млн. оборотов.} \quad (9.13)$$

Расчетная (потребная) *динамическая грузоподъемность*

$$C_p = P_r \cdot \sqrt[p]{\frac{L}{a_1 \cdot a_{23}}} = 11194 \cdot \sqrt[3]{\frac{20,453}{1 \cdot 0,75}} = 33694 \text{ Н,} \quad (9.14)$$

где p – показатель степени, который для шарикоподшипников принимается $p = 3$, для роликоподшипников $p = 3,33$.

Должно выполняться условие

$$C_p \leq C. \quad (9.15)$$

Данное условие выполняется: $C_p = 33,7 \text{ кН} \leq C = 94,1 \text{ кН}$, т. е. расчетная динамическая грузоподъемность не превышает базовую (паспортную), значит, динамическая грузоподъемность подшипника обеспечена.

Если условие не выполняется, необходимо подбирать подшипник другого типа или другой серии с большим значением C .

В рассматриваемом случае имеет место значительная недогрузка, в связи с чем делаем вывод, что можно было устанавливать подшипники не средней, а легкой серии. В данном примере перерасчет не производим.



С учетом трехкратной перегрузки проверяем подшипник 36313 по статической грузоподъемности.

Коэффициенты радиальной и осевой статических сил находим по табл. 9.5.

Табл. 9.5. К определению коэффициентов X_0 и Y_0

Тип подшипника	X_0	Y_0
Радиальные шарикоподшипники однорядные и двухрядные	0,6	0,5
Радиально-упорные шарикоподшипники	0,5	0,47 ($\alpha = 12^\circ$) 0,28 ($\alpha = 36^\circ$)
Конические и самоустанавливающиеся шарико- и роликоподшипники	0,5	$0,22 \cdot \text{ctg}(\alpha)$

Для рассматриваемого примера $X_0 = 0,5$, $Y_0 = 0,47$.

Определяем эквивалентную статическую нагрузку с учетом большей нагруженности левой опоры A . Используем максимальные, а не средние значения реакций.

$$P_0 = X_0 \cdot R_A + Y_0 \cdot X_A = 0,5 \cdot 9499 + 0,47 \cdot 3705 = 6491 \text{ Н.} \quad (9.16)$$

При этом должно выполняться условие $P_0 \geq R_A$, т. е. для дальнейших расчетов необходимо выбрать из двух значений P_0 и R_A максимальное. Данное условие не выполняется, поэтому принимаем $P_0 = R_A = 9499 \text{ Н}$.

С учетом трехкратной перегрузки $P_{0л} = 3 \cdot P_0 = 3 \cdot 9499 = 28500 \text{ Н}$.

Должно выполняться условие

$$P_{0л} \leq C_0. \quad (9.17)$$

Условие (9.17) выполняется: $28,5 \text{ кН} \leq 83,2 \text{ кН}$.

Статическая грузоподъемность подшипника обеспечена.

Особенности расчета упорных и упорно-радиальных подшипников. Для подшипников указанных типов в формулу (9.14) необходимо вместо P_r подставлять P_a . Это эквивалентная динамическая нагрузка, которая является постоянной центральной осевой силой при вращении одного из колец.

$$P_a = (X \cdot R_m + Y \cdot X_m) \cdot K_B \cdot K_T, \quad (9.18)$$

где R_m и X_m – средние значения радиальной и осевой сил, действующих на рассматриваемый подшипник.

При определении статической грузоподъемности следует принимать во внимание, что $P_0 = X$, где X – максимальная осевая сила, действующая на подшипник.



9.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Подобрать подшипники качения (средней серии) для вала червячного колеса с радиальными реакциями опор $R_A = 8000$ Н, $R_B = 9000$ Н. В червячном зацеплении действует осевая сила $F_a = 1100$ Н. Диаметр вала под подшипник $d_n = 50$ мм. Проверить подобранные подшипники по динамической грузоподъемности, если частота вращения вала $n = 100$ мин⁻¹, заданный ресурс $L = 30$ млн. оборотов, режим нагружения средний нормальный, нагрузка с умеренными толчками, рабочая температура подшипника 80 °С.

Задача 2. Проверить, обеспечена ли динамическая грузоподъемность радиального подшипника 209 с реакциями опор $R_A = 8200$ Н, $R_B = 9400$ Н. Частота вращения вала $n = 200$ мин⁻¹. Заданный ресурс привода – 5 лет, режим работы пятидневный, двухсменный, режим нагружения средний равновероятный. Нагрузка спокойная, без толчков, рабочая температура подшипника не выше 95 °С.

Задача 3. Подобрать подшипники качения (легкой серии) для вала с зубчатым косозубым колесом (нормальный модуль $m_n = 2$ мм, число зубьев $z = 60$). Угол наклона линии зуба $\beta = 12^\circ$. На вал с колесом действует вращающий момент $T = 500$ Н · м. Радиальные реакции опор $R_A = 9000$ Н, $R_B = 11000$ Н. Диаметр вала под подшипник $d_n = 60$ мм. Необходимо проверить подшипники по статической грузоподъемности.

Задача 4. Подобрать конические роликоподшипники средней серии для вала-шестерни конической зубчатой передачи, схема которого приведена на рис. 9.4. Диаметр вала под подшипники 40 мм. На вал действует осевая сила от зубчатого зацепления $F_a = 2132$ Н. Подшипники установлены по схеме «X», радиальные реакции составляют: $R_A = 8290$ Н, $R_B = 8290$ Н. Проверить подшипники по динамической грузоподъемности. Режим нагружения легкий. Нагрузка спокойная, без толчков, рабочая температура подшипника не выше 90 °С. Ресурс подшипника $L = 25$ млн. оборотов.

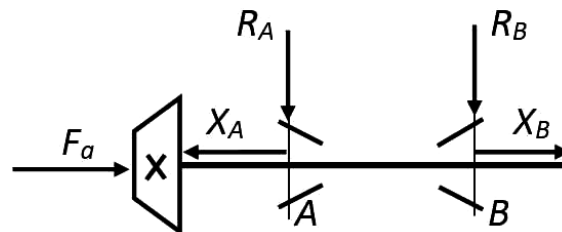


Рис. 9.4. Схема к задаче 4

Задача 5. Решить предыдущую задачу с теми же заданными значениями параметров. Учесть, однако, что в отличие от схемы на рис. 9.4 подшипники установлены по схеме «О» аналогично показанным на рис. 8.2 и 9.3.

10. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Контрольные вопросы

1. В чем преимущества и недостатки сварных соединений?
2. Назовите виды сварки и сварных соединений.
3. Какие бывают виды сварных швов? Назовите геометрические параметры углового шва.
4. По каким напряжениям рассчитывают различные виды сварных швов?
5. Почему не рекомендуют применять длинные фланговые швы?
6. От чего зависят допускаемые напряжения для сварных швов?
7. Назовите виды контактной сварки.

10.1. Краткие теоретические сведения

Сварные соединения – неразъемные, они распространены повсеместно. В настоящее время такие соединения практически вытеснили заклепочные благодаря следующим преимуществам: сварные соединения не увеличивают вес соединяемых деталей, процесс сварки имеет высокую производительность и низкую стоимость. Освоена сварка почти всех сталей, а также цветных сплавов и пластмасс. Недостатками являются температурные деформации деталей, трудность контроля шва, зависимость качества от квалификации сварщика (при ручной сварке). Сварные швы плохо сопротивляются динамическим и ударным нагрузкам. Существует множество видов сварки. Наиболее распространена электрическая сварка: дуговая и контактная.

Сварные соединения подразделяются на стыковые, нахлесточные и тавровые (рис. 10.1). Сварные швы бывают стыковые (рис. 10.1, *а*) и угловые (рис. 10.1, *б*, *в*).

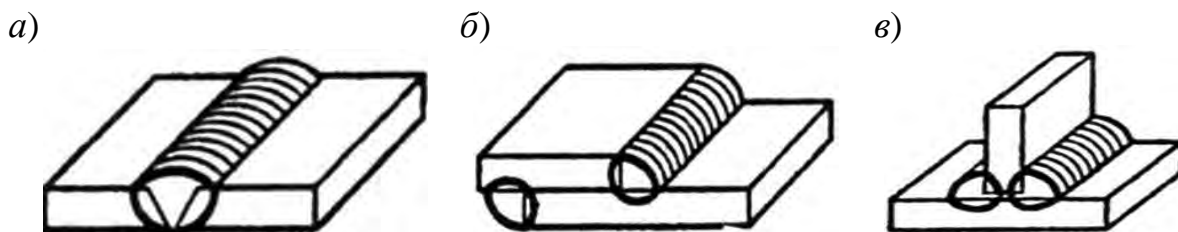


Рис. 10.1. Виды сварных соединений: *а* – стыковое; *б* – нахлесточное; *в* – тавровое

Стыковые соединения образуются, соответственно, с помощью стыковых швов. Нахлесточные – с помощью угловых швов. В нахлесточных соединениях швы также подразделяются на лобовые и фланговые. Тавровые соединения могут образовываться как угловыми, так и стыковыми швами.

При расчете стыковых соединений при действии растягивающей (сжимающей) силы F и изгибающего момента M определяют эквивалентные напряжения:

$$\sigma = \frac{F}{A} \pm \frac{M}{W} = \frac{F}{b \cdot \delta} \pm \frac{6 \cdot M}{b \cdot \delta^2} \leq [\sigma'], \quad (10.1)$$

где b – длина шва (ширина свариваемых деталей), мм; δ – толщина свариваемых деталей, мм; $[\sigma']$ – допускаемые напряжения для сварных соединений; A – площадь сечения шва; W – момент сопротивления сечения шва прямоугольной формы при действии пары сил в плоскости, перпендикулярной шву (если пара сил действует в плоскости расположения деталей, то $W = b^2 \cdot \delta/6$).

Если сила F вызывает растяжение, то напряжения в формуле (10.1) складываются, а если сжатие – вычитаются.

Нахлесточные и, как правило, тавровые соединения выполняются с помощью угловых швов. Основной параметр углового шва – его катет k . Условие прочности соединений угловыми швами в общем виде

$$\tau = \frac{F \cdot 10^3}{\beta \cdot k \cdot \Sigma l} \leq [\tau'], \quad (10.2)$$

где τ – напряжения в сварном шве, МПа; F – сдвигающая сила, Н; k – катет шва, мм. Принимают $k = \delta$, если $\delta \leq 20$ мм; β – коэффициент, зависящий от вида сварки ($\beta = 0,7$ – для ручной, в т. ч. газовой, и многопроходной автоматической сварки, $\beta = 0,8$ – для механизированной двух- и трехпроходной, $\beta = 1,1$ – для автоматической однопроходной); Σl – суммарная длина швов, мм; $[\tau']$ – допускаемые напряжения для сварных соединений, МПа.

Для фланговых швов существует ограничение по длине $30 \leq l_\phi \leq 50 \cdot k$. Это связано с тем, что при большой длине шва нагрузка распределяется неравномерно и некоторые его участки оказываются ненагруженными, а при малой длине прочность ограничивается дефектами на концах из-за зажигания и гашения дуги.

Допускаемые напряжения для швов $[\sigma']$ и $[\tau']$ определяют по табл. 10.1.

Табл. 10.1. Допускаемые напряжения для сварных швов при статической нагрузке [1]

Вид технологического процесса сварки	Допускаемое напряжение в швах, Н/мм ²		
	при растяжении [σ']	при сжатии [σ']	при срезе [τ']
Автоматическая под флюсом, ручная электродуговая электродами Э42А и Э50А, контактная стыковая	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,65 \cdot [\sigma]_p$
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50, газовая	$0,9 \cdot [\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,6 \cdot [\sigma]_p$
Контактная точечная и шовная	–	–	$0,5 \cdot [\sigma]_p$

Примечание. $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей при статических нагрузках, $[\sigma]_p = \sigma_T/s$. Для металлических конструкций запас прочности $s \approx 1,4 \dots 1,6$.



При контактной сварке соединение образуется за счет тепла, выделяемого в стыке при пропускании электрического тока через детали и их сдавливании. Контактная сварка применяется в серийном и массовом производствах. Она бывает точечная и шовная, а также стыковая.

10.2. Пример решения задачи

Рассчитать нахлесточное сварное соединение уголка с косынкой под действием растягивающей нагрузки $F = 200$ кН (рис. 10.2). Соединение должно быть сконструировано равнопрочным. Материал уголка и косынки – сталь Ст 3. Вид сварки – ручная дуговая электродом Э42.

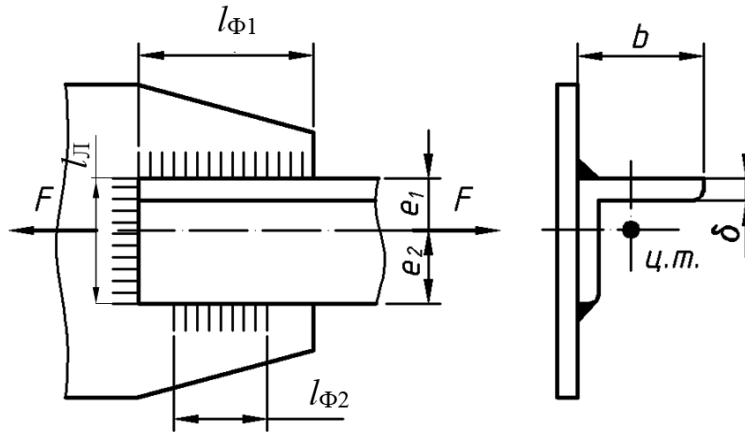


Рис. 10.2. Расчетная схема

Решение. Нахлесточное соединение образовано с помощью угловых швов, в которых действуют напряжения τ . Перед расчетом сварных швов необходимо рассчитать прочность основного материала соединяемых деталей.

По табл. 10.1 определяем допускаемое напряжение в материале соединяемых деталей:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{200}{1,5} = 133,3 \text{ МПа}, \quad (10.3)$$

где s – коэффициент запаса прочности, $s = 1,4 \dots 1,6$. Принимаем $s = 1,5$; σ_T – предел текучести материала. Для стали Ст 3 $\sigma_T = 200$ МПа (табл. 10.2).

По условию прочности на растяжение находим требуемую площадь сечения уголка:

$$A = \frac{F}{[\sigma]_p} = \frac{200 \cdot 10^3}{133,3 \cdot 10^6} = 0,0015 \text{ м}^2 = 15 \text{ см}^2. \quad (10.4)$$

По ГОСТ 8509–93 выбираем уголок с ближайшей большей рассчитанной площадью поперечного сечения: $A = 15,6 \text{ см}^2$ (уголок № 10 с размерами $100 \times 100 \times 8$), $b = 100$ мм, $\delta = 8$ мм, $e_1 = 27,5$ мм.

При этом $e_2 = b - e_1 = 100 - 27,5 = 72,5$ мм.

Табл. 10.2. Механические свойства некоторых машиностроительных материалов (без термообработки)

Материал	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
Ст 3 и Ст 10	340	200
20	400	240
35	500	300
45	600	360
35Х	800	640
30ХГСА	1000	900

Рассчитываем на прочность швы. Определяем допускаемые напряжения среза в швах (см. табл. 10.1):

$$[\tau'] = 0,6 \cdot [\sigma]_p = 0,6 \cdot 133,3 = 80 \text{ МПа.} \quad (10.5)$$

Записываем условие прочности для всех швов:

$$\tau = \frac{F}{\beta \cdot k \cdot \Sigma l} = \frac{F}{\beta \cdot k \cdot (l_{\phi_1} + l_{\phi_2} + l_n)} \leq [\tau'].$$

Определяем суммарную длину сварных швов по формуле (10.2) ($\beta = 0,7$, $k = 8$ мм согласно пояснениям к формуле (10.2)):

$$\Sigma l = \frac{F}{\beta \cdot k \cdot [\tau']} = \frac{200 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot 10^6} = 0,446 \text{ м} = 446 \text{ мм.}$$

Длина лобового шва равна длине полки уголка (см. рис. 10.2):
 $l_n = b = 100$ мм.

Тогда длина фланговых швов

$$l_{\phi_1} + l_{\phi_2} = \Sigma l - l_n = 446 - 100 = 346 \text{ мм.}$$

Записываем $l_{\phi_1} = 346 - l_{\phi_2}$ и подставляем это значение в условие равнопрочности, выраженное следующим образом:

$$\frac{l_{\phi_1}}{l_{\phi_2}} = \frac{e_2}{e_1} \quad \text{или} \quad \frac{346 - l_{\phi_2}}{l_{\phi_2}} = \frac{72,5}{27,5}. \quad (10.6)$$

Из последней пропорции $l_{\phi_2} = 95$ мм. Тогда $l_{\phi_1} = 346 - 95 = 251$ мм.

Проверяем выполнение условия для фланговых швов $30 \leq l_{\phi} \leq 50 \cdot k$:
 $30 \text{ мм} \leq l_{\phi_1} = 251 \text{ мм} \leq 400 \text{ мм}$, $30 \text{ мм} \leq l_{\phi_2} = 95 \text{ мм} \leq 400 \text{ мм}$. Для обоих швов условие выполняется.



Окончательно проверяем прочность сварных швов:

$$\tau = \frac{F}{\beta \cdot k \cdot \sum l} = \frac{200 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot (251 + 95 + 100) \cdot 10^{-3}} = 80 \text{ МПа.}$$

Расчетные напряжения не превышают допускаемых напряжений $[\tau] = 80 \text{ МПа}$, значит, прочность сварного шва обеспечена.

10.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать сварное соединение металлического кронштейна, представляющего собой стыковое соединение двух труб (рис. 10.3, а) с наружным диаметром $D = 114 \text{ мм}$ и находящегося под действием осевой растягивающей нагрузки $F = 200 \text{ кН}$. Материал труб – сталь Ст 3. Найти толщину стенки трубы и проверить её на прочность. Сварка ручная дуговая электродом Э42.

Задача 2. Труба с наружным диаметром $D = 150 \text{ мм}$ приварена к вертикальной пластине (рис. 10.3, б). Длина трубы $L = 300 \text{ мм}$. Труба нагружена вертикально приложенной силой $F = 5 \text{ кН}$ и крутящим моментом $T = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Определить величину катета углового шва, которым необходимо приварить трубу. Сварка газовая, материал соединяемых деталей – сталь 45.

Задача 3. Определить максимально допустимое значение внутреннего диаметра трубы d (см. рис. 10.3, б), приваренной стыковым швом к вертикальной пластине. Наружный диаметр трубы $D = 140 \text{ мм}$. Труба нагружена растягивающей осевой силой $F_a = 4200 \text{ Н}$ (на рис. 10.3, б не показана). Значения крутящего момента T и изгибающей силы F принять равными нулю. Сварка ручная дуговая электродом Э50, материал соединяемых деталей – сталь 35.

Задача 4. Рассчитать сварное соединение двух деталей (рис. 10.3, в) из листовой стали Ст 3 толщиной 6 мм, определив длину нахлеста (длину фланговых швов). Ширина $b = 60 \text{ мм}$, лобовой шов один. К соединению приложены сила $F = 2,2 \text{ кН}$ и момент $M = 1,8 \text{ кН} \cdot \text{м}$. Сварка ручная дуговая электродом Э42А.

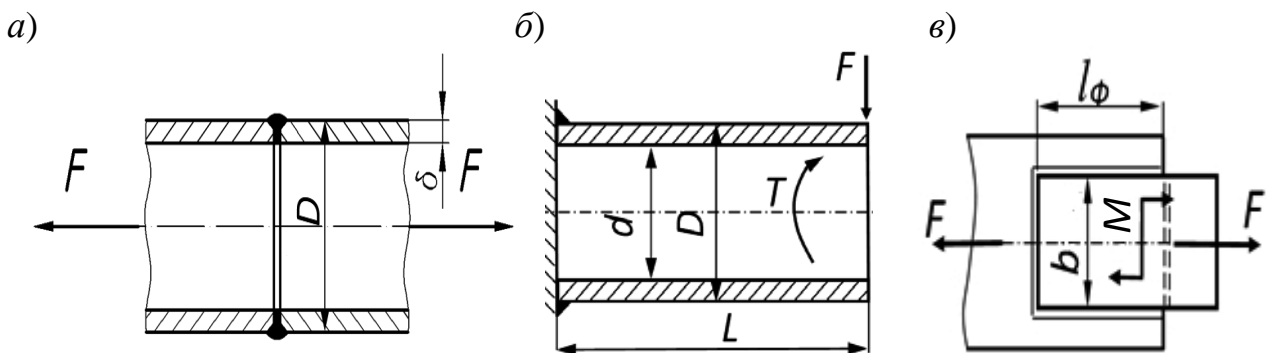


Рис. 10.3. Расчетные схемы к задачам: а – к задаче 1; б – к задачам 2 и 3; в – к задаче 4

11. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРЕССОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ (СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ)

Контрольные вопросы

1. Что называют натягом?
2. Каковы преимущества и недостатки прессовых соединений?
3. Назовите способы сборки прессовых соединений.
4. Запишите условие прочности соединения с натягом.
5. Что является практической задачей расчета прессового соединения?
6. Назовите способы повышения сопротивления усталости соединений с натягом.

11.1. Краткие теоретические сведения

Соединения деталей с натягом – неразъемные (некоторые допускают разборку), образуемые за счет натяга и сил трения.

Натягом N называют положительную разность диаметров вала d_e и отверстия D_o соединяемых деталей: $N = d_e - D_o > 0$ (рис. 11.1, а). После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр d посадочных поверхностей становится общим. При этом на поверхности посадки возникают удельное давление p и соответствующие ему силы трения. Силы трения обеспечивают неподвижность соединения и позволяют воспринимать крутящие моменты, осевые нагрузки и изгибающий момент.

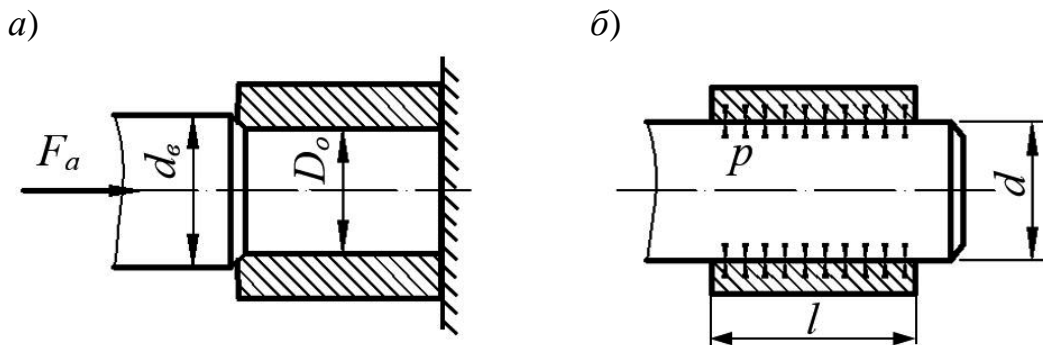


Рис. 11.1. Образование соединения с натягом: а – перед запрессовкой; б – после запрессовки

Преимуществами являются: простота конструкции; отсутствие дополнительных деталей; технологичность; хорошее центрирование соединяемых деталей.

К недостаткам соединений относят: зависимость нагрузочной способности соединения от ряда факторов, трудно поддающихся учету: широкого рассеивания значений коэффициента трения и натяга, влияния рабочих температур на прочность соединения и т. д.; наличие высоких сборочных напряжений в деталях и уменьшение их сопротивления усталости вследствие концентрации дав-

лений у краев отверстия; высокие требования к точности изготовления соединяемых поверхностей и их шероховатости.

Основной характеристикой прессового соединения является его нагрузочная способность.

Нагрузочная способность соединения прежде всего зависит от натяга, величину которого устанавливают в соответствии с нагрузкой. Практически натяг очень мал, измеряется микрометрами и не может быть выполнен точно. Погрешности изготовления приводят к рассеиванию натяга, а следовательно, и нагрузочной способности соединения. Рассеивание натяга регламентируется стандартом допусков и посадок.

Существуют следующие способы сборки: простое прессование; нагрев втулки; охлаждение вала; одновременные нагрев втулки и охлаждение вала.

Условия прочности соединений с натягом зависят от вида его нагружения и геометрии соединяемых деталей. Если действуют крутящий момент T и осевая сила F_a ,

$$K \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot T^2}{d^2} + F_a^2} \leq f \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot l, \quad (11.1)$$

где p – давление на поверхность контакта; K – коэффициент запаса; f – коэффициент трения в соединении; l – длина соединения.

Если действует изгибающий момент,

$$M \leq 0,2 \cdot p \cdot l^2 \cdot d, \quad (11.2)$$

где M – изгибающий момент ($M = F \cdot L$, рис. 11.2, в).

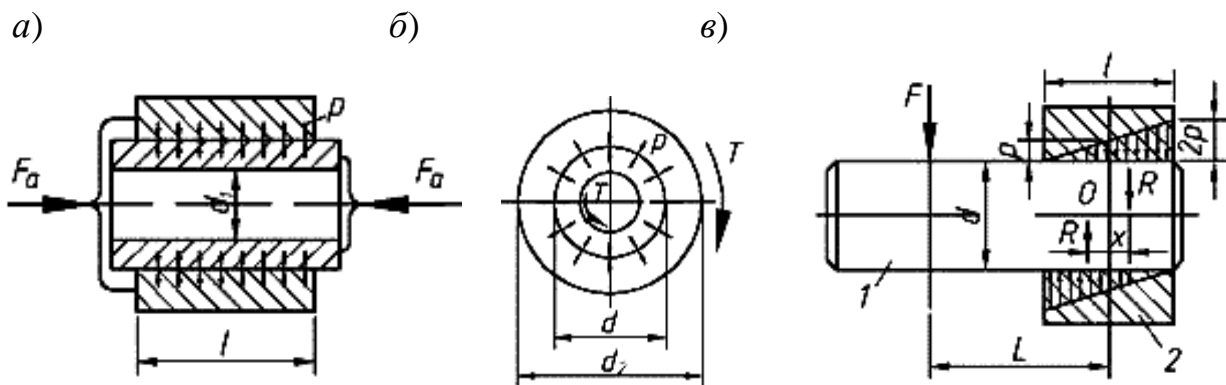


Рис. 11.2. Расчетная схема прессового соединения: а, б – при нагружении его осевой силой и крутящим моментом; в – при нагружении его изгибающим моментом: 1 – вал; 2 – втулка

Практической задачей расчета соединения является определение расчетного натяга и подбор по таблицам соответствующей посадки.

По теории расчета толстостенных цилиндров удельное давление на поверхности контакта связано с натягом зависимостью



$$p = \frac{N}{d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (11.3)$$

где N – расчетный натяг; C_1 и C_2 – коэффициенты; E_1 и E_2 – модули упругости материалов соединяемых деталей (вала и втулки).

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2, \quad (11.4)$$

где μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов соединяемых деталей (вала и втулки).

Применение вероятностных расчетов позволяет существенно повысить допускаемые нагрузки при малой вероятности отказов. В условиях массового производства это дает большой экономический эффект.

На торцах деталей при запрессовке повышается концентрация напряжений. Ее количественно характеризует коэффициент K_σ (рис. 11.3, а). Для повышения сопротивления усталости соединений с натягом либо уменьшают длину вала (рис. 11.3, б), либо снижают жесткость торцов втулки (рис. 11.3, в).

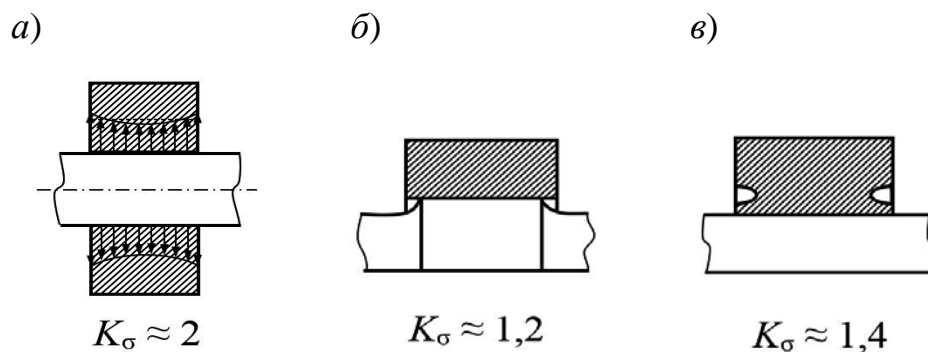


Рис. 11.3. Способы уменьшения концентрации напряжений в прессовых соединениях

Если условие прочности прессовых соединений не соблюдается, а увеличить геометрические размеры нет возможности, то соединение усиливают шпонкой.

11.2. Пример решения задачи

11.2.1. Исходные данные

Подобрать посадку, обеспечивающую соединение зубчатого колеса с тихоходным валом редуктора привода ленточного конвейера (см. рис. 1.1). Из энерго-кинематического расчета известно, что соединение нагружено моментом $T = 873,5$ Н·м (см. табл. 1.4). Из расчета зубчатой передачи в подразделе 2.2 установлено, что соединение также нагружено осевой силой $F_a = 1822$ Н. Диа-

метр соединения $d = 68$ мм, вал сплошной ($d_1 = 0$ мм), длина посадочной поверхности $l = 58$ мм. Колесо изготовлено из стали 40Х с улучшением до твердости поверхности 230...260 НВ ($\sigma_{T1} = 550$ МПа), вал изготовлен из стали 45 с улучшением до твердости поверхности 200...220 НВ ($\sigma_{T2} = 450$ МПа). Шероховатости поверхностей вала и отверстия $R_{z1} = R_{z2} = 6,3$ мкм (чистовое точение), сборка осуществляется прессованием. Средняя рабочая температура редуктора, где установлены соединяемые детали, 60 °С.

11.2.2. Расчет соединения с натягом

1. Определяем коэффициент трения по табл. 11.1. Принимаем $f = 0,08$.

Табл. 11.1. Коэффициенты трения для прессовых соединений

Вид соединяемых материалов	Способ сборки	
	прессованием	нагревом втулки*
Сталь – сталь	0,07...0,09	0,16...0,20
Сталь – чугун	0,06...0,08	0,11...0,13
Сталь (чугун) – бронза (латунь)	0,05...0,07	0,07...0,10

Примечание. * – при сборке охлаждением значения увеличивают на 10 %.

2. Принимаем коэффициент запаса из диапазона $K = 1,5...2$ [1]. Меньшее значение принимают для неподвижных соединений, большее – для соединений, нагруженных циклически изменяющимися силами. Принимаем $K = 2$.

3. Определяем давление p , обеспечивающее передачу заданной нагрузки, выразив его из условия прочности. Преобразовав формулу (11.1), получаем

$$\begin{aligned}
 p &\geq \frac{K}{f \cdot \pi \cdot d \cdot l} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot T^2}{d^2} + F_a^2} = \\
 &= \frac{2}{0,08 \cdot 3,14 \cdot 68 \cdot 10^{-3} \cdot 58 \cdot 10^{-3}} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 873,5^2}{(68 \cdot 10^{-3})^2} + 1822^2} = \\
 &= 51,967 \cdot 10^6 \text{ Па} = 51,967 \text{ МПа}.
 \end{aligned} \tag{11.5}$$

4. Предварительно определяем наружный диаметр втулки d_2 (рис. 11.2, б). Как правило, он задан. Если в роли втулки выступает зубчатое колесо, то можно принять d_2 равным диаметру делительной окружности, если колесо имеет постоянную ширину. Если же колесо имеет ступицу и венец, соединенные диском с отверстиями для облегчения массы (как в рассматриваемом случае), можно принять $d_2 = 2 \cdot d = 2 \cdot 68 = 136$ мм. При этом рассчитанный диаметр должен быть меньше или равен диаметру делительной окружности колеса.



В противном случае принимаем меньшее из двух значений. В рассматриваемом примере данное условие выполняется: $136 \text{ мм} < 256,023 \text{ мм}$.

Определяем коэффициенты C_1 и C_2 по формулам (11.4):

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 = \frac{68^2 + 0^2}{68^2 - 0^2} - 0,3 = 0,7;$$

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{136^2 + 68^2}{136^2 - 68^2} + 0,3 = 1,967,$$

где E_1 и E_2 , μ_1 и μ_2 – модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки соответственно. Для стали $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа и $\mu_1 = \mu_2 \approx 0,3$. При этом для чугуна $\mu \approx 0,25$, для бронзы $\mu \approx 0,33$.

5. Определяем расчетный натяг, вызвав его из формулы (11.3):

$$N \geq p \cdot d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 51,967 \cdot 68 \cdot \left(\frac{0,7 + 1,967}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 0,045 \text{ мм.} \quad (11.6)$$

6. Определяем поправку на смятие микронеровностей:

$$\begin{aligned} u_R &= 5,5 \cdot (R_{a1} + R_{a2}) = 1,2 \cdot (R_{z1} + R_{z2}) = \\ &= 1,2 \cdot (6,3 + 6,3) = 15,12 \text{ мкм} = 0,015 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (11.7)$$

7. Определяем поправку на температурную деформацию деталей:

$$u_t = d \cdot ((t_2 - 20) \cdot \alpha_2 - (t_1 - 20) \cdot \alpha_1), \quad (11.8)$$

где t_1 и t_2 – рабочие температуры вала и колеса, °С; α_1 и α_2 – коэффициенты линейного расширения материала вала и колеса (для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$, для чугуна $\alpha = 10 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$, для бронзы и латуни $\alpha = 19 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$).

Так как в данном случае обе детали изготовлены из стали ($\alpha_1 = \alpha_2$) и имеют общую рабочую температуру ($t_1 = t_2 = 60$ °С), то по формуле (11.7) $u_t = 0$.

8. Определяем общую поправку для деталей, частота вращения которых не превышает 2000 мин^{-1} :

$$u = u_R + u_t = 0,015 + 0 = 0,015 \text{ мкм.} \quad (11.9)$$

9. Определяем потребный минимальный расчетный натяг:

$$N_{\min p} \geq N + u = 0,045 + 0,015 = 0,060 \text{ мм.} \quad (11.10)$$

10. По табл. Ж.1 выбираем посадку в системе отверстий седьмого качества точности $H7$, для которой отклонения от номинального размера отвер-



тия ($\varnothing 68$) 0 и +30 мкм (табл. Ж.2). При подборе поля допуска вала по табл. Ж.3 необходимо, чтобы обеспечивалось условие

$$N_{\min \text{ табл}} \geq N_{\min p}, \quad (11.11)$$

где $N_{\min \text{ табл}}$ – минимальный табличный натяг.

Минимальный расчетный натяг из числа рекомендуемых (см. табл. Ж.1) может гарантировать только посадка $\varnothing 68 H7/u7$, для которой отклонения номинального размера вала +102 и +132 мкм.

Наименьший и наибольший табличные натяги

$$N_{\min \text{ табл}} = 0,102 - 0,030 = 0,072 \text{ мм}; \quad (11.12)$$

$$N_{\max \text{ табл}} = 0,132 - 0 = 0,132 \text{ мм}. \quad (11.13)$$

Условие (11.11) выполняется: 0,72 мм > 0,060 мм. Если это условие невозможно обеспечить рекомендуемыми посадками с полем допуска на диаметр отверстия $H7$, можно выбрать другую рекомендуемую посадку с полями допуска $H6$, $H8$ и др. или принять нестандартную посадку, не приведенную в табл. Ж.1. При этом нужно учитывать соответствие выбираемых полей допусков и способа обработки, а также возможности оборудования и экономическую целесообразность (при значительном повышении точности изготовления поверхностей).

11. Проверяем допустимость посадки по условию прочности деталей. По формуле (11.3) определяем максимальное давление на поверхности контакта:

$$p_{\max} = \frac{N_{\max \text{ табл}} - u}{d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{0,132 - 0,015}{68 \cdot \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{1,967}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 135,357 \text{ МПа}. \quad (11.14)$$

Условие прочности соединения по критерию отсутствия пластических деформаций [3]

$$\sigma_E = \frac{2 \cdot p_{\max}}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} \leq [\sigma], \quad (11.15)$$

где σ_E – эквивалентные напряжения; $[\sigma]$ – допускаемые напряжения, принимаемые равными минимальному значению предела текучести σ_T материалов вала и колеса.

Из исходных данных имеем $\sigma_{T1} = 550$ МПа и $\sigma_{T2} = 450$ МПа. Принимаем $[\sigma] = 450$ МПа.

$$\sigma_E = \frac{2 \cdot 135,357}{1 - \left(\frac{68}{136}\right)^2} = 360,953 \text{ МПа} < 450 \text{ МПа.}$$

Условие (11.15) выполняется.

12. Расчет с учетом вероятности безотказной работы позволяет повысить допускаемую нагрузку в 1,1...1,4 раза. Принимаем вероятность безотказной работы $P = 0,97$. Коэффициент $C = 0,31$ (табл. 11.2).

Табл. 11.2. Зависимость коэффициента C от принятой вероятности P

Вероятность P	0,999	0,99	0,98	0,97	0,95	0,9
Коэффициент C	0,5	0,39	0,34	0,31	0,27	0,21

Допуски на размер вала и отверстия определяем как разность максимального и минимального отклонений:

$$Td = +0,132 - (+0,102) = 0,030 \text{ мм}; TD = +0,030 - (0) = 0,030 \text{ мм.} \quad (11.16)$$

Наименьший и наибольший табличные натяги находим по формулам (11.12) и (11.13): $N_{\min \text{ табл}} = 0,072 \text{ мм}$; $N_{\max \text{ табл}} = 0,132 \text{ мм}$.

Средний натяг

$$\bar{N} = \frac{N_{\max \text{ табл}} + N_{\min \text{ табл}}}{2} = \frac{0,132 + 0,072}{2} = 0,102 \text{ мм.} \quad (11.17)$$

Максимальный и минимальный вероятностные натяги определяем по следующим формулам:

$$N_{p\min} = \bar{N} - C \cdot \sqrt{TD^2 + Td^2} = 0,102 - 0,31 \cdot \sqrt{0,030^2 + 0,030^2} = 0,089 \text{ мм}; \quad (11.18)$$

$$N_{p\max} = \bar{N} + C \cdot \sqrt{TD^2 + Td^2} = 0,102 + 0,31 \cdot \sqrt{0,030^2 + 0,030^2} = 0,115 \text{ мм.} \quad (11.19)$$

Минимальный вероятностный натяг $N_{p\min} = 0,089 \text{ мм}$ (формула (11.18)), в то время как табличный $N_{\min \text{ табл}} = 0,072 \text{ мм}$ (формула (11.12)) при необходимом $N_{\min p} = 0,060 \text{ мм}$ (формула (11.10)). При этом в п. 10 алгоритма расчета может быть выбрана менее плотная посадка, для которой условие (11.11) может не выполняться либо допускается увеличить передаваемую нагрузку. Для ответственных соединений рекомендуется использовать приведенную ранее методику по пп. 1–11 данного подраздела.



11.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Подобрать посадку, обеспечивающую соединение бронзового венца червячного колеса со ступицей. Колесо нагружено моментом $T = 620$ Н·м и осевой силой $F_a = 553,6$ Н. Диаметр соединения $d = 260$ мм, диаметр отверстия в ступице принимаем $d_1 = 64$ мм, модуль $m = 10$ мм, число зубьев $z = 32$, длина соединения равна ширине зубчатого венца $b_w = 70$ мм. Ступица изготовлена из стали 45 ($\sigma_{T1} = 320$ МПа), венец – из бронзы БрО10Ф1 ($\sigma_{T2} = 120$ МПа). Шероховатости поверхностей вала и отверстия $R_{z1} = R_{z2} = 6,3$ мкм (чистовое точение), сборка осуществляется прессованием. Средняя рабочая температура редуктора, где установлены соединяемые детали, 70 °С.

Задача 2. Подобрать посадку, обеспечивающую соединение косозубого зубчатого колеса с валом. Соединение нагружено моментом $T = 400$ Н·м. Диаметр делительной окружности колеса $d_k = 80$ мм. Определить осевую силу с учетом того, что угол наклона зубьев $\beta = 16^\circ$. Диаметр соединения $d = 50$ мм, вал сплошной ($d_1 = 0$ мм), длина посадочной поверхности $l = 40$ мм. Колесо изготовлено из стали 20Х с цементацией до твердости поверхности 56...63 HRC ($\sigma_{T1} = 400$ МПа), вал – из стали 45 с улучшением до твердости поверхности 200...230 НВ ($\sigma_{T2} = 450$ МПа). Шероховатости поверхностей вала и отверстия $R_{z1} = R_{z2} = 3,2$ мкм (тонкое растачивание), сборка осуществляется охлаждением вала. Средняя рабочая температура редуктора, где установлены соединяемые детали, 60 °С.

Задача 3. Подобрать посадку, обеспечивающую соединение втулки со стержнем (см. рис. 11.2, в). Соединение нагружено силой $F = 2000$ Н, приложенной на расстоянии $L = 0,5$ м от центра втулки. Диаметр соединения $d = 40$ мм, стержень сплошной ($d_1 = 0$ мм), длина посадочной поверхности $l = 60$ мм. Стержень и втулка изготовлены из нормализованной стали 45 с твердостью соединяемых поверхностей 180...200 НВ ($\sigma_{T1} = \sigma_{T2} = 340$ МПа). Шероховатости поверхностей вала и отверстия $R_{z1} = R_{z2} = 6,3$ мкм (чистовое точение), сборка осуществляется прессованием. Средняя рабочая температура соединения равна комнатной (20 °С).

Задача 4. Подобрать посадку, обеспечивающую соединение прямозубого зубчатого колеса с валом. Предусмотреть поле допуска на диаметр отверстия H8. Соединение нагружено моментом $T = 400$ Н·м. Число зубьев колеса $z = 30$, модуль $m = 2$ мм. Колесо имеет постоянную ширину в сечении, проходящем через ось вращения. Диаметр соединения $d = 30$ мм, вал имеет центральное отверстие ($d_1 = 20$ мм), длина посадочной поверхности $l = 40$ мм. Колесо и вал изготовлены из стали 45 с улучшением до твердости поверхности 240...260 НВ ($\sigma_{T1} = \sigma_{T2} = 550$ МПа), вал – из стали 45 с улучшением до твердости поверхности 200...220 НВ ($\sigma_{T2} = 450$ МПа). Шероховатости поверхностей вала и отверстия $R_{a1} = R_{a2} = 1,25$ мкм (тонкое растачивание), сборка осуществляется нагревом втулки. Средняя рабочая температура редуктора, где установлены соединяемые детали, 60 °С.

12. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Контрольные вопросы

1. Назовите виды резьб.
2. Назовите основные геометрические параметры метрических резьб.
3. По каким напряжениям рассчитывают резьбу? Какие напряжения являются главными для крепежных и ходовых резьб?
4. По какому условию определяют высоту стандартной гайки, чему она равна?
5. Как рассчитывают болты, поставленные с зазором и без зазора, если внешняя сила сдвигает детали в стыке? Напишите условия прочности для обоих случаев.
6. От чего зависит коэффициент внешней нагрузки?
7. Запишите формулу для определения КПД винтовой пары и сформулируйте условие самоторможения винтовой пары.

12.1. Краткие теоретические сведения

Резьбовые соединения – разъемные. По назначению резьбы подразделяются на крепежные и ходовые, по параметрам профиля – метрические, трубные и трапецеидальные.

Геометрические параметры метрической резьбы представлены на рис. 12.1.

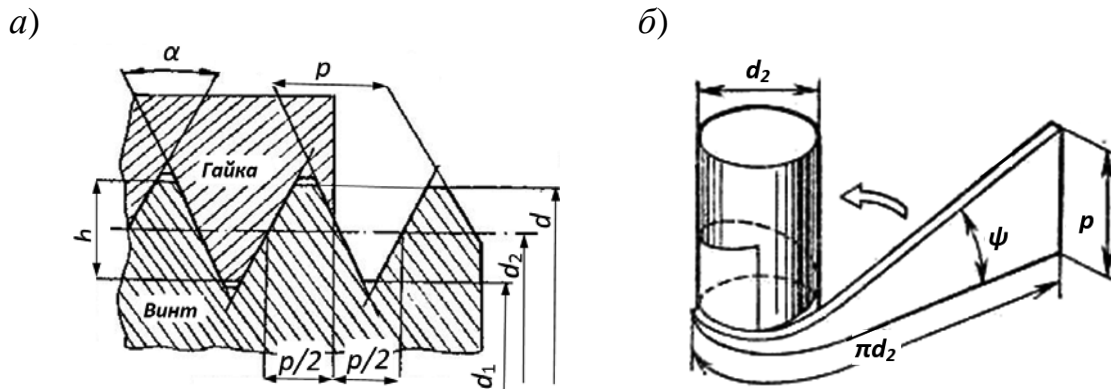


Рис. 12.1. Параметры метрической резьбы: *a* – параметры профиля; *б* – угол подъема

Обозначения на рис. 12.1:

- d – наружный (номинальный) диаметр;
- d_1 – внутренний диаметр;
- d_2 – средний диаметр;
- h – рабочая высота профиля резьбы;
- p – шаг (расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы);
- p_1 – ход (поступательное перемещение образующего профиля за один обо-

рот или относительное осевое перемещение гайки за один оборот). Для однозаходной резьбы $p_1 = p$, для многозаходной – $p_1 = z \cdot p$, где z – число заходов;

α – угол профиля резьбы;

ψ – угол подъема (угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру).

Витки резьбы работают на срез (крепежные резьбы) и смятие (ходовые резьбы).

Равнопрочность резьбы и стержня винта является одним из условий назначения высоты стандартных гаек: $H \approx 0,8 \cdot d_1$ (для стальных деталей). Расчет резьбовых соединений сводится к расчету прочности тела болта.

При действии силы, *сдвигающей соединяемые детали в стыке*, болты, поставленные с зазором, рассчитываются на растяжение, без зазора – на срез.

Прочность болта, поставленного с зазором в соединении, нагруженном сдвигающей силой F , можно оценивать по упрощенной формуле

$$\sigma_s = \frac{1,3 \cdot F_{зам}}{(\pi / 4) \cdot d_1^2} \leq [\sigma], \quad (12.1)$$

где σ_s и $[\sigma]$ – эквивалентные и допускаемые напряжения; $F_{зам}$ – сила затяжки болта.

Сила затяжки одного болта

$$F_{зам} = \frac{K_3 \cdot F}{i \cdot f}, \quad (12.2)$$

где K_3 – коэффициент запаса (при статической нагрузке $K_3 = 1,3 \dots 1,5$, при переменной – $K_3 = 1,8 \dots 2$); i – число плоскостей среза болта (равно числу соединяемых деталей минус единица); f – коэффициент трения в стыке деталей.

Прочность болтов, поставленных без зазора, оценивают по напряжениям среза. Для одного болта

$$\tau = \frac{F}{(\pi / 4) \cdot d^2 \cdot i} \leq [\tau], \quad (12.3)$$

где $[\tau]$ – допускаемые напряжения среза.

При действии силы F , *отрывающей детали (раскрывающей стык)*, расчетная нагрузка на болт определяется по формуле

$$F_p = 1,3 \cdot F_{зам} + \chi \cdot F, \quad (12.4)$$

где χ – коэффициент внешней нагрузки, зависящий от податливости болта λ_b и суммарной податливости соединяемых деталей λ_d , $\chi = \lambda_d / (\lambda_b + \lambda_d)$. Приближенно $\chi = 0,2 \dots 0,3$.

Сила затяжки одного болта определяется как $F_{зам} = K_{зам} \cdot F$. При постоян-



ной нагрузке можно принимать $K_{зам} = 1,25 \dots 2$.

Прочность болтов оценивают по формуле

$$\sigma = \frac{F_p}{(\pi/4) \cdot d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (12.5)$$

Если к соединению предъявляются повышенные требования по герметичности, необходимо контролировать соблюдение условия

$$F_{см} = F_{зам} - (1 - \chi) \cdot F > 0, \quad (12.6)$$

где $F_{см}$ – остаточная затяжка стыка от одного болта. Коэффициент затяжки при этом: при резиновой прокладке $K_{зам} = 1,3 \dots 2,5$, при стальной плоской прокладке $K_{зам} = 3 \dots 5$.

Расчет групповых болтовых соединений сводится к определению наиболее нагруженного болта и оценке его прочности по формулам для различных случаев нагружения. При условии, что все болты нагружены равномерно, сила, действующая на каждый болт, $F' = F/n_b$, где n_b – количество болтов в соединении.

КПД резьбы

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\psi)}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}, \quad (12.7)$$

где ψ – угол подъема винтовой линии резьбы (рис. 12.1, б); φ – угол трения в резьбе.

Очевидно, что резьба будет самотормозящая, когда $\eta < 0$ или $\psi < \varphi$.

12.2. Пример решения задач

Задача 1. Определить коэффициент полезного действия метрической однозаходной резьбы М30 при коэффициенте трения в резьбе $f = 0,15$.

Решение. Основные размеры резьбы (табл. И.1): $d = 30$ мм, $d_1 = 26,211$ мм, $d_2 = 27,727$ мм, $p = 3,5$ мм.

КПД резьбы определяем по формуле (12.7).

Угол трения в резьбе

$$\varphi = \operatorname{arctg}(f'), \quad (12.8)$$

где f' – приведенный коэффициент трения в резьбе.

Приведенный коэффициент трения для метрической резьбы

$$f' = \frac{f}{\cos(\alpha/2)} = \frac{0,15}{\cos(30^\circ)} = 0,173, \quad (12.9)$$



где α – угол профиля резьбы (для метрических резьб $\alpha = 60^\circ$).

Для однозаходной резьбы М30

$$\operatorname{tg}(\psi) = \frac{p \cdot z}{\pi \cdot d_2} = \frac{3,5 \cdot 1}{14 \cdot 27,727} = 0,04, \quad (12.10)$$

где z – число заходов резьбы, $z = 1$.

Тогда $\psi = 3^\circ$. Таким образом, по формуле (12.7) КПД резьбы

$$\eta = \frac{0,04}{0,2309} = 0,173.$$

Задача 2. Какую силу должен приложить рабочий, пользуясь ключом размером 32 мм стандартной длины (рис. 12.2), если болты изготовлены из стали 20? Принять коэффициент трения в резьбе $f = 0,15$.

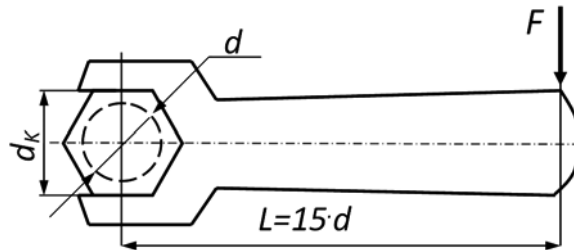


Рис. 12.2. Расчётная схема к задаче 2

Решение. Размеру под ключ 32 мм соответствуют болты с резьбой М24 ($d \approx 0,75 \cdot d_k$), у которой $d_1 = 20,754$ мм, $d_2 = 22,051$ мм, $p = 3$ мм (см. табл. И.1).

Условие прочности болтов, поставленных с зазором, определяем по формуле (12.1).

Допускаемые напряжения $[\sigma]$ находим следующим образом:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{240}{2} = 120 \text{ МПа}, \quad (12.11)$$

где σ_T – предел текучести, для стали 20 $\sigma_T = 240$ МПа (см. табл. 10.1); s – коэффициент запаса прочности, $s = 1,5 \dots 2,5$.

Силу затяжки болтов $F_{зат}$, Н, определяем из формулы (12.1):

$$F_{зат} = \frac{[\sigma] \cdot \pi \cdot d_1^2}{4 \cdot 1,3} = \frac{120 \cdot 3,14 \cdot 20,754^2}{4 \cdot 1,3} = 31211 \text{ Н}.$$

Момент трения, преодолеваемый рабочим при затяжке болтов,

$$T_{зав} = 0,5 \cdot F_{зат} \cdot d_2 \cdot \left[\left(\frac{D_{cp}}{d_2} \right) \cdot f + \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \right], \quad (12.12)$$

где D_{cp} – средний диаметр торца гайки, равный размеру под ключ, $D_{cp} = 32$ мм.

Угол подъема винтовой линии (формула (12.10))

$$\operatorname{tg}(\psi) = \frac{p \cdot z}{\pi \cdot d_2} = \frac{3 \cdot 1}{3,14 \cdot 22,051} = 0,043.$$

Принимаем $\psi = 3^\circ$. Определяем угол трения: $\varphi = \operatorname{arctg}(f') \approx 10^\circ$, где f' – приведенный коэффициент трения резьбы,

$$f' = \frac{f}{\cos(\alpha/2)} = \frac{0,15}{\cos(30^\circ)} = \frac{0,15}{0,866} = 0,173.$$

$$T_{зав} = 0,5 \cdot 31211 \cdot 22,051 \cdot \left[\left(\frac{32}{22,051} \right) \cdot 0,15 + \operatorname{tg}(13^\circ) \right] = 134053 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Силу F , Н, которую должен приложить рабочий к ключу стандартной длины (с длиной рукоятки L) (см. рис. 12.2), находим следующим образом:

$$F = \frac{T_{зав}}{L} = \frac{T_{зав}}{15 \cdot d} = \frac{134053}{15 \cdot 24} = 428 \text{ Н}.$$

Необходимо отметить, что данное значение усилия не реализуемо для одного человека, т. к. противоречит санитарным нормам.

Задача 3. Кронштейн крепится к колонне четырьмя болтами, поставленными в отверстия с зазором (рис. 12.3, а). Определить диаметр болтов из стали 20 при неконтролируемой затяжке. Коэффициент трения на стыке $f = 0,15$. Вертикальная статическая нагрузка $Q = 1600$ Н.

Решение. Составляем расчетную схему по условию задачи (см. рис. 12.3, а). По правилам статики приводим силу Q к центру тяжести болтового соединения (точка O). Получаем эквивалентную схему, в которой сила Q приложена в условном центре тяжести соединения и добавлена пара сил с моментом $M = Q \cdot L$. Сила и момент действуют в плоскости стыка и должны быть уравновешены силами трения, вызванными затяжкой болтов.

Силу Q уравновешивают четыре силы Q_z . Наибольшую суммарную нагрузку P_{\max} , действующую на болт, определяем как геометрическую сумму сил Q_z и R_M . Очевидно, что наиболее нагружены правые болты 1 и 2 (см. рис. 12.3, а), у которых P_{\max} имеет максимальную величину (рис. 12.3, в). При этом P_{\max} для обоих болтов равны, т. к. они расположены симметрично относительно оси абсцисс и равноудалены от центра тяжести соединения O .



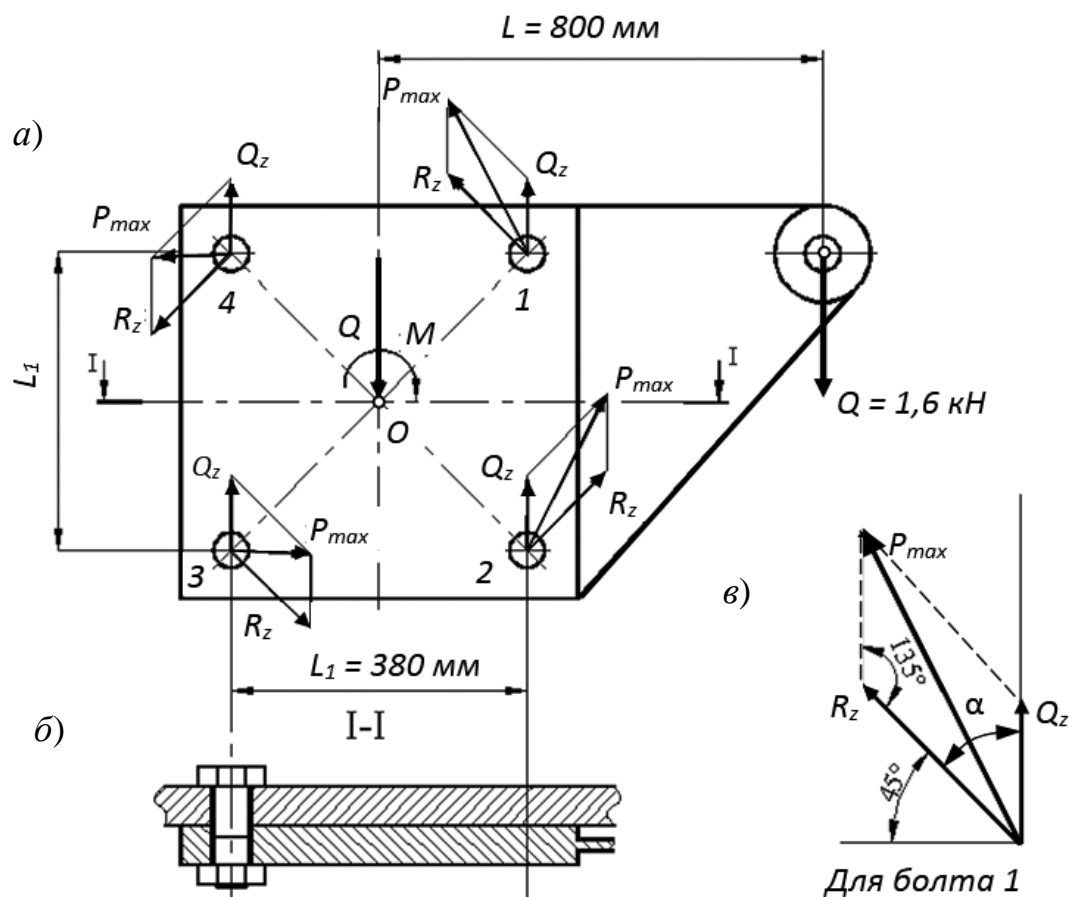


Рис. 12.3. Схема сил, действующих на кронштейн: *а* – схема расположения болтов; *б* – сечение I–I; *в* – расчетная схема сил, действующих на один болт

Вычисляем наибольшую нагрузку на верхний правый болт как длину большей диагонали параллелограмма:

$$P_{\max} = \sqrt{Q_z^2 + R_M^2 + 2 \cdot Q_z \cdot R_M \cdot \cos(\alpha)} =$$

$$= \sqrt{400^2 + 1200^2 + 2 \cdot 400 \cdot 1200 \cdot \cos(45^\circ)} = 1,51 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Необходимую силу затяжки наиболее нагруженного болта для статической нагрузки ($K_s = 1,3$) одной поверхности среза $i = 1$ (рис. 12.3, *б*) определяем из формулы (12.2):

$$F_{\text{зат}} = \frac{K_s \cdot P_{\max}}{i \cdot f} = \frac{1,3 \cdot 1,51 \cdot 10^3}{1 \cdot 0,15} = 13,09 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Из формулы (12.1), с учетом допускаемых напряжений для стали 20 $[\sigma] = 120 \text{ МПа}$ (см. табл. 10.1 и формулу (12.11) в задаче 2), минимальный диаметр болтов

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot F_{зам}}{(\pi/4) \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 13,09}{(3,14/4) \cdot 120}} = 13,441 \text{ м.}$$

По табл. И.1 принимаем болты с резьбой М16х2, у которой ближайшее большее значение $d_1 = 13,835$ мм.

12.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Подобрать болты из стали 45, установленные с зазором в соединении, показанном на рис. 12.4, а. Предположить, что нагрузка распределяется между двумя болтами равномерно. Сдвигающая сила $F = 800$ Н, коэффициент трения в стыке деталей $f = 0,2$. Определить КПД резьбы.

Задача 2. Какую максимальную длину должен иметь нестандартный гаечный ключ или ключ, удлиненный трубой, чтобы при приложении к его концу усилия 100 Н болт с резьбой М24 из стали 45 не разрушился? Коэффициент трения в резьбе принять $f = 0,2$.

Задача 3. Рассчитать болты фланцевой муфты (рис. 12.4, б), передающей мощность $P = 4$ кВт при частоте вращения $n = 250$ мин⁻¹. Число болтов – 6, диаметр окружности расположения осей болтов $D_0 = 220$ мм. Болты установлены без зазора. Материал болтов – сталь Ст 5.

Задача 4. Рассчитать болты фланцевой муфты (рис. 12.4, в), передающей вращающий момент $T = 60$ Н·м. Число болтов – 8, диаметр окружности расположения осей болтов $D_0 = 240$ мм. Материал болтов – сталь 45. Болты установлены с зазором. Коэффициент трения между торцами полумуфт $f = 0,2$.

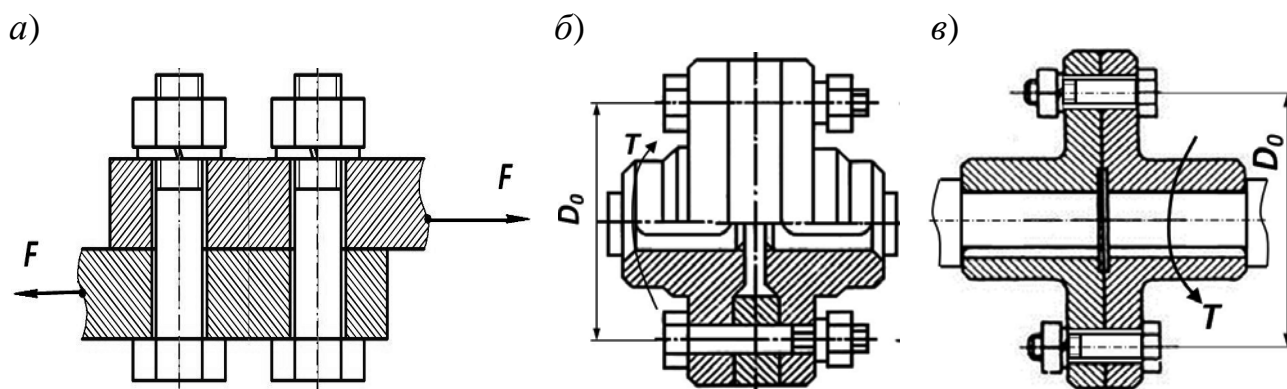


Рис. 12.4. Расчетные схемы к задачам: а – к задаче 1; б – к задаче 3; в – к задаче 4

Задача 5. Определить, выдержат ли нагрузку 12 кН, возникающую в котле из-за внутреннего давления, шесть болтов М24 из стали 45, крепящих крышку котла. Отрывающая сила действует вдоль оси котла, болты отстоят от оси на одинаковом расстоянии. Нагрузка постоянная. Между крышкой и корпусом установлена плоская металлическая прокладка. Проверить условие герметичности котла.

13. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ (ЗУБЧАТЫХ) СОЕДИНЕНИЙ

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены шпоночные и шлицевые соединения?
2. Назовите виды шпоночных соединений.
3. Какие бывают виды шпонок?
4. По каким напряжениям рассчитывают призматические шпонки? Какие из них являются основными?
5. Назовите виды шлицевых соединений и способы их центрирования.
6. Сравните шпоночные и шлицевые соединения, отметив их преимущества и недостатки.

13.1. Краткие теоретические сведения

Шпоночные и шлицевые соединения предназначены для закрепления на валах различных деталей (зубчатых колес, шкивов, звездочек, маховиков и т. д.) и передачи крутящего момента.

Шпоночные соединения бывают напряженные (с помощью клиновых шпонок) и ненапряженные (с помощью призматических, сегментных, тангенциальных и цилиндрических шпонок), а также неподвижные и подвижные (например, в коробках передач).

Наиболее распространены призматические и сегментные шпонки. Основной параметр, по которому выбирают стандартную шпонку или шлицевое соединение, – диаметр вала. По диаметру вала подбирается сечение стандартной шпонки, далее уточняется ее длина (рис. 13.1). В табл. И.2 приведены геометрические параметры соединений призматическими шпонками по ГОСТ 23360–78.

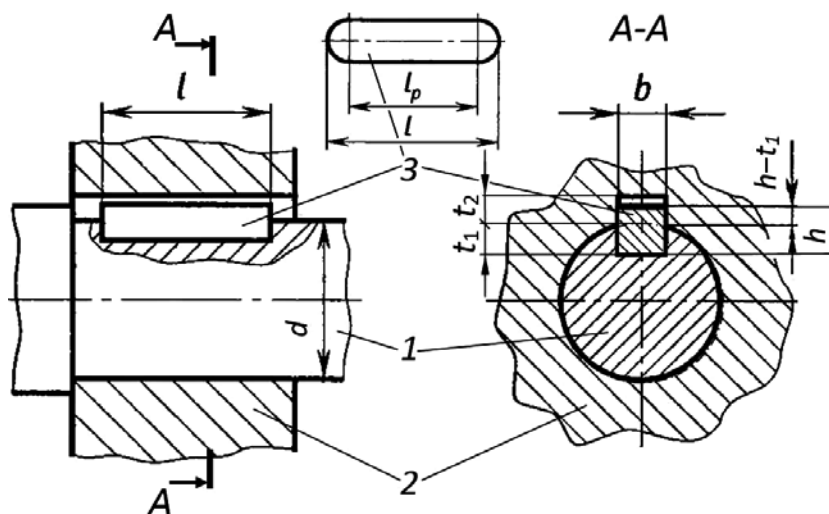


Рис. 13.1. Параметры соединения с помощью призматической шпонки: 1 – вал; 2 – втулка; 3 – шпонка

Призматическая шпонка рассчитывается на смятие и срез. У стандартных призматических шпонок основной расчет на смятие. Рассчитывают напряжения смятия $\sigma_{см}$. Условие прочности

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot T \cdot 10^3}{h \cdot l_p \cdot d} \leq [\sigma_{см}], \quad (13.1)$$

где T – вращающий момент, Н·м; h – высота шпонки, мм; d – диаметр вала, мм; l_p – рабочая длина шпонки, мм; $[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения смятия, МПа.

Шлицевые соединения можно рассматривать как многошпоночные. Они передают бóльшую нагрузку, по сравнению со шпонками, однако усложняют технологию изготовления вала. Бывают прямобочные, эвольвентные и треугольные (рис. 13.2).

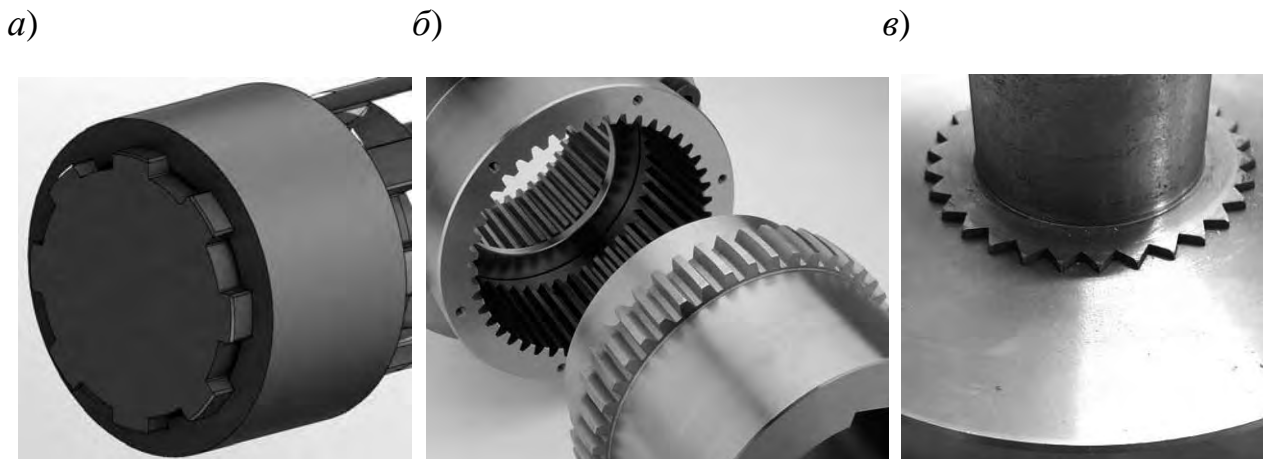


Рис. 13.2. Вид шлицевых соединений: *а* – прямобочное; *б* – эвольвентное; *в* – треугольное

Шлицевые соединения центрируют по наружному диаметру $D_{ш}$, внутреннему диаметру $d_{ш}$ и боковым граням.

Упрощенный расчет по обобщенному критерию для прямобочных шлицев осуществляют по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{K_z \cdot z \cdot h_{ш} \cdot d_{шср} \cdot l_{рш}} \leq [\sigma_{см}], \quad (13.2)$$

где T – момент на валу, Н·м; K_z – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по зубьям. В зависимости от степени точности изготовления $K_z = 0,7 \dots 0,8$; z – число зубьев (шлицев); $h_{ш}$ – рабочая высота зубьев, $h_{ш} = (D_{ш} - d_{ш})/2$, мм; $d_{шср}$ – средний диаметр соединения, $d_{шср} = (D_{ш} + d_{ш})/2$, мм; $l_{рш}$ – рабочая длина зубьев (шлицев), мм.

Геометрию эвольвентных шлицев рассчитывают как геометрию зубьев зубчатых колес (пункт 2.2.5). Допускаемые напряжения смятия для шлицевых соединений можно ориентировочно принимать по табл. 13.1. Параметры пря-

мобочных шлицевых соединений представлены в табл. И.3.

Табл. 13.1. Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ для расчета шлицевых соединений при средних условиях эксплуатации

Тип соединения	$[\sigma_{см}]$, МПа	
	≤ 350 HB	≥ 40 HRC
Неподвижное	60...100	100...140
Подвижное (блок шестерен коробки передач)	20...30	30...60
Подвижное (соединение карданного вала)	–	5...15

Примечание. Для тяжелых условий данные значения уменьшают на 30...50 %, для легких (хороших) – увеличивают на 20...40 %.

Уточненный расчет проводят по ГОСТ 21425–75. Этот расчет разработан только для прямобочных зубчатых соединений валов.

13.2. Пример решения задачи

Исходные данные. Зубчатая шестерня неподвижно закреплена на валу при помощи призматической шпонки. Подобрать и проверить шпонку, если известно, что передается крутящий момент $T = 190$ Н·м. Диаметр вала $d = 40$ мм, длина шпоночного паза $l_{\Pi} = 42$ мм (длина ступицы зубчатого колеса). Материал шпонки – сталь 45, посадка переходная.

Проверить прочность шлицевого соединения при вышезаданных параметрах, считая условия эксплуатации средними.

Решение. По ГОСТ 23360–78 (см. табл. И.2) выбираем шпонку призматическую обыкновенную со следующими размерами: ширина $b = 12$ мм, высота $h = 8$ мм. Допускаемые напряжения

$$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{360}{2} = 180 \text{ МПа}, \quad (13.3)$$

где s – принятый коэффициент запаса прочности, $s = 2$; σ_T – предел текучести, для стали 45 без термообработки $\sigma_T = 360$ МПа (см. табл. 10.2).

При переходных посадках допускаемые напряжения смятия ограничивают $[\sigma_{см}] = 80...150$ МПа, а при посадках с натягом $[\sigma_{см}] = 110...200$ МПа [1].

Принимаем $[\sigma_{см}] = 150$ МПа, что меньше рассчитанного по формуле (13.3), но принятое значение попадает в ограничивающий диапазон для посадок с натягом. Определяем минимальную рабочую длину шпонки из формулы (13.1):

$$l_p = \frac{4 \cdot T \cdot 10^3}{h \cdot [\sigma_{см}] \cdot d} = \frac{4 \cdot 190 \cdot 10^3}{8 \cdot 150 \cdot 40} = 15,833 \approx 16 \text{ мм.}$$

Длина паза шестерни $l_{\Pi} = 32$ мм. Предполагается, что паз с закругленными



концами. Длина его рабочего участка $l_{\text{пр}} = l_{\text{п}} - b = 42 - 12 = 30$ мм. Очевидно, что $l_{\text{пр}} > l_{\text{р}}$, значит, шпоночное соединение работоспособно.

Рассчитаем шлицевое прямобочное соединение при заданных условиях. Предварительно выбираем легкую серию. По табл. И.3 устанавливаем, что при наружном диаметре вала $D_{\text{ш}} = d = 40$ мм число шлицев $z_{\text{ш}} = 8$, внутренний диаметр $d_{\text{ш}} = 36$, а ширина шлица $b_{\text{ш}} = 7$ мм.

Согласно комментарию к формуле (13.2) принимаем $K_z = 0,75$. Рабочая высота зубьев и средний диаметр соединения

$$h_{\text{ш}} = 0,5 \cdot (40 - 36) = 2 \text{ мм}; \quad d_{\text{шср}} = 0,5 \cdot (40 + 36) = 38 \text{ мм}.$$

Так как эксплуатационные условия работы средние, соединение неподвижное, а твердость материала из стали 45 без термообработки меньше 350 НВ. Находим допускаемые напряжения смятия по табл. 13.1 из диапазона 60...100 МПа. Принимаем $[\sigma_{\text{см}}] = 80$ МПа.

Принимая рабочую длину шлицев равной рабочей длине ранее рассчитанной шпонки $l_{\text{рш}} = l_{\text{пр}} = 30$ мм, по формуле (13.2) получаем

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 190 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 38 \cdot 30} = 27,78 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 80 \text{ МПа}.$$

Прочность шлицевого соединения по обобщенному критерию обеспечена.

13.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать минимальную длину призматической шпонки из стали 45, крепящей прямозубое зубчатое колесо на валу диаметром 24 мм, если окружное усилие на колесе $F_t = 620$ Н, модуль $m = 2$ мм, число зубьев $z = 30$. Шпонка установлена по переходной посадке.

Задача 2. Установить, будет ли работоспособным шпоночное соединение, крепящее звездочку цепной передачи на валу диаметром 36 мм, при действии момента на валу $F_t = 1,6$ кН. Шаг цепи составляет 80 мм, число зубьев звездочки – 8, а ширина ее ступицы равна 68 мм. Шпонка изготовлена из стали 35Х и установлена по посадке с натягом.

Задача 3. Подобрать неподвижное шлицевое соединением с прямобочными шлицами для вала диаметром 46 мм для передачи мощности $P = 0,9$ кВт. Вал вращается с частотой $n = 220$ мин⁻¹. Определить напряжения смятия (использовать упрощенный расчет по обобщенному критерию). Материал вала – сталь 40Х, твердость поверхности 46 НРС, длина шлицев равна 60 мм.

Задача 4. Рассчитать прямобочное шлицевое соединение длиной 64 мм для карданного вала диаметром 56 мм и с тяжелыми условиями работы для передачи вращающего момента $T = 200$ Н·м. Материал вала – сталь 40Х, твердость поверхности 50 НРС. Определить, выдержит ли данную нагрузку призматическая шпонка (сталь 45), установленная по переходной посадке.



14. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧ ВИНТ – ГАЙКА

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены передачи винт – гайка?
2. Назовите области применения передач винт – гайка.
3. На какие типы подразделяются передачи по виду трения?
4. В чем преимущества и недостатки передач винт – гайка скольжения?
5. На какие типы подразделяются ходовые резьбы в зависимости от профиля?
6. Из каких материалов изготавливают винты и гайки для передач скольжения?
7. Из каких элементов состоит передача винт – гайка качения?
8. Как производится расчет на прочность передач винт – гайка скольжения и качения? По каким критериям?

14.1. Краткие теоретические сведения

Передачи винт – гайка предназначены для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. Их применяют в станкостроении (механизмы подачи), авиастроении (механизмы управления), в точных измерительных приборах (механизмы делительных перемещений), в приводах нажимных устройств прокатных станков и др.

Передачи винт – гайка по виду трения делятся на два типа: скольжения и качения.

Передача винт – гайка скольжения состоит из винта 1 и гайки 2 (рис. 14.1), которые имеют ходовую трапецеидальную резьбу.

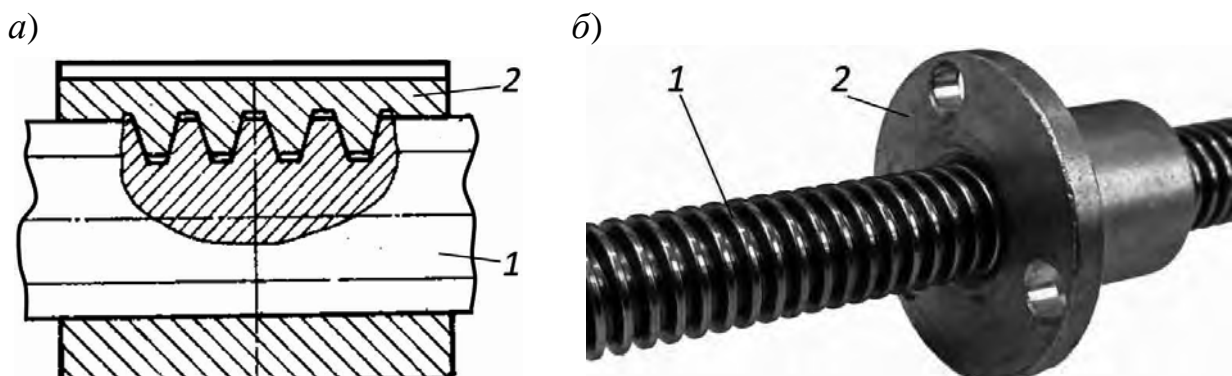


Рис. 14.1. Передача винт – гайка скольжения: а – схема; б – общий вид

Преимуществами передачи являются: малые радиальные размеры; большие передаточные отношения и возможность получения больших усилий; технологичность; самоторможение; простота конструкции. Главный недостаток – низкий КПД из-за трения в резьбе.

Основные параметры крепежных резьб и определение КПД винтовой пары

рассмотрены в разделе 12. Ходовые резьбы по профилю подразделяются на трапецеидальные, упорные и прямоугольные. В передачах, как правило, применяют трапецеидальную резьбу, если осевая сила действует в обе стороны. Если осевое усилие всегда направлено в одну сторону, допускается применение упорной резьбы. Прямоугольная резьба имеет наименьший коэффициент трения, однако нетехнологична в изготовлении. Параметры трапецеидальных и упорных резьб приведены в приложении К.

Гайка передачи скольжения может быть разъемной по осевой плоскости, что позволяет по мере необходимости сцеплять и расцеплять винт и гайку, как это сделано, например, в токарно-винторезных станках.

Материалы винта и гайки должны образовывать антифрикционную пару с низким коэффициентом трения. Винты изготавливают из средне- и высокоуглеродистых конструкционных и легированных сталей. Для повышения износостойкости винты подвергают закалке до твердости не менее 45 HRC с последующим шлифованием резьбы.

Гайки (или вкладыши с резьбой) ответственных передач изготавливают из бронзы, а в тихоходных передачах с малыми нагрузками – из антифрикционных или серых чугунов.

Главным критерием работоспособности является износостойкость резьбы. Расчет прочности резьбы и определение ее основных геометрических параметров осуществляется по напряжениям смятия. Винты большой длины проверяют на устойчивость.

Передачи винт – гайка качения имеют высокий КПД и применяются в механизмах направляющих станков. Однако они имеют сложную конструкцию (рис. 14.2) и дороги в изготовлении.

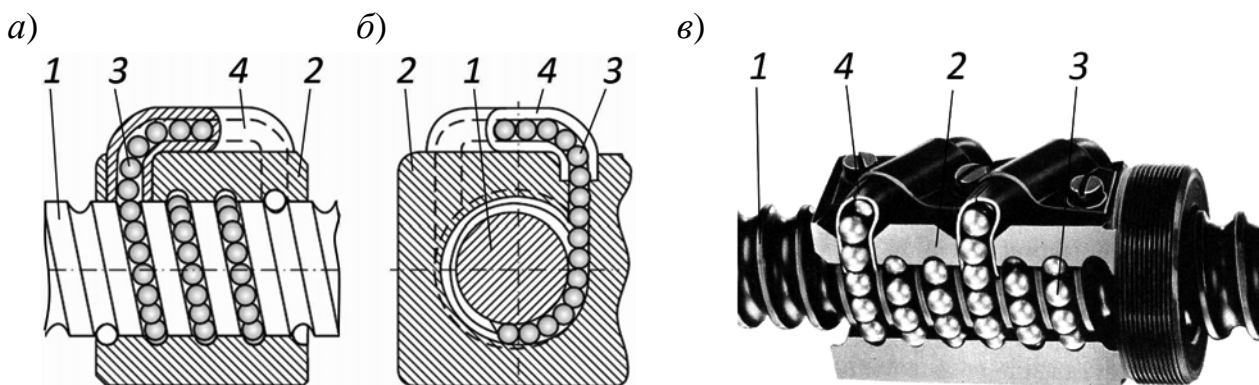


Рис. 14.2. Передача винт – гайка качения: *а, б* – конструкция передачи; *в* – общий вид; 1 – винт; 2 – гайка; 3 – тела качения (шарики); 4 – канал возврата

Детали передачи изготавливают из сталей и термообработывают до высокой твердости (около 60 HRC). Расчет передачи винт – гайка качения проводится по контактным напряжениям. Определяют статическую и динамическую грузоподъемности и оценивают жесткость винта.

14.2. Пример решения задачи

Исходные данные. Определить геометрические параметры и проверить прочность передачи винт – гайка в электромеханическом приводе механизма для подъема грузов, кинематическая схема которого приведена на рис. 14.3. Максимальная масса поднимаемого груза 2 т. Материал винта – сталь 45 без термообработки, гайка изготовлена из серого чугуна СЧ15. Длина винта $L = 500$ мм, необходимо обеспечить самоторможение. Определить КПД и скорость подъема груза, если частота вращения вала двигателя $n_{дв} = 1500$ мин⁻¹, а передаточное отношение зубчатой цилиндрической передачи $i_z = 6$. Рассчитать момент на валу электродвигателя, необходимый для подъема груза с максимальной массой.

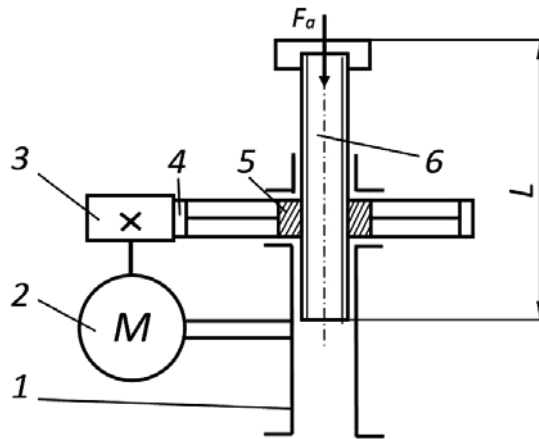


Рис. 14.3. Кинематическая схема подъемного механизма: 1 – стойка; 2 – электродвигатель; 3 – шестерня; 4 – зубчатое колесо; 5 – гайка; 6 – винт

Решение.

1. Определяем максимальный вес груза F_a , действующий вдоль оси винта (см. рис. 14.3): $F_a = m_g \cdot g = 2000 \cdot 9,81 = 1962$ Н, где m_g – масса груза, кг; g – ускорение свободного падения, м/с².

2. По табл. 14.1 определяем допускаемые напряжения смятия.

Табл. 14.1. Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ и коэффициенты трения f для расчета передач винт – гайка скольжения

Антифрикционная пара винт – гайка	[$\sigma_{см}$], МПа		f
	передачи механизмов общего назначения	передачи механизмов точного перемещения	
Закаленная сталь – бронза	11...13	4...6	0,10...0,12
Незакаленная сталь – бронза	8...10	3...5	0,12...0,14
Незакаленная сталь – чугун	4...6	1...3	0,13...0,15

Примечание. Меньшие значения f из диапазонов принимают для оловянных бронз и антифрикционных чугунов, большие – для безоловянных бронз и серых чугунов.

Домкрат является механизмом общего назначения. Для пары незакаленная сталь – чугуи принимаем $[\sigma_{см}] = 5$ МПа.

3. Для винтовых домкратов и прессов, где направление усилия всегда постоянно, можно принимать самотормозящую упорную резьбу. Для нее коэффициент высоты резьбы $\psi_h = 0,75$. В рассматриваемом случае для повышения универсальности механизма принимаем трапецеидальную резьбу, для которой коэффициент высоты резьбы $\psi_h = 0,5$.

4. Коэффициент высоты гайки выбираем из диапазона $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$. Принимаем $\psi_H = 2,0$.

5. По табл. 14.1 с учетом примечания к ней принимаем коэффициент трения $f = 0,15$. Определяем угол трения $\varphi = \arctg(f) = \arctg(0,15) = 0,149$ рад.

6. Определяем минимальный диаметр винта по условию износостойкости:

$$d_{2\min} = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot [\sigma_{см}]}} = \sqrt{\frac{1962}{3,14 \cdot 2,0 \cdot 0,5 \cdot 5,0}} = 35,342 \text{ мм.} \quad (14.1)$$

7. Выбираем трапецеидальную резьбу по табл. К.1. Подходят следующие резьбы, у которых $d_2 \geq d_{2\min}$: резьба с наружным диаметром $d = 38$ мм и шагом $p = 3$ мм, с наружным диаметром $d = 40$ мм и шагами $p = 3, 6$ и 7 мм и все другие резьбы больших диаметров.

Первоначально принимаем резьбу меньшего диаметра, несмотря на то, что наружный диаметр $d = 38$ мм относится ко второму ряду. При этом $p = 3$ мм, $d_2 = 36,5$ мм, $d_3 = 32,793$ мм.

Угол подъема винтовой линии выразим из формулы (12.10):

$$\psi = \arctg\left(\frac{p \cdot z}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{3,0 \cdot 1}{3,14 \cdot 36,5}\right) = 0,026 \text{ рад,} \quad (14.2)$$

где z – число заходов резьбы. В рассматриваемом примере резьба однозаходная (см. табл. К.1), $z = 1$.

Должно выполняться условие самоторможения (с запасом) $\varphi/\psi > 1,5$.

$$\frac{\varphi}{\psi} = \frac{0,149}{0,026} = 5,692 > 1,5. \quad (14.3)$$

Условие выполняется. Если условие (14.3) не соблюдается, необходимо выбирать резьбу с большим шагом, но с выполнением условия $d_2 \geq d_{2\min}$.

8. Определяем высоту гайки по формуле

$$H = d_2 \cdot \psi_H = 36,5 \cdot 2,0 = 73 \text{ мм.} \quad (14.4)$$

9. Проверяем винт на прочность с учетом его устойчивости.

Коэффициент приведения длины винта μ зависит от способа его закрепле-



ния. Если у винта одна опора, которую можно рассматривать как жесткую заделку, то коэффициент $\mu = 2$. При вращении винта в двух опорах, рассматриваемых как шарнирные, $\mu = 1$. Для неподвижных винтов, по которым перемещается гайка, $\mu = 0,7$ (если сжатию подвергается 80 % длины винта – $\mu = 0,6$, если 60 % длины винта – $\mu = 0,5$).

В данном случае при максимальном подъеме винта в механизме (см. рис. 14.1) винт можно рассматривать как стержень с жестко заделанным концом (в гайке) и нагруженный консольно. При этом $\mu = 2$.

Проверяем условие $\mu \cdot L \geq 25 \cdot d_3$. В рассматриваемом случае это условие выполняется: $2 \cdot 500 = 1000 \text{ мм} \geq 25 \cdot 32,793 = 819,825 \text{ мм}$. Если данное условие не выполняется, значит, можно сразу переходить к формуле (14.8), принимая $\gamma = 1$.

Радиус инерции круглого сечения

$$i = \sqrt{\frac{J}{A}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot d_3^4 / 32}{\pi \cdot d_3^2 / 4}} = \frac{d_3}{4} = \frac{32,793}{4} = 8,198 \text{ мм}, \quad (14.5)$$

где J – момент инерции сечения, мм^4 ; A – площадь сечения, мм^2 .

Гибкость стержня винта

$$\lambda = \frac{\mu \cdot L}{i} = \frac{1 \cdot 500}{8,198} = 121,977. \quad (14.6)$$

Коэффициент уменьшения допускаемых напряжений γ определяем по графику на рис. 14.4.

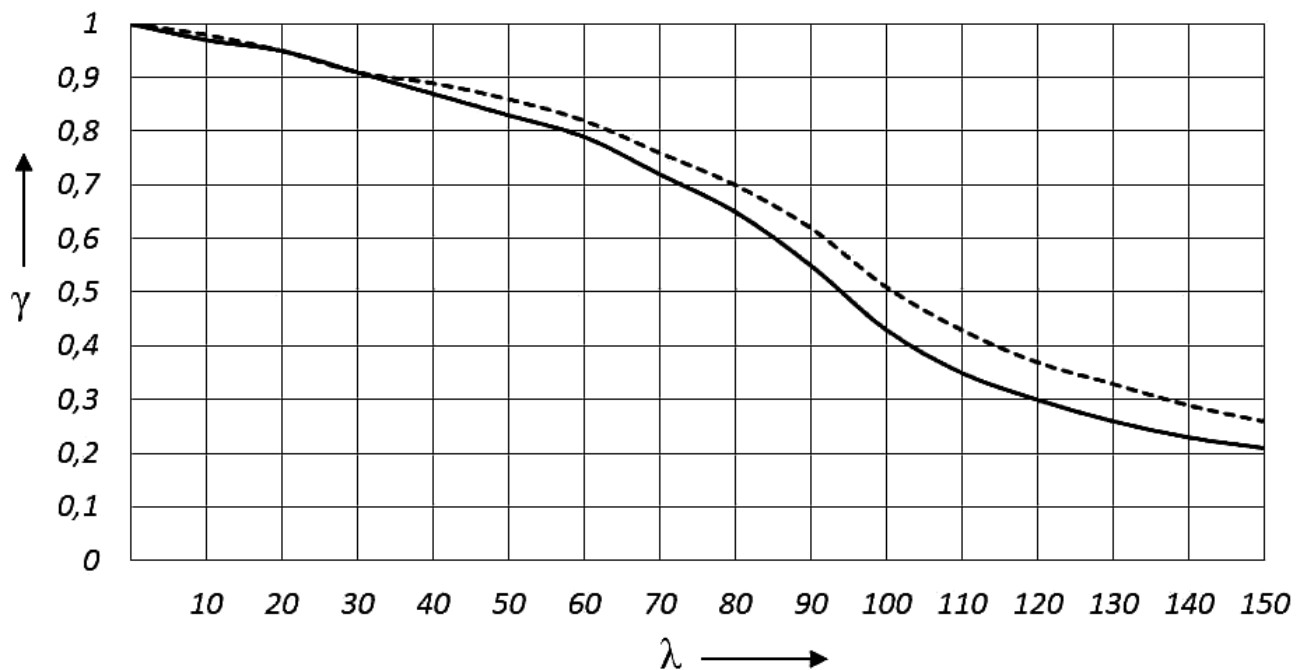


Рис. 14.4. График для определения коэффициента γ : - - - - - для винтов из конструкционных сталей; — — — для винтов из легированных сталей

Принимаем $\lambda = 0,37$ для винта из конструкционной стали.

Определяем допускаемые напряжения. Предел текучести σ_T для нетермообработанных сталей принимаем по табл. 10.2, для термообработанных – по табл. 2.3. В рассматриваемом случае – по табл. 10.2 (для стали 45 $\sigma_T = 360$ МПа).

Допускаемые напряжения определяем по формуле

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{360}{3} = 120 \text{ МПа}, \quad (14.7)$$

где s – коэффициент безопасности, $s = 2 \dots 4$ в зависимости от степени ответственности механизма.

Проверяем условие прочности винта с учетом его устойчивости:

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 1962}{3,14 \cdot 32,793^2} = 23,23 \text{ МПа} \leq \gamma \cdot [\sigma] = 0,37 \cdot 120 = 44,4 \text{ МПа}. \quad (14.8)$$

Условие выполняется, прочность винта обеспечена. При невыполнении условия (14.8) необходимо выбирать резьбу с большим диаметром, уменьшать длину винта или корректировать нагрузку и материалы для изготовления деталей передачи.

10. Определяем КПД передачи винт – гайка по формуле (12.7):

$$\eta_e = \frac{\text{tg}(\psi)}{\text{tg}(\psi + \varphi)} = \frac{\text{tg}(0,026)}{\text{tg}(0,026 + 0,149)} = 0,148. \quad (14.9)$$

11. Определяем кинематические параметры электромеханического привода и передачи винт – гайка.

Частота вращения гайки $n_z = n_{\partial 6} / i_z = 1500 / 6 = 250 \text{ мин}^{-1}$.

Скорость поступательного движения винта (скорость подъема груза)

$$v = \frac{p \cdot z \cdot n_z}{60000} = \frac{3,0 \cdot 1 \cdot 250}{60000} = 0,013 \text{ м/с}. \quad (14.10)$$

12. Определяем силовые параметры привода. КПД привода находим по формуле $\eta = \eta_e \cdot \eta_z \cdot \eta_{nc} = 0,148 \cdot 0,96 \cdot 0,97 = 0,138$, где $\eta_z = 0,96$ – КПД открытой зубчатой передачи; $\eta_{nc} = 0,97$ – КПД опор скольжения, в которых установлена гайка в корпусе механизма (см. табл. 1.1 и примечание к ней).

Мощность на приводном валу (на винте)

$$P_{ввх} = F_a \cdot v = 1962 \cdot 0,013 = 245,25 \text{ Вт}. \quad (14.11)$$

Потребная мощность на валу двигателя



$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta} = \frac{245,25}{0,138} = 1780 \text{ Вт.} \quad (14.12)$$

Необходимый момент на валу двигателя

$$T_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{30 \cdot P_{\text{дв}}}{\pi \cdot n_{\text{дв}}} = \frac{30 \cdot 1780}{3,14 \cdot 1500} = 11,334 \text{ Н·м.} \quad (14.13)$$

Если двигатель не обеспечивает требуемый момент, необходимо подобрать другой либо выбрать резьбу с большим КПД, рассчитанным по формуле (12.7).

14.3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать передачу винт – гайка в приводе винтового домкрата. Максимальная масса поднимаемого груза 2,5 т. Материал винта – сталь 40Х с улучшением до 240 НВ, гайка изготовлена из оловянной бронзы БрО10Ф1, резьба упорная. Длина винта $L = 600$ мм.

Задача 2. Определить КПД двухзаходной трапецеидальной резьбы для привода винтового домкрата. Винт длиной 1200 мм не вращается, закреплен в корпусе вертикально. Поднятие груза массой 1500 кг производится поворотом гайки с помощью рычага. Гайка изготовлена из безоловянной бронзы БрА9Ж4, винт – из стали 45 с нормализацией до твердости поверхности 200 НВ.

Задача 3. Определить силу, которую нужно приложить к маховику диаметром $D_m = 400$ мм, чтобы обеспечить усилие прижатия $F_a = 3000$ Н винтового пресса с упорной резьбой (рис. 14.5). Материал винта – сталь 45, материал гайки – чугун СЧ15.

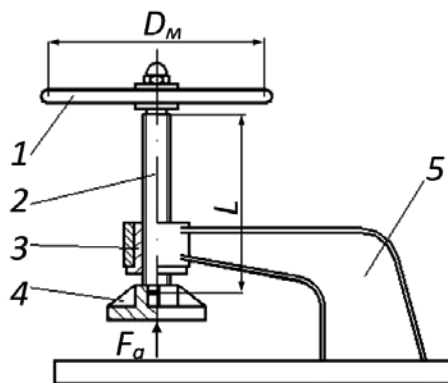


Рис. 14.5. Схема к задаче 3: 1 – маховик; 2 – винт; 3 – гайка; 4 – пятя; 5 – стойка

Задача 4. Рассчитать передачу винт – гайка скольжения с трапецеидальной резьбой. Винт, изготовленный из стали Ст5, длиной 1 м расположен горизонтально в приводе станка и вращается в двух подшипниках качения. По винту перемещается гайка (с кареткой) со скоростью $v = 20$ мм/с. Осевая сила составляет 3000 Н. Гайка изготовлена из чугуна СЧ20. Определить необходимую частоту вращения винта.

15. ПОДГОТОВКА К ЗАЩИТЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

При защите курсового проекта по дисциплине «Детали машин» («Прикладная механика», «Основы проектирования» и др.) студент должен ответить на ряд вопросов. Далее приведены ответы на типовые вопросы. Некоторые из них рассмотрены в разделах кратких теоретических сведений по главам.

1. Каково функциональное назначение разработанного привода?

В общем случае механический привод предназначен для передачи движения от двигателя к рабочему органу машины с преобразованием кинематических и силовых параметров этого движения (см. подраздел 1.1).

Кинематические параметры – угловая скорость и частота вращения, силовые – вращающие моменты и силы.

Привод, включающий механические передачи, необходим, т. к. частота вращения вала двигателя редко совпадает с требуемой частотой вращения рабочего (исполнительного) органа, например, барабана ленточного конвейера. Это может быть лишь в приводах центробежных насосов, вентиляторов, компрессоров.

Привод содержит собственно двигатель, рабочий орган и механическую передачу (или несколько передач), соединенные между собой посредством муфт или иным образом. Привод также может включать различные предохранительные, натяжные и другие устройства.

Для ответа на поставленный вопрос по конкретному курсовому проекту необходимо обратиться к выданному заданию на проектирование, а именно – к теме проекта. Например, привод (приложение А, схема 1) предназначен для вращения барабана ленточного конвейера.

2. Для чего предназначен редуктор?

Редуктор – это элемент механического привода (механизм), предназначенный для уменьшения угловой скорости (и частоты вращения) и увеличения вращающего момента при передаче движения от ведущего к ведомому валу.

Само слово «редуктор» происходит от латинского «reducio» – уменьшать. Речь идет об уменьшении скорости вращения.

Редуктор – это механизм, созданный на основе одной или нескольких механических передач.

Следует различать понятия «механическая передача» и «редуктор». Передача – понятие более широкое. Это механизм, преобразующий параметры (в некоторых случаях и виды) движения двигателя при его передаче к исполнительным органам машины. Когда ведут речь, например, о зубчатой передаче, то имеют в виду, как правило, совокупность основных элементов: зубчатые колеса, ведущее и ведомое. Редуктор же включает в себя не только зубчатые колеса, но и валы, подшипники, корпус, крышку, систему уплотнений и смазки и т. д. (рис. 15.1).

Передача может быть открытой и закрытой, понижающей и повышающей. Редуктор включает закрытую понижающую передачу (или несколько передач).



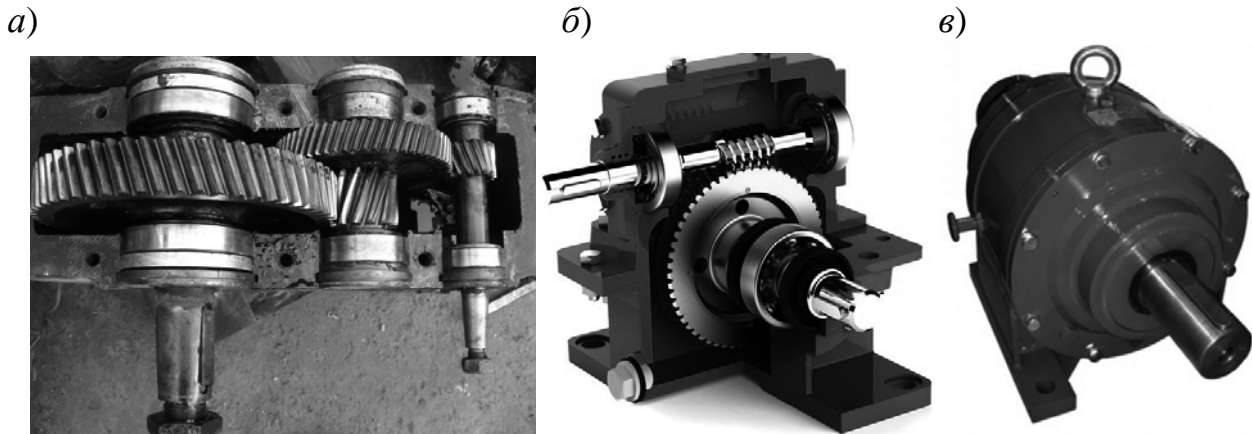


Рис. 15.1. Общий вид редуктора: *а* – двухступенчатый цилиндрический со снятой крышкой; *б* – червячный; *в* – планетарный

3. *Покажите на сборочном чертеже входной (ведущий) и выходной (ведомый) валы редуктора и опишите прохождение потока мощности от двигателя к рабочему органу.*

Входной вал редуктора соединен с валом двигателя с помощью муфты или другим способом (мотор-редуктор). Между валом двигателя и входным валом редуктора могут размещаться механические передачи, например, ременная. Выходной вал редуктора соединен с рабочим органом привода (барабаном, звездочкой, маховиком и т. д.) также посредством муфты или передает вращение от редуктора (через шкив, звездочку, зубчатое колесо и т. д.) к передаче (передачам), размещенной между редуктором и приводным валом.

Так как момент от входного вала редуктора к выходному увеличивается, выходной вал имеет больший средний диаметр.

4. *Как определяется передаточное отношение (передаточное число) в передачах редуктора?*

Передаточное отношение – это отношение угловой скорости (или частоты) вращения входного вала к угловой скорости (или частоте) вращения выходного: $i = \omega_1/\omega_2$ или $i = n_1/n_2$.

Передаточное число – понятие более узкое. Оно относится только к зубчатым передачам, а конкретнее – к паре зубчатых колес. Передаточное число – это отношение чисел зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего: $u = z_2/z_1$. Точно также можно найти передаточное число червячной передачи, но при этом z_2 – число зубьев червячного колеса, а z_1 – число заходов червяка.

У зубчатых и червячных передач значения передаточного отношения и передаточного числа совпадают по модулю. У планетарных передач передаточное отношение определяется из формулы Виллиса (формула (5.1)).

5. *Что характеризует передаточное отношение (передаточное число) редуктора?*

Передаточное отношение показывает, во сколько раз частота вращения выходного вала меньше частоты вращения входного и во сколько раз вращающийся

момент на выходном валу больше, чем момент на входном (без учета КПД).

6. Как определяется передаточное отношение редуктора, включающего несколько механических передач?

Передаточное отношение всего редуктора определяется как произведение передаточных отношений передач, входящих в него и установленных последовательно.

7. Какие передачи используются для создания редуктора, в чем их преимущества и недостатки по сравнению с другими типами передач?

Передачи, использованные в редукторе, указаны в задании на курсовое проектирование (приложение А) в пояснительных данных к рисунку. В подразделах кратких теоретических сведений в каждом разделе пособия отражены преимущества и недостатки каждого из типов передач.

Зубчатые цилиндрические передачи рассмотрены в подразделе 2.1, конические зубчатые – в подразделе 3.1, червячные – в подразделе 4.1, планетарные зубчатые – в подразделе 5.1.

8. Как осуществляется расчет передач редуктора? По каким напряжениям?

Расчет всех передач редукторов (зубчатых и червячных) проводится по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Расчет по контактным напряжениям является основным. Исходя из условия контактной прочности осуществляются проектный и основной проверочный расчеты. Расчет по напряжениям изгиба для закрытых передач (в корпусе) выполняется только как дополнительный проверочный.

9. Как производится регулировка зацепления в редукторе?

Проверка правильности зацепления оценивается по пятну контакта: на зубья шестерни наносят типографскую краску и проворачивают вал редуктора. Далее оценивают положение пятна контакта на зубьях колеса.

Регулировка осевого положения колес может осуществляться с помощью набора прокладок, устанавливаемых между прижимными (привертными) крышками и корпусом редуктора.

Для шестерен конических передач регулировка производится путем подбора толщин прокладок между фланцем стакана и корпусом.

Регулировку подшипников можно выполнять также, используя набор стальных прокладок или регулировочных колец (втулок) между торцами крышек и наружных колец, резьбовые винты для закладных гаек и шлицевые гайки.

10. Какие силы (силовые факторы) действуют на валы редуктора?

На валы действуют силы, возникающие в зубчатых зацеплениях: окружная F_t , радиальная F_r и осевая F_a составляющие нормальной силы. Действует сила от муфты F_M в месте ее установки. В опорах (подшипниках) возникают реакции. На вал редуктора действуют вращающий момент (от окружной силы F_t) и изгибающие моменты, вызываемые остальными внешними силами и реакциями опор.

11. Как рассчитываются валы привода?

Предварительный расчет среднего диаметра вала осуществляется по напряжениям кручения по формуле (8.1). При этом принимаются уменьшенные значения допускаемых напряжений кручения, чтобы учесть фактор действия напряжений изгиба.

При проверочном расчете вала (основной расчет) производится проверка сопротивления усталости. В отличие от расчета зубчатых передач, когда определяются действующие напряжения, которые сравниваются с допускаемыми значениями, при расчете вала должны быть найдены запасы сопротивления усталости по изгибу и кручению, затем – общий запас сопротивления усталости. Он должен быть больше либо равен допускаемому значению запаса сопротивления усталости ($\approx 1,5$).

Как дополнительные проводятся расчеты вала на статическую прочность и жесткость, а также на устойчивость и колебания.

12. Как осуществляется смазка деталей редуктора?

Смазывание зубчатых колес передач применяют в целях снижения трения и износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, защиты от коррозии, уменьшения шума и вибраций.

Для редукторов общего назначения характерны три способа смазывания:

- 1) картерный;
- 2) циркуляционный (струйный) жидкими маслами;
- 3) периодический пластичными смазками.

Наибольшее применение имеет *картерный* способ, при котором масло заливается в корпус и разбрызгивается вращающимися колесами, обеспечивая смазку передач и подшипников. Он используется при окружных скоростях зубчатых колес до 15 м/с. При картерном способе глубина погружения в масло быстроходного колеса составляет $(0,75...2) \cdot h$, где h – высота зуба, но не менее 10 мм. При этом тихоходное колесо рекомендуется погружать на глубину не более $1/3$ его диаметра.

Для смазывания зубчатых колес, расположенных выше уровня масла (в многоступенчатых редукторах), применяют специальные смазывающие колеса (стальные или пластмассовые), свободно вращающиеся на осях, а также разбрызгиватели.

Колеса конических передач следует погружать в масло на всю высоту зуба по всей длине.

При больших окружных скоростях центробежная сила сбрасывает масло с зубьев и зацепление работает в условиях недостаточного смазывания. Возникает необходимость в использовании *струйной* циркуляционной смазки через специальные сопла или разбрызгиватели. Этот способ требует сложного устройства смазочной системы и экономического обоснования.

Объем масла принимают из расчета 0,4...0,8 л масла на 1 кВт передаваемой мощности.

Смазка подшипников рассматривается отдельно. Если подшипник закрытый, то консистентная смазка закладывается при изготовлении. Однако регули-



руемые подшипники, например, роликовые радиально-упорные (незакрытые), лучше, чтобы были погружены в масло.

В редукторе устанавливаются маслоотражательные шайбы и кольца (при окружной скорости зубчатых колес $v > 2$ м/с). Особенно это рекомендуется при нижнем расположении червяка – винтовая линия создает поток смазки, который заливает один из подшипников. При верхнем расположении червяка смазка ограничена. В этом случае ее закладывают при сборке и применяют мазеудерживающие кольца.

13. Как контролируется уровень масла в редукторе?

Уровень масла в редукторе контролируется с помощью маслоуказателей. Они имеют несколько разновидностей:

– жезловые (щупы). Этот маслоуказатель, как правило, является сборочной единицей, состоящей из рукоятки и стержня (рис. 15.2, а). При проектировании редуктора нужно размещать его так, чтобы обеспечить возможность выемки из-под фланца корпуса;

– круглые и удлиненные (рис. 15.2, б);

– трубчатые (рис. 15.2, в). Используется закон сообщающихся сосудов. Трубка изготавливается прозрачной.

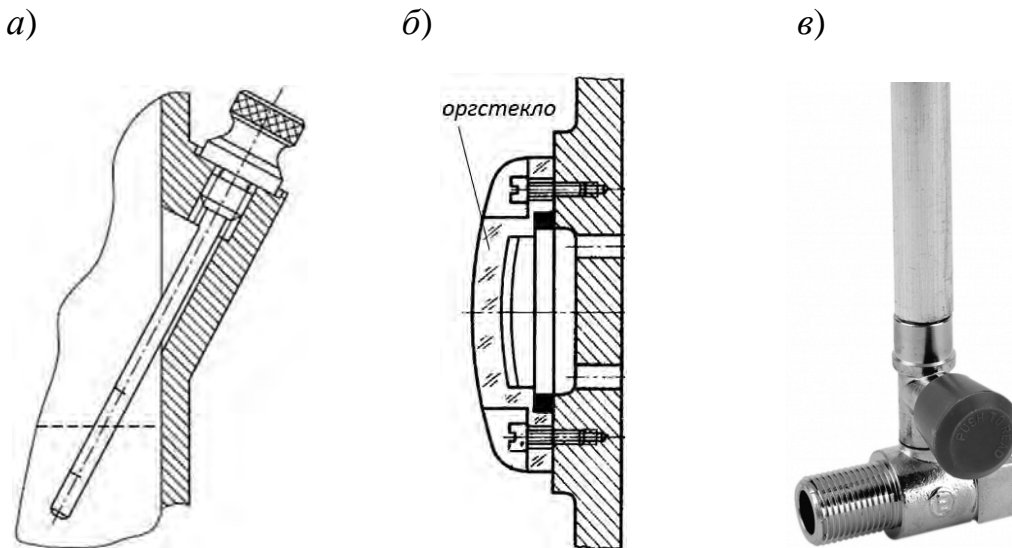


Рис. 15.2. Маслоуказатели: а – жезловый (щуп); б – круглый; в – трубчатый

14. Для каких целей служат смотровой люк и крышка-отдушина?

Смотровой люк (рис. 15.3, а) служит для контроля правильности сборки зацепления и визуального осмотра передач редуктора. Через него можно доливать масло в редуктор.

Отдушина необходима для выравнивания давления в корпусе редуктора по отношению к атмосферному. В случае ее отсутствия при длительной работе редуктора внутри корпуса повысится давление и температура и масло начнет течь через уплотнения и прокладки.

15. Как производится слив масла из редуктора?

Слив масла из редуктора производится с помощью сливной пробки (рис. 15.3, б). Она расположена у днища корпуса.

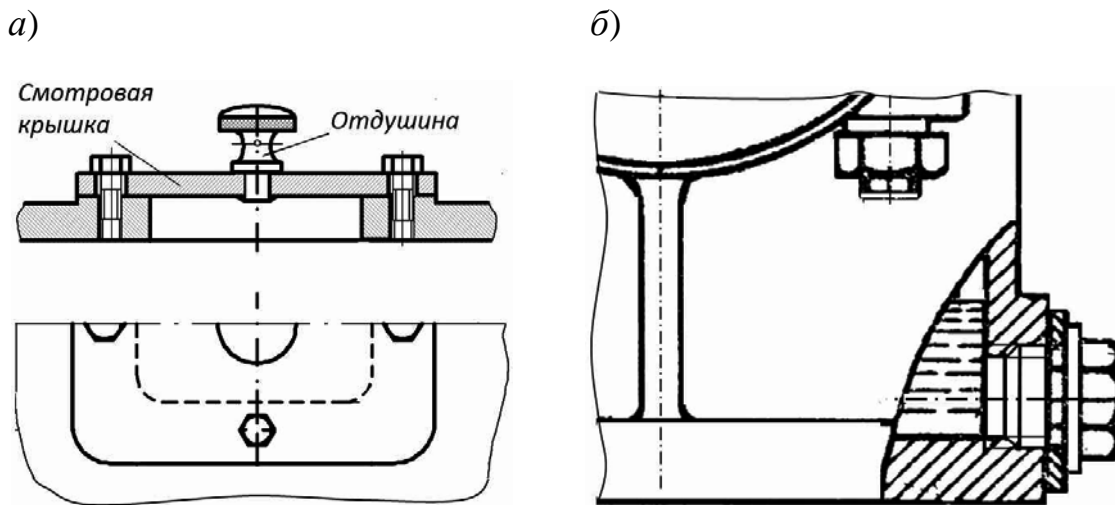


Рис. 15.3. Элементы корпуса редуктора: а – смотровой люк с крышкой-отдушиной; б – сливная пробка

Примечание. Вышепредставленные элементы (маслоуказатель, сливная пробка, крышка-отдушина) требуется указать на сборочном чертеже редуктора своего проекта.

16. Для чего предназначены муфты привода?

Муфты предназначены для соединения концов валов и компенсации отклонений осей валов от номинального взаимного расположения. Входной (быстроходный) вал редуктора, как правило, соединяется с валом электродвигателя с помощью упругой муфты (МУВП, со звездочкой и др.), т. к., помимо указанных функций, он выполняет роль демпфера и гасит колебания. Муфта, соединяющая выходной вал с приводным или с другими элементами привода, вращается с меньшей скоростью, но передает большие значения вращающего момента. В таких условиях применяют компенсирующие жесткие муфты (зубчатые, кулачковые и др.).

Основной параметр муфты – передаваемый вращающий момент. Типоразмер муфты определяется по диаметрам соединяемых концов валов.

17. Как осуществляется выбор подшипников для валов редуктора?

Размеры подшипников подбираются в зависимости от диаметра вала в месте посадки. Их тип и серия (по ширине) выбираются с учетом действующих на вал нагрузок. Если в зацеплении не действуют осевые силы или они незначительны (прямозубые цилиндрические передачи или косозубые передачи с углом наклона менее 10°), то устанавливаются радиальные шариковые подшипники. Для валов косозубых передач с углом $\beta \geq 10^\circ$, а также валов конических зубчатых и червячных передач применяют радиально-упорные шариковые и роликовые подшипники. Конические роликоподшипники следует устанавливать при малых длинах валов редуктора и ограниченных размерах отверстий в его кор-

пусе для установки крышек. Конические роликовые подшипники дешевле радиально-упорных шариковых подшипников и предпочтительнее в качестве опор вала червячного колеса. При выборе легконагруженных подшипников используются особолегкая и легкая серии, при тяжелых режимах нагружения – средняя и тяжелая.

18. *Обоснуйте выбор подшипников для приводного вала.*

Данный вопрос (п. б) сформулирован в контрольных вопросах к разделу 9, а ответ на него, в зависимости от типа установленных подшипников, приведен в подразделе 9.1 «Краткие теоретические сведения».

19. *Что предусмотрено в редукторе для его строповки и транспортировки?*

Строповка – технологическая операция, выполняемая в процессе подъема и перемещения редуктора с целью соединения последнего с подъемным устройством, например, с электрической талью или лебедкой. Она производится посредством обвязки, зацепки (захватывания). Для этого в корпусе редуктора (с массой более 20 кг) предусматривают проушины в виде ребра с отверстием (рис. 15.4, а), сквозные отверстия (рис. 15.4, б), крюковые захваты (рис. 15.4, в) либо устанавливают рым-болты (рис. 15.4, г, в).

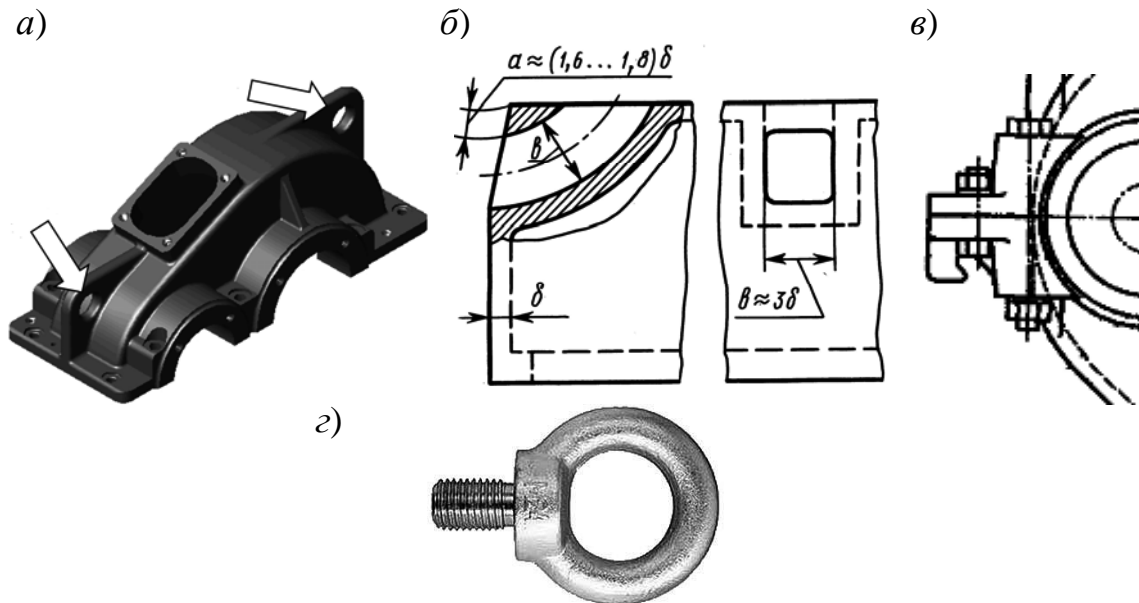


Рис. 15.4. Элементы корпуса для строповки и переноса редуктора

20. *Как выбираются шпонки для валов привода?*

Первоначально выбирается сечение стандартных призматических шпонок (высота h , ширина b) по ГОСТ 23360–78 в зависимости от диаметра вала d , а также размеры профиля пазов на валу и в устанавливаемой на вал детали (см. табл. И.2).

По формуле (13.1) проверяется, удовлетворяет ли рабочая длина шпонок условию прочности на смятие, т. к. напряжения для стандартных призматических шпонок являются основными.

При вычерчивании компоновки редуктора проектируют шпоночные пазы на валах с учетом того, что полная длина шпоночного паза должна быть не менее 60 % от длины ступени вала, где устанавливается шпонка для повышения жесткости соединения. Для определения длины шпонки можно использовать данные, приведенные в примечании к табл. И.2.

21. *Что предусмотрено в конструкции редуктора для повышения его жесткости?*

При проектировании корпуса редуктора используют эмпирическую зависимость для определения толщины его стенки $\delta_c = 2 \cdot \sqrt[4]{T}$, где T – момент на тихоходном валу, Н · м.

Толщина стенки не может быть менее 6 мм. Для повышения жесткости корпуса редуктора предусмотрены ребра жесткости (рис. 15.5). Они могут также выполняться не только на наружных, но и на внутренних поверхностях корпуса и крышки.



Рис. 15.5. Общий вид корпуса редуктора с ребрами жесткости

22. *Как выбирается номер швеллера для рамы, на которую установлен привод?*

По условиям курсового проектирования сварная рама разрабатывается только под двигатель и редуктор. Для повышения эффективности производства и экономии материалов она должна быть спроектирована из швеллера одного номера.

По марке двигателя по справочным данным определяют геометрические параметры двигателя, в т. ч. его присоединительные размеры (табл. Л.1). Таким образом находят диаметр отверстия в лапах $d_{ол}$. Диаметр болтов $d_{бд}$ для крепления лап двигателя к раме будет меньше: $d_{бд} = d_{ол} - (0,5 \dots 1)$ мм.

Определяют диаметры болтов крепления крышки и корпуса $d_{бк}$: $d_{бк} = \sqrt[3]{T} \geq 10$ мм, затем – диаметры болтов крепления рамы к фундаменту: $d_{ф} = 1,25 \cdot d_{бк} \geq 12$ мм с округлением до ближайшего большего стандартного значения по табл. И.1.

Находят максимальный диаметр из двух $d_{ол}$ и $(d_{ф} + 1 \text{ мм})$ и по сортаменту (табл. М.1) принимают номер швеллера с ближайшим большим или равным максимально допустимым размером (диаметром) отверстия в полке.

23. *С какой целью в конструкции редуктора используются штифты (показать их на чертеже)?*

Штифты предназначены для центрирования крышки и корпуса редуктора. Они фиксируют положение крышки и корпуса относительно друг друга. Устанавливаются без зазора до расточки отверстий под подшипники. Штифты позволяют многократно разбирать и собирать редуктор без смещения осей расточек под подшипники.

24. *Назовите материалы, из которых изготовлены детали на листе детализации, и вид термообработки деталей.*

Выбор материалов деталей передач приведен в пунктах: 2.2.2 (для цилиндрических передач), 3.2.2 (для конических зубчатых), 4.2.2 (для червячных), 5.2.3 (для планетарных). Он производится на начальной стадии расчета и проектирования. В учебном пособии рассматриваются такие материалы зубчатых колес, как стали 40Х (в т. ч. и для изготовления червяка) и 45. Для изготовления венца червячного колеса применяют бронзу и чугун.

Материал крупных литых корпусных деталей (корпус, крышка и т. д.), как правило, чугун. Эти детали также могут изготавливаться из легких сплавов и сталей.

Материалы деталей указываются на их рабочих чертежах в основной надписи в нижней строке по центру под наименованием детали (поз. 3 по ГОСТ 2.301–68). На листе детализации, как правило, вычерчиваются детали, расчет которых производится в пояснительной записке. Вид материала и ТО назначается в первую очередь.

25. *Какие размеры проставляются на сборочном чертеже редуктора (приводного вала, рамы и др.)? Приведите примеры в своем проекте.*

На сборочном чертеже проставляются габаритные (максимальные), установочные (в местах соединения деталей и узлов) и присоединительные размеры на деталях, с помощью которых редуктор присоединяется к раме и другим агрегатам привода.

Перед защитой курсового проекта студенту рекомендуется проработать краткие теоретические сведения в каждом из четырнадцати предшествующих разделов и попытаться самостоятельно ответить на контрольные вопросы, приведенные в начале этих разделов.



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник для машиностроительных специальных вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 10-е изд., испр. – Москва : Высшая школа, 2006. – 409 с.: ил.
2. **Иосилевич, Г. Б.** Детали машин: учебник для студентов машиностроительных специальных вузов / Г. Б. Иосилевич. – Москва : Машиностроение, 1988. – 368 с.: ил.
3. **Решетов, Д. Н.** Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальных вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1989. – 496 с. : ил.
4. **Скойбеда, А. Т.** Детали машин и основы конструирования: учебник для студентов технических специальных вузов / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., перераб. – Минск : Вышэйшая школа, 2006. – 560 с. : ил.
5. **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В. И. Анурьев; под ред. И. Н. Жестковой. – 8 изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 2001. – Т. 2. – 912 с.
6. **Биргер, И. А.** Расчет на прочность деталей машин: справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1993. – 640 с.: ил.
7. **Лустенков, М. Е.** Практикум по основам проектирования и деталям машин : учебное пособие / М. Е. Лустенков. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2015. – 203 с. : ил.
8. Планетарные передачи: справочник / Под ред. В. Н. Кудрявцева, Ю. Н. Кирдяшева. – Ленинград : Машиностроение, 1977. – 536 с.: ил.
9. Проектирование механических передач: учебное пособие / С. А. Чернавский [и др.]. – 7-е изд., перераб. и доп. – Москва : ИНФРА-М, 2013. – 536 с.
10. **Курмаз, Л. В.** Детали машин. Проектирование : учебно-методическое пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр. – Москва : Высшая школа, 2005. – 308 с.
11. Детали машин в примерах и задачах: учебное пособие / Под общ. ред. С. Н. Ничипорчика. – 2-е изд. – Минск : Вышэйшая школа, 1981. – 432 с. : ил.
12. **Иванов, М. Н.** Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие для машиностроительных вузов / М. Н. Иванов, В. Н. Иванов. – Москва : Высшая школа, 1975. – 551 с. : ил.
13. **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Москва : Высшая школа, 2006. – 447 с.
14. Проектирование узлов и деталей машин. Техническое предложение и эскизный проект: методические указания к курсовому проекту для студентов технических специальностей / Сост. Н. И. Рогачевский. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2015. – 25 с.



ПРИЛОЖЕНИЕ А

(справочное)

Задание к курсовому проектированию

Схема 1. Разработать привод ленточного конвейера

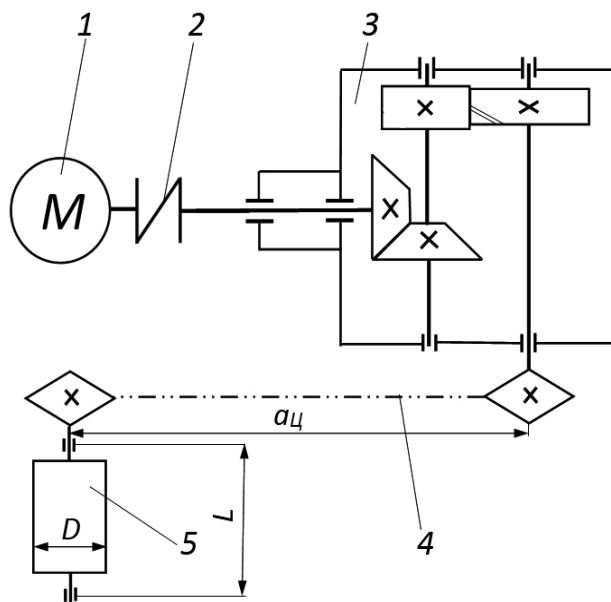


Рис. А.1. Схема привода ленточного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор коническо-цилиндрический (расположение конической шестерни симметрично относительно стенок корпуса редуктора); 4 – цепная передача; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.1. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на барабане, Н	2,20	2,32	2,34	2,54	2,71	2,26	2,28	2,47	2,93	2,79
Диаметр барабана D , мм	300	380	360	350	340	320	400	410	390	405
Частота вращения барабана, мин^{-1}	60	62	65	70	65	75	73	68	80	82
Межосевое расстояние цепной передачи $a_{ц}$, мм	300	320	324	326	330	334	336	340	344	350
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	440	428	445	480	450	345	460	448	455	465

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 6 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, нормальный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- межосевое расстояние цепной передачи принять $a_{ц} = 3 \text{ м}$.

Схема 2. Разработать привод поворотного механизма

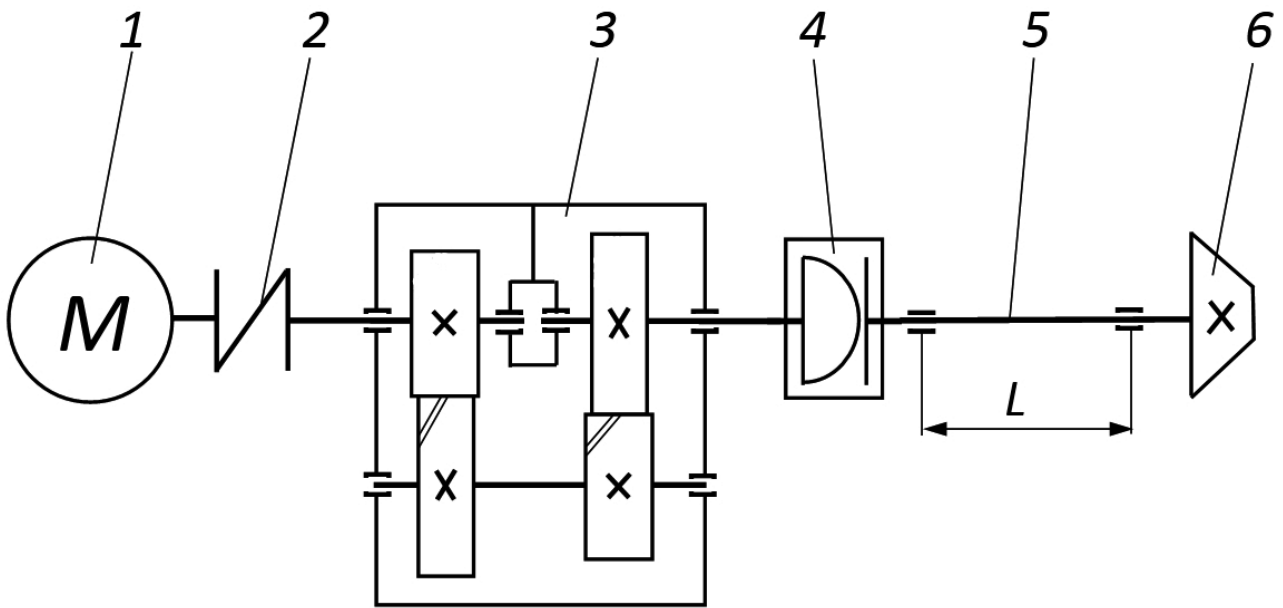


Рис. А.2. Схема привода поворотного механизма: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая с резиновой звездочкой; 3 – редуктор соосный; 4 – муфта компенсирующая жесткая зубчатая; 5 – приводной вал; 6 – коническая шестерня приводного вала

Табл. А.2. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приводной шестерне, Н·м	200	220	240	245	210	260	280	270	230	290
Частота вращения приводного вала, мин ⁻¹	60	62	65	70	65	75	73	68	80	82
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	300	320	340	280	350	345	360	348	355	365

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, трехсменный, легкий;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка;
- вал 5 должен быть установлен на радиально-упорных подшипниках с возможностью регулировки конического зацепления.

Схема 3. Разработать привод лебедки подъема стрелы

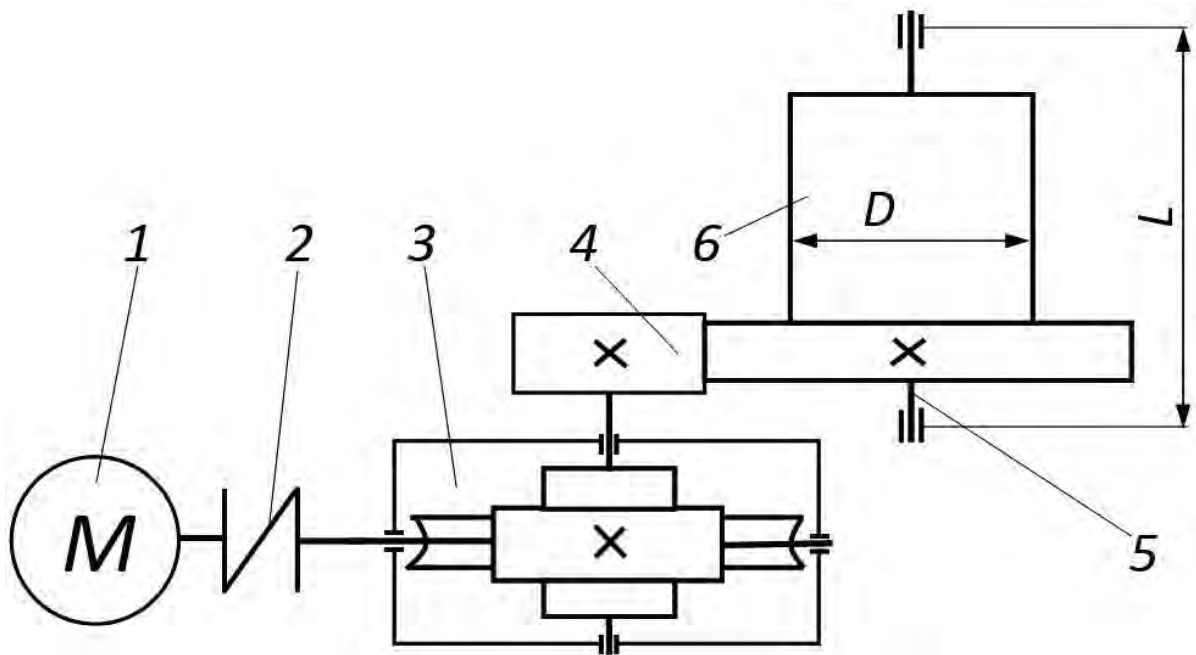


Рис. А.3. Схема привода лебедки подъема стрелы: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор червячный с верхним расположением червяка; 4 – открытая цилиндрическая прямозубая передача; 5 – приводной вал; 6 – барабан с зубчатым колесом со встроенным устройством предохранения от перегрузок (с предохранительной муфтой по вращающему моменту)

Табл. А.3. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговое усилие на барабане, кН	5,2	4,78	4,63	4,25	5,1	5,0	4,75	4,82	4,92	4,97
Скорость движения каната, м/с	0,22	0,21	0,19	0,18	0,2	0,24	0,23	0,17	0,26	0,25
Диаметр барабана D , мм	360	376	402	328	372	320	362	368	374	270
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	400	320	340	280	350	345	360	348	355	365

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод реверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка;
- в конструкции барабана предусмотреть предохранительное устройство.

Схема 4. Разработать привод ленточного конвейера

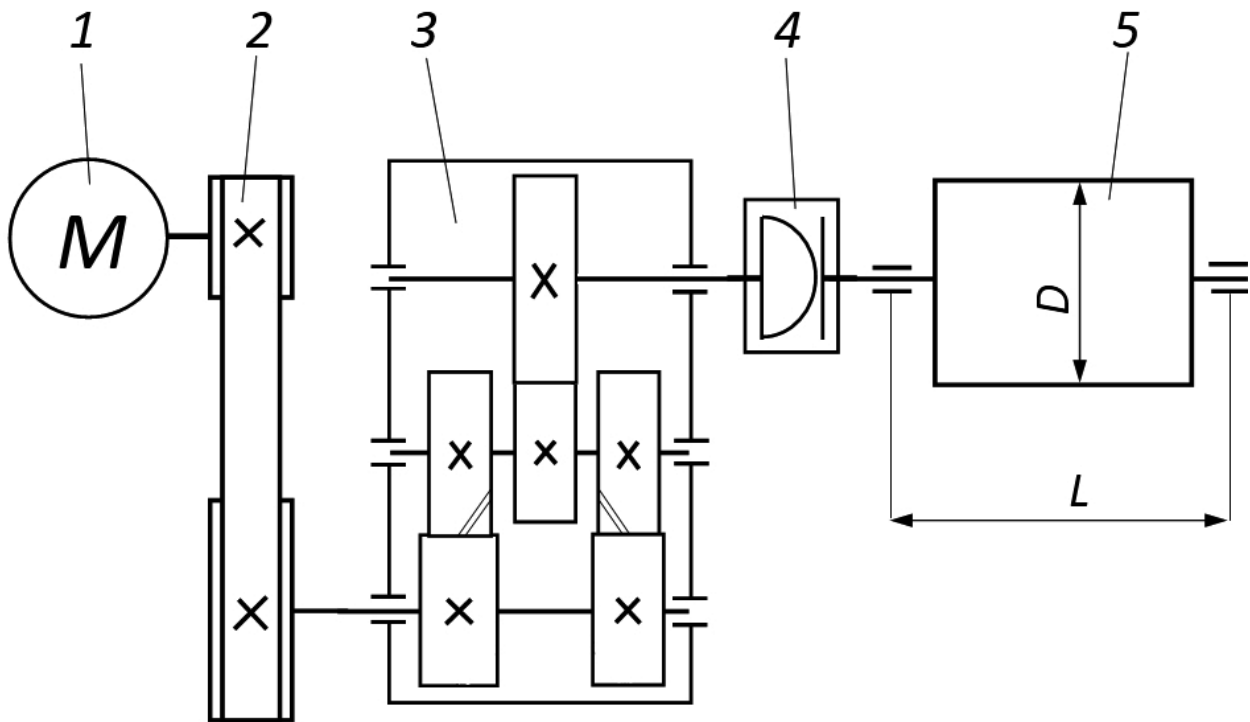


Рис. А.4. Схема привода ленточного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор цилиндрический двухступенчатый (с косозубой быстроходной ступенью и разделенным потоком мощности и прямозубой тихоходной ступенью); 4 – муфта кулачково-дисковая; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.4. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приводном валу, Н·м	780	770	740	745	790	796	778	781	791	798
Диаметр барабана D , мм	400	390	405	410	418	389	388	398	405	395
Скорость движения ленты конвейера, м/с	0,96	0,97	0,94	0,92	0,98	0,99	0,95	0,93	0,91	0,90
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	540	528	545	580	550	545	560	548	555	565

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 4 года;
- режим работы пятидневный, трехсменный, тяжелый;
- привод неререверсивный;
- степень точности изготовления колес – 6-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- при проектировании быстроходной ступени редуктора считать, что мощность делится равномерно (поровну) по двум параллельным потокам.

Схема 5. Разработать привод скребкового конвейера

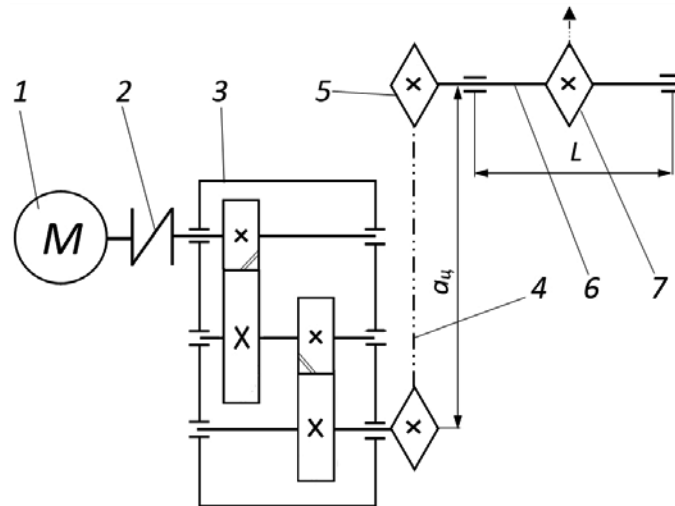


Рис. А.5. Схема привода скребкового конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая с резиновой звездочкой; 3 – редуктор двухступенчатый (с цилиндрическими косозубыми передачами); 4 – цепная передача; 5 – звездочка цепной передачи с предохранительным устройством; 6 – приводной вал; 7 – приводная звездочка

Табл. А.5. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приводной звездочке 7, Н·м	736	734	746	754	771	726	728	747	793	778
Шаг цепи, мм / число зубьев приводной звездочки 7	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения приводной звездочки 7, мин ⁻¹	60	62	65	70	65	75	73	68	80	82
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	330	318	335	370	310	335	350	338	345	325

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 7 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, легкий;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка;
- в звездочку 5 цепной передачи необходимо встроить предохранительное устройство (муфту) по вращающему моменту;
- межосевое расстояние цепной передачи первоначально принять $a_{ц} = 1800$ мм, при необходимости уточнить в ходе ее расчета.

Схема 6. Разработать привод цепного конвейера

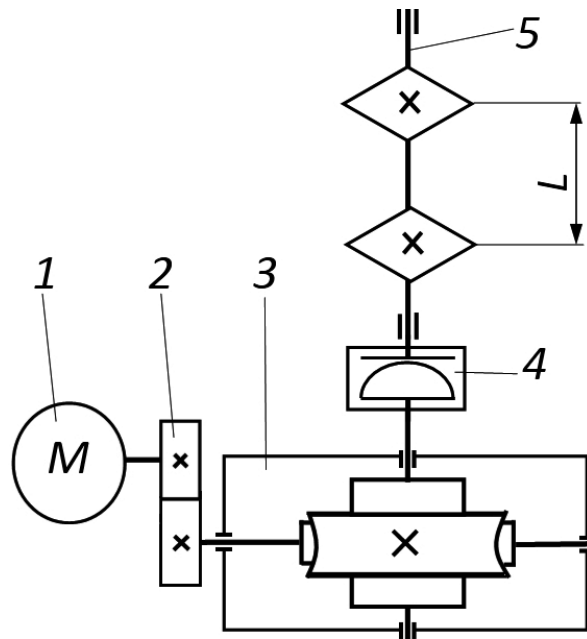


Рис. А.6. Схема привода цепного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – открытая цилиндрическая прямозубая передача; 3 – редуктор червячный с нижним расположением червяка; 4 – муфта зубчатая; 5 – приводной вал с двумя приводными звездочками

Табл. А.6. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на одной приводной звездочке, Н·м	680	700	680	745	710	760	780	770	730	690
Шаг цепи, мм/ число зубьев приводной звездочки	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения звездочки, мин ⁻¹	10	12	13	11	13	14	15	11	12	16
Расстояние между звездочками приводного вала L , мм	540	528	545	580	550	545	560	548	555	565

Дополнительные указания к проектированию:

- ось вала двигателя находится на одной высоте с осью червяка;
- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, тяжелый;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка.

Схема 7. Разработать привод скребкового конвейера

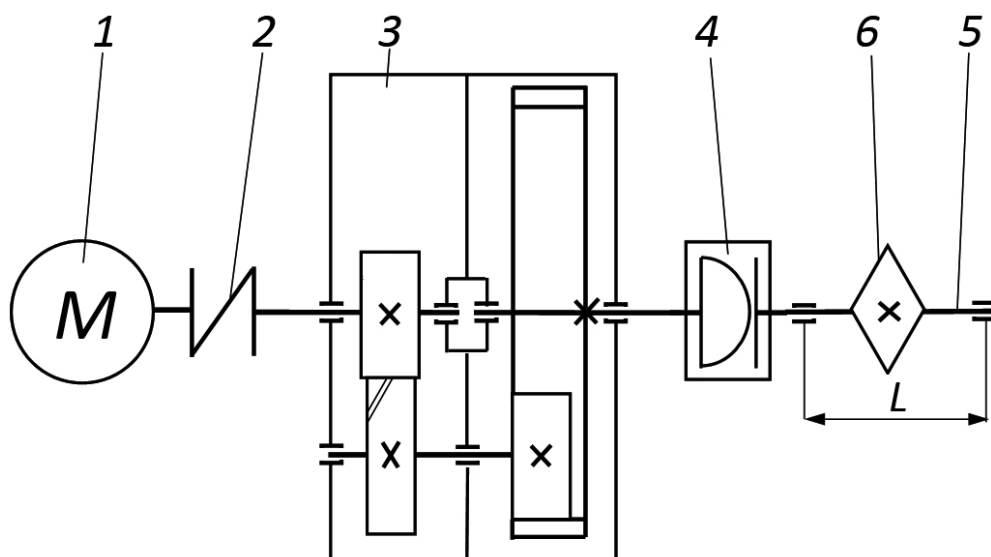


Рис. А.7. Схема привода скребкового конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор двухступенчатый соосный (первая ступень – косозубая цилиндрическая, вторая – прямозубая цилиндрическая с внутренним зацеплением); 4 – муфта компенсирующая жесткая кулачково-дисковая; 5 – приводной вал; 6 – приводная звездочка

Табл. А.7. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на приводной звездочке б, кН	1,69	1,54	1,80	1,76	1,74	1,86	1,73	1,67	1,93	1,78
Шаг цепи, мм / число зубьев приводной звездочки б	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения приводной звездочки б, мин ⁻¹	170	178	165	160	185	175	173	168	180	182
Расстояние между опорами приводного вала L, мм	290	298	295	300	310	305	294	296	285	315

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- допускается кратковременная 2,5-кратная перегрузка.

Схема 8. Разработать привод грузоподъемного механизма

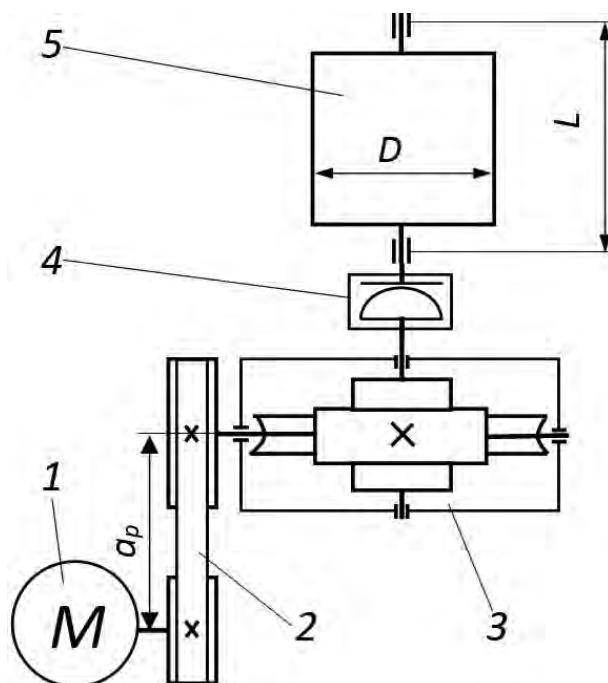


Рис. А.8. Схема привода грузоподъемного механизма: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор червячный с верхним расположением червяка; 4 – муфта зубчатая; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.8. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговое усилие на барабане, Н	3430	3420	3460	3545	3610	3260	3280	3470	3930	3790
Диаметр барабана D , мм	400	320	420	410	418	360	380	390	405	355
Скорость движения троса, м/с	0,13	0,14	0,15	0,12	0,16	0,19	0,15	0,16	0,17	0,18
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	540	528	545	580	550	545	560	548	555	565

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 7 лет;
- режим работы пятидневный, односменный, легкий;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка;
- межосевое расстояние клиноременной передачи a_p принять таким, чтобы обеспечить расположение опорных поверхностей электродвигателя и редуктора на одном уровне.

Схема 9. Разработать привод тягового устройства

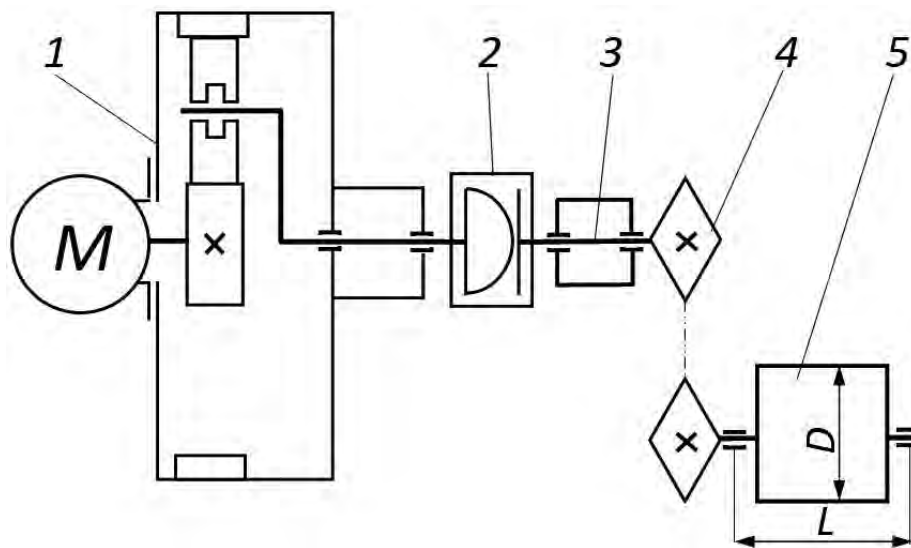


Рис. А.9. Схема привода тягового устройства: 1 – мотор-редуктор (асинхронный электродвигатель с фланцевым исполнением закреплен на корпусе планетарного редуктора); 2 – муфта кулачково-дисковая; 3 – промежуточный вал привода; 4 – цепная передача; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.9. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приводном валу, Н·м	319	322	334	345	356	323	321	336	322	345
Диаметр барабана D , мм	420	430	425	415	435	460	480	465	445	455
Скорость движения троса барабана, м/с	1,20	1,23	1,24	1,22	1,18	1,19	1,25	1,23	1,21	1,20
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	340	328	345	380	350	345	360	348	355	365

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, нормальный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- планетарный редуктор спроектирован по схеме 2К-Н с тремя сателлитами, колеса прямозубые;
- раму спроектировать под мотор-редуктор и промежуточный вал;
- промежуточный вал установлен в сборной опоре (стакане) с лапами на двух конических роликовых подшипниках. Высота центров опоры равна высоте центров мотор-редуктора.

Схема 10. Разработать привод цепного конвейера

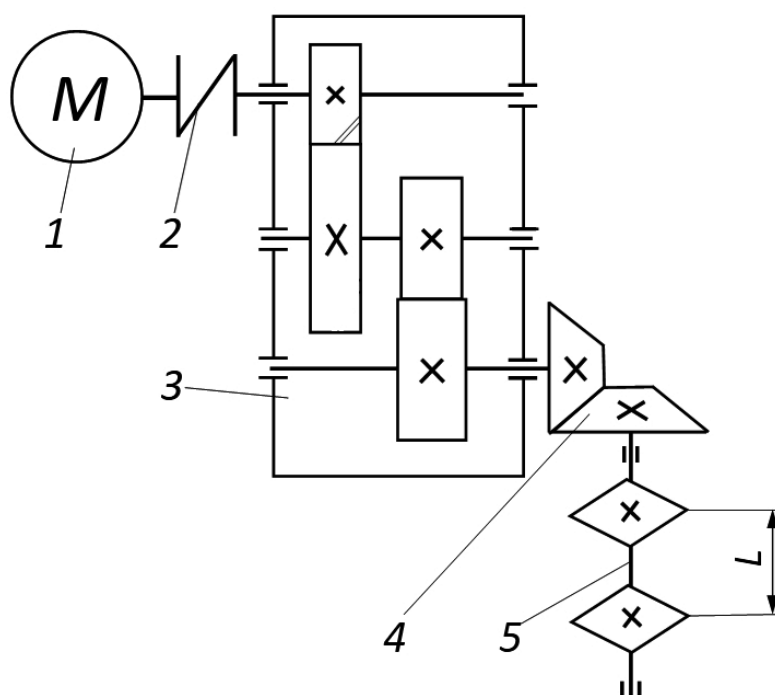


Рис. А.10. Схема привода цепного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая с резиновой звездочкой; 3 – редуктор двухступенчатый цилиндрический с косозубой и прямозубой передачами; 4 – открытая коническая передача; 5 – приводной вал с двумя приводными звездочками

Табл. А.10. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на одной приводной звездочке, Н	1150	1130	1125	1145	1112	1167	1184	1175	1138	1185
Шаг цепи, мм/ число зубьев приводной звездочки	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения звездочки, мин ⁻¹	50	52	55	51	58	55	53	57	60	59
Расстояние между звездочками приводного вала L , мм	240	228	245	280	250	245	260	248	255	265

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 6 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод неререверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка.

Схема 11. Разработать привод цепного конвейера

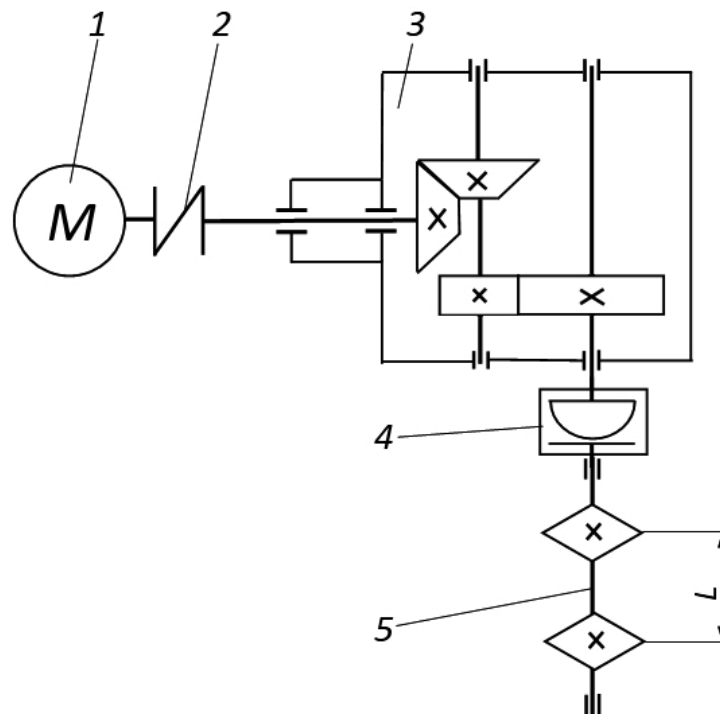


Рис. А.11. Схема привода цепного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор двухступенчатый коническо-цилиндрический (с прямозубой цилиндрической тихоходной передачей); 4 – муфта зубчатая; 5 – приводной вал с двумя приводными звездочками

Табл. А.11. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на одной приводной звездочке, Н	950	930	925	945	912	967	984	975	938	985
Шаг цепи, мм/ число зубьев приводной звездочки	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения звездочки, мин ⁻¹	120	124	125	131	138	135	133	147	140	129
Расстояние между звездочками приводного вала L , мм	190	198	195	180	182	175	178	188	194	196

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 7 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, легкий;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка.

Схема 12. Разработать привод перемешивателя раствора

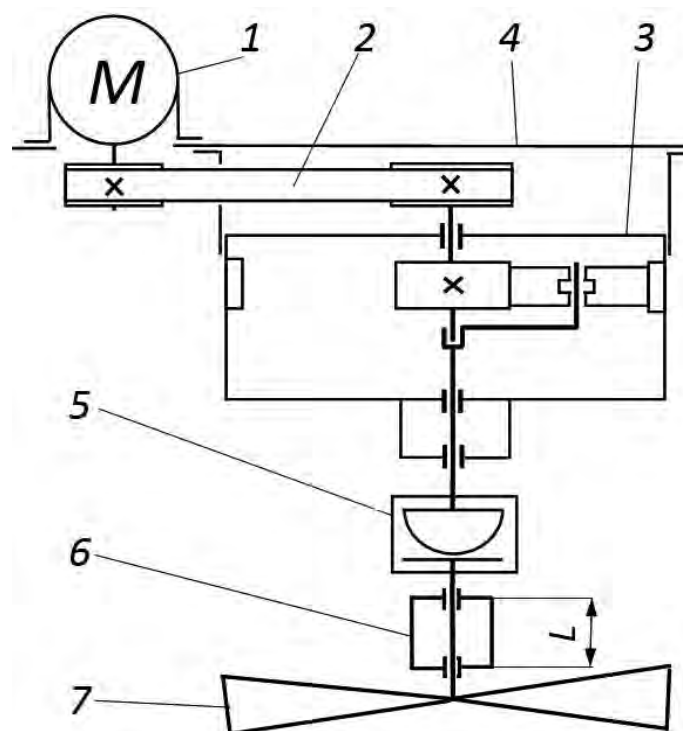


Рис. А.12. Схема привода перемешивателя раствора: 1 – асинхронный электродвигатель (фланцевое исполнение); 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор планетарный (по схеме 2К-Н, с прямыми зубчатыми колесами, трехсателлитный); 4 – плита; 5 – муфта компенсирующая жесткая зубчатая; 6 – приводной вал с вертикальным расположением (крепление к вертикальной стойке); 7 – рабочий орган перемешивателя

Табл. А.12. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на рабочем органе, Н·м	400	434	440	445	410	460	480	470	430	490
Частота вращения приводного вала, мин ⁻¹	46	49	52	68	54	57	62	60	50	64
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	200	220	240	280	250	245	260	248	255	265

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод реверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- сборочный чертеж рамы заменяется на сборочный чертеж плиты 4 с креплениями двигателя и редуктора.

Схема 13. Разработать привод скребкового конвейера

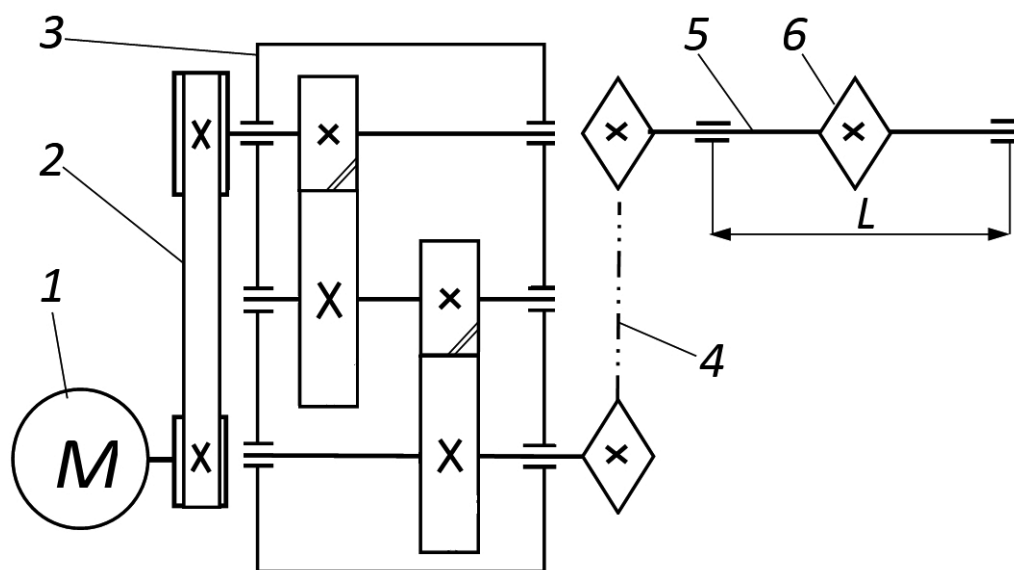


Рис. А.13. Схема привода скребкового конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор двухступенчатый (с цилиндрическими косозубыми передачами); 4 – цепная передача; 5 – приводной вал; 6 – приводная звездочка

Табл. А.13. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на приводной звездочке б, кН	2,88	2,92	2,96	2,84	3,02	3,16	2,98	2,97	2,93	3,18
Шаг цепи, мм / число зубьев приводной звездочки б	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения приводной звездочки б, мин ⁻¹	42	38	35	40	45	75	43	48	50	52
Расстояние между опорами приводного вала L, мм	320	300	284	296	290	304	306	330	300	308

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 6 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка;
- при проектировании привода обеспечить соосность вала двигателя и выходного вала редуктора, а также соосность приводного и входного валов редуктора.

Схема 14. Разработать привод скребкового конвейера

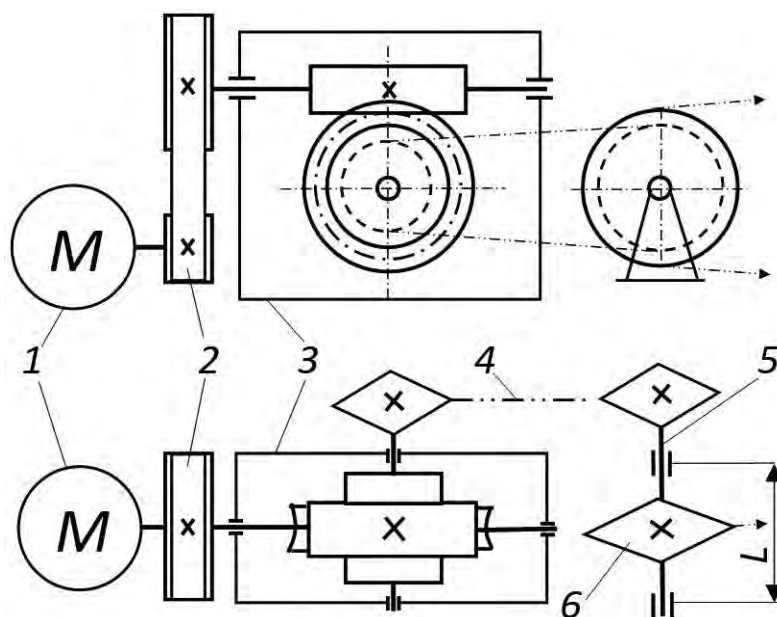


Рис. А.14. Схема привода скребкового конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – клиноременная передача с вертикальным расположением шкивов; 3 – редуктор червячный (с верхним расположением червяка); 4 – цепная передача; 5 – приводной вал; 6 – приводная звездочка

Табл. А.14. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на приводной звездочке б, кН	2,35	2,34	2,41	2,50	2,51	2,26	2,28	2,47	2,93	2,78
Шаг цепи, мм / число зубьев приводной звездочки б	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения приводного вала, мин ⁻¹	9	8	12	10	11	6	12	8	9	10
Расстояние между опорами приводного вала L, мм	300	280	290	285	295	310	305	288	298	292

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 6 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, нормальный;
- привод неререверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка;
- редуктор и электродвигатель установлены на одной поверхности.

Схема 15. Разработать привод скребкового конвейера

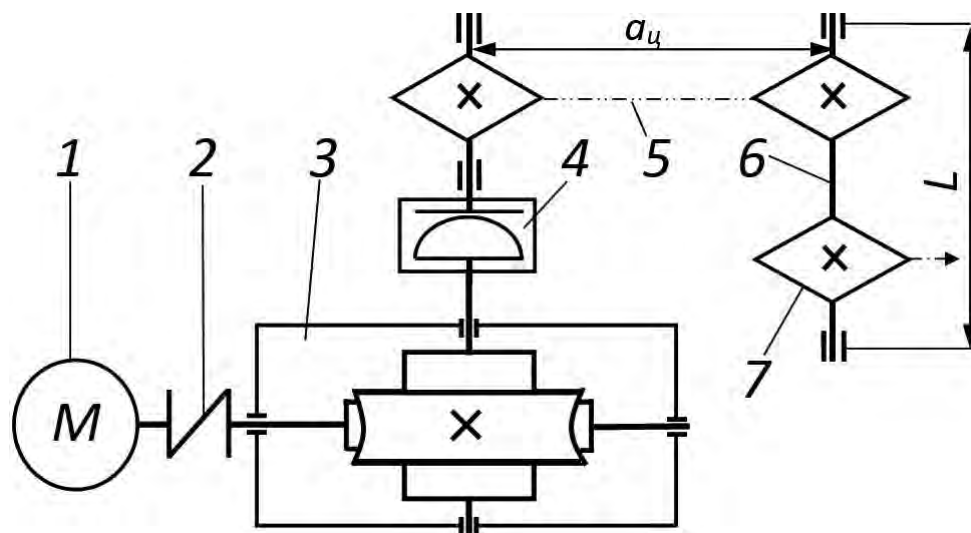


Рис. А.15. Схема привода скребкового конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор червячный (с нижним расположением червяка); 4 – муфта кулачково-дисковая; 5 – цепная передача; 6 – приводной вал; 7 – приводная звездочка

Табл. А.15. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на приводной звездочке 7, кН	4,7	4,6	4,8	4,9	4,6	5,0	4,5	4,4	5,1	4,3
Шаг цепи, мм / число зубьев приводной звездочки 7	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения приводной звездочки 7, мин ⁻¹	12	13	14	15	12	13	14	15	11	16
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	430	418	435	470	410	435	450	438	445	425
Межосевое расстояние цепной передачи a_u , мм	350	340	344	346	342	334	336	338	348	352

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, нормальный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка.

Схема 16. Разработать привод цепного конвейера

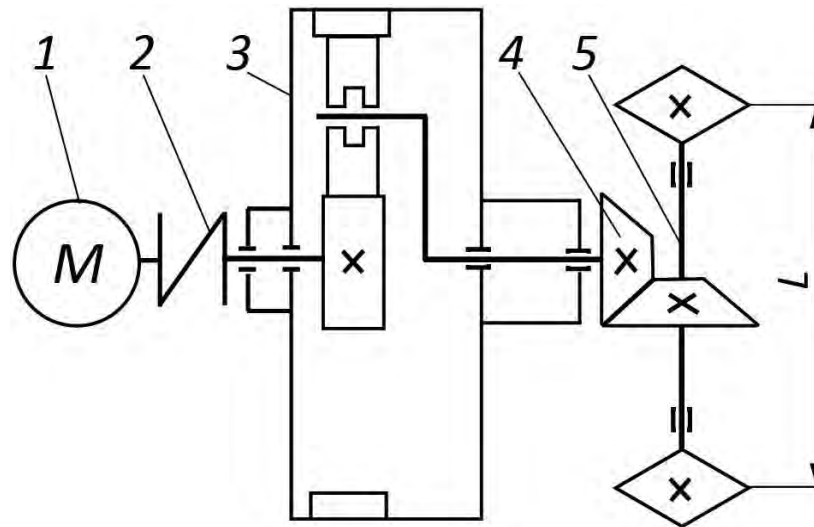


Рис. А.16. Схема привода цепного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая с резиновой звездочкой; 3 – редуктор планетарный зубчатый (по схеме 2К-Н, с тремя сателлитами, с прямозубыми зубчатыми колесами); 4 – открытая коническая зубчатая передача; 5 – приводной вал с двумя приводными звездочками

Табл. А.16. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на одной приводной звездочке, Н	1680	1700	1680	1745	1710	1760	1780	1770	1730	1690
Шаг цепи, мм/ число зубьев приводной звездочки	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения звездочки, мин ⁻¹	50	52	53	51	53	54	55	51	52	56
Расстояние между звездочками приводного вала (не менее) L , мм	550	558	565	570	568	555	562	559	553	567

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 6 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод неререверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- в связи с особенностью компоновки привода (при значительных размерах редуктора) можно принимать расстояние L больше указанного в табл. А.16;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка.

Схема 17. Разработать привод ленточного конвейера

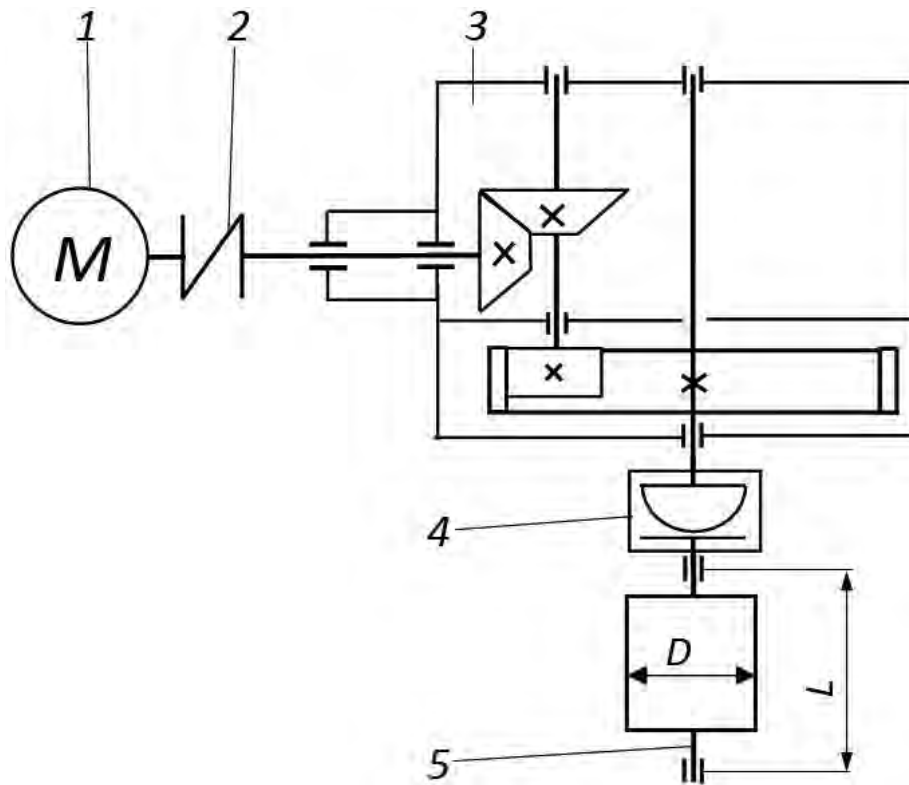


Рис. А.17. Схема привода ленточного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор коническо-цилиндрический (первая ступень – коническая зубчатая передача, вторая – цилиндрическая прямозубая зубчатая передача с внутренним зацеплением); 4 – муфта зубчатая; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.17. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приводном валу, Н·м	980	920	960	945	910	965	970	976	967	950
Диаметр барабана D , мм	400	420	410	416	418	422	430	398	405	395
Скорость движения ленты конвейера, м/с	0,96	0,97	0,94	0,92	0,98	0,99	0,95	0,93	0,91	0,90
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	420	428	415	380	400	405	390	398	385	388

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, трехсменный, тяжелый;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 6-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка.

Схема 18. Разработать привод ленточного двухпоточного конвейера

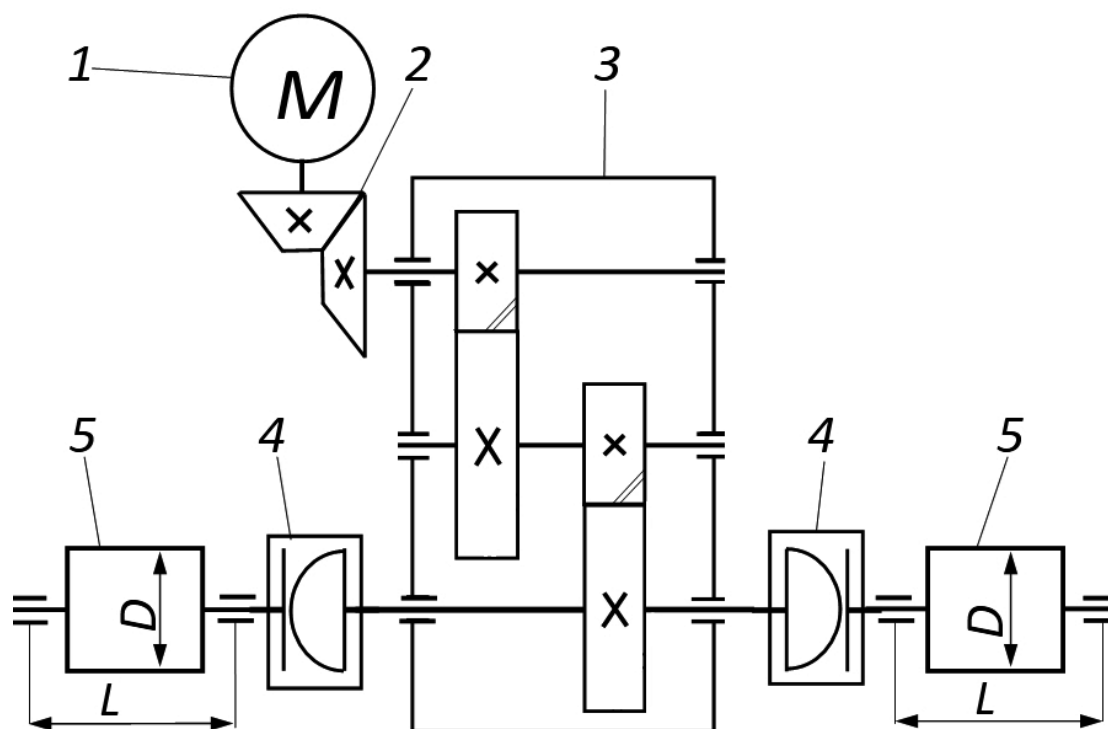


Рис. А.18. Схема привода ленточного двухпоточного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – открытая коническая передача; 3 – редуктор цилиндрический двухступенчатый с косозубыми передачами в обеих ступенях; 4 – муфты кулачково-дисковые; 5 – приводные валы с барабанами-шкивами

Табл. А.18. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на одном барабане-шкиве, Н	910	920	940	945	915	925	930	935	928	917
Диаметр барабана D , мм	320	340	350	345	340	325	315	318	326	335
Частота вращения барабана, мин^{-1}	64	62	65	70	65	75	73	68	64	63
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	240	228	245	230	210	245	235	228	226	238

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод неререверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка.

Схема 19. Разработать привод тягового механизма

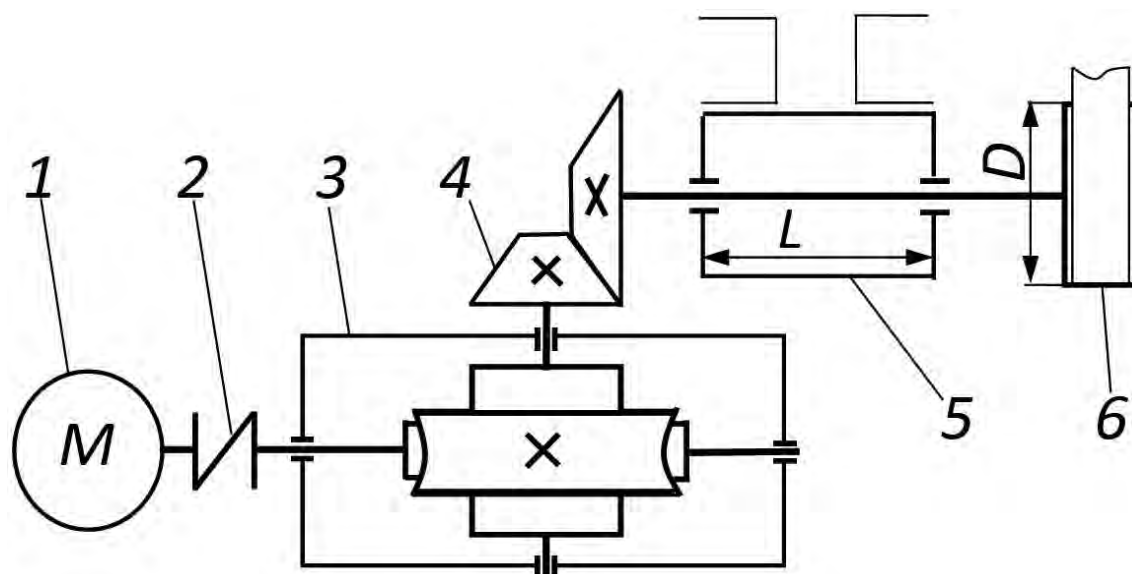


Рис. А.19. Схема привода тягового механизма: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая с резиновой звездочкой; 3 – редуктор червячный с нижним расположением червяка; 4 – открытая коническая зубчатая передача; 5 – приводной вал, установленный в сборной опоре (стакане), имеющий крепление к вертикальной стойке; 6 – приводной шкив

Табл. А.19. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговое усилие на приводном шкиве, кН	5,12	4,79	4,68	4,76	5,03	5,08	4,74	4,88	4,95	4,91
Скорость движения ремня, м/с	0,23	0,25	0,21	0,22	0,24	0,27	0,26	0,28	0,29	0,20
Диаметр приводного шкива D , мм	362	366	380	358	372	350	362	364	354	355
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	180	190	185	182	187	192	189	184	184	191

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 6 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка;
- предусмотреть крепление сборной опоры (стакана 5) к вертикальной поверхности, параллельной стенкам корпуса редуктора.

Схема 20. Разработать привод ленточного конвейера

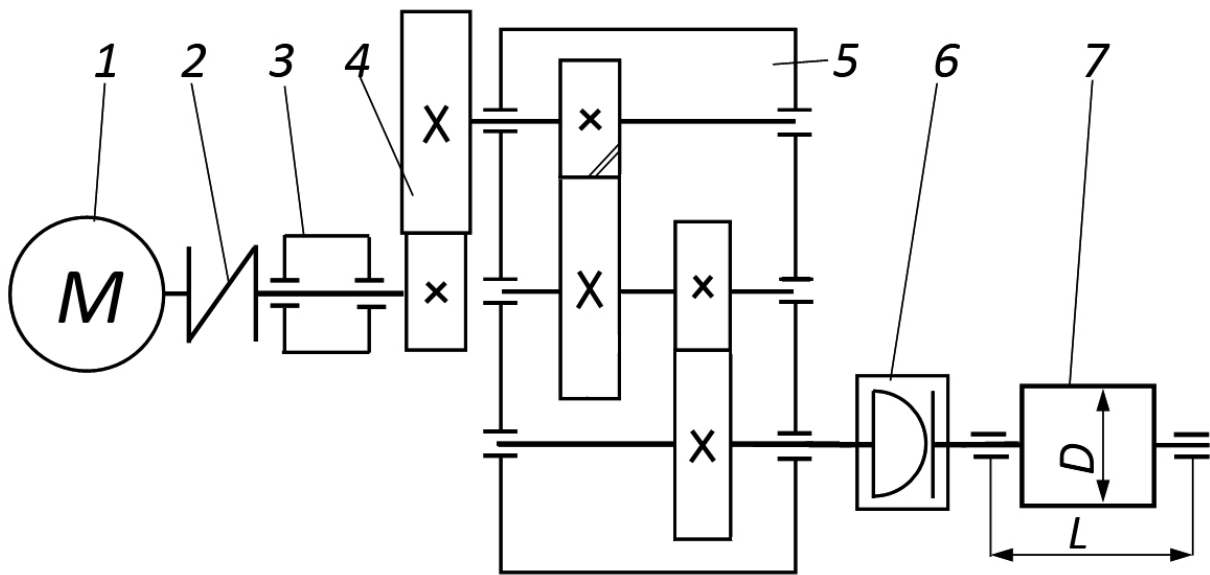


Рис. А.20. Схема привода ленточного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – первичный вал (вал на радиальных подшипниках качения установлен в сборной опоре (стакане); 4 – открытая цилиндрическая прямозубая передача; 5 – редуктор цилиндрический двухступенчатый с косозубой и прямозубой передачами; 6 – муфта зубчатая; 7 – приводной вал с барабаном

Табл. А.20. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на барабане, Н	1610	1620	1640	1645	1615	1625	1630	1635	1628	1617
Диаметр барабана D , мм	420	440	450	445	440	425	415	418	426	435
Частота вращения барабана, мин^{-1}	55	53	54	60	67	65	63	68	64	63
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	440	428	445	430	410	445	435	428	426	438

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 6 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- стакан 3 спроектирован в виде корпуса на лапах с креплением четырьмя болтами к раме. Опорная поверхность этого корпуса находится в одной плоскости с опорной поверхностью лап двигателя.

Схема 21. Разработать привод подъемно-тягового устройства

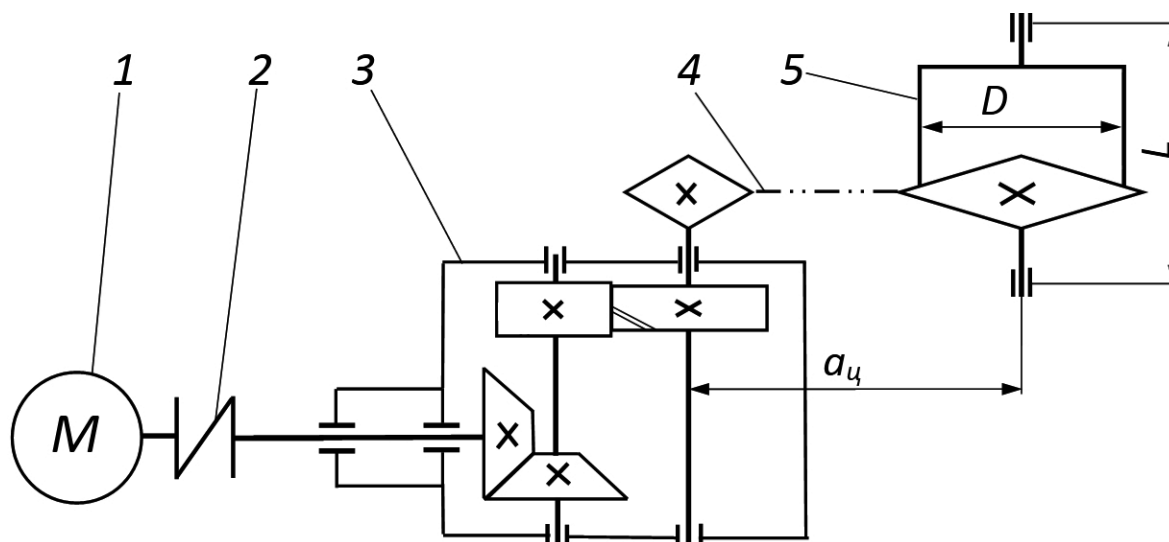


Рис. А.21. Схема привода подъемно-тягового устройства: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор коническо-цилиндрический; 4 – цепная передача; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.21. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приводном валу, кН·м	1,18	1,22	1,24	1,26	1,21	1,26	1,27	1,37	1,23	1,29
Диаметр барабана D , мм	405	420	416	419	418	428	410	415	425	408
Скорость движения ленты конвейера, м/с	0,18	0,19	0,25	0,21	0,22	0,26	0,23	0,24	0,20	0,27
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	430	426	440	420	450	445	460	448	455	465

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, трехсменный, легкий;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка;
- на барабане 5 закреплена ведомая звездочка цепной передачи 4 и встроено предохранительное устройство (муфта) по вращающему моменту;
- межосевое расстояние $a_{ц}$ цепной передачи 4 принимать из условия минимальных размеров привода.

Схема 22. Разработать привод питателя

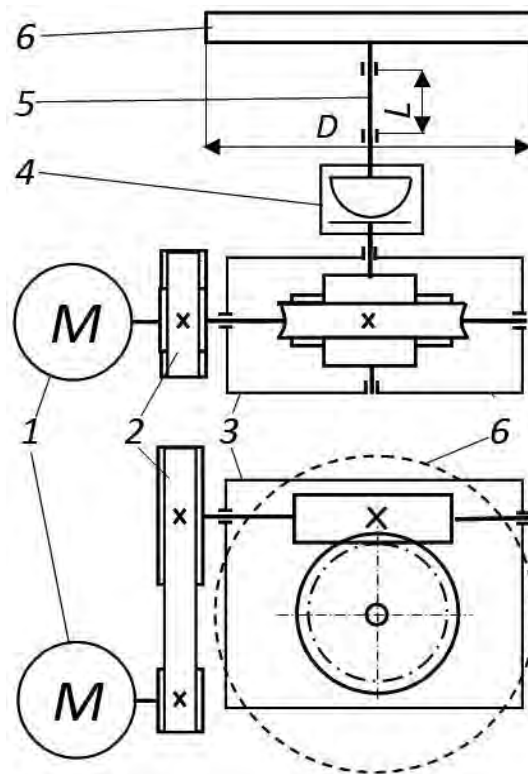


Рис. А.22. Схема привода питателя: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – редуктор червячный с вертикальным расположением ведомого вала (с боковым расположением червяка); 4 – зубчатая муфта; 5 – приводной вал с опорами, которые крепятся на горизонтальных поверхностях (параллельных рабочей поверхности питателя); 6 – диск питателя

Табл. А.22. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приводном валу, Н·м	500	490	495	510	505	515	520	522	498	518
Частота вращения вала питателя, мин ⁻¹	24	23	22	25	24	21	26	27	20	28
Диаметр диска 6 питателя D , мм	360	376	402	328	372	320	362	368	374	270
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	360	320	340	350	354	345	366	348	355	365

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка.

Схема 23. Разработать привод скребкового конвейера

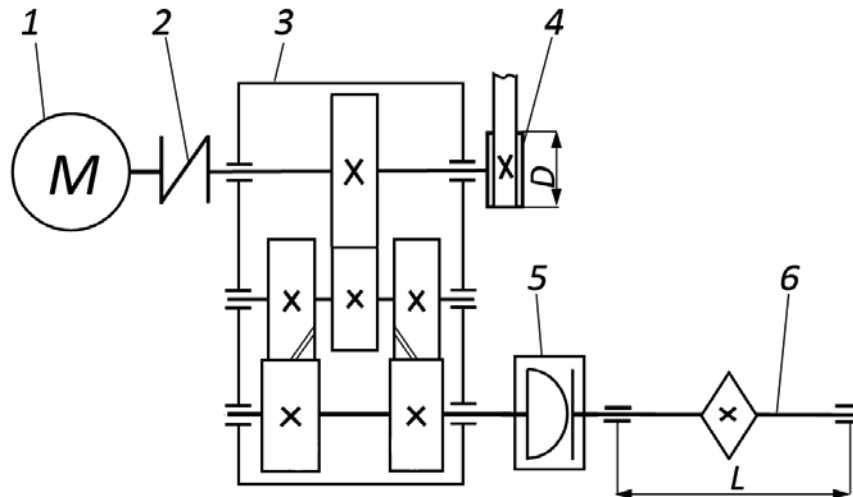


Рис. А.23. Схема привода скребкового конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор двухступенчатый (первая ступень – прямозубая цилиндрическая, вторая – косозубая цилиндрическая с разделенным потоком мощности); 4 – шкив вспомогательной ременной передачи для облегчения запуска двигателя в экстремальных условиях; 5 – муфта кулачково-дисковая; 6 – приводной вал с приводной звездочкой

Табл. А.23. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на приводной звездочке, кН	2,09	2,04	1,99	2,06	2,14	1,96	2,03	2,07	2,13	2,08
Шаг цепи, мм / число зубьев приводной звездочки	100/9	125/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения приводной звездочки, мин ⁻¹	106	108	105	110	104	102	103	107	109	100
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	296	298	295	301	302	305	294	297	285	299

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, тяжелый;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- диаметр шкива 4 принять равным удвоенному диаметру выходного конца ведущего вала редуктора (соединенного с валом двигателя муфтой МУВП).

Схема 24. Разработать привод сельскохозяйственной лебедки

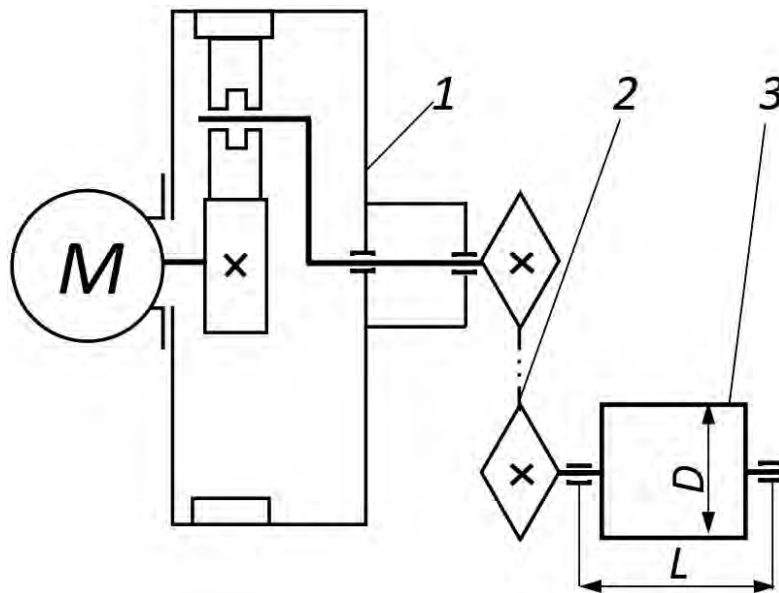


Рис. А.24. Схема привода сельскохозяйственной лебедки: 1 – мотор-редуктор (асинхронный электродвигатель с фланцевым исполнением закреплен на корпусе планетарного редуктора); 2 – цепная передача; 3 – приводной вал с барабаном

Табл. А.24. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тяговое усилие на тросе барабана, кН	5,02	5,21	5,28	5,12	5,18	5,08	5,26	5,32	5,14	5,20
Диаметр барабана D , мм	126	130	125	119	135	142	128	145	140	150
Скорость движения троса барабана, м/с	0,25	0,24	0,23	0,22	0,26	0,29	0,28	0,27	0,20	0,30
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	242	238	245	248	250	245	254	243	255	260

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод реверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- планетарный редуктор спроектирован по схеме 2К-Н с тремя сателлитами, колеса прямозубые;
 - в барабане предусмотреть предохранительное устройство по вращающему моменту;
 - раму спроектировать общую под мотор-редуктор и приводной вал с барабаном.

Схема 25. Разработать привод ленточного транспортера

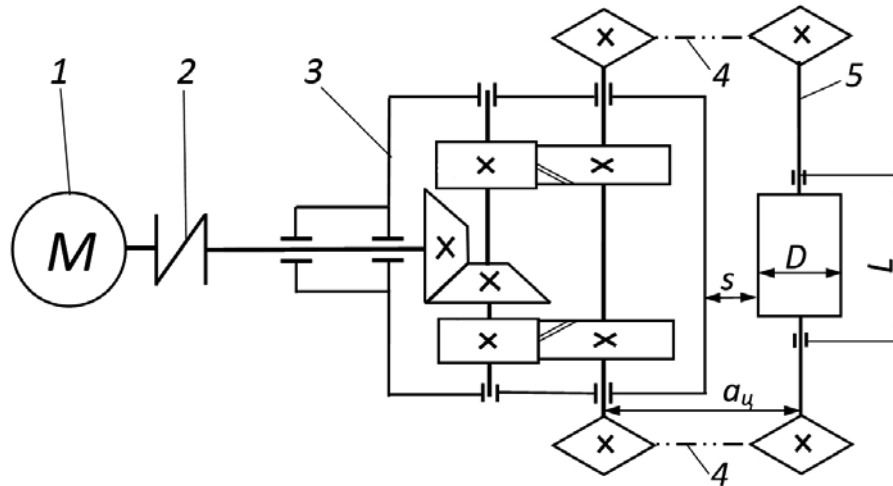


Рис. А.25. Схема привода ленточного транспортера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая с резиновой звездочкой; 3 – редуктор коническо-цилиндрический (расположение конической шестерни симметрично относительно стенок корпуса редуктора, вторая ступень с двумя косозубыми цилиндрическими зубчатыми передачами с разделенным потоком мощности); 4 – цепные передачи; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.25. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на барабане, кН	3,06	3,13	3,11	3,15	2,21	2,96	2,78	3,48	2,93	2,99
Диаметр барабана D , мм	300	322	310	290	305	315	325	320	328	330
Частота вращения барабана, мин ⁻¹	50	52	55	53	54	51	49	48	56	47

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, нормальный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- при проектировании считать, что нагрузка делится поровну по потокам: между двумя тихоходными косозубыми цилиндрическими передачами редуктора и между двумя цепными передачами;

– межосевое расстояние цепной передачи a_u определяется проектировщиком самостоятельно после разработки редуктора с условием, что зазор между корпусом редуктора и барабаном s должен быть не менее 40 мм. Расстояние между опорами приводного вала L также принимается проектировщиком самостоятельно после разработки выходного вала редуктора, на консолях которого устанавливаются звездочки цепных передач 4.

Схема 26. Разработать привод ленточного конвейера

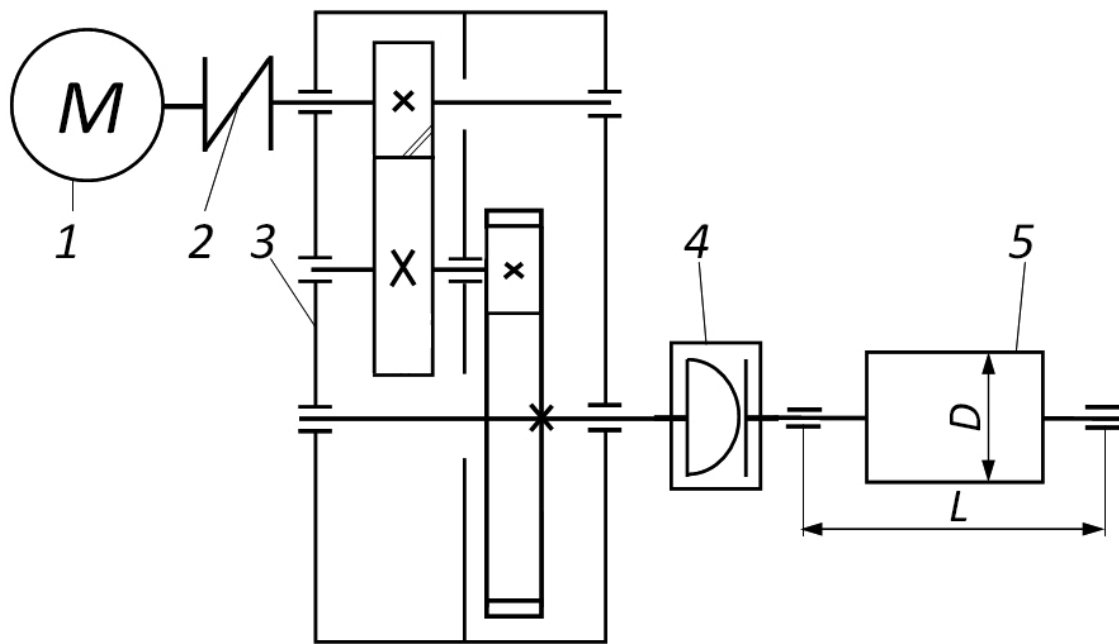


Рис. А.26. Схема привода ленточного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор цилиндрический двухступенчатый (первая ступень – цилиндрическая косозубая зубчатая передача, вторая – цилиндрическая прямозубая зубчатая передача с внутренним зацеплением); 4 – муфта кулачково-дисковая; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.26. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приводном валу, Н·м	870	830	860	845	820	865	870	876	868	850
Диаметр барабана D , мм	400	420	410	416	418	422	430	398	405	395
Скорость движения ленты конвейера, м/с	0,56	0,57	0,54	0,52	0,58	0,59	0,55	0,53	0,51	0,50
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	430	438	435	390	410	405	395	408	405	398

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, трехсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- внутренняя полость редуктора разделена негерметичной перегородкой на две секции.



Схема 27. Разработать привод ленточного конвейера

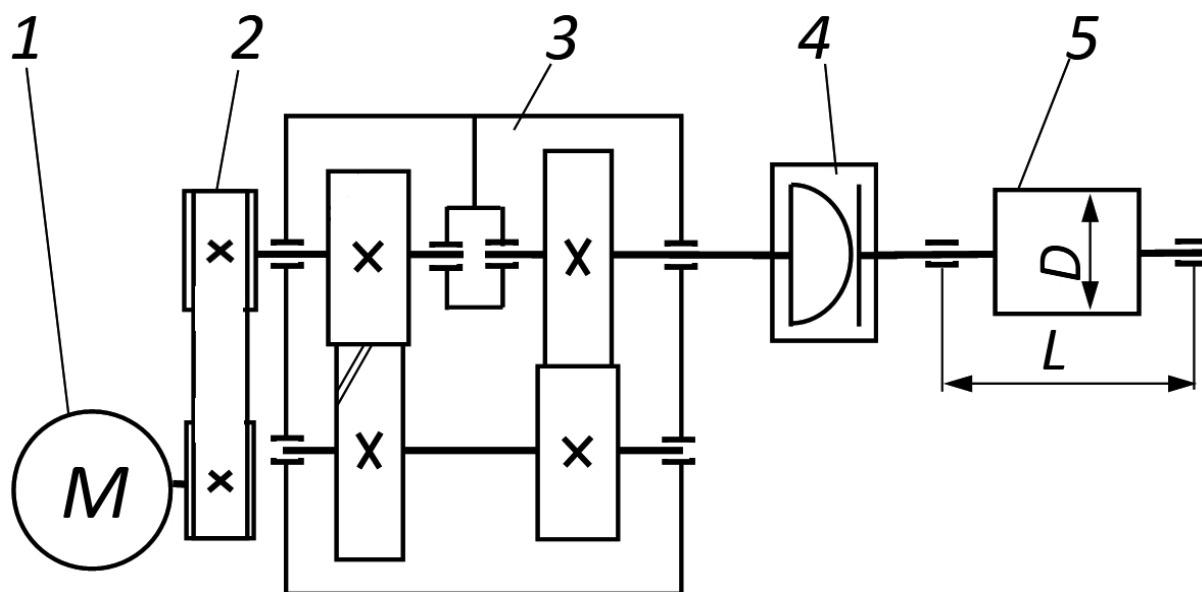


Рис. А.27. Схема привода ленточного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор соосный двухступенчатый с цилиндрической косозубой быстроходной ступенью и цилиндрической прямозубой тихоходной ступенью; 4 – муфта компенсирующая жесткая зубчатая; 5 – приводной вал с барабаном

Табл. А.27. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на приводном валу, Н·м	500	520	540	545	510	560	580	570	530	590
Частота вращения приводного вала, мин ⁻¹	40	42	46	52	45	38	53	48	41	44
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	325	320	335	310	350	345	360	358	365	368
Диаметр барабана D , мм	380	375	360	390	400	384	378	365	385	395

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 4 года;
- режим работы пятидневный, трехсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка.

Схема 28. Разработать привод для профилирования заготовок

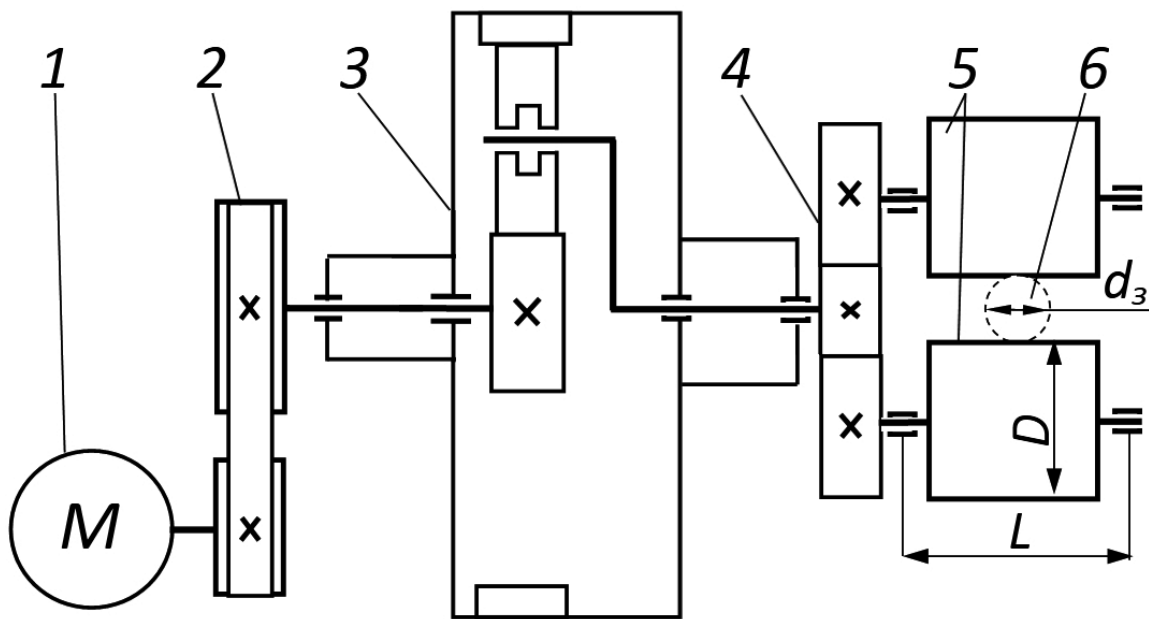


Рис. А.28. Схема привода для профилирования заготовок: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – планетарный редуктор; 4 – открытая зубчатая цилиндрическая передача с разделенным потоком мощности; 5 – приводные валы с профилирующими валками; 6 – заготовка

Табл. А.28. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на одном приводном валу, кН·м	0,46	0,48	0,47	0,45	0,44	0,43	0,42	0,41	0,50	0,39
Диаметр заготовки d_3 , мм	25	24	26	25	27	28	29	30	24	23
Частота вращения приводного вала, мин ⁻¹	30	32	34	28	29	31	33	35	36	37
Расстояние между опорами приводного вала L , мм	200	208	205	218	210	215	214	203	209	206

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, нормальный;
- привод неререверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- планетарный редуктор спроектирован по схеме 2К-Н с тремя сателлитами, колеса прямозубые;
- диаметр барабана D определить после расчета открытых передач 4.

Схема 29. Разработать привод цепного конвейера

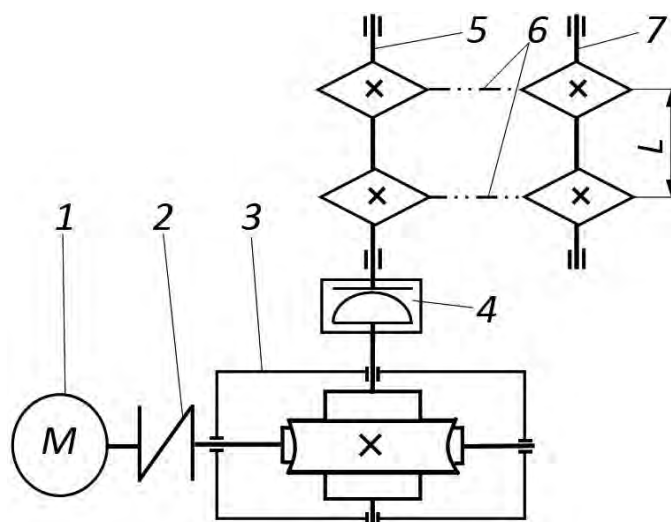


Рис. А.29. Схема привода цепного конвейера: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая втулочно-пальцевая; 3 – редуктор червячный с нижним расположением червяка; 4 – муфта кулачково-дисковая; 5 – промежуточный вал; 6 – цепные передачи с разделенным потоком мощности; 7 – приводной вал с двумя приводными звездочками и шлицевыми отверстиями на торцах

Табл. А.29. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вращающий момент на одной приводной звездочке, Н·м	404	400	406	407	410	409	399	405	408	398
Шаг цепи, мм/ число зубьев приводной звездочки	100/9	80/8	125/9	100/8	80/10	125/8	100/9	80/10	125/9	100/8
Частота вращения звездочки, мин ⁻¹	16	17	15	19	15	14	15	18	17	20
Расстояние между звездочками приводного вала L , мм	500	490	505	480	495	485	510	470	475	465

Дополнительные указания к проектированию:

- ось вала двигателя находится на одной высоте с осью червяка;
- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод нереверсивный;
- степень точности изготовления колес – 8-я;
- нагрузка делится между цепными передачами 6 поровну;
- допускается кратковременная 3-кратная перегрузка;
- на приводном валу 7 с обоих торцов спроектировать шлицевые отверстия.

Схема 30. Разработать привод поворотного устройства

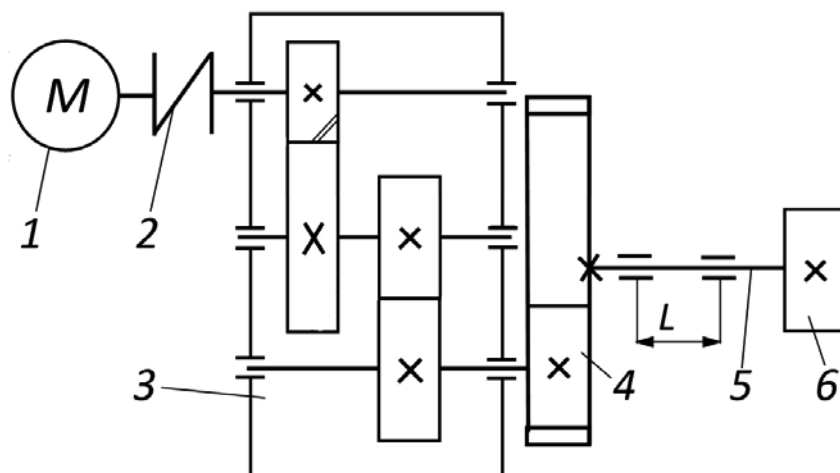


Рис. А.30. Схема привода поворотного устройства: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – муфта упругая с резиновой звездочкой; 3 – редуктор двухступенчатый (первая ступень – цилиндрическая косозубая зубчатая передача, вторая – цилиндрическая прямозубая зубчатая передача); 4 – открытая прямозубая цилиндрическая передача с внутренним зацеплением; 5 – приводной вал; 6 – прямозубая шестерня приводного вала

Табл. А.30. Исходные данные для проектирования

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Окружное усилие на приводной шестерне 6, Н	4106	4128	4140	4145	3910	3960	3980	4170	3930	3990
Число зубьев приводной шестерни 6	80	82	81	88	84	85	88	80	82	80
Модуль приводной шестерни, мм	2	1,75	2,5	3	2	2,75	2,25	1,75	1,5	1,25
Расстояние между опорами приводного вала 5, мм	300	322	310	290	305	315	325	320	328	330
Частота вращения приводного вала, мин ⁻¹	50	52	55	53	54	51	49	48	56	47

Дополнительные указания к проектированию:

- срок службы привода – 5 лет;
- режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный;
- привод неререверсивный;
- степень точности изготовления колес – 7-я;
- допускается кратковременная 2-кратная перегрузка;
- приводной вал 5 установить в опорах на радиальных шарикоподшипниках средней серии.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

(справочное)

Методика определения режима работы и коэффициентов режима работы

Рассмотрим передачу с заданным ресурсом $L = 5$ лет, двухсменным режимом работы ($K_s = 2$) и коэффициентом годового использования $K_{год} = 0,7$. Предположим, режим работы передачи заранее не известен, а задана циклограмма нагружения (рис. Б.1) колеса, по которой определяют допускаемые напряжения. Заданными являются вращающие моменты T_i и соответствующие им частоты вращения вала n_i с зубчатым колесом: $T_0 = 460 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $T_1 = 220 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $T_2 = 380 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $T_3 = 120 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $T_4 = 340 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $n_0 = 3 \text{ мин}^{-1}$, $n_1 = 160 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 200 \text{ мин}^{-1}$, $n_3 = 180 \text{ мин}^{-1}$, $n_4 = 100 \text{ мин}^{-1}$.

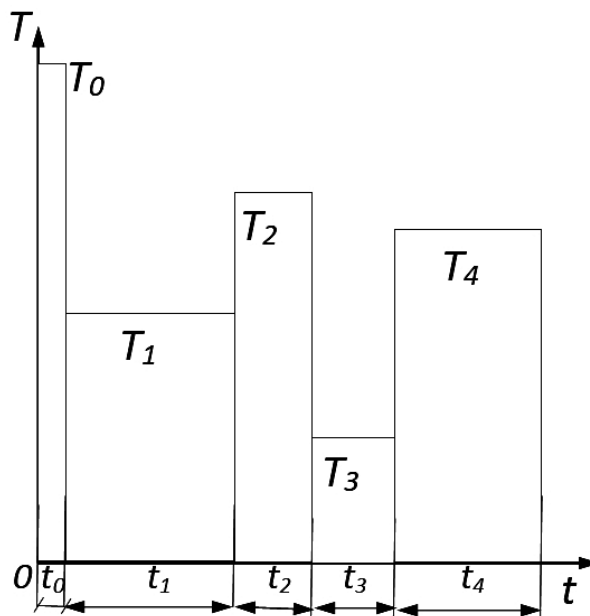


Рис. Б.1. Циклограмма нагружения передачи

При этом $t_0 = 0,01 \cdot t_u$, $t_1 = 0,39 \cdot t_u$, $t_2 = 0,12 \cdot t_u$, $t_3 = 0,18 \cdot t_u$, $t_4 = 0,3 \cdot t_u$, где t_u – общее время цикла: $t_u = t_0 + t_1 + t_2 + t_3 + t_4$.

Так как цикл нагружения периодически повторяется, можно считать, что время действия каждого из моментов пропорционально ресурсу передачи в часах t_Σ . Определим данный ресурс:

$$t_\Sigma = L \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot K_s \cdot 8 = 5 \cdot 365 \cdot 0,7 \cdot 2 \cdot 8 = 20440 \text{ ч},$$

где 365 и 2 – число дней в году и часов в смене соответственно.

Ресурс также можно найти по формуле (2.6).

Найдем количество циклов нагружения при действии различных вращающихся моментов (c – число колес, зацепляющихся с исследуемым, $c = 1$):

$$N_0 = 60 \cdot n_0 \cdot c \cdot 0,01 \cdot t_\Sigma = 60 \cdot 3 \cdot 1 \cdot 0,01 \cdot 20440 = 3,7 \cdot 10^4 ;$$

$$N_1 = 60 \cdot n_1 \cdot c \cdot 0,39 \cdot t_\Sigma = 60 \cdot 160 \cdot 1 \cdot 0,39 \cdot 20440 = 7,7 \cdot 10^7 ;$$

$$N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot c \cdot 0,12 \cdot t_\Sigma = 60 \cdot 200 \cdot 1 \cdot 0,12 \cdot 20440 = 2,9 \cdot 10^7 ;$$

$$N_3 = 60 \cdot n_3 \cdot c \cdot 0,18 \cdot t_\Sigma = 60 \cdot 180 \cdot 1 \cdot 0,18 \cdot 20440 = 4,0 \cdot 10^7 ;$$

$$N_4 = 60 \cdot n_4 \cdot c \cdot 0,3 \cdot t_\Sigma = 60 \cdot 100 \cdot 1 \cdot 0,3 \cdot 20440 = 3,7 \cdot 10^7 .$$

При исследовании режима работы передачи действие вращающего момента T_0 можно не учитывать, т. к. число циклов меньше, чем $5 \cdot 10^4$. Как правило, пиковые пусковые моменты не оказывают значительного влияния на усталостную прочность.

Построим циклограмму в системе координат «вращающий момент – циклы нагружения» (без учета момента T_0). При этом расположим моменты в порядке убывания (рис. Б.2, а).

Суммарное количество циклов – ресурс (без учета N_0)

$$N_K = \sum_{i=1}^4 N_i = 1,83 \cdot 10^8 .$$

Далее строим график, в котором единицы измерения осей абсцисс и ординат безразмерны. Абсцисса $\Sigma N_i / N_K$ изменяется от 0 до единицы. ΣN_i – число циклов нагружений при работе с моментами, равными и большими T_i . В таких же пределах (0...1) изменяется ордината T_i / T_{\max} , причем максимальный момент $T_{\max} = T_2$. Построим график по следующим точкам:

$$x_1 = \frac{N_2}{N_K} = 0,161, \quad y_1 = \frac{T_2}{T_{\max}} = 1 ;$$

$$x_2 = \frac{N_2 + N_4}{N_K} = 0,363, \quad y_2 = \frac{T_4}{T_{\max}} = 0,895 ;$$

$$x_3 = \frac{N_2 + N_4 + N_1}{N_K} = 0,782, \quad y_2 = \frac{T_1}{T_{\max}} = 0,579 ;$$

$$x_4 = \frac{N_2 + N_4 + N_1 + N_3}{N_K} = 1, \quad y_2 = \frac{T_3}{T_{\max}} = 0,316 .$$

Результаты построения показаны на рис. Б.2, б.



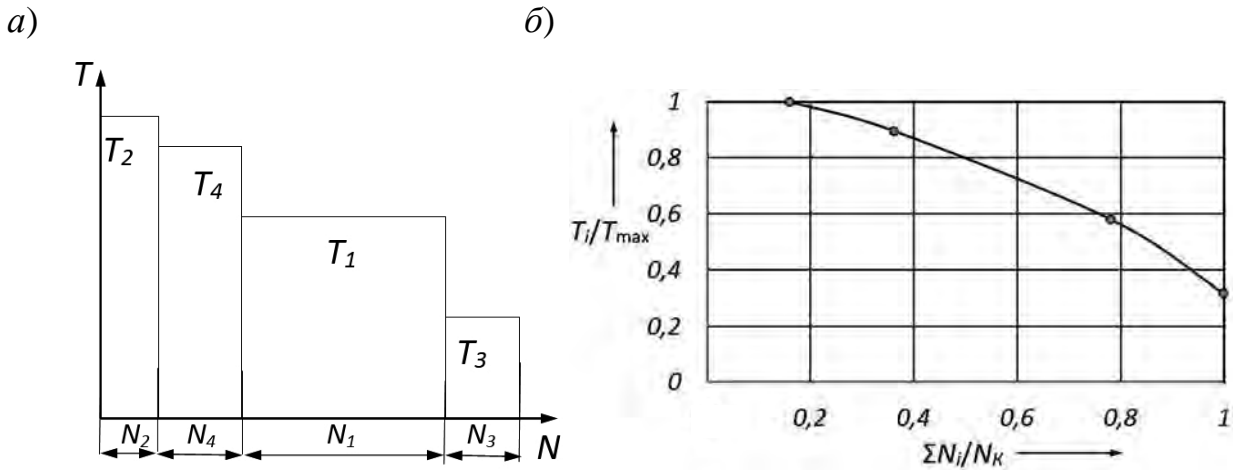


Рис. Б.2. Приведенные циклограммы: *a* – с последовательным расположением моментов; *б* – в безразмерных единицах

Полученную циклограмму (рис. Б.2, *б*) сравним с графиками типовых режимов нагружения (рис. Б.3).

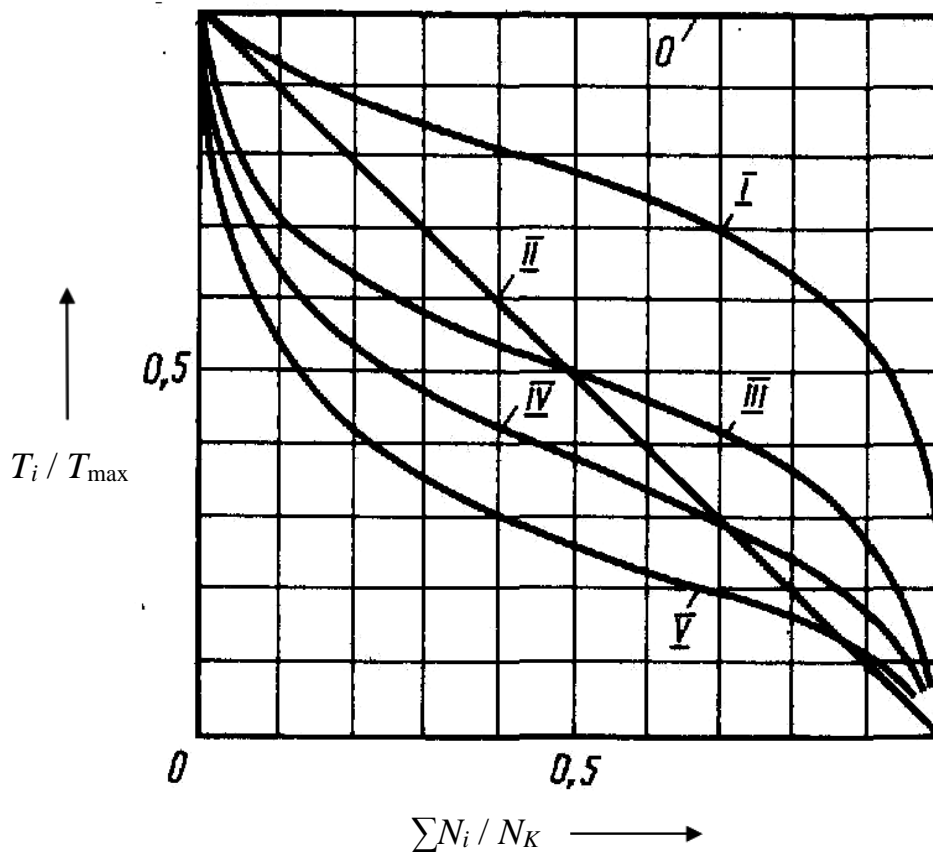


Рис. Б.3. Графики типовых режимов нагружения: 0 – постоянный; I – тяжелый; II – средний равновероятный; III – средний нормальный; IV – легкий; V – особо легкий

На основании проведенного сравнения делаем вывод, что передача работает в условиях режима, занимающего промежуточное положение между тяжелым и средним равновероятным режимами.

Коэффициент режима нагружения определим по формуле

$$\mu_H = \frac{\sum_{i=1}^r \left(\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \cdot n_i \cdot t_i \right)}{\sum_{i=1}^r (n_i \cdot t_i)}, \quad (\text{Б.1})$$

где r – количество ступеней нагружения, принимаемых во внимание (в рассматриваемом случае $r = 4$).

Подставив данные в вышеприведенную формулу, получим $\mu_H = 0,394$. Это подтверждает вывод о тяжелом режиме нагружения, близком также к среднему равновероятному (см. табл. 2.5).

Коэффициент μ_F при определении допускаемых напряжений изгиба также находим по табл. 2.5. Его можно рассчитать по формуле

$$\mu_F = \frac{\sum_{i=1}^r \left(\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{m_F} \cdot n_i \cdot t_i \right)}{\sum_{i=1}^r (n_i \cdot t_i)}, \quad (\text{Б.2})$$

где m_F – коэффициент, определяемый по табл. 2.5. Для колеса и шестерни он может быть различным в зависимости от вида их термообработки.

Различия в коэффициентах степени в формулах (Б.1) и (Б.2) объясняются тем, что контактные напряжения пропорциональны квадратным корням из моментов и при замене напряжений моментами степень $m_H = 6$ можно понизить в два раза. Напряжения изгиба пропорциональны нагрузкам.

ПРИЛОЖЕНИЕ В

(справочное)

Табл. В.1. Значения коэффициента динамической нагрузки

Степень точности	Твердость поверхности	Коэффициент	v , м/с					
			1	2	4	6	8	10
6	<i>a</i>	$K_{H\upsilon}$	1,03 1,01	1,06 1,02	1,12 1,03	1,17 1,04	1,23 1,06	1,28 1,07
		$K_{F\upsilon}$	1,06 1,02	1,13 1,05	1,26 1,10	1,40 1,15	1,53 1,20	1,67 1,25
	<i>б</i>	$K_{H\upsilon}$	1,02 1,00	1,04 1,00	1,07 1,02	1,10 1,02	1,15 1,03	1,18 1,04
		$K_{F\upsilon}$	1,02 1,01	1,04 1,02	1,08 1,03	1,11 1,04	1,14 1,06	1,17 1,07
7	<i>a</i>	$K_{H\upsilon}$	1,04 1,02	1,07 1,03	1,14 1,05	1,21 1,06	1,29 1,07	1,36 1,08
		$K_{F\upsilon}$	1,08 1,03	1,16 1,06	1,33 1,11	1,50 1,16	1,67 1,22	1,80 1,27
	<i>б</i>	$K_{H\upsilon}$	1,08 1,03	1,16 1,06	1,33 1,11	1,50 1,16	1,67 1,22	1,80 1,27
		$K_{F\upsilon}$	1,03 1,00	1,05 1,01	1,09 1,02	1,14 1,03	1,19 1,03	1,24 1,04
8	<i>a</i>	$K_{H\upsilon}$	1,03 1,01	1,05 1,02	1,09 1,03	1,13 1,05	1,17 1,07	1,22 1,08
		$K_{F\upsilon}$	1,04 1,01	1,08 1,02	1,16 1,04	1,24 1,06	1,32 1,07	1,40 1,08
	<i>б</i>	$K_{H\upsilon}$	1,10 1,03	1,20 1,06	1,38 1,11	1,58 1,17	1,78 1,23	1,96 1,29
		$K_{F\upsilon}$	1,03 1,01	1,06 1,01	1,10 1,02	1,16 1,03	1,22 1,04	1,26 1,05
9	<i>a</i>	$K_{H\upsilon}$	1,04 1,01	1,06 1,02	1,12 1,03	1,16 1,05	1,21 1,07	1,26 1,08
		$K_{F\upsilon}$	1,05 1,01	1,10 1,03	1,20 1,05	1,30 1,07	1,40 1,09	1,50 1,12
	<i>б</i>	$K_{H\upsilon}$	1,13 1,04	1,28 1,07	1,50 1,14	1,77 1,21	1,98 1,28	2,25 1,35
		$K_{F\upsilon}$	1,04 1,01	1,07 1,01	1,13 1,02	1,20 1,03	1,26 1,04	1,32 1,05

Примечание. *a* – твердость зубьев колеса и шестерни ≤ 350 НВ либо твердость зубьев колеса ≤ 350 НВ, а твердость зубьев шестерни ≥ 45 HRC; *б* – твердость зубьев и колеса, и шестерни ≥ 45 HRC. Верхние значения – для прямозубых колес, нижние – для косозубых (в т. ч. для конических колес с непрямыми зубьями).



ПРИЛОЖЕНИЕ Г

(справочное)

Табл. Г.1. Значения коэффициента C_l для клиновых ремней по ГОСТ 1284.3–96

L_p , мм	Сечение ремня						
	<i>О</i>	<i>А</i>	<i>Б</i>	<i>В</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>	<i>Е</i>
400	0,79	–	–	–	–	–	–
450	0,80	–	–	–	–	–	–
500	0,81	–	–	–	–	–	–
560	0,82	0,79	–	–	–	–	–
630	0,84	0,81	–	–	–	–	–
710	0,86	0,83	–	–	–	–	–
800	0,90	0,85	–	–	–	–	–
900	0,92	0,87	0,82	–	–	–	–
1000	0,94	0,89	0,84	–	–	–	–
1120	0,95	0,91	0,86	–	–	–	–
1250	0,98	0,93	0,88	–	–	–	–
1400	1,01	0,96	0,90	–	–	–	–
1600	1,04	0,99	0,93	–	–	–	–
1800	1,06	1,01	0,95	0,86	–	–	–
2000	1,08	1,03	0,98	0,88	–	–	–
2240	1,10	1,06	1,00	0,91	–	–	–
2500	1,30	1,09	1,03	0,93	–	–	–
2800	–	1,11	1,05	0,95	–	–	–
3150	–	1,13	1,07	0,97	0,86	–	–
3550	–	1,15	1,09	0,99	0,88	–	–
4000	–	1,17	1,13	1,02	0,91	–	–
4500	–	–	1,15	1,04	0,93	–	–
5000	–	–	1,18	1,07	0,96	0,92	–
5600	–	–	1,20	1,09	0,98	0,95	–
6300	–	–	1,23	1,12	1,01	0,97	0,92
7100	–	–	–	1,15	1,04	1,00	0,96
8000	–	–	–	1,18	1,06	1,02	0,98
9000	–	–	–	1,21	1,09	1,05	1,01
10 000	–	–	–	1,23	1,11	1,07	1,03
12 500	–	–	–	–	1,17	1,13	1,08
15 000	–	–	–	–	1,20	1,17	1,11
18 000	–	–	–	–	–	1,20	1,16



Табл. Г.2. Значения коэффициента C_p динамичности нагрузки и режима работы привода по ГОСТ 1284.3–96

Условие работы	Тип машины	Тип двигателя	Значения C_p при числе смен работы		
			1	2	3
Режим легкий. Нагрузка спокойная. Кратковременная нагрузка – до 120 % от номинальной	Станки с непрерывным процессом резания. Центробежные насосы и компрессоры. Ленточные конвейеры, сепараторы	I	1,0	1,1	1,4
		II	1,2	1,4	1,6
Режим средний. Умеренные колебания. Кратковременная нагрузка – до 150 % от номинальной	Станки фрезерные, поршневые компрессоры и насосы. Цепные транспортеры, элеваторы. Дисковые пилы. Пищевые машины	I	1,1	1,2	1,5
		II	1,3	1,5	1,7
Режим тяжелый. Значительные колебания нагрузки. Кратковременная нагрузка – до 200 % от номинальной	Станки строгальные, долбежные, деревообрабатывающие. Конвейеры винтовые, скребковые. Прессы винтовые эксцентриковые с тяжелым маховиком. Машины для брикетирования кормов	I	1,2	1,3	1,6
		II	1,4	1,6	1,9
Режим очень тяжелый. Ударная нагрузка. Кратковременная нагрузка – до 300 % от номинальной	Подъемники, экскаваторы. Прессы винтовые эксцентриковые с легким маховиком. Ножницы, молоты, мельницы, дробилки, лесопильные рамы	I	1,3	1,5	1,7
		II	1,5	1,7	2,0

Примечания.

1. Тип двигателя I – значения C_p указаны для передач от электродвигателей переменного тока общепромышленного применения и от двигателей постоянного тока шунтовых.

2. Тип двигателя II – значения C_p для передач от электродвигателей переменного тока с повышенным пусковым моментом и от электродвигателей постоянного тока серийных.

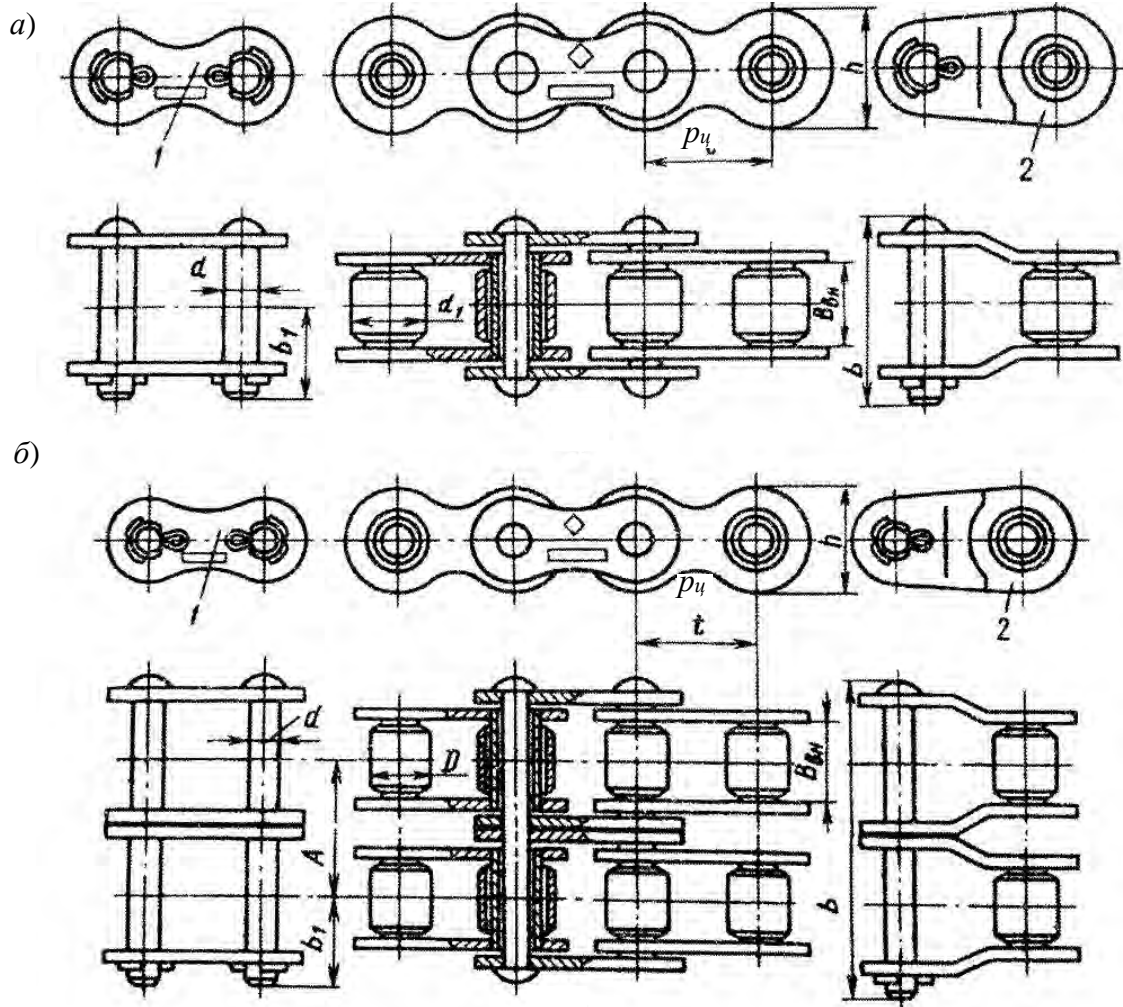


Табл. Г.3. Значения коэффициента C_p динамичности нагрузки и режима работы привода по ГОСТ 1284.3–96

Сечение ремня	Расчетный диаметр меньшего шкива	Скорость ремня, м/с																								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Z(O)	2	0,08	0,15	0,23	0,29	0,36	0,42	0,49	0,56	0,62	0,69	0,75	0,82	0,90	0,96	1,03	1,09	1,13	1,18	1,22	1,26	1,30	1,26	1,24	1,20	1,18
	63	0,10	0,17	0,24	0,32	0,39	0,47	0,55	0,63	0,71	0,78	0,85	0,93	1,00	1,07	1,15	1,22	1,27	1,30	1,34	1,38	1,43	1,39	1,34	1,32	1,26
	71	0,11	0,20	0,29	0,37	0,45	0,53	0,61	0,69	0,77	0,85	0,92	1,00	1,07	1,15	1,21	1,27	1,33	1,39	1,45	1,51	1,55	1,55	1,55	1,51	1,47
	80 и более	0,12	0,21	0,31	0,41	0,49	0,58	0,67	0,76	0,85	0,93	1,03	1,11	1,19	1,27	1,33	1,40	1,47	1,55	1,60	1,67	1,74	1,78	1,74	1,65	1,62
A	90	0,22	0,37	0,52	0,66	0,74	0,88	1,03	1,10	1,25	1,33	1,40	1,47	1,54	1,62	1,77	1,84	1,91	1,99	1,99	1,84	1,84	1,84	1,84	1,75	1,69
	100	0,22	0,37	0,52	0,66	0,81	0,96	1,10	1,18	1,33	1,40	1,47	1,62	1,77	1,84	1,87	1,91	1,95	1,99	1,99	1,99	1,99	1,99	1,99	1,91	1,91
	112	0,22	0,37	0,52	0,66	0,81	0,96	1,10	1,25	1,40	1,47	1,54	1,69	1,84	1,99	2,03	2,12	2,20	2,29	2,33	2,41	2,41	2,41	2,41	2,41	2,33
	125 и более	0,29	0,44	0,59	0,74	0,96	1,10	1,25	1,40	1,54	1,69	1,84	1,99	2,06	2,20	2,29	2,33	2,41	2,50	2,57	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65
B(B)	125	–	0,59	0,74	0,96	1,10	1,33	1,47	1,69	1,92	2,06	2,28	2,42	2,65	2,70	2,88	2,94	2,94	2,94	2,94	2,94	2,88	2,80	2,72	2,65	2,50
	140	–	0,66	0,81	1,08	1,25	1,40	1,62	1,84	2,06	2,23	2,42	2,65	2,80	3,02	3,16	3,32	3,46	3,54	3,60	3,60	3,60	3,60	3,54	3,40	3,24
	160	–	0,74	0,96	1,18	1,40	1,62	1,84	1,99	2,20	2,50	2,72	2,94	3,16	3,40	3,60	3,76	3,90	4,05	4,20	4,35	4,35	4,35	4,35	4,35	4,35
	180 и более	–	0,81	1,10	1,33	1,55	1,77	1,99	2,20	2,50	2,72	2,92	3,16	3,40	3,60	3,82	4,05	4,27	4,42	4,57	4,71	4,85	4,85	4,94	4,94	4,94
C(B)	200	–	1,03	1,40	1,77	2,14	2,50	2,80	3,10	3,40	3,68	3,98	4,35	4,64	4,94	5,28	5,52	5,82	6,00	6,19	6,25	6,25	6,19	6,12	6,05	5,90
	224	–	1,10	1,62	2,06	2,42	2,88	3,16	3,54	3,90	4,27	4,64	5,00	5,38	5,67	5,97	6,25	6,55	6,78	7,00	7,15	7,15	7,15	7,00	6,85	6,70
	250	–	1,25	1,77	2,20	2,65	3,10	3,54	3,90	4,27	4,64	5,10	5,45	5,82	6,12	6,34	6,63	6,94	7,15	7,38	7,50	7,70	7,73	7,73	7,73	7,73
	280 и более	–	1,33	1,84	2,36	2,88	3,32	3,76	4,20	4,57	5,00	5,45	5,90	6,34	6,70	7,07	7,29	7,40	7,58	7,65	7,80	7,95	8,02	8,10	8,10	8,10

ПРИЛОЖЕНИЕ Д (справочное)

Табл. Д.1. Размеры для цепей приводных роликовых (по ГОСТ 13568–97) [9]



a – однорядная цепь; *б* – двухрядная цепь; 1 – соединительное звено; 2 – переходное звено

Тип цепи	Шаг $p_{ц}$, мм	$B_{вн}$, не менее, мм	Диаметр		h	b	b_1	A , мм	Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи, кг
			валика d , мм	ролика d_1 , мм						
ПР	8,00	3,0	2,31	5,00	7,5	12	7	–	4,6	0,20
ПР	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	–	9,1	0,45
ПР 2ПР	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21 35	11	13,92	18,2 31,8	0,75 1,4
ПРЛ ПР 2ПР	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24 24 41	13	– – 16,59	22,7 22,7 45,4	0,90 1,0 1,9

Окончание табл. Д.1

Тип цепи	Шаг p_c , мм	$B_{вн}$, не менее, мм	Диаметр		h	b	b_1	A , мм	Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи, кг
			валика d , мм	ролика d_1 , мм	не более, мм					
ПРЛ	19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33	17	–	29,5	1,6
ПР						33	18	–	31,8	1,9
2ПР						54	18	25,5	72,0	3,5
ПРЛ	25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39		–	50	2,6
ПР						39	22	–	60	2,6
2ПР						68		29,29	113,4	5,0
ПРЛ	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46		–	70	3,8
ПР						46	24	–	88,5	3,8
2ПР						82		35,76	177	7,3
ПРЛ	38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	58		–	100	5,5
ПР						58	30	–	127	5,5
2ПР						104		45,44	254	11,0
ПРЛ	44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	62		–	130	7,5
ПР						62	34	–	172,4	7,5
2ПР						110		48,87	377	14,4
ПРЛ	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72		–	160	9,7
ПР						72	38	–	226,8	9,7
2ПР						130		58,55	453	19,1
ПР	63,5	38,1	19,84	39,68	60,4	89	48	–	353,8	16,0

Примечания.

1. Разрушающая нагрузка в ГОСТ 13568–97 указана в килограмм-силах. В данной таблице она переведена в килоньютоны умножением на 10^{-2} , как это выполнено в стандарте на зубчатые приводные цепи (ГОСТ 13552–81).

2. Стандарт не распространяется на цепи для буровых установок.

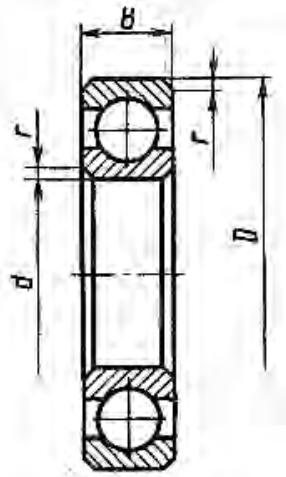
3. Допускается снижение разрушающей нагрузки переходных звеньев на 20 %.



ПРИЛОЖЕНИЕ Е

(справочное)

Табл. Е.1. Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338–75)



Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C</i>	<i>C₀</i>
<i>Особо легкая серия</i>						
100	10	26	8	0,5	4,62	1,96
101	12	28	8	0,5	5,07	2,24
102	15	32	9	0,5	5,59	2,5
103	17	35	10	0,5	6,05	2,8
104	20	42	12	1	9,36	4,5
105	25	47	12	1	11,2	5,6
106	30	55	13	1,5	13,3	6,8
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2
111	55	90	18	2	28,1	17,0
112	60	95	18	2	29,6	18,3
113	65	100	18	2	30,7	19,6
114	70	110	20	2	37,7	24,5
115	75	115	20	2	39,7	26,0
<i>Легкая серия</i>						
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

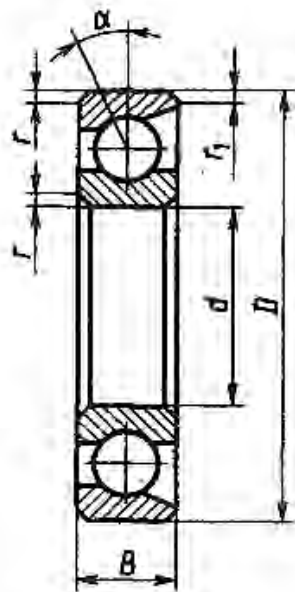
Окончание табл. Е.1

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C	C_0
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	3,0	70,2	45,0
217	85	150	28	3,0	83,2	53,0
218	90	160	30	3,0	95,6	62,0
<i>Средняя серия</i>						
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	29,1	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	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,0
316	80	170	39	3,5	124,0	80,0
317	85	180	41	4,0	133,0	90,0
318	90	190	43	4,0	143,0	99,0
<i>Тяжелая серия</i>						
405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
407	35	100	25	2,5	55,3	31,0
408	40	110	27	3,0	63,7	36,5
409	45	120	29	3,0	76,1	45,5
410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
414	70	180	42	4,0	143,0	105,0
416	80	200	48	4,0	163,0	125,0
417	85	210	52	5,0	174,0	135,0

Примечание. Пример условного обозначения подшипника узкой серии ширин, средней серии диаметров с $d = 30$ мм, $D = 72$ мм: Подшипник 306 ГОСТ 8338–75.



Табл. Е.2. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (ГОСТ 831–75 и данные из каталогов фирмы SKF)



Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
							$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	<i>C</i>	<i>C</i> ₀	<i>C</i>	<i>C</i> ₀
<i>Легкая серия</i>										
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	12,3	8,4	11,6	7,79
36205	46205	25	52	15			13,1	9,2	12,4	8,5
36206	46206	30	62	16			18,2	13,3	17,2	12,2
36207	46207	35	72	17	2,0	1,0	24,0	18,1	22,7	16,6
36208	46208	40	80	18			30,6	23,7	28,9	21,7
36209	46209	45	85	19			32,3	25,6	30,4	23,6
36210	46210	50	90	20			33,9	27,6	31,8	25,4
36211	46211	55	100	21			41,9	34,9	39,4	32,1
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	48,2	40,1	45,4	36,8
36213	46213	65	120	23			58,0	45,0	54,4	42,8
36214	46214	70	125	24			63,0	55,9	59,4	50,0
36215	46215	75	130	25			80,0	57,0	78,0	53,8
<i>Средняя серия</i>										
36302	46302	15	42	13	1,5	0,8	13,6	6,8	12,6	6,0
36303	46303	17	47	14			17,3	8,7	16,1	8,0
36304	46304	20	52	15	2,0	1,0	19,3	10,0	17,8	9,0
36305	46305	25	62	17			22,0	16,2	21,1	14,9
36306	46306	30	72	19			26,9	20,4	25,6	18,7
36307	46307	35	80	21	2,5	1,2	35,0	27,4	33,4	25,2
36308	46308	40	90	23			41,3	33,4	39,2	30,7
36309	46309	45	100	25			50,5	41,0	48,1	37,7
36310	46310	50	110	27			59,2	48,8	56,3	44,8
36311	46311	55	120	29	3,0	1,5	74,0	61,6	68,9	57,4

Окончание табл. Е.2

Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
							$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	d	D	B	r	r_1	C	C_0	C	C_0
36312	46312	60	130	31	3,5	2,0	83,0	72,5	78,8	66,6
36313	46313	65	140	33			94,1	83,2	89,0	76,4
36314	46314	70	150	35			107,4	93,4	100,0	87,0
36315	46315	75	160	37			137,6	96,2	131,0	95,0
36316	46316	80	170	39			142,8	104,0	136,0	99,0
36317	46317	85	180	41	4,0	2,0	171,0	126,0	163,0	120,0
36318	46318	90	190	43			173,2	128,1	165,0	122,0

Примечание. Пример условного обозначения подшипника типа 46000 легкой серии диаметров с $d = 30$ мм, $D = 62$ мм: Подшипник 46206 ГОСТ 831–75.

Табл. Е.3. Подшипники шариковые упорные типа 8000 (ГОСТ 7872–89)

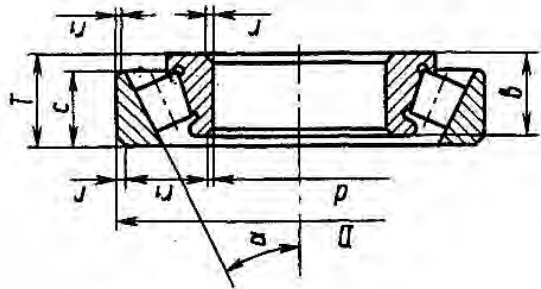
Обозначение	Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
	d	D	H	r	h	C	C_0
<i>Легкая серия</i>							
8202	15	32	12	1,0	3,7	13,8	18,2
8204	20	40	14		4,2	19,9	30,0
8205	25	47	15		4,7	24,7	40,0
8206	30	52	16		4,8	25,5	46,0
8207	35	62	18		5,0	35,1	66,5
8208	40	68	19	1,5	5,2	39,7	78,5
8209	45	73	20		5,7	41,0	89,0
8210	50	78	22		6,3	43,0	103,0
<i>Средняя серия</i>							
8305	25	52	18	1,5	5,0	33,8	50,0
8306	30	60	21		6,0	40,3	66,5
8307	35	68	24		7,0	49,4	83,5
8308	40	78	26		7,6	65,0	107,0
8309	45	85	28		8,2	71,5	130,0
8310	50	95	31		2,0	9,1	87,1

Примечание. Размер $d_1 = d + 0,2$ мм.

Табл. Е.4. Подшипники роликовые конические однорядные (ГОСТ 27365–87)

Обозначение	Размеры, мм										α , град	Грузоподъемность, кН			Факторы нагрузки			
	d	D	T	b	c	r	r_1	C	C_0	e		Y	Y_0					
												C	C_0	e	Y	Y_0		
7204	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	14	19,1	13,3	0,36	1,67	0,92					
7205	25	52	16,5	15	13				14	23,9	17,9	0,36	1,67	0,92				
7206	30	62	17,5	16	14				14	29,8	22,3	0,36	1,65	0,91				
7207	35	72	18,5	17	15	2,0	0,8	35,2	26,3	0,37	1,62	0,89						
7208	40	80	20,0	18	16			14	42,4	32,7	0,38	1,56	0,86					
7209	45	85	21,0	19	16			15	42,7	33,4	0,41	1,45	0,80					
7210	50	90	22,0	20	17	2,5	0,8	52,9	40,6	0,37	1,60	0,88						
7211	55	100	23,0	21	18			15	57,9	46,1	0,41	1,46	0,80					
7212	60	110	24,0	22	19			13	72,2	58,4	0,35	1,71	0,94					
7214	70	125	26,25	24	21	2,5	0,8	95,9	82,1	0,37	1,62	0,89						
7215	75	130	27,25	25	22			15	97,6	84,5	0,39	1,55	0,85					

Легкая серия



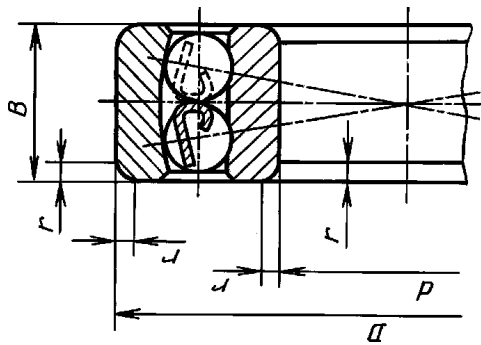
Окончание табл. Е.4

Обозначение	Размеры, мм						α, град	Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки			
	d	D	T	b	c	r		r ₁	C	C ₀	e	Y	Y ₀
<i>Легкая широкая серия</i>													
7506	30	62	21,25	20	17	1,5	0,5	14	36,0	27,0	0,365	1,645	0,905
7507	35	72	24,25	23	19	2,0	0,8	13	53,0	40,0	0,346	1,733	0,953
7508	40	80	25,0	23	19			14	56,0	44,0	0,381	1,575	0,866
7509	45	85	25,0	23	19	2,5	0,8	15	60,0	46,0	0,416	1,442	0,793
7510	50	90	25,0	23	19			16	62,0	54,0	0,421	1,426	0,784
7511	55	100	27,0	25	21	2,5	0,8	13	80,0	61,0	0,360	1,666	0,916
7512	60	110	30,0	28	24			15	94,0	75,0	0,392	1,528	0,840
7513	65	120	33,0	31	27	2,5	0,8	14	119,0	98,0	0,369	1,624	0,893
7514	70	125	33,25	31	27			14	125,0	101,0	0,388	1,547	0,851
7515	75	130	33,25	31	27			15	130,0	108,0	0,407	1,476	0,812
<i>Средняя серия</i>													
7304	20	52	16,25	15	13	2,0	0,8	11	25,0	17,7	0,3	2,03	1,11
7305	25	62	18,25	17	15			14	29,6	20,9	0,36	1,66	0,92
7306	30	72	21,0	19	16	2,5	1,0	14	40,0	29,9	0,34	1,78	0,98
7307	35	80	23,0	21	18			12	48,1	35,3	0,32	1,88	1,03
7308	40	90	25,25	23	20	3,0	1,2	11	61,0	46,0	0,28	2,16	1,19
7309	45	100	27,25	25	22			11	76,1	59,3	0,29	2,09	1,15
7310	50	110	29,25	27	23	3,0	1,2	12	96,6	75,9	0,31	1,94	1,06
7311	55	120	31,5	29	25			13	102,0	81,5	0,33	1,80	0,99
7312	60	130	33,5	31	26	3,5	1,2	12	118,0	96,3	0,30	1,97	1,08
7313	65	140	36,0	33	28			12	134,0	111,0	0,30	1,97	1,08
7314	70	150	38,0	35	30	3,5	1,2	12	168,0	137,0	0,31	1,94	1,06
7315	75	160	40,0	37	31			12	178,0	148,0	0,33	1,83	1,01

Табл. Е.5. Шарикоподшипники радиальные двухрядные сферические типа 1000 (ГОСТ 5720-75)

Обозначение	Размеры, мм			α , град	Грузоподъемность, кН		$F_a / (VF_r) \leq e$		$F_a / (VF_r) > e$		Y_0		
	d	D	B		C	C_0	X	Y	X	Y			
1305	25	62	17	2	11	14100	6120	0,28	1	0,65	2,26	3,49	2,36
1306	30	72	19		10	16800	7900	0,26			2,46	3,80	2,58
1307	35	80	21	2,5	9	20000	10000	0,25			2,57	3,98	2,69
1308	40	90	23		10	23300	12400	0,24			2,61	4,05	2,74
1309	45	100	25	3	9	30000	16200	0,24			2,54	3,93	2,66
1310	50	110	27			34100	17800	0,24			2,68	4,14	2,80
1311	55	120	29			40600	22900	0,23			2,70	4,17	2,87
1312	60	130	31	45800	27100	2,80	2,80				4,33	2,93	
1313	65	140	33	3,5	49200	29900	0,22	2,79			4,31	2,92	
1314	70	150	35		58600	35900		2,81			2,81	4,35	2,95
1315	75	160	37	8	62400	39100	0,22	2,84			4,39	2,97	
1316	80	170	39		69900	43000		2,92			2,92	4,52	3,06

Средняя серия



ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

(справочное)

Табл. Ж.1. Рекомендуемые посадки с натягом в системе отверстия в интервалах нормальных размеров от 1 до 500 мм по ГОСТ 25347–82

Основное отверстие	Основные отклонения валов										
	<i>k</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>	<i>z</i>
	Посадки										
<i>H5</i>	$\frac{H5}{k4}$	$\frac{H5}{m4}$	$\frac{H5}{n4}$	–	–	–	–	–	–	–	–
<i>H6</i>	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$	–	–	–	–	–
<i>H7</i>	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$; $\frac{H7}{s7}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u7}$	–	–	–
<i>H8</i>	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$	–	–	$\frac{H8}{s7}$	–	$\frac{H8}{u8}$	–	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$
<i>H10</i>	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
<i>H11</i>	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
<i>H12</i>	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Примечание – – предпочтительные посадки.

Табл. Ж.2. Поля допусков отверстий при номинальных размерах от 1 до 400 мм по ГОСТ 25347–82

Интервал размеров, мм	Поле допуска					
	<i>H7</i>	<i>H8</i>	<i>H9</i>	<i>H10</i>	<i>H11</i>	<i>H12</i>
	Предельное отклонение, мм					
1	2	3	4	5	6	7
От 1 до 3	+0,010 0	+0,014 0	+0,025 0	+0,040 0	+0,060 0	+0,010 0
Св. 3 до 6	+0,012 0	+0,018 0	+0,030 0	+0,048 0	+0,075 0	+0,012 0
Св. 6 до 10	+0,015 0	+0,022 0	+0,036 0	+0,058 0	+0,090 0	+0,015 0
Св. 10 до 18	+0,018 0	+0,027 0	+0,043 0	+0,070 0	+0,110 0	+0,018 0
Св. 18 до 30	+0,021 0	+0,033 0	+0,052 0	+0,084 0	+0,130 0	+0,021 0
Св. 30 до 50	+0,025 0	+0,039 0	+0,062 0	+0,100 0	+0,160 0	+0,025 0
Св. 50 до 80	+0,030 0	+0,046 0	+0,074 0	+0,120 0	+0,190 0	+0,030 0
Св. 80 до 120	+0,035 0	+0,054 0	+0,087 0	+0,140 0	+0,220 0	+0,035 0



Окончание табл. Ж.2.

1	2	3	4	5	6	7
Св. 120 до 180	+0,040 0	+0,063 0	+0,100 0	+0,160 0	+0,250 0	+0,040 0
Св. 180 до 250	+0,046 0	+0,072 0	+0,115 0	+0,185 0	+0,290 0	+0,046 0
Св. 250 до 315	+0,052 0	+0,081 0	+0,130 0	+0,210 0	+0,320 0	+0,052 0
Св. 315 до 400	+0,057 0	+0,089 0	+0,140 0	+0,230 0	+0,360 0	+0,057 0

Табл. Ж.3. Поля допусков валов при номинальных размерах от 1 до 400 мм по 6 качеству по ГОСТ 25347–82

Интервал размеров, мм	Поле допуска										
	<i>k6</i>	<i>m6</i>	<i>n6</i>	<i>p6</i>	<i>r6</i>	<i>s6</i>	<i>t6</i>	<i>u6</i>	<i>v6</i>	<i>x6</i>	<i>z6</i>
	Предельное отклонение, мкм										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
От 1 до 3	+6 0	+8 +2	+10 +4	+12 +6	+16 +10	+20 +14	–	+24 +18	–	+26 +20	+32 +26
Св. 3 до 6	+9 +1	+12 +4	+16 +8	+20 +12	+23 +15	+27 +19	–	+31 +23	–	+36 +28	+43 +35
Св. 6 до 10	+10 +1	+15 +6	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+32 +23	–	+37 +28	–	+43 +34	+51 +42
Св. 10 до 14	+12 +1	+18 +7	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+39 +28	–	+44 +33	–	+51 +40	+61 +50
Св. 14 до 18									+50 +39	+56 +45	+71 +60
Св. 18 до 24	+15 +2	+21 +8	+28 +15	+35 +22	+41 +28	+48 +35	–	+54 +41	+60 +47	+67 +54	+86 +73
Св. 24 до 30							+54 +41	+61 +48	+68 +55	+77 +64	+101 +88
Св. 30 до 40	+18 +2	+25 +9	+33 +17	+42 +26	+50 +34	+59 +43	+64 +48	+76 +60	+84 +68	+96 +80	+128 +112
Св. 40 до 50							+70 +54	+86 +70	+97 +81	+113 +97	+152 +136
Св. 50 до 65	+21 +2	+30 +11	+39 +20	+51 +32	+60 +41	+72 +53	+85 +66	+106 +87	+121 +102	+141 +122	+191 +172
Св. 65 до 80					+62 +43	+78 +59	+94 +75	+121 +102	+139 +120	+165 +146	+229 +210
Св. 80 до 100	+25 +3	+35 +13	+45 +23	+59 +37	+73 +51	+93 +71	+113 +91	+146 +124	+168 +146	+200 +178	+280 +258
Св. 100 до 120					+76 +54	+101 +79	+126 +104	+166 +144	+194 +172	+232 +210	+332 +310



Окончание табл. Ж.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Св. 120 до 140	+28	+40	+52	+68	+88	+117	+147	+195	+227	+273	+390
	+3	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+365
Св. 140 до 160					+90	+125	+159	+215	+253	+305	+440
					+65	+100	+134	+190	+228	+280	+415
Св. 160 до 180					+93	+133	+171	+235	+277	+335	+490
					+68	+108	+146	+210	+252	+310	+465
Св. 180 до 200	+33	+46	+60	+79	+106	+151	+195	+265	+313	+379	+549
	+4	+17	+31	+50	+77	+122	+166	+236	+284	+350	+520
Св. 200 до 225					+109	+159	+209	+287	+339	+414	+604
					+80	+130	+180	+258	+310	+385	+575
Св. 225 до 250					+113	+169	+225	+313	+369	+454	+669
					+84	+140	+196	+284	+340	+425	+640
Св. 250 до 280	+36	+52	+66	+88	+126	+190	+250	+347	+417	+507	+742
	+4	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+710
Св. 280 до 315					+130	+202	+272	+382	+457	+557	+822
					+98	+170	+240	+350	+425	+525	+790
Св. 315 до 355	+40	+57	+73	+98	+144	+226	+304	+426	+511	+626	+936
	+4	+21	+37	+62	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+900
Св. 355 до 400					+150	+244	+330	+471	+566	+696	+1036
					+114	+208	+294	+435	+530	+660	+1000

Табл. Ж.4. Поля допусков валов при номинальных размерах от 1 до 400 мм по 7 качеству по ГОСТ 25347–82

Интервал размеров, мм	Поле допуска										
	<i>k</i> 7	<i>m</i> 7	<i>n</i> 7	<i>p</i> 7	<i>r</i> 7	<i>s</i> 7	<i>t</i> 7	<i>u</i> 7	<i>v</i> 7	<i>x</i> 7	<i>z</i> 7
	Предельное отклонение, мкм										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
От 1 до 3	+10	+12	+14	+16	+20	+24	–	+28	–	+30	+36
	0	+2	+4	+6	+10	+14		+18		+20	+26
Св. 3 до 6	+13	+16	+20	+25	+27	+31	–	+35	–	+40	+47
	+1	+4	+8	+12	+15	+19		+23		+28	+35
Св. 6 до 10	+16	+21	+25	+30	+34	+38	–	+43	–	+49	+57
	+1	+6	+10	+15	+19	+23		+28		+34	+42
Св. 10 до 14	+19	+25	+30	+36	+41	+46	–	+51	–	+58	+68
	+1	+7	+12	+18	+23	+28		+33		+40	+50
Св. 14 до 18									+57	+63	+78
									+39	+45	+60
Св. 18 до 24	+23	+29	+36	+43	+49	+56	–	+62	+68	+75	+94
	+2	+8	+15	+22	+28	+35		+41	+47	+54	+73
Св. 24 до 30							+62	+69	+76	+85	+109
							+41	+48	+55	+64	+88



Окончание табл. Ж.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Св. 30 до 40	+27	+34	+42	+51	+59	+68	+73	+85	+93	+105	+137
	+2	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+112
Св. 40 до 50							+79	+95	+106	+122	+161
							+54	+70	+81	+97	+136
Св. 50 до 65	+32	+41	+50	+62	+71	+83	+96	+117	+132	+152	+202
	+2	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+172
Св. 65 до 80					+73	+89	+105	+132	+150	+176	+240
					+43	+59	+75	+102	+120	+146	+210
Св. 80 до 100	+38	+48	+58	+72	+86	+106	+126	+159	+181	+213	+293
	+3	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+258
Св. 100 до 120					+89	+114	+139	+179	+207	+245	+345
					+54	+79	+104	+144	+172	+210	+310
Св. 120 до 140	+43	+55	+67	+83	+103	+132	+162	+210	+242	+288	+405
	+3	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+365
Св. 140 до 160					+105	+140	+174	+230	+268	+320	+455
					+65	+100	+134	+190	+228	+280	+415
Св. 160 до 180					+108	+148	+186	+250	+292	+350	+505
					+68	+108	+146	+210	+252	+310	+465
Св. 180 до 200	+50	+63	+77	+96	+123	+168	+212	+282	+330	+396	+566
	+4	+17	+31	+50	+77	+122	+166	+236	+284	+350	+520
Св. 200 до 225					+126	+176	+226	+304	+356	+431	+621
					+80	+130	+180	+258	+310	+385	+575
Св. 225 до 250					+130	+186	+242	+330	+386	+471	+686
					+84	+140	+196	+284	+340	+425	+640
Св. 250 до 280	+56	+72	+86	+108	+146	+210	+270	+367	+437	+527	+762
	+4	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+710
Св. 280 до 315					+150	+222	+292	+402	+477	+577	+842
					+98	+170	+240	+350	+425	+525	+790
Св. 315 до 355	+61	+78	+94	+119	+165	+247	+325	+447	+532	+647	+957
	+4	+21	+37	+62	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+900
Св. 355 до 400					+171	+265	+351	+492	+587	+717	+1057
					+114	+208	+294	+435	+530	+660	+1000

Табл. Ж.5. Поля допусков валов при номинальных размерах от 1 до 500 мм по 8 качеству по ГОСТ 25347-82

Интервал размеров, мм	Поле допуска										
	<i>k</i> 8	<i>m</i> 8	<i>n</i> 8	<i>p</i> 8	<i>r</i> 8	<i>s</i> 8	<i>t</i> 8	<i>u</i> 8	<i>v</i> 8	<i>x</i> 8	<i>z</i> 8
	Предельное отклонение, мкм										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
От 1 до 3	+14	+16	+18	+20	+24	+28	—	+32	—	+34	+40
	0	+2	+4	+6	+10	+14		+18		+20	+26
Св. 3 до 6	+18	+22	+26	+30	+33	+37	—	+41	—	+46	+53
	0	+4	+8	+12	+15	+19		+23		+28	+35



Окончание табл. Ж.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Св. 6 до 10	+22 0	+28 +6	+32 +10	+37 +15	+41 +19	+45 +23	–	+50 +28	–	+56 +34	+64 +42
Св. 10 до 14	+27 0	+34 +7	+39 +12	+45 +18	+50 +23	+55 +28	–	+60 +33	–	+67 +40	+77 +50
Св. 14 до 18									+66 +39	+72 +45	+87 +60
Св. 18 до 24	+33 0	+41 +8	+48 +15	+55 +12	+61 +28	+68 +35	–	+74 +41	+80 +47	+87 +54	+106 +73
Св. 24 до 30							+74 +41	+81 +48	+88 +55	+97 +64	+121 +88
Св. 30 до 40	+39 0	+48 +9	+56 +17	+65 +26	+73 +34	+82 +43	+87 +48	+99 +60	+107 +68	+119 +80	+151 +112
Св. 40 до 50							+93 +54	+109 +70	+120 +81	+136 +97	+175 +136
Св. 50 до 65	+46 0	–	–	+78 +32	+87 +41	+99 +53	+112 +66	+133 +87	+148 +102	+168 +122	+218 +172
Св. 65 до 80					+89 +43	+105 +59	+121 +75	+148 +102	+166 +120	+192 +146	+256 +210
Св. 80 до 100	+54 0	–	–	+91 +37	+105 +51	+125 +71	+145 +91	+178 +124	+200 +146	+232 +178	+312 +258
Св. 100 до 120					+108 +54	+133 +79	+158 +104	+198 +144	+226 +172	+264 +210	+364 +310
Св. 120 до 140	+63 0	–	–	+106 +43	+126 +63	+155 +92	+185 +122	+233 +170	+265 +202	+311 +248	+428 +365
Св. 140 до 160					+128 +65	+163 +100	+197 +134	+253 +190	+291 +228	+343 +280	+478 +415
Св. 160 до 180					+131 +68	+171 +108	+209 +146	+273 +210	+315 +252	+373 +310	+528 +465
Св. 180 до 200	+72 0	–	–	+122 +50	+149 +77	+194 +122	+238 +166	+308 +236	+356 +284	+422 +350	+592 +520
Св. 200 до 225					+152 +80	+202 +130	+252 +180	+330 +258	+382 +310	+457 +385	+647 +575
Св. 225 до 250					+156 +84	+212 +140	+268 +196	+356 +284	+412 +340	+497 +425	+712 +640
Св. 250 до 280	+81 0	–	–	+137 +56	+175 +94	+239 +158	+299 +218	+396 +315	+466 +385	+556 +475	+791 +710
Св. 280 до 315					+179 +98	+251 +170	+321 +240	+431 +350	+506 +425	+606 +525	+871 +790
Св. 315 до 355	+89 0	–	–	+151 +62	+197 +108	+279 +190	+357 +268	+479 +390	+564 +475	+679 +590	+989 +900
Св. 355 до 400					+203 +114	+297 +208	+383 +294	+524 +435	+619 +530	+749 +660	+1089 +1000



ПРИЛОЖЕНИЕ И

(справочное)

Табл. И.1. Основные параметры метрической резьбы для наиболее распространенных случаев применения

Наружный диаметр d , мм	Шаг резьбы p , мм	Средний диаметр d_2 , мм	Внутренний диаметр d_1 , мм
3	0,5	2,675	2,459
4	0,7	3,546	3,242
	0,5*	3,675	3,495
5	0,8	4,480	4,134
	0,5*	4,675	4,459
6	1,0	5,350	4,918
	0,75*	5,513	5,188
8	1,25	7,188	6,647
	1,0*	7,350	6,918
	0,75*	7,513	7,188
10	1,5	9,026	8,376
	1,25*	9,188	8,647
	1,0*	9,350	8,918
12	1,75	10,863	10,106
	1,5*	11,026	10,376
	1,25*	11,188	10,647
	1,0*	11,350	10,918
14	2,0	12,701	11,835
	1,5*	13,026	12,376
16	2,0	14,701	13,835
	1,5*	15,026	14,376
20	2,5	18,376	17,294
	2,0*	18,701	17,835
24	3,0	22,051	20,752
	2,0*	22,701	21,835
	1,5*	23,026	22,376
27	3,0	25,051	23,752
	1,5*	26,025	25,376
30	3,5	27,727	26,211
	2,0	28,701	27,835
36	4,0	33,402	31,670
	3,0	34,051	32,752
42	4,5	39,077	37,129
	3,0	40,051	38,752

Примечание. * – для резьб с мелким шагом. Высота профиля для всех резьб $h = 0,5 \cdot (d - d_1)$.



Табл. И.2. Размеры сечений призматических шпонок и пазов из ГОСТ 23360–78

Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки		Глубина пазов, мм		Радиус закругления пазов r (или фаска 45°)	
	Ширина b , мм	Высота h , мм	на валу t_1	у втулки t_2	не более	не менее
> 6...8	2	2	1,2	1,0	0,16	0,08
> 8...10	3	3	1,8	1,4		
> 10...12	4	4	2,5	1,8		
> 12...17	5	5	3,0	2,3	0,25	0,16
> 17...22	6	6	3,5	2,8		
> 22...30	8	7	4,0	3,3		
> 30...38	10	8	5,0	3,3	0,4	0,25
> 38...44	12	8	5,0	3,3		
> 44...50	14	9	5,5	3,8		
> 50...58	16	10	6,0	4,3		
> 58...65	18	11	7,0	4,4		
> 65...75	20	12	7,5	4,9	0,6	0,4
> 75...85	22	14	9,0	5,4		
> 85...95	25	14	9,0	5,4		
> 95...110	28	16	10,0	6,4		
> 110...130	32	18	11,0	7,4	0,7	1,0
> 130...150	36	20	12	8,4		
> 150...170	40	22	13	9,4		
> 170...200	45	25	15	10,4		

Примечание. Длины призматических шпонок l рекомендуется выбирать из ряда 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140.

Табл. И.3. Соединения шлицевые прямобочные по ГОСТ 1139–80

Номинальный размер $z_{ш} \times d_{ш} \times D_{ш}$ ($z_{ш}$ – количество шлицев; $d_{ш}$ – внутренний диаметр, мм; $D_{ш}$ – наружный диаметр, мм)	Ширина шлица $b_{ш}$, мм
<i>Легкая серия</i>	
$6 \times 23 \times 26$	6
$6 \times 26 \times 30$	6
$6 \times 28 \times 32$	7
$8 \times 32 \times 36$	6
$8 \times 36 \times 40$	7
$8 \times 42 \times 46$	8
$8 \times 46 \times 50$	9
$8 \times 52 \times 58$	10
$8 \times 56 \times 62$	10
$8 \times 62 \times 68$	12

Окончание табл. И.3

Номинальный размер $z \times d \times D$ (z – количество шлицев; d – внутренний диаметр, мм; D – наружный диаметр, мм)	Ширина шлица b , мм
<i>Средняя серия</i>	
$6 \times 18 \times 22$	5
$6 \times 21 \times 25$	5
$6 \times 23 \times 28$	6
$6 \times 26 \times 32$	6
$6 \times 28 \times 34$	7
$8 \times 32 \times 38$	6
$8 \times 36 \times 42$	7
$8 \times 42 \times 48$	8
$8 \times 46 \times 54$	9
$8 \times 52 \times 60$	10
$8 \times 56 \times 65$	10
$8 \times 62 \times 72$	12
$10 \times 72 \times 82$	12
<i>Тяжелая серия</i>	
$10 \times 21 \times 26$	3
$10 \times 23 \times 29$	4
$10 \times 26 \times 32$	4
$10 \times 28 \times 35$	4
$10 \times 32 \times 40$	5
$10 \times 36 \times 45$	5
$10 \times 42 \times 52$	6
$10 \times 46 \times 56$	7
$16 \times 52 \times 60$	5
$16 \times 56 \times 65$	5



ПРИЛОЖЕНИЕ К

(справочное)

Табл. К.1. Номинальные диаметры в диапазоне 10...52 мм и шаги однозаходной трапецеидальной резьбы (из ГОСТ 24737–81 и ГОСТ 24738–81)

В миллиметрах

Номинальный диаметр резьбы d		Шаг P	Диаметр резьбы				
			наружный		средний	внутренний	
Ряд 1	Ряд 2		d	D_4	$d_2 = D_2$	d_3	D_1
1	2	3	4	5	6	7	8
10*		1,5	10,000	10,300	9,250	8,200	8,500
		2	10,000	10,500	9,000	7,500	8,000
	11	2	11,000	11,500	10,000	8,500	9,000
		3	11,000	11,500	9,500	7,500	8,000
12*		2	12,000	12,500	11,000	9,500	10,000
		3	12,000	12,500	10,500	8,500	9,000
	14	2	14,000	14,500	13,000	11,500	12,000
		3	14,000	14,500	12,500	10,500	11,000
16*		2	16,000	16,500	15,000	13,500	14,000
		4	16,000	16,500	14,000	11,500	12,000
	18	2	18,000	18,500	17,000	15,500	16,000
		4	18,000	18,500	16,000	13,500	14,000
20*		2	20,000	20,500	19,000	17,500	18,000
		4	20,000	20,500	18,000	15,500	16,000
	22	2*	22,000	22,500	21,000	19,500	20,000
		3	22,000	22,500	20,500	18,500	19,000
		5	22,000	22,500	19,500	16,500	17,000
		8	22,000	23,000	18,000	13,000	14,000
24*		2*	24,000	24,500	23,000	21,500	22,000
		3	24,000	24,500	22,500	20,500	21,000
		5	24,000	24,500	21,500	18,500	19,000
		8	24,000	25,000	20,000	15,000	16,000
	26	2*	26,000	26,500	25,000	23,500	24,000
		3	26,000	26,500	24,500	22,500	23,000
		5	26,000	26,500	23,500	20,500	21,000
		8	26,000	27,000	22,000	17,000	18,000
28	28*	2*	28,000	28,500	27,000	25,500	26,000
		3	28,000	28,500	26,500	24,500	25,000
		5	28,000	28,500	25,500	22,500	23,000
		8	28,000	29,000	24,000	19,000	20,000
	30	3	30,000	30,500	28,500	26,500	27,000
		6	30,000	31,000	27,500	23,000	24,000
		10	30,000	31,000	25,000	19,000	20,000



Окончание табл. К.1

1	2	3	4	5	6	7	8
32*		3	32,000	32,500	30,500	28,500	29,000
		6	32,000	33,000	29,000	25,000	26,000
		10	32,000	33,000	27,000	21,000	22,000
	34	3	34,000	34,500	32,500	30,500	31,000
		6	34,000	35,000	31,000	27,000	28,000
		10	34,000	35,000	29,000	21,000	24,000
36	36*	3	36,000	36,500	34,500	32,500	33,000
		6	36,000	37,000	33,000	29,000	30,000
		10	36,000	37,000	31,000	25,000	26,000
	38	3	38,000	38,500	36,500	34,500	35,000
		6*	38,000	39,000	35,000	31,000	32,000
		7	38,000	39,000	34,500	30,000	31,000
		10	38,000	39,000	33,000	27,000	28,000
40*		3	40,000	40,500	38,500	36,500	37,000
		6*	40,000	40,000	37,000	33,000	34,000
		7	40,000	41,000	36,500	32,000	33,000
		10	40,000	41,000	35,000	29,000	30,000
	42	3	42,000	42,500	40,500	38,500	39,000
		6*	42,000	43,000	39,000	35,000	36,000
		7	42,000	43,000	38,500	34,000	35,000
		10	42,000	43,000	37,000	31,000	32,000
44*		3	44,000	44,500	42,500	40,500	41,000
		7	44,000	45,000	40,500	36,000	37,000
		8*	44,000	45,000	40,000	35,000	36,000
		12	44,000	45,000	38,000	31,000	32,000
	46	3	46,000	46,500	44,500	42,500	43,000
		8	46,000	47,000	42,000	37,000	38,000
		12	46,000	47,000	40,000	33,000	34,000
48*		3	48,000	48,500	46,500	44,500	45,000
		8	48,000	49,000	44,000	39,000	40,000
		12	48,000	49,000	42,000	35,000	36,500
	50*	3	50,000	50,500	48,500	46,500	47,000
		8	50,000	51,000	46,000	41,000	42,000
		12	50,000	51,000	44,000	37,000	38,000
52		3	52,000	52,500	50,500	48,500	49,000
		8	52,000	53,000	48,000	43,000	44,000
		12	52,000	53,000	46,000	39,000	40,000

Примечание. Следует предпочитать первый ряд номинальных диаметров второму и шага, выделенные цветом. Резьбы с шагами, обозначенными звездочками, не рекомендуются в новых конструкциях. Резьбы с диаметрами, отмеченными звездочкой, могут выполняться многозаходными по ГОСТ 24739–81. Число заходов $z = 2, 4, 6^*, 8^*, 3^*$ (*не у всех резьб).

Табл. К.2. Номинальные диаметры в диапазоне 10...60 мм и шаги упорной резьбы (из ГОСТ 10177-82)

В миллиметрах

Номинальный диаметр резьбы d		Шаг P	Диаметр резьбы			
Ряд 1	Ряд 2		$D = d$	$d_2 = D_2$	d_3	D_1
1	2	3	4	5	6	7
10		2	10,000	8,500	6,529	7,000
12		2	12,000	10,500	8,529	9,000
		3	12,000	9,750	6,793	7,500
	14	2	14,000	12,500	10,529	11,000
		3	14,000	11,750	8,793	9,500
16		2	16,000	14,500	12,529	13,000
		4	16,000	13,000	9,058	10,000
	18	2	18,000	16,500	14,529	15,000
		4	18,000	15,000	11,058	12,000
20		2	20,000	18,500	16,529	17,000
		4	20,000	17,000	13,058	14,000
	22	2*	22,000	20,500	18,529	19,000
		3	22,000	19,750	16,763	17,500
		5	22,000	18,250	13,322	14,500
		8	22,000	16,000	8,116	10,000
24		2*	24,000	22,500	20,529	21,000
		3	24,000	21,750	18,793	19,500
		5	24,000	20,250	15,322	16,500
		8	24,000	18,000	10,116	12,000
	26	2*	26,000	24,500	22,529	23,000
		3	26,000	23,750	20,793	21,500
		5	26,000	22,250	17,322	18,500
		8	26,000	20,000	12,116	14,000
28		2*	28,000	26,500	24,529	25,000
		3	28,000	25,750	22,793	23,500
		5	28,000	24,250	19,322	20,500
		8	28,000	22,000	14,116	16,000
	30	3	30,000	27,750	24,793	25,500
		6	30,000	25,500	19,587	21,000
		10	30,000	22,500	12,645	15,000
32		3	32,000	29,750	26,793	27,500
		6	32,000	27,500	21,587	23,000
		10	32,000	24,500	14,645	17,000
	34	3	34,000	31,750	28,793	29,500
		6	34,000	29,500	23,587	25,000
		10	34,000	26,500	16,645	19,000



Окончание табл. К.2

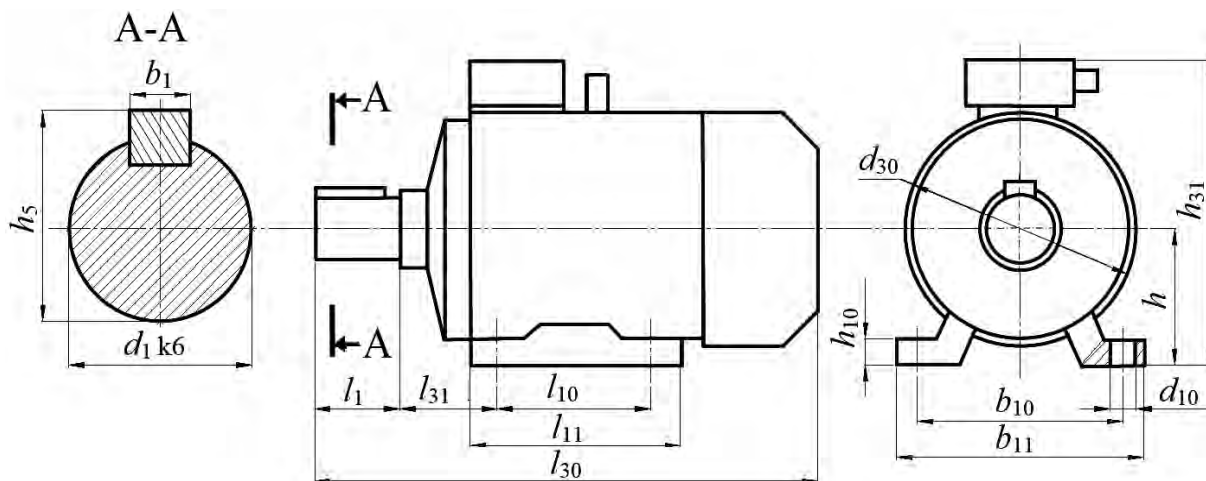
1	2	3	4	5	6	7
36		3	36,000	33,750	30,793	31,500
		6	36,000	34,500	25,587	27,000
		10	36,000	28,500	18,645	21,000
	38	3	38,000	35,500	32,793	33,500
		6*	38,000	33,500	27,587	29,000
		7	38,000	32,750	25,851	27,500
		10	38,000	30,500	20,645	23,000
40		3	40,000	37,750	34,793	35,500
		6*	40,000	35,500	27,587	31,000
		7	40,000	34,750	25,851	29,500
		10	40,000	32,500	22,645	25,000
	42	3	42,000	39,750	36,793	37,500
		6*	42,000	37,500	31,587	33,000
		7	42,000	36,750	29,851	31,500
		10	42,000	34,500	24,645	27,000
44		3	44,000	41,750	38,793	39,500
		7	44,000	38,750	31,851	33,500
		8*	44,000	38,000	30,116	32,000
		12	44,000	35,000	23,174	26,000
	46	3	46,000	43,750	40,793	41,500
		8	46,000	40,000	32,116	34,000
		12	46,000	37,000	25,174	28,000
48		3	48,000	45,750	42,793	43,500
		8	48,000	42,000	34,116	36,000
		12	48,000	39,000	27,174	30,000
	50	3	50,000	47,750	44,793	45,500
		8	50,000	44,000	36,116	38,000
		12	50,000	41,000	29,174	32,000
52		3	52,000	49,750	46,793	47,500
		8	52,000	46,000	38,116	40,000
		12	52,000	43,000	31,174	34,000
	55	3	55,000	52,750	49,793	50,500
		8*	55,000	49,000	41,116	43,000
		9	55,000	48,250	39,380	41,500
		12*	55,000	46,000	34,174	37,000
		14	55,000	44,500	30,702	34,000
60		3	60,000	57,750	54,793	55,500
		8*	60,000	54,000	46,116	48,000
		9	60,000	53,250	44,380	46,500
		12*	60,000	51,000	39,174	42,000
		14	60,000	49,500	35,702	39,000



ПРИЛОЖЕНИЕ Л

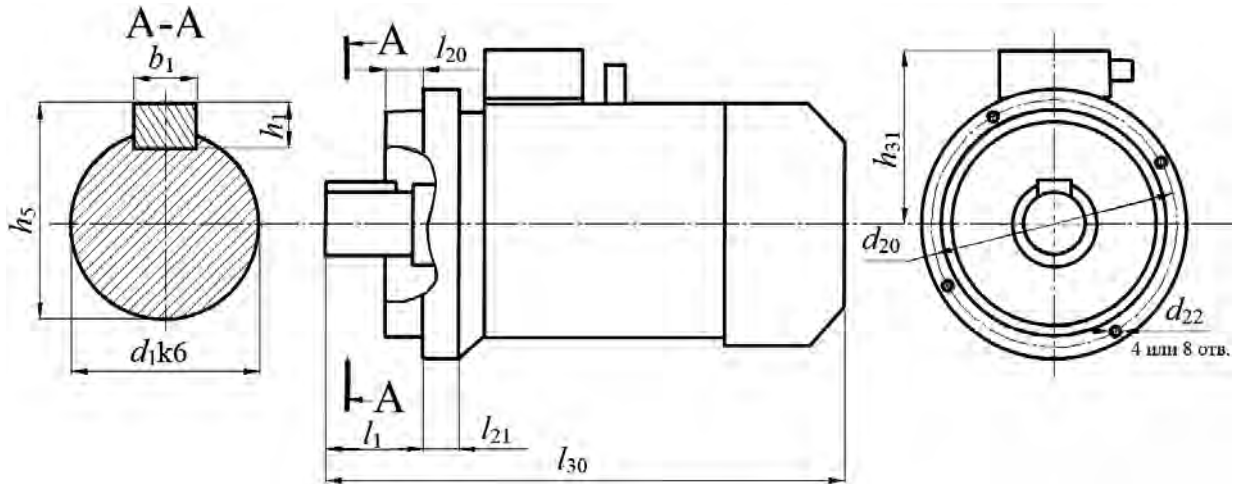
(справочное)

Табл. Л.1. Электродвигатели асинхронные серии 4А. Геометрические размеры. Исполнение М100 – закрытое, обдуваемое, на лапах (ГОСТ 19523–81) [14]



Тип двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры, мм			Установочные и присоединительные размеры, мм																	
		l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10}	b_1	b_{10}	h	h_1	h_5	h_{10}							
4A71	2, 4, 6, 8	285	201	170	40	90	45	19	7	6	112	71	6	21,5	9							
4A80A		300	218	186	50	100	50	22	10	6	125	80	6	24,5	10							
4A80B		320	218																			
4A90L		350	243	208		125	56	24			140	90		27	11							
4A100S		365	265	235	60	132	63	28	8	160	100	7	31	12								
4A100L		395	280																			
4A112M		452	310	260	80	140	70	32	12	10	190	112	8	35	13							
4A132S		480	350	302												178	89	38	216	132	8	41
4A132M		530	350																			
4A160S		2	624	430	358	110	178	108	42	15	12	254	160	9	45	18						
	4, 6, 8	48							14		51,5											
4A160M	2	667	430	358	110	178	108	42	15	12	254	160	8	45	18							
	4, 6, 8							210		48				14		9	51,5					
4A180S	2	682	470	410	110	203	121	48	15	14	279	180	10	51,5	20							
	4, 6, 8							55		16				9		59						
4A180M	2	702			110	241	121	48	15	14			9	51,5								
	4, 6, 8							55		16			10	59								

Окончание табл. Л.1

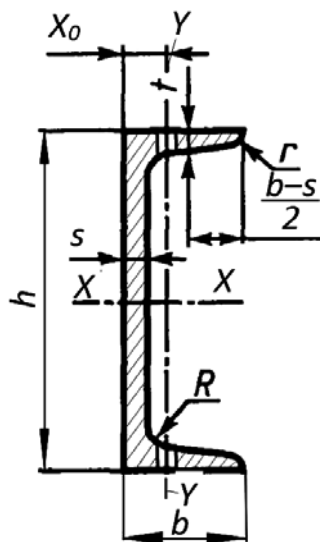


Тип двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры, мм			Установочные и присоединительные размеры, мм													
		l_{30}	h_{31}	d_{24}	l_1	l_{20}	l_{21}	d_1	d_{20}	d_{22}	d_{25}	b_1	h_1	h_5				
4A71	2, 4, 6, 8	285	130	200	40	3,5	10	19	165	12	130	6	6	21,5				
4A80A		300	138		22			215						15	180	8	7	24,5
4A80B		320			24													
4A90L		350	153	250	60	4	14	28	265	230	10	8	27					
4A100S		365	165										16	32	250	12	7	31
4F100L		390		300	80	18	38	19	250	10	8	41						
4F112M		452	1										110	5	15	350	19	300
4A132S		480	218	350	18	38	350	300	12	9	45							
4A132M		530										270	400	18	38	350	300	14
4A160M		2	667	350	18	38	350	300	14	9	51,5							
	4, 6, 8	624										290	18	38	350	300	14	9
4A160S	2		662	290	18	38	350	300	14	9	51,5							
	4, 6, 8	702										400	18	38	350	300	14	9
4A180S	2		702	400	18	38	350	300	14	9	51,5							
	4, 6, 8	702										400	18	38	350	300	14	9
4A180M	2		702	400	18	38	350	300	14	9	51,5							
	4, 6, 8	702										400	18	38	350	300	14	9

ПРИЛОЖЕНИЕ М

(справочное)

Табл. М.1. Размеры швеллеров с уклоном внутренних граней полки (из ГОСТ 8240–97 и СТБ 1985–2009)



Номер швеллера	h , мм	b , мм	s , мм	t , мм	R , мм	r , мм	Площадь поперечного сечения, см ²	Максимальный размер отверстия в полке, мм	Координата размещения центра отверстия X_0 , мм
					не более				
5	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5	6,16	9	20
6,5	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5	7,51	9	20
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	8,98	11	25
10	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0	10,90	13	30
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0	13,30	17	30
14	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0	15,60	19	35
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	18,10	19	40
16a	160	68	5,0	9,0	8,5	3,5	19,50	23	40
18	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5	20,70	23	40
18a	180	74	5,1	9,3	9,0	3,5	22,20	23	45
20	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0	23,40	25	45
22	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0	26,70	25	50
24	240	90	5,6	10,0	10,5	4,0	30,60	28	50
27	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5	35,20	28	60
30	300	100	6,5	11,0	12,0	5,0	40,50	31	60
33	330	105	7,0	11,7	13,0	5,0	46,50	31	60
36	360	110	7,5	12,6	14,0	6,0	53,40	31	70
40	400	115	8,0	13,5	15,0	6,0	61,50	31	70

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ЭНЕРГО-КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА.....	5
Контрольные вопросы.....	5
1.1. Краткие теоретические сведения.....	5
1.2. Пример решения задачи.....	5
1.3. Задачи для самостоятельного решения.....	13
2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ.....	16
Контрольные вопросы.....	16
2.1. Краткие теоретические сведения.....	16
2.2. Пример решения задачи.....	19
2.3. Задачи для самостоятельного решения.....	42
3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ.....	43
Контрольные вопросы.....	43
3.1. Краткие теоретические сведения.....	43
3.2. Пример решения задачи.....	45
3.3. Задачи для самостоятельного решения.....	60
4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ.....	61
Контрольные вопросы.....	61
4.1. Краткие теоретические сведения.....	61
4.2. Пример решения задачи.....	63
4.3. Задачи для самостоятельного решения.....	76
5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ.....	77
Контрольные вопросы.....	77
5.1. Краткие теоретические сведения.....	77
5.2. Пример решения задачи.....	79
5.3. Задачи для самостоятельного решения.....	87
6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ.....	88
Контрольные вопросы.....	88
6.1. Краткие теоретические сведения.....	88
6.2. Пример решения задачи.....	90
6.3. Задачи для самостоятельного решения.....	97



7. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ	98
Контрольные вопросы.....	98
7.1. Краткие теоретические сведения.....	98
7.2. Пример решения задачи.....	99
7.3. Задачи для самостоятельного решения.....	106
8. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ И ОСЕЙ	107
Контрольные вопросы.....	107
8.1. Краткие теоретические сведения.....	107
8.2. Пример решения задачи.....	108
8.3. Задачи для самостоятельного решения.....	123
9. ПОДБОР И РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ	124
Контрольные вопросы.....	124
9.1. Краткие теоретические сведения.....	124
9.2. Пример решения задачи.....	126
9.3. Задачи для самостоятельного решения.....	132
10. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ	133
Контрольные вопросы.....	133
10.1. Краткие теоретические сведения.....	133
10.2. Пример решения задачи.....	135
10.3. Задачи для самостоятельного решения.....	137
11. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРЕССОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ (СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ)	138
Контрольные вопросы.....	138
11.1. Краткие теоретические сведения.....	138
11.2. Пример решения задачи.....	140
11.3. Задачи для самостоятельного решения.....	145
12. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ	146
Контрольные вопросы.....	146
12.1. Краткие теоретические сведения.....	146
12.2. Пример решения задач.....	148
12.3. Задачи для самостоятельного решения.....	152
13. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ (ЗУБЧАТЫХ) СОЕДИНЕНИЙ	153
Контрольные вопросы.....	153
13.1. Краткие теоретические сведения.....	153
13.2. Пример решения задачи.....	155
13.3. Задачи для самостоятельного решения.....	156



14. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧ ВИНТ–ГАЙКА.....	157
Контрольные вопросы.....	157
14.1. Краткие теоретические сведения.....	157
14.2. Пример решения задачи.....	159
14.3. Задачи для самостоятельного решения.....	163
15. ПОДГОТОВКА К ЗАЩИТЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	164
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	173
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Задание к курсовому проектированию.....	174
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Методика определения режима работы и коэффициентов режима работы.....	204
ПРИЛОЖЕНИЕ В.....	208
ПРИЛОЖЕНИЕ Г.....	209
ПРИЛОЖЕНИЕ Д.....	213
ПРИЛОЖЕНИЕ Е.....	215
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж.....	222
ПРИЛОЖЕНИЕ И.....	227
ПРИЛОЖЕНИЕ К.....	230
ПРИЛОЖЕНИЕ Л.....	234
ПРИЛОЖЕНИЕ М.....	236

Учебное издание

Лустенков Михаил Евгеньевич

ДЕТАЛИ МАШИН

Учебное пособие

Редактор *И. В. Голубцова*

Художественное оформление обложки *Е. С. Лустенкова*

Технический редактор *А. Т. Червинская*

Компьютерный дизайн *Е. С. Лустенкова*

Подписано в печать 25.10.2018. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 13,95. Уч.-изд. л. 15,35. Тираж 500 экз. Заказ № 6298.

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 24.01.2014.

Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.

УПКП «Могилевская областная укрупненная типография
имени Спиридона Соболя».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий:

№ 1/116 от 17.12.2013,

№ 2/24 от 12.12.2013.

Ул. Первомайская, 70, 212030, г. Могилев, Республика Беларусь.

