



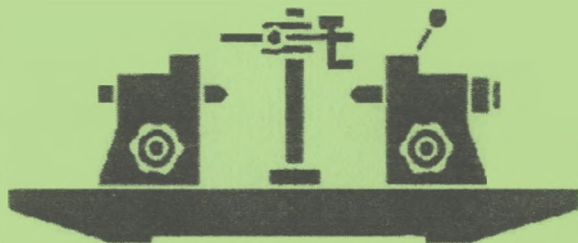
Министерство образования
Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Стандартизация, метрология
и информационные системы»

ДЕТАЛИ ПРИБОРОВ. КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Учебно-методическое пособие



Минск 2008



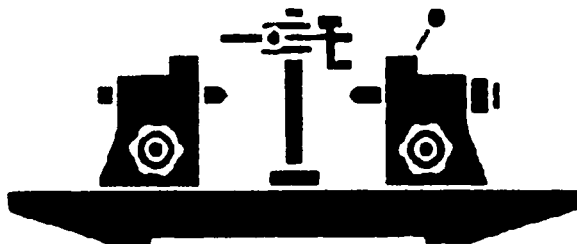
Министерство образования
Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Стандартизация, метрология
и информационные системы»

ДЕТАЛИ ПРИБОРОВ. КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Учебно-методическое пособие



Минск 2008

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Стандартизация, метрология
и информационные системы»

ДЕТАЛИ ПРИБОРОВ.
КУРСОВОЕ
ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Учебно-методическое пособие

*Рекомендовано учебно-методическим управлением вузов
Республики Беларусь по образованию
в области обеспечения качества*

Минск 2008

УДК 681.2 – 2.001.63:378.244 (075.8)

ББК 34.9я7

Д 38

Авторы:

*Э.С. Блюменталь, В.Г. Лысенко, П.А. Петрусенко,
Б.В. Цитович*

Рецензенты:

*Д.Г. Девойно, канд. техн. наук, доцент кафедры механики
Военной академии Республики Беларусь;*

Г.А. Есьман, канд. техн. наук, доцент кафедры КИПП БНТУ

Блюменталь, Э.С.

Д 38 Детали приборов. Курсовое проектирование: учебно-методическое пособие для студентов приборостроительных специальностей вузов / Э.С. Блюменталь [и др.]. – Минск: БНТУ, 2008. – 180 с., вкл

ISBN 978-985-479-815-8.

Учебно-методическое пособие содержит общие положения, цели и задачи курсового проекта, исходные данные для проектирования, справочные данные и формулы для расчетов, определяет структуру проекта и порядок его выполнения, включая требования к оформлению.

Издание может быть полезно инженерно-техническим работникам, занимающимся проектированием средств измерений и точных механических устройств.

УДК 681.2 – 2.001.63:378.244 (075.8)

ББК 34.9я7

ISBN 978-985-479-815-8

© БНТУ, 2008

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ	6
1.1. Цель и задачи курсового проектирования	6
1.2. Стадии проекта	6
1.3. Этапы курсового проектирования	8
1.4. Назначение и содержание расчетов	10
2. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	11
2.1. Рекомендации по выбору электродвигателя	11
2.2. Кинематический расчет привода	15
3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	19
3.1. Разработка конструкции передачи и необходимые расчеты ..	19
3.2. Крепление колес на валах	27
3.3. Выбор норм точности зубчатых колес и передач	29
3.4. Пример конструирования прямозубой передачи	30
3.5. Расчеты, подтверждающие работоспособность передачи ...	32
4. РАСЧЕТ ВАЛОВ	48
4.1. Предварительный расчет валов	48
4.2. Проверочный расчет валов на прочность	48
4.3. Расчет валов на выносливость (усталостную прочность) .	51
4.4. Расчет валов на жесткость	52
5. ВЫБОР МУФТЫ	54
6. ПОДШИПНИКИ, СМАЗКА, УПЛОТНИТЕЛИ	57
6.1. Опоры на стандартных подшипниках качения. Конструирование и расчет	57
6.2. Схемы установки опор, конструктивные элементы, смазка, уплотнение	63
6.3. Порядок проектирования опор	67
6.4. Требуемая долговечность работы подшипника L_N	72
6.5. Пример расчета работоспособности подшипников качения ..	80
7. ПЕРЕДАЧА ВИНТ–ГАЙКА	84
7.1. Кинематика и КПД передачи	84
7.2. Проверка передачи винт–гайка на износостойкость	86
7.3. Проверка винта на устойчивость	87
8. НАПРАВЛЯЮЩИЕ	89
8.1. Трение в направляющих	90
8.2. Выбор материалов направляющих	93

8.3. Пример расчета направляющих скольжения	93
8.4. Направляющие качения	94
9. ПРУЖИНЫ	97
9.1. Общие положения	97
9.2. Выбор и расчет пружин	97
9.3. Материалы пружин и используемые покрытия	102
9.4. Изображение пружин на общем виде и требования к ним. .	103
9.5. Общие требования, примеры рабочих чертежей пружин, правила изображения	104
9.6. Обозначение на чертежах материала, покрытия, требований, связанных с термообработкой	105
9.7. Допуски размеров пружин	106
9.8. Последовательность простановки технических требований на рабочих чертежах	106
10. ШПОНКИ. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	108
10.1. Призматические шпонки	108
10.2. Сегментные шпонки	110
10.3. Расчет шпоночных соединений на прочность	112
10.4. Обозначение требований к точности шпоночного паза на чертежах	114
11. ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ И КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ .	115
11.1. Штифтовые соединения	115
11.2. Допуски расположения осей отверстий под крепежные детали	118
11.3. Корпусные детали	123
12. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ	125
12.1. Оформление графических документов	128
12.2. Выполнение и защита курсовых проектов	128
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	130
ПРИЛОЖЕНИЯ	132
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	132
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	133
ПРИЛОЖЕНИЕ 3	134
ПРИЛОЖЕНИЕ 4	135
ПРИЛОЖЕНИЕ 5	142
ПРИЛОЖЕНИЕ 6	146

ВВЕДЕНИЕ

Настоящее учебно-методическое пособие разработано для выполнения курсового проекта по дисциплине «Детали приборов» для студентов приборостроительных специальностей. Материалы, изложенные в пособии, содержат сведения теоретического и справочного характера и предназначены для студентов дневной и заочной форм обучения.

Объем справочного материала, приведенного в пособии, соответствует тематике заданий на курсовой проект, принятой на кафедре «Стандартизация, метрология и информационные системы», и помогает студентам в освоении опыта проектирования, накопленного в промышленности и отраженного в технических нормативных правовых актах (ТНПА). Вместе с тем надо отметить, что дополнительный справочный материал, а также более подробное изложение вопросов, касающихся проектирования и расчетов, приводятся в литературе, список которой дан в конце пособия.

Знания и опыт, приобретенные студентом в процессе проектирования, являются основой для дальнейшей конструкторской работы, а также для выполнения курсовых проектов по специальным дисциплинам и дипломного проекта.

Материал в пособии изложен в той последовательности, которая соответствует порядку работы над курсовым проектом.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. Цель и задачи курсового проектирования

Курсовой проект по деталям приборов является первой конструкторской работой студента, при выполнении которой последний приобретаются навыки проектирования, расчета и конструирования деталей и механизмов приборов на базе знаний, полученных при изучении общетехнических и специальных дисциплин.

Основная цель курсового проектирования состоит в приобретении опыта конструирования объектов приборостроения. Дополнительной целью является выполнение и защита курсового проекта по соответствующей дисциплине.

Основные задачи курсового проектирования:

- изучение и анализ конструкций аналогичных устройств и механизмов;
- анализ научно-технической литературы по теме задания;
- освоение методик проектирования деталей и механизмов приборов;
- приобретение навыков использования справочников, каталогов, стандартов и других ТНПА;
- развитие навыков выполнения чертежей общего вида, рабочих чертежей, выполнения и оформления пояснительной записки.

1.2. Стадии проекта

По ГОСТ 15.001-88 «Разработка и постановка продукции на производство. Основные положения» разработка продукции осуществляется по договору с заказчиком или по инициативе разработчика. Функции заказчика, предусмотренные настоящим стандартом, может выполнять государственная, кооперативная или общественная организация (предприятие). Основанием для проектирования изделия в данном проекте является задание на проектирование, выданное кафедрой студенту.

Разработка и постановка продукции на производство в общем случае предусматривает:

- 1) разработку технического задания;
- 2) разработку технической и нормативной документации;
- 3) изготовление и испытания образцов продукции;

- 4) приемку результатов разработки;
- 5) подготовку и освоение производства.

Отдельные из указанных работ можно совмещать, а также изменять их последовательность и дополнять другими работами в зависимости от специфики продукции и организации ее производства.

Техническое задание (ТЗ) является исходным документом для разработки конструкторской документации и, как правило, составляется разработчиком с участием заказчика.

ТЗ содержит наименование и область применения изделия, цель, назначение и источники разработки, технические требования к изделию и требования к его экономическим показателям, перечень стадий и этапов разработки и состава разрабатываемой документации и т.п.

Стадии разработки проектной и рабочей конструкторской документации установлены стандартами ЕСКД.

В **техническом предложении** в соответствии с требованиями ГОСТ 2.118-73 дается технико-экономическое обоснование целесообразности разработки изделия и уточняются требования к изделию, разработанные на основании анализа технического задания и проработки вариантов возможных технических решений изделия с учетом его конструктивных и эксплуатационных особенностей, а также анализа патентных материалов. Результаты технического предложения являются основанием для выполнения эскизного проекта.

Эскизный проект (ГОСТ 2.119-73) включает в себя конструкторские документы, содержащие принципиальные решения, которые дают общее представление об устройстве и принципе работы изделия, а также данные, определяющие его основные параметры и габаритные размеры. Эскизный проект разрабатывают обычно в нескольких вариантах с расчетами, на основании чего выбирают наиболее подходящий вариант для последующей разработки в техническом проекте.

На стадии эскизного проектирования для тех элементов, которые несущественно влияют на основные показатели конструкции, выполняют приближенные расчеты. Отдельные элементы конструкции могут быть взяты без расчета, например, по результатам практического применения аналогичных образцов.

Технический проект (ТП) по ГОСТ 2.120-73 предусматривает подробную конструкторскую разработку всех элементов выбранного варианта. Конструкторская документация ТП содержит окончательное техническое решение конструкции изделия и исходные данные для

разработки рабочей документации. При техническом проектировании разрабатывают чертежи общих видов, габаритные чертежи и схемы, уточняют конструкцию деталей, выполняют все необходимые проверочные расчеты элементов объекта и составляют полный перечень элементов конструкции.

Рабочую документацию (документацию рабочего проекта) разрабатывают на заключительной стадии проектирования. На этом этапе, в некоторых случаях, изготавливают уточненные чертежи общих видов, согласованные с ними чертежи деталей, спецификации, сборочные чертежи.

Таким образом, документация рабочего проекта содержит все то, что необходимо для воплощения технического задания в материальную форму.

В ходе курсового проектирования студент выполняет основные работы, предусмотренные ЕСКД, включая упрощенное представление ТЗ, чертежи общего вида, проверочные расчеты и примеры рабочей документации.

Упрощенное техническое задание студент разрабатывает на основании задания на курсовое проектирование. Затем он выполняет эскизное проектирование (как правило, в черновых вариантах), выбирает окончательный вариант, разрабатывает технический проект и примеры чертежей деталей, которые представляет на защиту.

1.3. Этапы курсового проектирования

Процесс выполнения студентом курсового проекта можно разделить на следующие основные этапы, объем и содержание которых могут изменяться в зависимости от новизны и сложности разрабатываемого изделия:

1. Анализ задания на курсовой проект.
2. Изучение материалов по теме проекта.
3. Выполнение проектировочных расчетов и выбор элементов конструкции.
4. Эскизное проектирование.
5. Выполнение расчетов, подтверждающих работоспособность конструкции.
6. Разработка материалов технического проекта изделия и чертежей деталей.

В ходе анализа задания студент должен понять поставленную задачу проектирования и разработать упрощенный вариант ТЗ на проектирование данного объекта.

Изучение материалов по теме проекта предусматривает поиск и анализ технической литературы и других источников информации, включающих описание физических принципов, которые могут быть положены в основу конструкции проектируемого прибора. Исполнитель изучает схемы и конструкции ранее разработанных аналогичных изделий, оценивает их достоинства и недостатки, а также степень соответствия требованиям задания. Затем исполнитель выбирает один или несколько подходящих прототипов и представляет их руководителю проекта.

При проектировочных расчетах изделия часто осуществляют выбор двигателя, муфты, ориентировочные расчеты габаритов зубчатых передач, диаметров валов и др. Проектировочные расчеты не входят в документацию технического проекта, но являются обязательным элементом курсового проектирования. Эти расчеты, как правило в виде приложений, включают в пояснительную записку курсового проекта.

Затем на основании результатов проектировочных расчетов выполняют эскизный чертеж проектируемого привода и при необходимости уточняют проектировочные расчеты (определяют все размеры основных деталей: зубчатых колес, валов, муфт, передачи винт–гайка и т.д.).

Эскизный проект дает возможность выполнить проверочные расчеты, подтверждающие работоспособность конструкции, так как известны основные размеры элементов.

Разработка материалов технического проекта изделия [1] включает выполнение чертежей общего вида окончательного варианта с выбранными конструктивными решениями. На базе чертежей общего вида выполняют рабочие чертежи типовых деталей в соответствии с заданием на курсовое проектирование и указаниями руководителя. Затем оформляют пояснительную записку проекта со всеми необходимыми расчетами, схемами и приложениями.

Перечень этапов проектирования с указанием сроков выполнения каждого этапа приведен в задании на курсовое проектирование (прил. 3).

1.4. Назначение и содержание расчетов

В ходе курсового проектирования выполняют расчеты двух видов:

- проектировочные расчеты;
- проверочные расчеты.

Геометрический, кинематический и силовой расчеты на стадии технического предложения рассматриваются как проектировочные расчеты и проводятся по данным, определенным заданием на курсовой проект. Эти расчеты, как правило, носят ориентировочный характер, и их включают в пояснительную записку курсового проекта в виде приложений.

По результатам проектирования выполняют проверочные расчеты, необходимые для подтверждения работоспособности конструкции. Эти расчеты являются необходимым элементом проектирования.

Расчеты в общем случае должны содержать:

- схему рассчитываемого изделия;
- задачу расчета (с указанием, что требуется определить);
- исходные данные для расчета;
- условия, положенные в основу расчета;
- расчет (расчетные зависимости с необходимыми данными и результаты расчета);
- заключение по результатам расчета.

2. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

2.1. Рекомендации по выбору электродвигателя

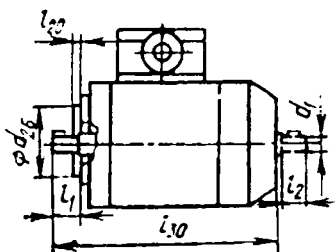
В проектируемом изделии может требоваться постоянное или переменное значение частоты вращения вала двигателя. В первом случае применяют синхронные и асинхронные двигатели переменного тока или двигатели постоянного тока с регуляторами скорости. Для регулируемых приводов обычно выбирают двигатели постоянного тока, шаговые двигатели, двигатели переменного тока с частотным управлением.

Для проектируемых в рамках данного курсового проекта приводов общего назначения рекомендуются асинхронные короткозамкнутые двигатели серии 4А. Эти двигатели наиболее универсальны, причем при необходимости могут обеспечивать реверсивность.

Асинхронные двигатели переменного тока имеют угловую скорость установившегося движения, отличающуюся от номинальной на 5...20 %.

Изображение и размеры асинхронных двигателей даны на рис. 2.1 и в табл. 2.1.

Исполнения IM2181, IM2182



Исполнения IM3681, IM3682

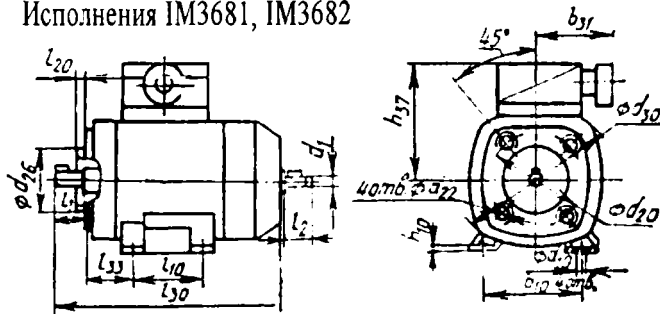


Рис. 2.1. Конструкции двигателей

Таблица 2.1

Размеры двигателей асинхронных серий 4А, мм

Габариты	l_1	l_{10}	l_{20}	l_{30}	d_{30}	h_{10}	b_{10}	b_{31}	h_{37}	d_1	d_{10}	d_{20}	d_{22}	d_{26}
50	20	63	3	174	104	6	80	62	92	9h6	5,8	100	M5	40h6
56	23	71	3	194	120	7	90	60	96	11h6	5,8	115	M5	50h6
63	30	80	3,5	216	130	7	100	62	101	14h6	7,8	130	M5	60h6

Для определения требуемой мощности электродвигателя (табл. 2.2, 2.3) следует использовать значения приведенных моментов сил сопротивления на выходном валу редуктора T_c и номинальной угловой скорости этого вала ω_c или же тяговой силы стола F и скорости перемещения стола прибора V .

Таблица 2.2

Технические характеристики двигателей асинхронных трехфазных серии 4ААМ

Обозначение	P , Вт	n , об/мин	I , А	$\cos\phi$	η , %	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{мин}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{ном}}}$	$I_0 \cdot 10^{-4}$, кг·м ²	F_r , Н	F_a , Н
<i>Двухполюсные, синхронная частота вращения 3000 об/мин</i>											
50А2	90	2740	0,32	0,70	60	2,0	1,8	2,2	25	180	120
50В2	120	2710	0,32	0,70	63	2,0	1,8	2,2	28	180	120
56А2	180	2800	0,54	0,76	66	2,0	1,5	2,2	42	180	120
56В2	250	2770	0,74	0,77	68	2,0	1,5	2,2	47	180	120
63А2	370	2750	0,93	0,86	70	2,0	1,2	2,2	76	220	150
63В2	550	2740	1,33	0,86	73	2,0	1,2	2,2	90	220	150
<i>Четырехполюсные, синхронная частота вращения 1500 об/мин</i>											
50А4	60	1380	0,31	0,60	50	2,0	1,7	2,2	30	220	160
50В4	90	1370	0,42	0,60	55	2,0	1,7	2,2	30	220	160
56А4	120	1375	0,44	0,66	63	2,1	1,5	2,2	70	220	160
56В4	180	1365	0,64	0,64	64	2,1	1,5	2,2	70	220	160
63А4	250	1380	0,65	0,65	68	2,0	1,2	2,2	80	270	200
63В4	370	1365	0,69	0,69	68	2,0	1,2	2,2	120	270	200
Примечание. F_r , F_a – предельные радиальная и осевая (при предельной радиальной) нагрузки на конец вала, I_0 – момент инерции ротора											

Таблица 2.3

**Технические характеристики двигателей
асинхронных трехфазных серии 4ААМ**

Обозначение	P, Вт	n, об/мин	$\frac{I_{\text{пуск}}}{I_{\text{ном}}}$	cosφ	η, %	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{min}}}{M_{\text{ном}}}$
<i>Двухполюсные, синхронная частота вращения 3000 об/мин</i>								
E50A2, У50A2	40	2813	6,5 (3,0)	0,60	50	1,0 (0,9)	1,9	0,8 (1,7)
T50B2, УТ50A2	60	2880	3,5 (4,0)	0,80	56	0,4 (2,0)	2,0	0,4 (2,0)
E50B2, У50B2	60	2830	6,5 (3,0)	0,59	53	1,0 (1,9)	1,9	0,9 (1,7)
T50B2, УТ50B2	90	2850	3,5 (4,0)	0,93	58	0,5 (2,0)	2,0	0,5 (2,0)
E56A2, У56A2	90	2800	8,5 (4,5)	0,82	50	0,8 (1,7)	1,6	0,8 (1,0)
T56A2, УТ556A2	120	2820	4,0 (5,0)	0,96	45	0,4 (1,5)	1,8	0,4 (1,0)
E56B2, У56B2	120	2800	8,5 (5,5)	0,76	53	0,8 (1,6)	1,6	0,8 (1,0)
T56B2, УТ56B2	180	2800	4,0 (5,0)	0,96	64	0,4 (1,5)	1,8	0,4 (1,0)
E63A2, У53A2	180	2800	8,5 (5,5)	0,76	62	0,8 (1,6)	1,7	0,8 (1,0)
T63A2, УТ63A2	250	2800	4,0 (5,0)	0,96	66	0,4 (1,6)	1,7	0,4 (1,0)
E63B2, У63B2	250	2780	8,5 (5,5)	0,75	62	0,8 (1,9)	1,7	0,8 (1,0)
T63B2, УТ63A2	370	2800	4,0 (5,0)	0,95	68	0,4 (1,5)	1,7	0,4 (1,0)
<i>Четырехполюсные, синхронная частота вращения 1500 об/мин</i>								
E50A4, У50A4	45	1370	4,5 (2,5)	0,51	50	1,0 (2,2)	1,9	0,8 (2,0)
T50B4, УТ50A4	40	1395	2,5 (3,0)	0,67	56	0,4 (1,9)	2,0	0,4 (1,7)
E50B4, У50B4	40	1395	4,5 (2,5)	0,54	53	1,0 (1,9)	1,9	0,8 (1,7)
T50B4, УТ50B4	60	1350	2,0 (4,0)	0,85	58	0,6 (1,9)	2,0	0,6 (1,7)
E56A4, У56A4	60	1380	2,5 (4,5)	0,65	37	1,0 (1,6)	1,5	0,8 (1,0)
T56A4, УТ556A4	90	1390	4,0 (5,0)	0,88	53	0,4 (1,6)	1,6	0,4 (1,0)
E56B4, У56B4	90	1380	7,5 (4,0)	0,65	39	1,0 (1,7)	1,5	0,8 (1,0)
T56B4, УТ56B4	120	1380	4,0 (4,5)	0,88	51	0,4 (1,8)	1,6	0,4 (1,0)
E63A4, У53A4	120	1400	7,5 (4,0)	0,65	46	1,0 (2,0)	1,5	0,8 (1,0)
T63A4, УТ63A4	180	1410	4,0 (4,5)	0,90	62	0,4 (1,8)	1,6	0,4 (1,0)
E63B4, У63B4	180	1380	6,5 (4,0)	0,65	47	1,0 (2,0)	1,5	0,8 (1,0)
T63B4, УТ63A4	250	1390	4,0 (4,5)	0,91	58	0,4 (1,8)	1,6	0,4 (1,0)
Примечания: 1. В скобках даны значения кратности моментов и токов для двигателей с пусковым конденсатором (исполнения У и УТ). 2. Моменты инерции ротора и предельные нагрузки на конец вала смотрите для соответствующего габарита по табл. 2.2								

Следует иметь в виду, что на потребляемую мощность влияют не только полезная нагрузка, но и потери в механизме, его динамические характеристики, точные значения которых можно определить только в процессе конструирования.

Требуемую мощность P электродвигателя при вращательном движении рабочего элемента определяют из зависимости

$$P = \frac{T_c \cdot \omega_c}{\eta} \cdot K_{\text{дин}}, \quad (2.1)$$

где P – мощность электродвигателя, Вт;

T_c – момент сил сопротивления на выходном валу редуктора, Н·м;

ω_c – номинальная угловая скорость выходного вала, с^{-1} ;

$K_{\text{дин}}$ – коэффициент запаса, учитывающий необходимость преодоления динамических нагрузок в момент разгона. Если в задании не оговорено время переходного процесса, обычно принимают $K_{\text{дин}} = 1,05 \dots 1,10$;

η – коэффициент полезного действия привода, равный произведению частных КПД передач, входящих в кинематическую схему.

Требуемую мощность P электродвигателя при поступательном движении рабочего элемента определяют из зависимости

$$P = \frac{F \cdot V}{\eta} \cdot K_{\text{дин}}, \quad (2.2)$$

где F – тяговая сила стола, Н;

V – скорость перемещения стола прибора, м/с.

Значения КПД на этой стадии проектирования задают исходя из предполагаемого вида передач от двигателя к рабочему звену. Мощность электродвигателя для проектируемого привода должна быть не ниже той, которая определена по формулам (2.1), (2.2). Каждому значению номинальной мощности $P_{\text{ном}}$ обычно соответствует не один, а несколько типов асинхронных двигателей с различными частотами вращения, близкими к номинальным значениям 3000, 1500, 1000, 750 об/мин.

При выборе двигателя надо учитывать, что тихоходные электродвигатели с синхронной частотой вращения 750 об/мин и менее применяют в технически обоснованных случаях, т.к. они дороже быстроходных и имеют большие габариты.

После проектирования редуктора необходимо определить действительные значения КПД и произвести проверочный расчет двигателя. Момент на валу выбранного двигателя должен быть не менее приведенного расчетного момента.

2.2. Кинематический расчет привода

Исходные данные на курсовое проектирование содержат частоту вращения стола прибора $n_{ст}$ или скорость перемещения V стола прибора.

При заданной частоте вращения стола прибора общее передаточное отношение привода определяют по формуле

$$\dot{U}_{общ} = \frac{n_{дв}}{n_{ст}}.$$

При заданной скорости линейного перемещения стола угловая скорость ω и частота вращения n ведущего звена (винта или гайки) связаны со скоростью V ведомого звена, движущегося поступательно, зависимостями

$$\begin{aligned}\omega &= \frac{2 \cdot \pi \cdot V}{p \cdot n_p}; \\ n &= \frac{60 \cdot V}{p \cdot n_p},\end{aligned}\tag{2.3}$$

где ω – угловая скорость, с⁻¹;

V – скорость движущегося поступательно ведомого звена, мм/с;

p – шаг резьбы, мм;

n_p – число заходов резьбы;

n – частота вращения ведущего звена (винта или гайки), мин⁻¹.

Рекомендуется применять стандартную трапецидальную резьбу с шагом p не менее 2 мм.

Передаточное отношение привода

$$u_n = \frac{n_{дв}}{n_{винта(гайки)}}.$$

Пример 2.1. Выбрать двигатель привода стола контрольно-измерительного прибора; определить общее передаточное число привода и произвести его разбивку (рис. П 4.1, прил. 4).

Исходные данные: тяговая сила стола $F = 600$ Н, скорость перемещения стола в установившемся режиме $V = 40$ мм/с = 0,04 м/с.

Решение

Определяем КПД привода.

Значения КПД :

зубчатой пары

$$\eta_3 = 0,98;$$

одной пары подшипников качения

$$\eta_n = 0,99;$$

передачи винт-гайка

$$\eta_{в-г} = 0,35;$$

$$\eta = \eta_3 \cdot \eta_n \cdot \eta_{в-г} = 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,35 = 0,336.$$

Требуемая мощность электродвигателя по формуле (2.2)

$$P = \frac{F \cdot V}{\eta} \cdot K_{дин} = \frac{600 \cdot 0,04}{0,336} \cdot 1,05 = 75 \text{ Вт}.$$

В пояснительной записке для каждой из формул приводят расшифровку всех элементов с указанием единиц.

По таблице [2] выбираем двигатель серии 4А с номинальной мощностью $P_{ном} = 80$ Вт и $n = 1380$ мин⁻¹.

Определим частоту вращения винта в передаче винт гайка по формуле (2.3):

$$n = \frac{60 \cdot V}{p \cdot n_p}.$$

Примем шаг резьбы винта $p = 4$ мм, тогда

$$n = \frac{60 \cdot V}{p \cdot n_p} = \frac{60 \cdot 40}{4 \cdot 1} = 600 \text{ мин}$$

Передаточное отношение зубчатой передачи

$$U = \frac{n_{\text{ш}}}{n_{\text{винта}}} = \frac{1380}{600} = 2,3 .$$

Для данного передаточного отношения выбираем одноступенчатую зубчатую передачу.

Пример 2.2. Выбрать двигатель привода вращающегося стола контрольно-измерительного прибора; определить общее передаточное число привода и произвести его распределение по ступеням (рис. П 4.6, прил. 4).

Исходные данные: момент сопротивления вращению стола $T = 15 \text{ Н} \cdot \text{м}$, угловая скорость стола $\omega_{\text{ст}} = 6,28 \text{ с}^{-1}$.

Р е ш е н и е

Определяем КПД привода.

Значения КПД:

зубчатой цилиндрической пары

$$\eta_{\text{зц}} = 0,98;$$

зубчатой конической пары

$$\eta_{\text{зк}} = 0,97;$$

пары подшипников качения

$$\eta_{\text{п}} = 0,99;$$

$$\eta = \eta_{\text{зц}} \cdot \eta_{\text{зк}} \cdot \eta_{\text{п}} = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,99^3 = 0,92 .$$

Требуемая мощность электродвигателя по формуле (2.1)

$$P = \frac{T \cdot \omega}{\eta} \cdot K_{\text{дин}} = \frac{15 \cdot 6,28}{0,92} \cdot 1,05 = 107,5 \text{ Вт}.$$

По таблице [2] выбираем двигатель серии 4А с номинальной мощностью $P_{\text{ном}} = 120 \text{ Вт}$ и $n = 1380 \text{ мин}^{-1}$, тогда угловая скорость двигателя

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{\text{ДВ}}}{30} = \frac{\pi \cdot 1380}{30} = 144,4 \text{ с}^{-1}.$$

Передаточное отношение зубчатой передачи

$$U = \frac{\omega_{\text{пр}}}{\omega_{\text{ст}}} = \frac{144,4}{6,28} = 22,99.$$

Округленное значение передаточного отношения 23, необходимо использовать двухступенчатую зубчатую передачу. Производим приближенное распределение передаточного отношения по ступеням в соответствии с [3].

Для конической передачи $U_{\text{пк}} = 4$.

Для цилиндрической передачи $U_{\text{пц}} = 5,6$.

Расчетное передаточное отношение

$$U = U_{\text{пк}} \cdot U_{\text{пц}} = 4 \cdot 5,6 = 22,4.$$

Относительная погрешность передаточного отношения или заданной скорости не должна превышать 5 %:

$$\frac{|U_{\text{расч}} - U_{\text{зад}}|}{U_{\text{зад}}} \cdot 100 \% < 5 \% \quad \text{или} \quad \frac{|\omega_{\text{расч}} - \omega_{\text{зад}}|}{\omega_{\text{зад}}} \cdot 100 \% \leq 5 \%.$$

Проверим правильность наших расчетов:

$$\frac{|U_{\text{расч}} - U_{\text{зад}}|}{U_{\text{зад}}} \cdot 100 \% = \frac{|22,40 - 22,99|}{22,99} \cdot 100 \% = 2,57 \% < 5 \%.$$

3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

3.1. Разработка конструкции передачи и необходимые расчеты

3.1.1. Определение основных размеров передачи

Из условия прочности [4, 5] можно вычислить приблизительное значение диаметра меньшего колеса (шестерни):

$$d_1 \geq C \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot (U_{12} + 1)}{U_{12}}},$$

где d_1 – делительный диаметра меньшего колеса (шестерни), мм;

C – коэффициент, учитывающий геометрию передачи и свойства материалов: $C = 2,8$ – для стальных незакаленных колес; $C = 2,0$ – для стальных закаленных;

T_1 – крутящий момент на валу меньшего колеса, Н·мм;

U_{12} – передаточное отношение пары зубчатых колес.

Модуль m в миллиметрах определяется из следующей зависимости:

$$m = \frac{d_1}{z_1},$$

где z_1 – число зубьев шестерни (определяется по рекомендации справочной литературы [3, 4] в зависимости от необходимой плавности работы, скорости вращения или заданного межосевого расстояния).

Модули эвольвентного зацепления цилиндрических колес регламентированы ГОСТ 9563-60. Стандартизован нормальный модуль m_n . Стандарт предусматривает два ряда предпочтения. В первом ряду предусмотрены модули от 0,05 до 100 мм [2]. Второй ряд предусматривает промежуточные значения, в единичном производстве их применение нежелательно.

Изготовление колес с модулем менее 1,0 мм затруднительно.

Определение числа зубьев колеса z_2 осуществляется по формуле

$$z_2 = U \cdot z_1.$$

Межосевое расстояние a_w

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}, \text{ мм},$$

где d_1 – делительный диаметр шестерни, мм;

d_2 – делительный диаметр колеса ($d_2 = m \cdot z_2$), мм.

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n.$$

Ширина шестерни

$$b_1 = \psi_{bd} \cdot d_1,$$

где ψ_{bd} – коэффициент ширины зубчатого венца ($\psi_{bd} = 0,4 \dots 0,6$).

Ширина колеса

$$b_2 = b_1 - 1 \dots 5 \text{ мм}.$$

3.1.2. Силовой расчет передачи

Целью силового расчета является определение сил и моментов, действующих на звенья передачи.

Таблица 3.1

Исходные данные для расчета силовых параметров передачи

Наименование параметра	Обозначение, ед. изм.
1	2
Подводимая (потребляемая) мощность	P , Вт
Угловая скорость колеса	ω , с^{-1}
Линейная скорость рейки	V , мм/с
Число зубьев колеса	z

1	2
Диаметр колеса (сектора)	d_w , мм
Угол наклона зуба	β_w , градус
Угол зацепления в торцовой плоскости	α_{w12} , градус
Передаточное отношение	U_{12}
Коэффициент внешней динамической нагрузки	$K_{дин}$
Коэффициент перегрузки	$K_{пер}$
Коэффициент трения в зацеплении зубьев	μ

Таблица 3.2

Расчет силовых параметров передачи

Определяемая величина	Расчетная формула
Момент на колесе	$T = P \cdot 10^3 \cdot K_{дин} / \omega$, Н·мм
То же при перегрузке	$T_{пер} = T \cdot K_{пер}$, Н·мм
Окружная сила в зубчатой передаче	$F_t = 2 \cdot T / d_w$, Н
Радиальная сила на колесе	$F_r = F_t \cdot \sin \alpha_{wl}$, Н
Осевая сила на колесе	$F_A = F_t \cdot \sin \beta_w$, Н
Нормальная сила на рабочей поверхности зубьев	$F_N = F_t / (\cos \alpha_w \cdot \cos \beta_w)$, Н
Коэффициент нагруженности контакта	$C_F = (F_N + 2,98) / (F_N + 0,177)$ при $F_t \geq 30$ Н $C_F = 1$
Коэффициент полезного действия цилиндрической передачи	$\eta = 1 - C_F \cdot \pi \cdot \mu \cdot (1/z_1 + 1/z_2)$
Момент на ведомом валу	$T_2 = T_1 \cdot U_{12} \cdot \eta$, Н·мм
Примечания. 1. В расчетных формулах учтены потери непосредственно в зацеплении. 2. Потери в опорах, муфтах и других элементах механизма учитываются за счет коэффициентов запаса по нагрузке.	

3.1.3. Коррекция зубчатого зацепления

Коррекция зубчатого зацепления необходима:

- для повышения эксплуатационных характеристик передачи (в том числе устранения подрезания профилей);
- получения заданного межосевого расстояния.

Коррекция смещением профиля позволяет решить обе задачи и не требует никаких дополнительных затрат.

Коррекция смещением профиля заключается в формировании поверхности зуба путем обкатки делительной окружности колеса по прямой, параллельной делительной прямой инструмента.

Смещение определяется по формуле

$$E_x = x \cdot m,$$

где x – коэффициент смещения контура при нарезании колеса (может быть как положительным, так и отрицательным).

Так как параметры контура остаются неизменными, форма эвольвентных поверхностей сохраняется, но для получения рабочей поверхности зуба используются иные участки эвольвенты, полученной с той же основной окружности. Вследствие этого изменяются положение полюса зацепления на эвольвентах, угол зацепления и радиусы кривизны эвольвент в полюсе зацепления, скорости взаимного скольжения и толщина зуба у основания.

Особенностью этого вида коррекции является возможность изменения межосевого расстояния без изменения параметров m , z и β .

При применении коррекции смещением профиля достигается:

- устранение явления подрезания, что позволяет использовать колеса с малым числом зубьев;
- повышение изгибной или контактной прочности зубьев, хотя при этом уменьшается коэффициент перекрытия, т.е. повышение прочности происходит за счет снижения плавности передачи;
- повышение плавности передачи, увеличение коэффициента перекрытия, но за счет снижения прочностных показателей;
- повышение износостойкости путем уравнивания скоростей скольжения профилей.

Эти цели достигаются рациональным выбором сочетания смещений пары колес. Ограничением значения смещения у каждого колеса данной пары являются условия обеспечения достаточности коэффициента перекрытия, опасность возникновения явления подрезания или же интерференции зубьев, заострение вершин зубьев. Границы возможной коррекции можно определить, используя блокирующие контуры, приведенные в приложениях к ГОСТ 16532-70 и [2, 3, 6].

Коэффициенты смещения, рекомендуемые для обеспечения максимальной контактной прочности при износостойкости, даны в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Рекомендуемые значения коэффициентов смещения $x \cdot 10^{-2}$

z_2		z_1											
		12		15		18		20		22		25	
		x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2
15	K_H	032	042	045	045	—	—	—	—	—	—	—	—
	I_3	042	035	044	044	—	—	—	—	—	—	—	—
18	K_H	030	061	034	064	054	054	—	—	—	—	—	—
	I_3	049	035	048	048	054	054	—	—	—	—	—	—
20	K_H	030	062	036	069	057	057	060	060	—	—	—	—
	I_3	051	036	051	050	057	058	060	060	—	—	—	—
22	K_H	030	066	038	075	060	064	064	066	068	068	—	—
	I_3	053	038	055	054	060	063	063	065	067	067	—	—
25	K_H	030	077	032	089	050	083	056	082	063	081	065	065
	I_3	055	043	057	058	061	067	065	060	069	074	065	065
28	K_H	030	088	026	104	040	102	049	098	059	094	072	080
	I_3	057	048	060	063	063	072	067	076	071	081	078	083
34	K_H	030	103	013	142	030	130	039	125	048	120	064	114
	I_3	060	053	063	072	067	082	070	086	074	090	080	095
42	K_H	030	130	020	153	029	148	034	148	040	148	056	190
	I_3	063	067	068	088	068	094	072	098	076	103	082	107
50	K_H	030	145	025	165	032	163	037	167	043	160	053	160
	I_3	063	077	067	102	070	111	073	114	076	117	083	121
65	K_H	030	169	026	187	041	189	047	184	053	180	061	182
	I_3	064	100	067	122	071	135	073	139	076	144	082	150
80	K_H	030	196	030	214	048	208	054	203	061	199	068	202
	I_3	065	118	067	136	071	161	073	167	076	173	081	179
100	K_H	030	290	036	232	052	231	058	225	065	219	072	222
	I_3	065	142	066	170	071	190	073	194	076	198	080	205
Примечания. 1. K_H — повышение контактной прочности. 2. I_3 — повышение износостойкости.													

Интерполяцией для передачи находим

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{21}{80}; \quad \frac{x_1}{x_2} = \frac{0,57}{2,01}.$$

Обычно рекомендуемые коэффициенты смещения даны в пределах блокирующих контуров.

3.1.4. Выбор материалов зубчатой передачи

Материал деталей передачи может быть назначен еще при разработке технического предложения – сталь, цветной металл, чугун, пластмасса. Однако такие данные пригодны только для ориентировочных расчетов на этапе эскизного проектирования. Для окончательных расчетов требуется указание марки материала и, при необходимости, его свойств с учетом термообработки.

Для колес, получаемых резанием, чаще всего применяют стали марок 45 и 40Х в нормализованном или улучшенном состоянии.

Для литых колес обычно применяют чугуны типа СЧ30, ВЧ65 и др., чаще всего с дополнительной обработкой резанием. Применение литейных сталей, например, типа сталь 40Л, позволяет уменьшить габариты передачи. Для повышения работоспособности колес применяется термообработка, например, улучшение или закалка.

Из цветных металлов сравнительно часто применяются бронзы типа БрАЖ 9-4 или высокопрочные алюминиевые сплавы, например, типа В95. Литые колеса рационально изготавливать из бронз типа БрА9Мц2, алюминиевых сплавов типа АЛ8 или магниевых типа МЛ6. Повышенная стоимость материалов может окупиться их более высокой технологичностью и эффективностью работы.

Следует заметить, что цветные металлы и пластмассы, как правило, применяют в качестве материала колеса, сопряженного со стальным или чугунным колесом.

В литературе [2, 3, 4, 7] содержатся сведения о материалах зубчатых колес и реек. Механические свойства некоторых наиболее распространенных материалов, применяемых в приборостроении, даны в табл. 3.4.

Таблица 3.4

Механические свойства распространенных материалов

Марка материала и термообработка	Модуль упругости E , МПа	Коэффициент Пуассона ν	Допустимое напряжение σ_p , МПа	Предел текучести σ_s , МПа	Твердость
1	2	3	4	5	6
Сталь 45 ГОСТ 1050-74	$210 \cdot 10^3$	0,26			
Нормализованная			600	340	210 НВ
улучшенная			750	450	240 НВ

1	2	3	4	5	6
закалка в масле			900	650	45 HRC
закалка ТВЧ			1000	800	52 HRC
Сталь У10А ГОСТ 1435-74	$196 \cdot 10^3$	0,24			
улучшенная			1250	950	42 HRC
нагартованная			1000	800	330 HB
Сталь 40ХЕ ГОСТ 1414-75	$214 \cdot 10^3$	0,24			
улучшенная			1000	800	320 HB
Сталь 40Х ГОСТ 4543-75	$215 \cdot 10^3$	0,25			
улучшенная			850	670	290 HB
закалка в масле			1550	1350	48 HRC
закалка ТВЧ			1200	900	52 HRC
Сталь 40Х13 ГОСТ 5632-72	$219 \cdot 10^3$	0,26			
нагартованная			550	400	190 HB
закаленная			830	550	50 HRC
Сталь 40Л-Ш ГОСТ 977-75	$210 \cdot 10^3$	0,25			
нормализованная			530	300	180 HB
закаленная			600	400	38 HRC
Сталь 20Х13Л					
ГОСТ 2176-67					
нормализованная	$206 \cdot 10^3$	0,26	660	450	270 HB
СЧ 30 ГОСТ 1412-85	$130 \cdot 10^3$	0,24			
закалка ТВЧ			250	—	200 HB
Сплав В95 ГОСТ 4784-74	$74 \cdot 10^3$	0,32	300	—	60 HRC
АЛ8 ГОСТ 2685-75	$72 \cdot 10^3$	0,31			
термообработанный			550	420	150 HB
МЛ6 ГОСТ 2856-79	$42 \cdot 10^3$	0,32	290	—	60 HB
БрАЖ 9-4 ГОСТ 18175-78	$116 \cdot 10^3$	0,34	220	110	50 HB
БрА9Мц2 ГОСТ 493-79	$92 \cdot 10^3$	0,33			
литье в кокиль			550	—	150 HB
Полиэтилен	$0,65 \cdot 10^3$	0,40			
МОПЭНД 222-03			400	—	80 HB
ТУ 6-05 1721-75	$2,30 \cdot 10^3$	0,40			
Поликарбонат ПК-НКС				—	
ТУ 6-05 1938-83			50		6 HB
Полиамид ПА610-1-101					
ГОСТ 10589-73	$1,6 \cdot 10^3$	0,42	5	—	16 HB
Сополимер АК 80/20					
ГОСТ 19459-74	$1,6 \cdot 10^3$	0,38	120	—	8 HB
Текстолит ПТК					
ГОСТ 5-78	$5,2 \cdot 10^3$	0,36	250	—	10 HB

3.1.5. Конструкции колес (примеры)

Конструктивно принято различать колеса (рис. 3.1) дисковые без ступицы (вариант А), колеса с симметричным расположением ступицы (вариант Б) и с односторонним (вариант В) расположением ступицы, а также колеса дисковые со ступицей и отверстиями в диске (вариант Г).

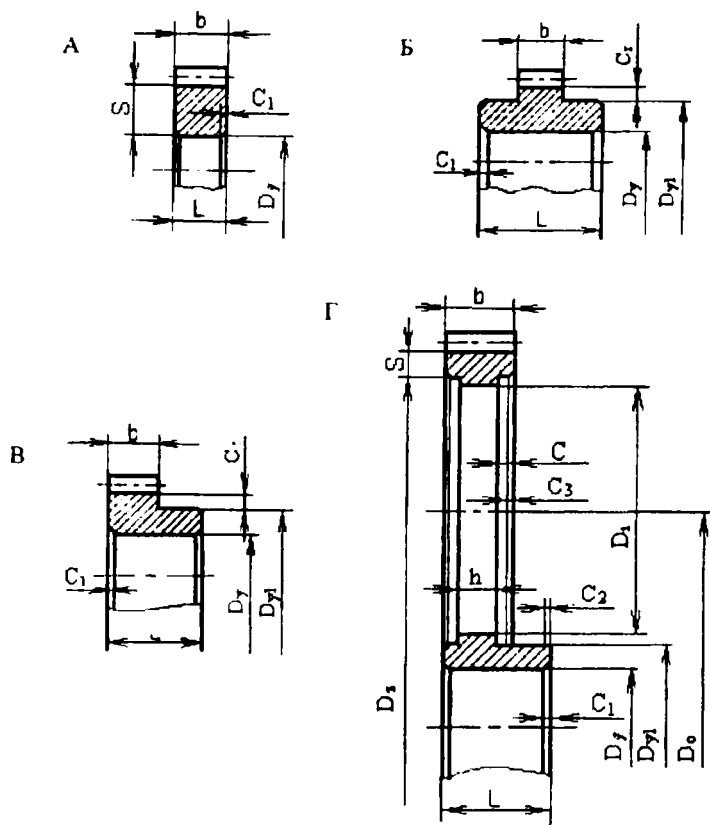


Рис. 3.1. Примеры конструктивного оформления зубчатых колес

Для обработки резанием по технологичности конструкции наиболее подходит вариант А конструктивного оформления колес, позволяющий производить обработку венца пакетом до 5...10 заготовок одновременно.

При необходимости увеличения посадочной поверхности, применяют вариант конструктивного оформления Б.

Для литых колес ступицу рационально располагать несимметрично относительно зубчатого венца (вариант В), хотя в этом случае увеличивается неравномерность распределения нагрузки по зубу. Несимметричная ступица применяется и в случае штифтового крепления колеса на валу или крепления установочным винтом, а также и по другим конструктивным соображениям.

При большом соотношении диаметров зубчатого венца и ступицы (пример конструктивного оформления Г) рационально предусмотреть отверстия в диске. Диаметр окружности центров отверстий рассчитывается по формуле

$$D_0 = \frac{(D_z + D_{y1})}{2},$$

где D_z – диаметр обода, мм;

D_{y1} – наружный диаметр ступицы, мм.

Конструктивные размеры мелко модульных колес – ширина венца, диаметр и длина ступицы установлены ГОСТ 13733-77 (см. также [6, 8]).

Расчетная ширина венца b_w обычно задается еще при разработке эскизного проекта и затем уточняется при расчетах на прочность.

Длина ступицы конструктивно определяется шириной венца и размерами элементов крепления колеса на валу. Следует учесть, что при наличии зазора в посадке устойчивость колеса тем выше, чем длиннее ступица. Вместе с тем излишне длинные ступицы усложняют изготовление и сборку колес. Обычно длина ступицы

$$l = (1 \dots 1,5) \cdot D_y,$$

где D_y – диаметр вала, мм.

3.2. Крепление колес на валах

Примеры крепления колес на валах показаны на рис. 3.2.

Крепление с помощью сил трения может быть осуществлено применением посадок с натягом (вариант А). При нормальной длине

и толщине ступицы $l = (0,8 \dots 1,0) \cdot D_y$ и $D_{y1} = \frac{5D_y}{3}$ для сравнительно прочных материалов (сталь, высокопрочный чугун, деформируемые бронзы) возможно обеспечение надежной передачи значительного крутящего момента от ступицы к валу.

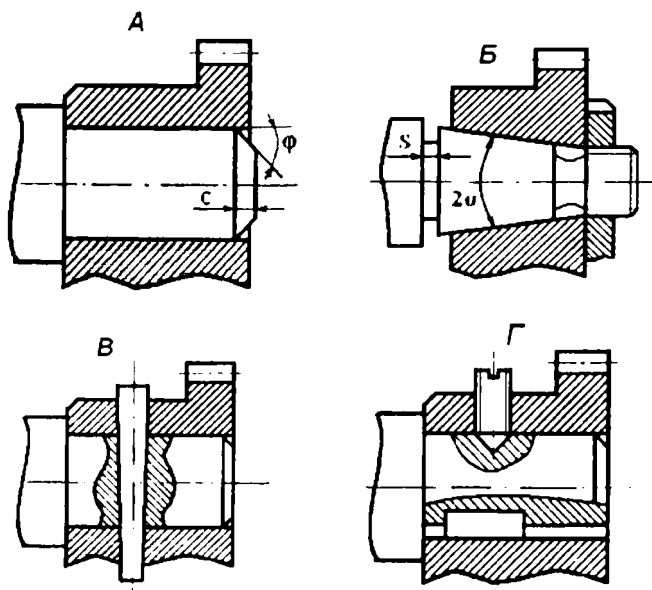


Рис. 3.2. Крепление колес на валах

Обеспечение натяга с одновременным упрощением сборки может быть достигнуто посадкой на конус. Значение конусности регламентировано стандартом ГОСТ 8593-31. Достаточные силы трения могут быть созданы при креплении колеса с коническим отверстием при помощи гайки (вариант Б).

Крепление колеса штифтом (вариант В) цилиндрическим ГОСТ 3128-70 или коническим ГОСТ 3129-70 обеспечивает как передачу крутящего момента, так и фиксацию колеса в осевом направлении даже при наличии осевых нагрузок. Рекомендации по методам предохранения штифтов от выпадения даны в [2], размеры штифтового соединения – в [8].

Применение шпоночного соединения (вариант Г) призматическими шпонками ГОСТ 23360-78 возможно при диаметрах валов от 6 мм, сегментными шпонками ГОСТ 24071-80 – при диаметрах от 3 мм. Сегментные шпонки имеют ограниченную длину контактирующей со ступицей поверхности, поэтому для ступиц из непроволочных материалов – легких цветных сплавов, пластмасс – их применение ограничено.

Сечения шпонок регламентированы стандартами в зависимости от диаметра вала. Равнопрочность шпоночного соединения и вала обеспечивается при рабочей длине шпонки

$$l_{ш} = C_{см} \cdot D_y ,$$

где $C_{см}$ – коэффициент, учитывающий прочность материала ступицы при работе на смятие, для стальных втулок $C_{см} = 0,8$, для чугунных и бронзовых – 1,2, из алюминиевых и магниевых сплавов – 1,6...1,8.

Различные варианты крепления и фиксации втулок на валах приведены в литературе [9].

Сведения о размерах шпонок, допусках и посадках шпоночных соединений, а также о расчетах шпонок – см. ниже в разделе «Шпоночные соединения».

3.3. Выбор норм точности зубчатых колес и передач

Точность параметров зубчатых колес и передач нормирована следующими стандартами:

- ГОСТ 1643-81 «Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски» (для модулей зубчатых колес $m = 1...55$ мм);
- ГОСТ 9587-81 «Передачи зубчатые цилиндрические мелкозубчатые. Допуски» (для модулей зубчатых колес $m = 0,1...0,9$ мм).

ГОСТ 1643-81 устанавливает 12 степеней точности цилиндрических зубчатых колес и передач: 1, 2, ..., 12 (в порядке убывания точности). В настоящее время степени 1 и 2 предусмотрены как перспективные.

Стандартизованы 6 классов точности отклонений межосевого расстояния, обозначаемые римскими цифрами от I до VI (в порядке убывания точности).

При выборе норм точности изготовления зубчатых колес и сборки передач необходимо исходить из назначения передачи, условий ее эксплуатации, требований к ней, т.е. учитывать окружную скорость колес, передаваемую мощность, продолжительность и режим работы, требования к кинематической точности, плавности, бесшумности, отсутствию вибраций, надежности и т.д. [2, 3, 10].

3.4. Пример конструирования прямозубой передачи

Требуется спроектировать прямозубую цилиндрическую зубчатую передачу в приводе стола прибора.

В соответствии с конкретным заданием к курсовому проекту известны нагрузки, скорость стола и тип производства.

Например, из расчетов, выполненных на предыдущих стадиях, получено:

- передаваемый крутящий момент $T_1 = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- передаточное отношение передачи $U_{12} = 10$.

Предварительно принимается ориентировочный диаметр меньшего колеса:

$$d_1 \geq c \cdot 3 \sqrt{\frac{T_1 \cdot (U_{12} + 1)}{U_{12}}} = 3,3 \cdot 3 \sqrt{\frac{50 \cdot (10 + 1)}{10}} = 12,55 \text{ мм}.$$

Максимальная угловая скорость $\omega_{1\max} = 1,0 \text{ с}^{-1}$. Число зубьев меньшего колеса (шестерни) $z_{1\min} = 12$.

Выбрана прямозубая зубчатая передача:

исходный контур ГОСТ 13755-81, $m = 1$, $z_1 = 12$, $z_2 = 120$,

коэффициенты смещения $x_1 = 0,65$, $x_2 = 1,65$ (выбраны для обеспечения требуемого межосевого расстояния), ширина венца $b_w = 4 \text{ мм}$. степень точности 6-7-6 Е ГОСТ 1643-81.

Ведущее колесо расположено на первичном валу редуктора, ведомое – на вторичном, симметрично между опорами, материалы колес принимаем – сталь по бронзе, смазка периодическая.

Диаметр выступов меньшего колеса $d_{a1} = 14 \text{ мм}$, диаметр ступицы $D_{y1} = 7...9 \text{ мм}$. Для пары сталь–бронза при требованиях износостойкости рекомендуется сталь типа 40Х, закаленная или улучшенная [2, 3].

Принятые материалы колес:

меньшего колеса сталь 40Х ГОСТ 4543-71, улучшенная, 270...290 НВ;

большого колеса – бронза Бр А9Мц2 ГОСТ 493-79.

Размеры колес

Ширина венца большого колеса $b_2 = b_w = 4$ мм. Меньшее колесо рекомендуется делать шире: $b_1 = b_2 + (0,2...2) = 4 + (0,2...2) = 4,2...6$ мм.

Принято $b_1 = 6$ мм. Так как вал двигателя гладкий, крепление на нем ведущего колеса возможно установочным винтом, шпонкой или штифтом. Например, при $d_{01} = 5$ мм рекомендуемый штифт: ГОСТ 3129-70–1,6 х 10, кольцо 0,5 х 8.

Диаметр ведомого вала из условия равнопрочности

$$d_{02} = d_{01} \sqrt[3]{U_{12}} = 5 \sqrt[3]{10} = 10,7 \text{ мм.}$$

На ведомом валу может быть применена призматическая или сегментная шпонка.

По стандарту ГОСТ 24071-80 сегментная шпонка для диаметра вала 11 мм имеет размеры 3 х 5 х 13 [2], что в данном случае достаточно для обеспечения прочности. Принято: шпонка 3 х 5 х 13 ГОСТ 24071-80.

Выбор применения шпонки или штифта будет зависеть от условий сборки и возможности предотвращения осевого смещения колеса. Для гладкой шейки консольного вала предпочтительнее применение штифта.

Толщина диска для колес при $m = 1$ $S_{\min} = 3$ мм. Так как диаметр впадин колеса $d_{f2} = 117,5$ [8], то диаметр диска

$$D_z < d_{f2} - 2S_{\min} = 117,5 - 2 \cdot 3 = 111,5 \text{ мм.}$$

По ряду Ra 40 ГОСТ 6636-69 принято $D_z = 110$ мм.

При имеющемся соотношении диаметров диска и ступицы рационально предусмотреть отверстия в диске. Диаметр окружности центров отверстий

$$D_0 = (D_z + D_{y1})/2 = (110 + 25)/2 = 67,5 \text{ мм.}$$

Если принять $D_0 = 67$ мм по ряду $Ra\ 40$ [2], то диаметр отверстия

$$D_1 = D_0 - D_{y1} - 4C_3 - 4R_1 = \\ = 67 - 25 - 4(0,4...0,6) - 4(0,9...1,4) = 34...37 \text{ мм},$$

где R_1 – радиус скругления на заготовке.

По ряду $Ra10$ можно принять $D_1 = 32$ мм. Количество отверстий – 4.

В качестве параметра для контроля толщины зуба рационально принять размер по роликам M , общепринятый для мелко модульных передач.

3.5. Расчеты, подтверждающие работоспособность передачи

Задачи расчета:

- определение показателей и параметров передачи;
- сопоставление расчетного (σ_H) и допускаемого (σ_{HP}) напряжений на контактную выносливость;
- сопоставление расчетного (σ_F) и допускаемого (σ_{FP}) напряжений на выносливость при изгибе;
- определение размера по роликам – M .

Таблица 3.5

Исходные данные для расчета

Наименование параметра		Обозначение	Единица измерения
1	2	3	4
1. Число зубьев	шестерни	z_1	
	колеса	z_2	
2. Нормальный модуль		m	мм
3. Ширина венца	шестерни	b_1	мм
	колеса	b_2	мм
4. Коэффициент смещения	шестерни	x_1	
	колеса	x_2	
5. Угол наклона		β	градус
6. Наличие или отсутствие модификации головки зуба		–	
7. Степень точности передачи по ГОСТ 1643-81		–	
8. Шероховатость поверхности по ГОСТ 2789-73		Ra	мкм

Окончание табл. 3.5

1	2	3	4
9. Циклограмма нагружения		$T-f(N_c)$	Н·м
10. Частота вращения ведущего зубчатого колеса		n_1	мин ⁻¹
11. Требуемый ресурс		L_h	ч
12. Отклонение положения контактных линий вследствие упругой деформации и зазора в подшипниках		f_{kE}	мкм
13. Марка стали зубчатых колес	шестерни	—	
	колеса	—	
14. Способ упрочняющей обработки	шестерни	—	
	колеса	—	
15. Толщина упрочненного слоя	шестерни	h_1	мм
	колеса	h_2	мм
16. Твердость поверхности зуба (средняя)	шестерни	H_{O1}	HB (HRC ₃)
	колеса	H_{O2}	HB (HRC ₃)
17. Предел текучести материала	шестерни	σ_{T1}	МПа
	колеса	σ_{T2}	МПа
18. Модуль упругости (для стали)	шестерни	E_1	МПа
	колеса	E_2	МПа
19. Коэффициент Пуассона	шестерни	ν_1	
	колеса	ν_2	
20. Допуск на направление зуба		F_β	мкм
21. Предельные отклонения шага зацепления		f_{pb1}, f_{pb2}	мкм

Таблица 3.6

Определение геометрических и кинематических параметров, используемых в расчете на контактную прочность

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1	2	3
1. Делительный угол профиля в торцевом сечении	α_t	$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \rho}$
2. Угол зацепления	α_{tw}	$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} 20^\circ}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha_t$

1	2	3
3. Межосевое расстояние, мм	a_w	$a_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}$
4. Делительные диаметры, мм	d	$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta}, \quad d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta}$
5. Диаметры вершин зубьев, мм	d_a	$d_{a1} = d_1 + 2m(1 + x_1),$ $d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x_2)$
6. Основные диаметры, мм	d_b	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t,$ $d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t$
7. Углы профиля зуба в точках на окружностях вершин	α_a	$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}},$ $\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}}$
8. Составляющие коэффициента торцевого перекрытия	ε_{a1} ε_{a2}	$\varepsilon_{a1} = \frac{z_1(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{tw})}{2\pi}$ $\varepsilon_{a2} = \frac{z_2(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{tw})}{2\pi}$
9. Коэффициент торцевого перекрытия	ε_a	$\varepsilon_a = \varepsilon_{a1} + \varepsilon_{a2}$
10. Осевой шаг	p_x	$p_x = \frac{\pi m}{\sin \beta}$
11. Коэффициент осевого перекрытия	ε_β	$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x}$
12. Суммарный коэффициент перекрытия	ε_γ	$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_a + \varepsilon_\beta$
13. Основной угол наклона	β_b	$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos 20^\circ)$
14. Эквивалентные числа зубьев	z_v	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}, \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}$
15. Окружная скорость, м/с	v	$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$

3.5.1. Проверочный расчет на контактную выносливость

Контактная выносливость устанавливается сопоставлением действующих в полюсе зацепления расчетного и допускаемого контактных напряжений

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}.$$

Контактное напряжение в полюсе зацепления при $K_H = 1$ определяют следующим образом:

$$\sigma_{HO} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_w d_1} \frac{u+1}{u}}$$

Коэффициент нагрузки K_H определяют по зависимости

$$K_H = K_A K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma}.$$

Параметры определяют по табл.3.7.

Таблица 3.7

Расчет на контактную выносливость зуба
в соответствии с ГОСТ 21354-87

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1	2	3
1. Коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес	Z_E	$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$ для $E_1 = E_2 = E$ и $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$ принимают $Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E}$. Для стали при $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа $Z_E = 190$

1	2	3
2. Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления	Z_H	$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha} \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\operatorname{tg} \alpha_w}}$ или по графику черт. 1 ГОСТ 21354-87
3. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий	Z_ϵ	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} \quad \text{для } \epsilon_\beta = 0;$ $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{(4 - \epsilon_\alpha)(1 - \epsilon_\beta)}{3} + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}$ для $\epsilon_\beta < 1$; $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$ для $\epsilon_\beta \geq 1$ или по графику черт. 2 ГОСТ 21354-87
4. Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tH}	$F_{tH} = \frac{2000 T_{1H}}{d_1} - \frac{2000 T_{2H}}{d_2}$ При переменных нагрузках определяют по прил. 3 ГОСТ 21354-87
5. Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку	K_A	$K_A = 1.$ Если в циклограмме не учтены внешние динамические нагрузки, то можно воспользоваться ориентировочными значениями K_A , приведенными в прил. 4 ГОСТ 21354-87 для некоторых машин и механизмов
6. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{H\alpha}$	При выполнении условия $\frac{v z_1}{1000} < 1 \quad \text{для прямозубых передач,}$ $\frac{v z_1}{1000} < 1,4 \quad \text{для косозубых передач}$ определяют по формуле $K_{H\alpha} = 1 + v_H = 1 + \frac{w_{H\alpha} b_w}{F_{tH} K_A},$ где v_H – динамическая добавка
6.1. Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$\omega_{H\alpha}$	$\omega_{H\alpha} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}}.$

1	2	3
6.1.1. Коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев	δ_H	По табл. 8 ГОСТ 21354-87
6.1.2. Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса	g_0	По табл. 9 ГОСТ 21354-87
7. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_{H\omega}$ При дополнительно заданных конструктивных параметрах передачи определяется по прил. 6. ГОСТ 21354-87
7.1. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий в начальный период работы передачи	$K_{H\beta}^0$	Для прямозубых и косозубых передач при $\Psi_{bd} \leq 1,3$ $K_{H\beta}^0 = 1 + \frac{0,4 b_w f_{ky}^0 c' \cos \alpha_t}{F_{tH} K_A K_{H\alpha} Z_\varepsilon^2} + K_k \left(\frac{b_w}{d_1} \right)^2,$ где $K_k = 0,14$, если максимальная ордината эпюры распределения удельных нагрузок по ширине зубчатого венца расположена со стороны подвода вращающего момента; $K_k = -0,08$ в противоположном случае
7.1.1. Фактическое отклонение положения контактных линий в начальный период работы передачи	f_{ky}^0	$f_{ky}^0 = f_{kE} + F_{kZ}$

1	2	3
Отклонение положения контактных линий вследствие погрешностей изготовления	f_{kz}	При наличии значения допуска $f_{kz} - a_{\beta} \bar{r}_{\beta},$ где a_{β} – коэффициент, учитывающий статистическое распределение погрешностей и критерии допустимого повреждения активных поверхностей зубьев; для передач с твердостью поверхностей зубьев обоих зубчатых колес $H > 350$ HV $a_{\beta} > 0,5;$ для передач с твердостью поверхности зубьев хотя бы одного зубчатого колеса $H \leq 350$ HV $a_{\beta} > 0,3.$
7.1.2. Удельная нормальная жесткость пары зубьев, Н/(мм·мкм)	c'	По черт. 3 ГОСТ 21354-87 или формуле $\frac{1}{c} = 0,05139 + \frac{0,1425}{z_{v1}} + \frac{0,1860}{z_{v2}} - 0,01x_1 - \frac{0,1027x_1}{z_{v1}} + 0,00455x_2 + \frac{0,3762x_2}{z_{v2}} + 0,00734x_1^2 - 0,00054x_2^2$
7.2. Коэффициент, учитывающий приработку зубьев	$K_{H\omega}$	$K_{H\omega} = 1 - \frac{20}{(0,01H_{Hv} + 2)^2 (\nu + 4)^{0,25}}$ Примечание. В формулу подставляется значение твердости менее твердого зубчатого колеса
8. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	Для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$
8.1. Средняя удельная торцовая жесткость зубьев пары зубчатых колес, Н/(мм·мкм)	c_{γ}	$c_{\gamma} = c'(0,75\varepsilon_{\alpha} + 0,25)$

1	2	3
8.2. Уменьшение погрешности шага зацепления в результате обработки, мкм	y_a	По табл. 10 ГОСТ 21354-87. Примечание. При $a_a < 1$ можно принять $y_a = 1$
9. Удельная окружная сила при расчете на контактную выносливость	σ_{Ht}	$\sigma_{Ht} = \frac{F_{tH}}{b_w} K_H$

Допускаемые контактные напряжения σ_{HP} определяют отдельно для шестерни и колеса по формуле

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_N}{S_H} Z_R Z_V Z_L Z_X.$$

Расчет допускаемого контактного напряжения

Таблица 3.8

Параметры для расчета допускаемого напряжения на контактную выносливость

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1	2	3
1. Предел контактной выносливости, МПа	$\sigma_{H \lim}$	По табл. 12 ГОСТ 21354-87
2. Коэффициент запаса прочности	S_H	Коэффициенты запаса прочности: для зубчатых колес с однородной структурой материала $S_{H \min} = 1,1$ для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев $S_{H \min} = 1,2$

1	2	3
3. Коэффициент долговечности	Z_N	По графику черт. 4 ГОСТ 21354-87 или формулам $Z_N = 6 \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim}}{N_K}} \text{ при } N_K \leq N_{H \lim},$ но не более 2,6 для однородной структуры материала и 1,8 для поверхностного упрочнения; $Z_N = 20 \sqrt[20]{\frac{N_{H \lim}}{N_K}}$ при $N_K > N_{H \lim}$, но не менее 0,75
3.1. Базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости	$N_{H \lim}$	По графику черт. 5 ГОСТ 21354-87 или формуле $N_{H \lim} = 30 H_{HB}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6$
4. Коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев	Z_R	Для $Ra = 1,25 \dots 0,63$ $Z_R = 1$ Для $Ra = 2,5 \dots 1,25$ $Z_R = 0,95$ Для $Ra = 40 \dots 10$ $Z_R = 0,9$
5. Коэффициент, учитывающий окружную скорость	Z_v	Определяют по графику (черт. 6) ГОСТ 21354-87 или по формулам при $H \leq 350 \text{ HV}$ $Z_v = 0,85 v^{0,1}$, при $H > 350 \text{ HV}$ $Z_v = 0,925 v^{0,05}$
6. Коэффициент, учитывающий влияние смазки	Z_L	$Z_L = 1$
7. Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса	Z_x	Определяют по графику (черт. 7) ГОСТ 21354-87 или по формуле $Z_x = \sqrt{1,07 - 10^{-4} d}.$ При $d < 700 \text{ мм}$ принимать $Z_x = 1$

В качестве допускаемого контактного напряжения передачи, которое сопоставляют с расчетным, принимают:

для прямозубых передач минимальное из σ_{HP_1} и σ_{HP_2} , т.е.

$$\sigma_{HP} = \min\{\sigma_{HP_1}, \sigma_{HP_2}\};$$

для косозубых и шевронных передач по формуле

$$\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP_1} + \sigma_{HP_2}) > \sigma_{HP_{\min}}$$

при выполнении условия

$$\sigma_{HP} \geq 1,25 \sigma_{HP_{\min}}.$$

3.5.2. Расчет зубьев на прочность при изгибе

Расчетом определяют напряжение в опасном сечении на переходной поверхности зуба для каждого зубчатого колеса.

Выносливость зубьев, необходимую для предотвращения их усталостного излома, устанавливают сопоставлением расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении и допускаемого напряжения:

$$\sigma_F < \sigma_{FP}.$$

Расчетное местное напряжение при изгибе определяют по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_i t}{b m} K_F Y_{FS} Y_{\beta} Y_{\epsilon}.$$

Для коэффициента нагрузки K_F принимают

$$K_F = K_A \cdot K_{F0} K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}.$$

Между допускаемым напряжением σ_{FP} , пределом выносливости $\sigma_{F \lim b}$ существует зависимость

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} Y_N Y_{\delta} Y_R Y_X.$$

Параметры для расчета определяют по табл. 3.9.

Таблица 3.9

Расчет зуба на изгиб в соответствии с ГОСТ 21354-87

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1	2	3
1. Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tF}	$\bar{F}_{tF} = \frac{2000T_{1F}}{d_1} = \frac{2000T_{2F}}{d_2}$ При переменных нагрузках F_{tF} определяют по прил. 3 ГОСТ 21354-87
2. Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку	K_A	$K_A = 1$
3. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	K_{Fv}	При выполнении условия для прямозубых передач $\frac{vz_i}{1000} < 1$, для косозубых передач $\frac{vz_i}{1000} < 1,4$ определяют по формуле $K_{Fv} = 1 + v_F = 1 + \frac{\omega_{Fv} b_{\omega}}{F_{tF} K_A},$ где v_F – динамическая добавка. При невыполнении данных условий определяют по прил. 5 ГОСТ 21354-87
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	ω_{Fv}	$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_{\omega}}{u}}$
Коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев	δ_F	Для косозубых и шевронных передач $\delta_F = 0,06$. Для прямозубых передач с модификацией головки $\delta_F = 0,11$. Для прямозубых передач без модификации головки $\delta_F = 0,16$.

1	2	3
Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса	g_0	По табл. 8 ГОСТ 21354-87
4. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	По черт. 9 ГОСТ 21354-87 или по формуле $K_{F\beta} = (K_{H\beta}^0)^{N_F},$ где N_F определяют по формуле $N_F = \frac{(b/h)^2}{(b/h)^2 + b/h + 1},$ принимая $h = \frac{2m}{\epsilon_\alpha}$ для прямозубого зацепления; $h = 2m$ для косозубого зацепления. Для (b/h) необходимо подставить значение более узкого колеса
5. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha}$	Расчет прямозубых передач первоначально производят в предположении, что в зацеплении находится одна пара зубьев, и принимают $K_{F\alpha} = 1$ и $Y_\epsilon = 1$
6. Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений	Y_{FS}	$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - 29,7 \frac{x}{z_v} + 0,092x^2$
7. Коэффициент, учитывающий наклон зуба	Y_β	$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} \geq 0,7$
8. Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев	Y_ϵ	Для прямозубых передач при предварительных расчетах $Y_\epsilon = 1$. Для уточненных расчетов для прямозубых передач не грубее 8-й степени точности Y_ϵ определяют по нормам плавности ГОСТ 1643-81, прил. 9

1	2	3
9. Коэффициент долговечности	Y_N	$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_K}}$, но не менее 1. $q_F = 6$.
Базовое число циклов напряжений	$N_{F \text{ lim}}$	$N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$. Пр и м е ч а н и е . Под базовым числом циклов напряжений понимают число циклов, соответствующее на диаграмме усталости переходу наклонного участка кривой усталости в горизонтальный участок или участок с очень малым наклоном к оси циклов
10. Предел выносливости зубьев при изгибе, МПа	$\sigma_{F \text{ lim } b}$	$\sigma_{F \text{ lim } b} = \sigma_{F \text{ lim } b}^0 Y_T Y_{\Sigma} Y_g Y_d Y_A$
10.1. Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа	$\sigma_{F \text{ lim } b}^0$	Установлен для нулевого цикла напряжений. Определяют в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по табл. 14–17 ГОСТ 21354-87
10.2. Коэффициент, учитывающий технологию изготовления	Y_T	Принимают $Y_T < 1$
10.3. Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса	Y_{Σ}	Для поковок и штамповок $Y_{\Sigma} = 1$. Для проката $Y_{\Sigma} = 0,9$. Для литых заготовок $Y_{\Sigma} = 0,8$
10.4. Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба	Y_g	Определяют в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по табл. 14–17 ГОСТ 21354-87 Для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью зубьев принимают $Y_g = 1$

1	2	3
10.5. Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности	Y_d	Для зубчатых колес без деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности принимают $Y_d = 1$
10.6. Коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки	Y_A	При одностороннем приложении нагрузки $Y_A = 1$
10.6.1. Коэффициент, учитывающий влияние амплитуд напряжений противоположного знака	γ_A	Для зубчатых колес из отожженной, нормализованной и термоулучшенной стали $\gamma_A = 0,35$. Для зубчатых колес с твердостью поверхности зубьев более 45 HRC ₃ , за исключением азотированных: $\gamma_A = 0,25$. Для азотированных зубчатых колес $\gamma_A = 0,1$
10.6.2. Исходная расчетная нагрузка, действующая на противоположную сторону зуба, Н·м	T'_F	Определяют аналогично T_F . П р и м е ч а н и е . При методе эквивалентных моментов вместо T'_F подставлять T'_{FE}
10.6.3. Коэффициент долговечности при расчете противоположной стороны зуба	Y'_N	Определяют аналогично Y_N по п. 9
11. Коэффициент запаса прочности	S_F	$S_{F \min} = 1,4 \dots 1,7$

1	2	3
12. Коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (опорный коэффициент)	Y_δ	$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \lg m$
13. Коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности	Y_R	Для шлифования и зубофрезерования при шероховатости поверхности не более $Rz = 40$ мкм $Y_R = 1$. Для полирования Y_R в зависимости от способа термического упрочнения принимают: при цементации, нитроцементации, азотировании (полирование до химико-термической обработки) $Y_R = 1,05$; при нормализации и улучшении $Y_R = 1,2$
14. Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса	Y_X	$Y_X = 1,05 - 0,000125d$

Таблица 3.10

Определение размера по роликам М в соответствии с ГОСТ 16532-70

Определяемая величина	Расчетная формула
1	2
1. Диаметр ролика	D_p
2. Угол профиля в точке касания ролика	$\operatorname{inv} \alpha_D = \frac{D_p}{m \cdot Z \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{\frac{\pi}{2} - 2 \operatorname{tg} \alpha}{Z} + \operatorname{inv} \alpha$
3. Диаметр окружности центров роликов	$d_D = \frac{d_r \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_D}$

1	2
4. Размер по роликам	$M = d_D + D_p$
5. Наименьшее смещение контура	E_{HS_1} E_{HS_2}
6. Допуск радиального биения	F_{r_1} F_{r_2}
7. Допуск на смещение контура	T_{H_1} T_{H_2}
8. Коэффициент угла контакта ролика	$K_{\alpha D} = \frac{2 \sin \alpha}{\sin \alpha_D}$
9. Отклонение размера по роликам верхнее	$E_{MS} = E_{HS} \cdot K_{\alpha D}$
10. То же нижнее технологическое	$E_{Mi} = E_{MS_i} - (T_H - 0,35 F_r) \cdot K_{\alpha D}$
11. Размер по роликам наименьший	$M_i = M + E_{M_i}$
12. Условия контролепригодности	$M_i > d_a$ $\alpha_D < \alpha_a$

В случае получения положительных результатов расчета могут быть сформулированы следующие выводы:

1. Передача работоспособна.

Обеспечена усталостная выносливость по контакту.

Выносливость зубьев при изгибе гарантируется с вероятностью неразрушения более 99 %.

2. Передача контролепригодна.

4. РАСЧЕТ ВАЛОВ

4.1. Предварительный расчет валов

Диаметры валов приближенно определяют в результате проекторочного расчета по следующей формуле:

$$d \approx 10 \sqrt[3]{\frac{T_{кр}}{0,2[\tau]}},$$

где d – диаметр вала, мм;

$T_{кр}$ – крутящий момент, Н·м;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение материала вала, $[\tau] \approx 0,5\sigma$, МПа. [3].

Также можно производить расчет по формулам из литературы [4, 11].

При наличии шпоночного паза в опасном сечении вала полученное значение необходимо увеличить на 5...10 %.

Проверочный расчет валов проводится на статическую и усталостную прочность, а также на жесткость. Основными изгибающими нагрузками на валы являются силы в зубчатых передачах. Влияние веса вала и насаженных деталей в передаче обычно не учитывается. Силы трения в подшипнике также не учитываются.

4.2. Проверочный расчет валов на прочность

Валы проверяются на прочность по формуле

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_{и}^2 + 0,45 T_{кр}^2}}{W} \leq [\sigma],$$

где σ – напряжение, возникающее в теле вала, МПа;

$T_{кр}$ – максимальный крутящий момент в опасном сечении, Н·мм;

$M_{и}$ – максимальный изгибающий момент в опасном сечении, Н·мм:

$$M_{и} = \sqrt{M_{и.г}^2 + M_{и.в}^2},$$

где $M_{и.г}$ и $M_{и.в}$ – максимальные изгибающие моменты в опасном сечении, действующие соответственно в горизонтальной и вертикальной плоскостях);

W – момент сопротивления в опасном сечении, мм^3 ;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение, МПа, определяемое при динамическом расчете стальных валов по пределу усталости с учетом факторов, вызывающих концентрацию напряжений, и диаметру вала.

Момент сопротивления в опасном сечении для круглого сплошного вала

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3.$$

Момент сопротивления в опасном сечении для круглого полого вала (диаметр отверстия в валу d_0)

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \left[\frac{1 - d_0^4}{d} \right] \approx 0,1 \frac{d^4 - d_0^4}{d}.$$

Расчетную нагрузку определяют по моментам или силам (задаваемым обычно тоже на входе или выходе), передаточному отношению и КПД.

Расчетный крутящий момент на валу

$$T_{\text{кр}} = \eta \cdot T_{\text{д}} \cdot U \quad \text{или} \quad T_{\text{кр}} = \frac{\eta \cdot P_{\text{д}}}{\omega},$$

где η – КПД участка кинематической цепи от двигателя до рассчитываемого вала;

$T_{\text{д}}$ – крутящий момент на валу двигателя, Н·м;

$U = \omega_0 / \omega$ – передаточное отношение от двигателя до выходного вала;

ω – расчетная частота вращения вала, с^{-1} ;

ω_0 – частота вращения вала двигателя, с^{-1} ;

$P_{\text{д}}$ – мощность на валу двигателя, Вт.

Окружная сила на зубчатых колесах

$$F_t = \frac{2T_{\text{кр}}}{d},$$

где $T_{\text{кр}}$ – крутящий момент на колесе, Н·мм;

d – делительный диаметр зубчатого колеса. мм.

Суммарная сила, действующая на вал со стороны зубчатых колес (сумма окружной и радиальной сил):

$$Q = \frac{2,2T_{\text{кр}}}{d},$$

где d – делительный диаметр зубчатого колеса или цепной звездочки, мм;

$T_{\text{кр}}$ – крутящий момент на колесе, Н·мм.

Определение реакций в опорах и изгибающих моментов

В табл. 4.1 и на рис. 4.1 приведены формулы для определения реакций опор и изгибающих моментов двухопорных валов с характерными случаями нагружения [3].

Таблица 4.1

1. $A = A_1 + A_2 + A_3$; $B = B_1 + B_2 + B_3$ (алгебраическая сумма). 2. Если приложенная сила Q_n имеет направление, обратное указанному на рисунке, то реакции в опоре A_n и B_n меняют знак на обратный. 3. $Q_n = A_n + B_n$ (для проверки)						
Приложенная сила	Q_1		Q_2		Q_3	
Реакция опор	$+A_1$	$+B_1$	$+A_2$	$+B_2$	$-A_3$	$+B_3$
Формула	$\frac{b}{l} Q_1$	$\frac{a}{l} Q_1$	$A_2 = B_2 - \frac{Q_2}{2}$		$\frac{c}{L} Q_3$	$\frac{L}{l} Q_3$

При расчете вал принимают за балку, лежащую на шарнирных опорах. Эта расчетная схема точно соответствует действительному положению для валов на подшипниках качения. Для других опор

такую расчетную схему можно применить как приближенную. При длинных несамостоятельных подшипниках скольжения, расположенных по концам вала, равнодействующую реакции подшипника следует предполагать приложенной к точке, отстоящей от его кромки со стороны пролета на $1/3-1/4$ длины подшипника.

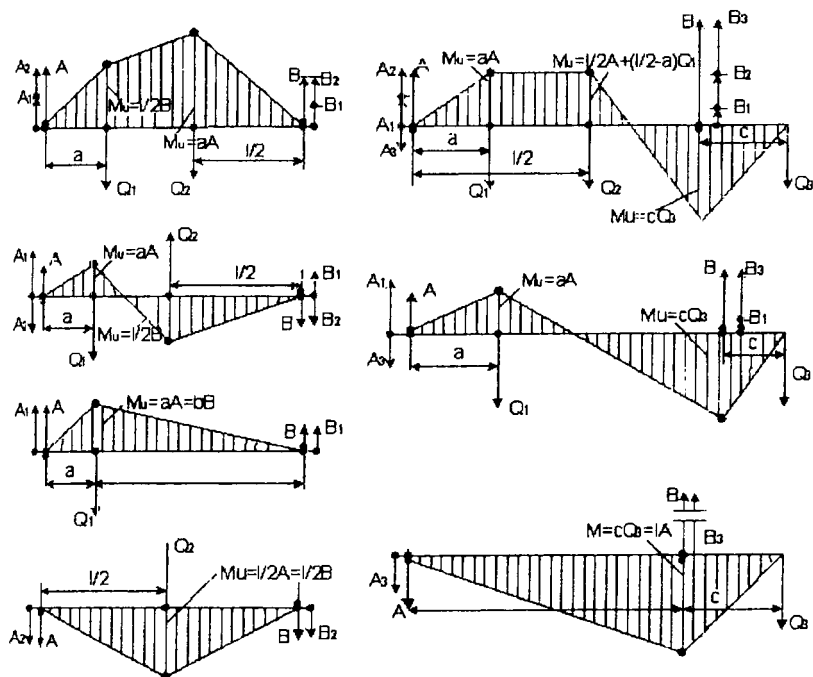


Рис. 4.1. Определение реакций опор и изгибающих моментов двухопорных валов с приведенными случаями нагружения

4.3. Расчет валов на выносливость (усталостную прочность)

Условие прочности имеет вид

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где $[S] = 2,5 \dots 3$ – требуемый коэффициент запаса прочности;

S_σ, S_τ – коэффициенты запаса соответственно по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\beta \epsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}; \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\beta \epsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m},$$

где σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости материала стального вала при изгибе и кручении с симметричным знакопеременным циклом нагружения, МПа;

σ_a , τ_a и $\sigma_m = 0$, $\tau_m = 0$ – амплитудные и средние напряжения циклов нормальных и касательных напряжений;

$$\sigma_a = \frac{M_n}{0,1 \cdot d^3}; \quad \tau_a = \frac{T_{кр}}{0,2 \cdot d^3};$$

k_{σ} , k_{τ} – эффективные коэффициенты компенсации напряжений при изгибе;

ψ_{σ} , ψ_{τ} – коэффициенты, учитывающие влияние постоянной составляющей цикла на усталость вала;

ϵ_{σ} , ϵ_{τ} – масштабные факторы;

$\beta = 0,4 \dots 2,8$ – коэффициент поверхностного упрочнения.

Если

$$S > [S],$$

то условие прочности выполняется.

4.4. Расчет валов на жесткость

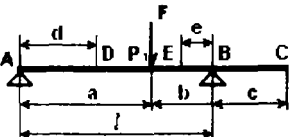
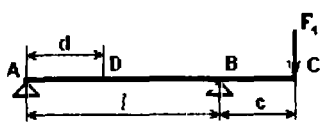
Вал, рассчитанный из условий динамической прочности, может не обеспечить нормальной работы зубчатых колес и подшипников, если под действием передаваемых усилий он будет чрезмерно деформироваться.

Расчет на жесткость сводится к определению прогибов и углов наклона оси вала и к сопоставлению их с допускаемыми. Допускаемый прогиб вала y не должен превышать $0,0001 \dots 0,0005$ расстояния между опорами или $0,01 \dots 0,03$ модуля под зубчатыми колесами. Углы наклона θ оси вала в опорах не должны превышать в радианах:

0,0025 – для цилиндрических роликоподшипников; 0,0016 – для конических роликоподшипников; 0,005 – для однорядных шарикоподшипников; 0,05 – для сферических подшипников, и быть не более 0,001 – под зубчатыми колесами.

Таблица 4.2

Формулы углов наклона и прогибов двухопорных валов

Углы наклона и прогибы		
θ_A	$\frac{Fab \cdot (l + b)}{6EJl}$	$-\frac{F_1 cl}{6EJ}$
θ_B	$-\frac{Fab \cdot (l + b)}{6EJl}$	$\frac{F_1 cl}{3EJ}$
θ_C	θ_B	$\frac{F_1 c(2l + 3c)}{6EJ}$
θ_D	$\frac{Fb(l^2 - b^2 - 3d^2)}{6EJl}$	$\frac{F_1 c(3d^2 - l^2)}{6EJl}$
θ_E	$-\frac{Fa(l^2 - a^2 - 3e^2)}{6EJl}$	—
θ_F	$\frac{Fab \cdot (b - a)}{3EJl}$	—
y_D	$\frac{Fbd \cdot (l^2 - b^2 - d^2)}{6EJl}$	$-\frac{F_1 cd(l^2 - d^2)}{6EJl}$
y_E	$\frac{Fae \cdot (l^2 - a^2 - e^2)}{6EJl}$	—
y_F	$\frac{Fa^2 b^2}{3EJl}$	—
y_C	$\theta_B \cdot c$	$\frac{F_1 c^2(l + c)}{3EJ}$

5. ВЫБОР МУФТЫ

В заданиях на курсовое проектирование предусматривается не проектирование муфт для соединения валов, а выбор муфты из числа стандартных конструкций с учетом особенностей эксплуатации прибора.

Типоразмер муфты выбирают по диаметру вала и величине расчетного крутящего момента на данном валу:

$$T_p = k \cdot T_{\text{ном}} \leq [T],$$

где k – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации ($k = 1,15 \dots 1,3$);

$T_{\text{ном}}$ – номинальный крутящий момент, Н·м;

$[T]$ – предельный крутящий момент, Н·м.

Если соосность валов в процессе монтажа и эксплуатации строго выдерживается (например, двигатель крепится к корпусу стаканом, имеющим центрирующие выступы), то допустимо устанавливать жесткие муфты. В этом случае выбираем муфту втулочную по ГОСТ 24246-96 [2, 3] (рис. 5.1).

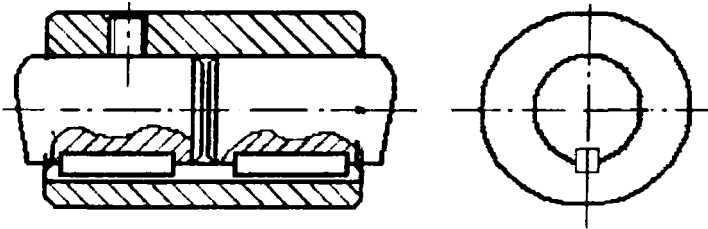


Рис. 5.1. Конструкция втулочной муфты

Если отклонение от соосности соединения валов больше 0,1 мм (двигатель установлен на плите на лапах), то нужно устанавливать дисковые, плавающие или упругие муфты.

Эти муфты допускают у соединяемых валов небольшое отклонение от соосности или несовпадение геометрических осей, смещение и перекося их на некоторый угол.

Дисковые муфты или муфты с поводком характеризуются тем, что один из закрепляемых на концах осей дисков 1 и 2 или подобных

им деталей (рис. 5.2) имеет на окружности штифт, палец или кулачок, а другой – соответствующее отверстие или прорезь, куда входит этот штифт или палец.

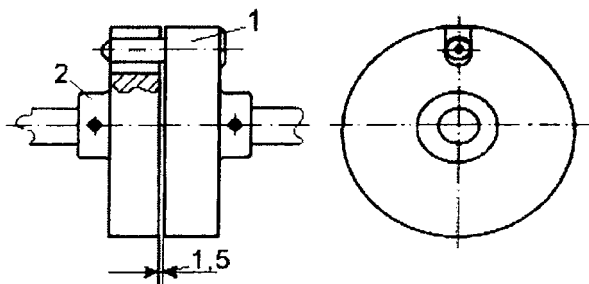


Рис. 5.2. Конструкция дисковой муфты

На рис. 5.3 изображена упругая четырехпальцевая муфта, имеющая среднюю часть, изготовленную из резины. Такое устройство муфты допускает некоторую несоосность и перекус соединяемых валов за счет эластичности средней части муфты.

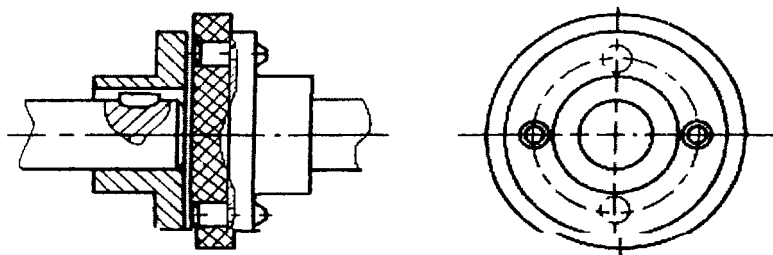


Рис. 5.3. Муфта упругая четырехпальцевая

На рис. 5.4 показана плавающая муфта, состоящая из трех частей: двух одинаковых крайних 1 и 3 и средней части 2. Каждая из крайних частей муфты имеет прорезь, в которую входят соответствующие выступы прямоугольного сечения средней части муфты. Выступы расположены перпендикулярно друг к другу. Это позволяет допускать значительное несовпадение осей соединяемых муфтой валов.

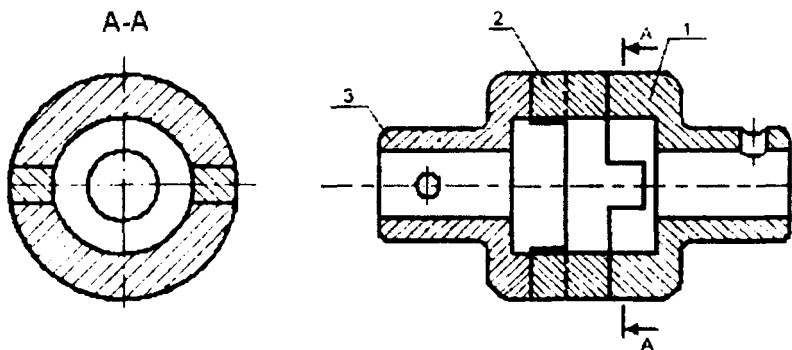


Рис. 5.4. Муфта плавающая

Конкретные размеры выбранной по диаметру вала и величин расчетного крутящего момента муфты берут из справочной литературы [3, 9].

6. ПОДШИПНИКИ, СМАЗКА, УПЛОТНИТЕЛИ

6.1. Опоры на стандартных подшипниках качения. Конструирование и расчет

6.1.1. Конструкции и обозначения

Как правило, опорами для валов в данном курсовом проекте служат подшипники качения.

Опоры на стандартных подшипниках качения нашли самое широкое применение как в машиностроении, так и в приборостроении и освещены в учебной литературе [2, 4, 11, 12].

Подшипники качения нормированы следующими стандартами:

- ГОСТ 3189-89 «Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений»;
- ГОСТ 3395-89 «Подшипники шариковые и роликовые. Типы и конструктивные разновидности»;
- ГОСТ 520-2002 «Подшипники качения. Общие технические условия»;
- ГОСТ 3325-85 «Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки»;
- ГОСТ 20226-82 «Подшипники качения. Запечники для установки подшипников качения. Размеры».

6.1.2. Типы и условное обозначение подшипников

Условное обозначение подшипника состоит из семи цифр (справа налево) (рис. 6.1).

В обозначении подшипника первые две цифры (1 и 2) определяют внутренний диаметр подшипника следующим образом:

- внутренние диаметры подшипников от 20 мм и более обозначают частным от деления значения этого диаметра на 5 (например, подшипник 305, внутренний диаметр подшипника 25 мм);
- внутренние диаметры подшипников от 10 мм до 17 мм определяются из табл. 6.1 (например, подшипник 102);
- подшипники с внутренними диаметрами до 9 мм – серия диаметров располагается на 2-м месте, а на 3-м месте стоит цифра «0». В этом случае внутренний диаметр подшипника определяется цифрой на 1-м месте (например, подшипник 1000096).

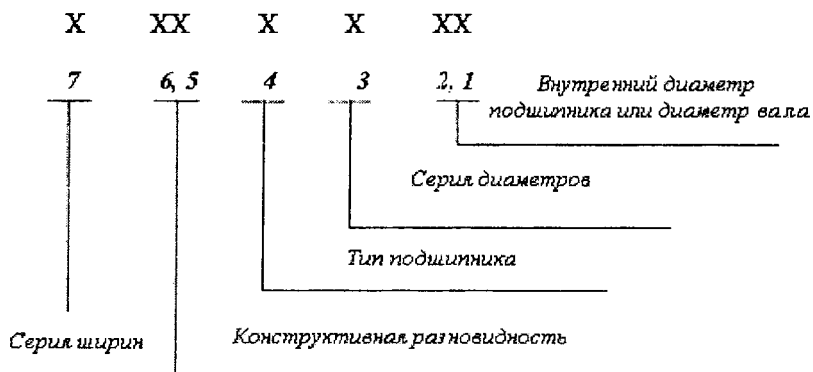


Рис. 6.1. Условное обозначение подшипника

Таблица 6.1

Внутренние диаметры подшипников

Внутренний диаметр подшипника, мм	10	12	15	17
Обозначение	00	01	02	03

Серия диаметров может быть сверхлегкая, особо легкая, легкая, средняя, тяжелая.

Тип подшипника определяется (табл. 6.2):

- направлением воспринимаемой нагрузки (радиальный воспринимает нагрузку, перпендикулярную оси вращения подшипника; радиально-упорный воспринимает комбинированную нагрузку; упорный – осевую);
- формой тел качения (шариковый, роликовый).

Таблица 6.2

Типы подшипников

Тип подшипника	Обозначение
1	2
Шариковый радиальный	0
Шариковый радиальный сферический	1

1	2
Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
Роликовый радиальный со сферическими роликами	3
Роликовый радиальный с длинными цилиндрическими или игольчатыми роликами	4
Роликовый радиальный с витыми роликами	5
Шариковый радиально-упорный	6
Роликовый конический	7
Шариковый упорный, шариковый упорно-радиальный	8
Роликовый упорный, роликовый упорно-радиальный	9

Конструктивная разновидность подшипника состоит из двух цифр от 00 до 99.

Серия ширин может быть узкая, особо узкая, нормальная, широкая, особо широкая.

6.1.3. Классы точности подшипников качения

ГОСТ 520-2002 устанавливает следующие классы точности подшипников качения: нормальный, 6, 5, 4, Т, 2. Установлены дополнительные классы точности (7, 8) для применения по заказу потребителей в неответственных узлах. Нормальный класс точности для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников обозначается «0», для роликовых конических подшипников – «N».

Классы точности подшипников характеризуются значениями предельных отклонений размеров, формы, расположения и шероховатости поверхностей подшипников. Числовые значения данных параметров определяются номинальными размерами и классом точности подшипника.

6.1.4. Поля допусков и посадки подшипников качения

ГОСТ 3325-85 распространяется на подшипниковые узлы машин, механизмов и приборов, посадочные поверхности которых предназначены для монтажа подшипников качения с номинальным диаметром отверстий до 2500 мм при выполнении следующих условий:

• валы сплошные или полые толстостенные ($d/D > 1,25$, где d – диаметр внутреннего кольца подшипника, D – диаметр отверстия вала);

- корпуса толстостенные;
- материал валов и корпусов – сталь или чугун;
- нагрев подшипников при работе до $100\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Общее обозначение полей допусков подшипников:

- для среднего диаметра внутреннего кольца подшипника – Ld_m ;
- для среднего диаметра наружного кольца подшипника – ID_m .

Поля допусков колец подшипника обозначаются буквами L или I по классам точности, например: $L0, L6, \dots, I5, I4, \dots$

Диаметры наружного и внутреннего колец подшипника приняты соответственно за диаметры основного вала и основного отверстия. Однако поле допуска внутреннего кольца располагается вниз от номинального размера (перевернуто относительно нулевой линии). Такое расположение поля допуска позволяет получать посадки внутреннего кольца подшипника с валами с небольшим натягом без применения дополнительных полей допусков валов, используя основные отклонения n, m, k, js .

Схемы расположения полей допусков при посадках подшипников на валы и в отверстия корпусов представлены на рис. 6.2.

Выбор посадок внутреннего кольца подшипника на вал и наружного кольца подшипника в отверстие корпуса зависит:

- от вида нагружения кольца подшипника;
- режима работы подшипника;
- соотношения эквивалентной нагрузки P и динамической грузоподъемности C ;
- типа, размера и класса точности подшипника.

Различают следующие виды нагружения колец подшипника:

- местное – М;
- циркуляционное – Ц;
- колебательное – К.

При местном нагружении действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка воспринимается одним и тем же ограниченным участком дорожки качения кольца и передается соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса.

При циркуляционном нагружении действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка воспринимается и последовательно в процессе вращения передается всей дорожке качения, а следовательно, и всей посадочной поверхности вала или корпуса.

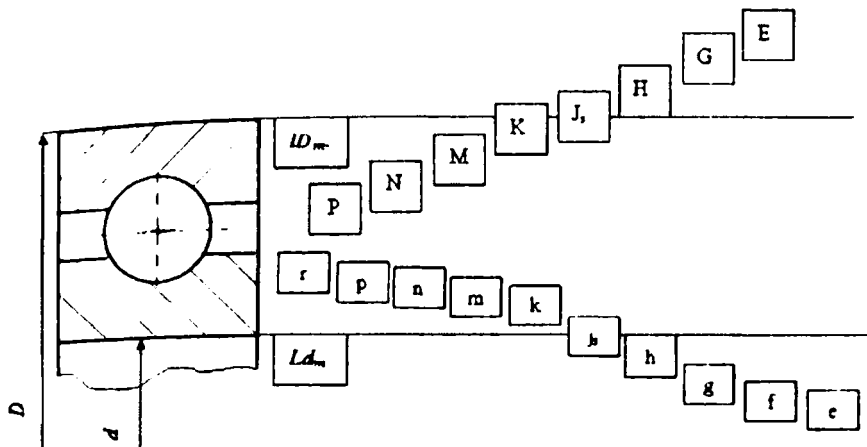


Рис. 6.2. Схемы расположения полей допусков при посадках подшипников

При колебательном нагружении неподвижное кольцо подшипника подвергается одновременному воздействию радиальных нагрузок: постоянной по направлению и вращающейся, но меньшей или равной по величине первой нагрузке. Равнодействующая этих нагрузок совершает периодическое колебательное движение, которое передается ограниченному участку посадочной поверхности.

Между режимами работы подшипника и соотношениями P/C установлена зависимость, приведенная в табл. 6.3.

Таблица 6.3

Режимы работы подшипника

Режим работы подшипника	Отношение нагрузки к динамической грузоподъемности
Легкий	$P/C < 0,07$
Нормальный	$0,07 < P/C \leq 0,15$
Тяжелый	$0,15 < P/C$

Некоторые конструкции стандартных подшипников качения показаны на рис. 6.3.

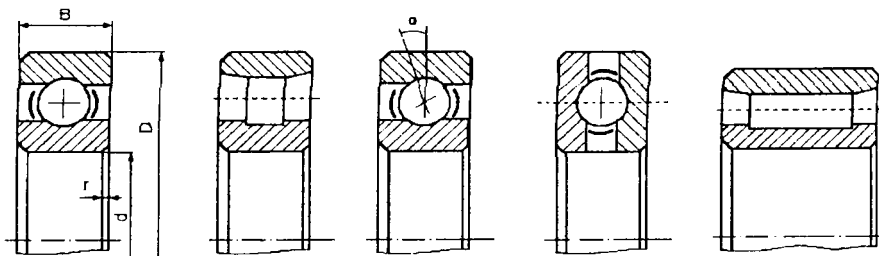


Рис. 6.3. Основные типы подшипников качения

Радиальные шариковые подшипники (тип 0, см. табл. 6.2) – наиболее распространенный тип подшипников. Они предназначены для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать и осевые. Вследствие точечного контакта тел качения они имеют меньшие потери на трение.

Радиальные роликовые (тип 2) и игольчатые (тип 4) подшипники дают экономию в размерах, обеспечивают более высокую жесткость опор, но не способны воспринимать осевые нагрузки.

Упорные подшипники (тип 8) способны воспринимать только осевые нагрузки. В опорах они устанавливаются совместно с радиальными, обычно в случаях, когда те не способны нести осевую нагрузку или когда осевая нагрузка является преобладающей.

Сферические подшипники (типы 1 и 3) допускают значительные перекосы вала в опорах и применяются либо при невозможности добиться нужной соосности посадочных мест (опоры, установленные в раздельных корпусах), либо при длинных нежестких валах, имеющих большие перекосы сечений на опорах.

Радиально-упорные шариковые (тип 6) и роликовые конические (тип 7) подшипники предназначены для восприятия комбинированных нагрузок, но пригодны для чисто радиальных и чисто осевых. Особенностью этих типов является необходимость обеспечения регулировки зазора по дорожкам качения, что усложняет конструкцию. Одновременно это делает рациональным их применение в опорах, требующих минимальных регулируемых зазоров или даже натягов.

Габаритные размеры подшипников стандартизованы ГОСТ 3478-79 «Подшипники качения. Основные размеры».

6.2. Схемы установки опор, конструктивные элементы, смазка, уплотнение

Различают две принципиальные схемы установки опор – с одной фиксированной опорой и другой «плавающей» (схема Ф, рис. 6.4) и с подпертыми опорами «враспор» или «врастяжку» (схема Р, рис. 6.4), каждая – с двумя вариантами крепления колец подшипников.

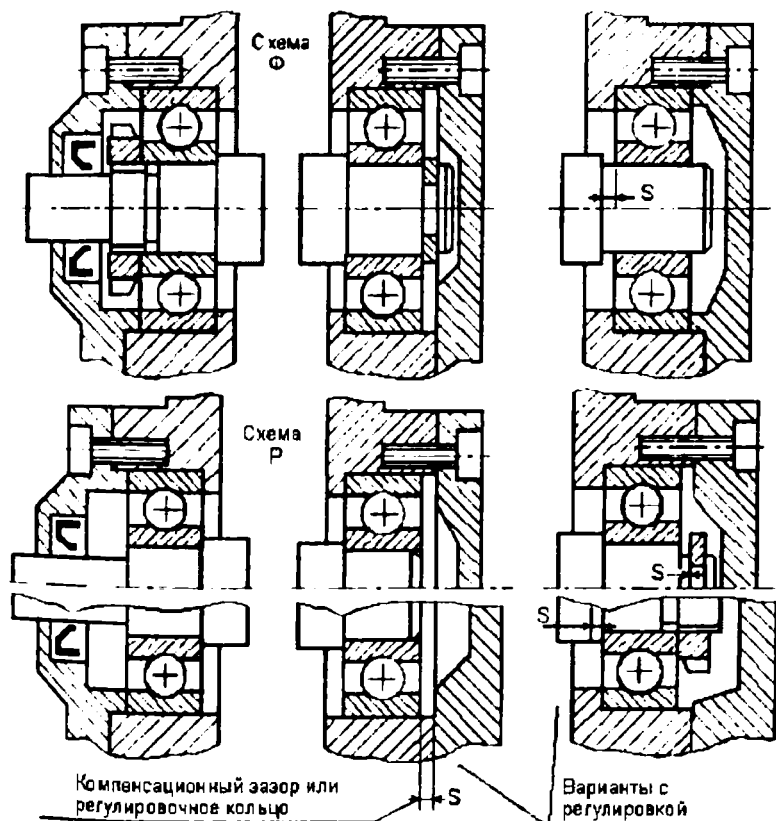


Рис. 6.4. Примеры конструкции опор с различными схемами установки

В схеме Ф осевые нагрузки воспринимает фиксированная опора; наличие плавающей опоры необходимо для компенсации неточности продольных размеров и деформаций.

Фиксированной обычно назначают ту опору, которая расположена ближе к функциональному элементу, требующему точного осевого расположения, или же из соображений прочности опор (осевая нагрузка добавляется туда, где радиальная меньше, если это не противоречит принятой схеме или условиям сборки).

В схеме Р опоры имеют одинаковую осевую фиксацию колец. Осевую нагрузку воспринимает та из них, в сторону которой эта нагрузка направлена, при переменной по направлению нагрузке – обе опоры. Конструктивно вариант Р проще, чем вариант Ф. Неточности продольных размеров и деформации требуют осевого компенсационного зазора или регулировки полученного зазора. Для радиально-упорных подшипников схема Р – единственно возможная.

Фиксация положения колец на валу и в отверстиях может осуществляться с помощью заплечиков. Размеры заплечиков стандартизованы ГОСТ 20226-82 «Заплечики для установки подшипников качения. Размеры» [2, 3, 12].

Галтели, фаски и канавки на валу и в отверстиях назначаются в зависимости от координат центра скруглений колец подшипников. Их размеры можно найти в справочной литературе [2, 3, 12].

Смазывание подшипников качения обычно осуществляется той же смазкой, что и передач. В ответственных случаях предусматривается специальный подвод смазки с помощью смазочных устройств.

Данные о свойствах стандартных марок масел и рекомендации по их выбору приведены в [3, 12].

Рекомендации по выбору способа смазки содержатся в литературе [3, 9, 12]. Там же даны и конструктивные решения узлов с различными системами смазки.

В сравнительно быстроходных узлах при скоростном показателе $dn = (20...40) \cdot 10^4$ мм·об/мин рекомендуется применять капельную или фитильную систему смазки. При очень высоких скоростях ($dn = (150...200) \cdot 10^4$ мм·об/мин) рекомендуется подача масляного тумана.

При невысоких скоростях ($dn = (2...5) \cdot 10^4$ мм·об/мин) применяется смазывание окунанием (уровень масла – до середины тел качения) или разбрызгиванием (наиболее распространенный способ).

Пластичные смазки рационально вносить в полость узла при сборке, в расчете на периодическую замену при профилактическом уходе за изделием. Более совершенна система направленного про-

давливания: свежая смазка, подаваемая в полость подшипника под давлением, через зазоры в уплотнении вытесняет отработанную. При конструировании таких систем необходимо предусматривать направление подачи и выхода смазки, исключающее образование застойных зон.

В ответственных опорах применяется автоматическая подача смазки от централизованной системы.

Конструктивные решения узлов с применением консистентных смазок содержатся в литературе [3, 12, 13].

Конструкции смазочных устройств – масленок, насосов, масло-распределителей и др. приведены в [3, 8, 12, 13].

При конструировании подшипниковых узлов особое внимание уделяется их уплотнению, т.к. необходимо обеспечить отсутствие вытекания смазки из полости подшипника и предохранение от попадания влаги и пыли, что часто бывает причиной потери работоспособности опоры.

В настоящем курсовом проекте рекомендуется применять манжетные уплотнения.

Манжета представляет собой выполненное из мягкого упругого материала кольцо с воротником, охватывающим вал. Под действием давления в уплотняемой полости воротник манжеты плотно охватывает вал с силой, пропорциональной давлению. Для обеспечения постоянного натяга воротник стягивают на валу кольцевой пружиной.

Манжеты ранее изготавливали из кожи. В настоящее время манжеты чаще всего изготавливают из пластиков типа поливинилхлоридов и фторопластов, превосходящих кожу по упругости и износостойкости. Поливинилхлоридовые манжеты выдерживают температуру до 80 °С. Фторопластовые манжеты могут работать при температурах до 300 °С.

В машиностроении широко применяют армированные манжеты для валов (рис. 6.5). Эти уплотнения представляют собой самостоятельную конструкцию, целиком устанавливаемую в корпус; манжету изготавливают из синтетических материалов, что позволяет придать ей любую форму; воротник манжеты стягивается на валу кольцевой витой цилиндрической (браслетной) пружиной строго регламентированной силой.

Манжеты изготавливают прессованием или пресс-литьем (с опрессовкой внутренних металлических элементов) из эластичных, износостойких, масло- и химически стойких пластиков и резины.

Браслетные пружины изготавливают из пружинной проволоки диаметром 0,2...0,5 мм и подвергают закалке и среднему отпуску, защищают кадмированием, цинкованием или делают их из бронзы.

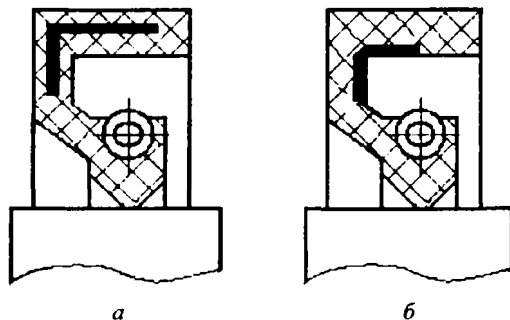


Рис. 6.5. Конструкции армированных манжет

Способы установки манжетных уплотнений в корпусах показаны на рис. 6.6. При способе установки, показанном на рис. 6.6, *а*, соединение с корпусом достигается за счет упругого радиального сжатия манжеты при вводе в корпус, однако соединение получается ненадежное. В конструкции на рис. 6.6, *б* уплотнение, предварительно сжатое, вводят в выточку в корпусе; высота буртика у входа в канавку не должна превышать допустимого пробела упругого сжатия манжеты.

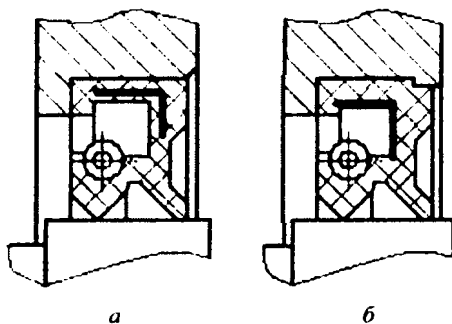


Рис. 6.6. Способы установки манжет

Поверхности, по которым работают манжеты, должны обладать твердостью не менее 45 HRC и иметь шероховатость не более $Ra = 0,16...0,32$ мкм.

На рис. 6.7, *а-в* показаны три случая установки манжет. Случаях *б* и *в* необходимо предупредить возможность просачивания масла по зазору между валом и втулкой (или ступицей насадной детали). Это достигается обработкой торцов *а* до шероховатости $Ra = 0,63 \dots 1,25$ мкм и соблюдением строгой перпендикулярности торцов относительно оси отверстия. Для обеспечения полной герметичности рекомендуется покрывать торцы герметизирующими мазями или устанавливать на торцах уплотнительные прокладки.

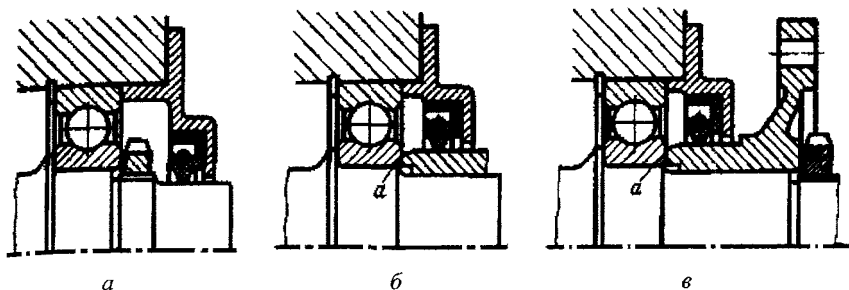


Рис. 6.7. Примеры установки манжетных уплотнений:
а — на вал; *б* — на промежуточную втулку; *в* — на ступицу насадной детали

На валах, на которые надевают манжету при сборке, должны быть предусмотрены пологие фаски. Это избавляет от необходимости применять специальные монтажные приспособления, например монтажную втулку.

Более подробно конструкции уплотнений, их сравнительный анализ, методика выбора и расчета подробно изложены в литературе [3, 8, 12, 13].

6.3. Порядок проектирования опор

Из технического задания, а также по мере принятия решений определяются основные требования к проектируемым опорам.

Сразу из задания можно определить рабочие температуры, вид и характер нагрузки, нормируемый ресурс (срок службы). В ходе разработки эскизного проекта, после выбора двигателя и оценки сил полезного сопротивления, можно оценить и предварительно определить значение нагрузок.

Определяются возможные варианты опор, из которых выбирается оптимальный по конструктивным и экономическим (тип производства, цена подшипника и т.п.) соображениям. На данном этапе определяют:

- тип подшипника;
- схему установки опор;
- систему смазки и уплотнения;
- обеспечение прочности (при необходимости).

Поскольку в любом проектировании одним из основных критериев является стоимость изделия, в первую очередь необходимо проанализировать возможность применения сравнительно дешевых радиальных шариковых подшипников, а затем, учитывая возможность максимального удовлетворения предъявляемых требований, остановить свой выбор на конкретном типе подшипника.

Выбор серии связан с требуемой статической грузоподъемностью или долговечностью и заданными или считающимися рациональными диаметрами вала и отверстия.

Часто задается диаметр вала: например, для первого вала передачи он принимается равным диаметру вала двигателя, для других валов определяется из условия прочности или же по принципу унификации принимается одинаковым для всех валов. Так как при всех прочих достаточных показателях легкие серии имеют меньшие габариты и меньшую стоимость, в первую очередь следует анализировать возможность применения подшипников легких серий и только при установлении их непригодности (недостаточной прочности или долговечности) переходить к подшипникам более тяжелых серий.

При проектировании опор на радиально-упорных подшипниках возникает вопрос о выборе угла контакта.

Различные углы контакта предусмотрены для различных соотношений осевой и радиальной нагрузок.

Класс точности подшипника выбирается в зависимости от наличия дополнительных требований к точности вращения вала. В отсчетных передачах он находится предварительным расчетом схемы на точность или принимается по аналогии с имеющимся прототипом. Повышенная точность может оправдать себя также при высоких скоростях вращения – 10...20 тыс. об/мин. При выборе подшипников высоких классов точности следует иметь в виду их резко возрастающую с повышением класса точности стоимость.

В силовых механизмах общего назначения – зубчатых, фрикционных или других передачах, в мальтийских и кулачковых механизмах – обычно бывает достаточным класс точности 0.

При выборе схемы установки опор часто критерием является точность осевого положения вала. При требованиях повышенной точности принимается либо схема с фиксированной опорой, либо установка подшипников, предусматривающая регулировку зазора. При этом необходимо учесть, что при большой длине вала и значительных температурных деформациях, а также при переменных осевых нагрузках рационален только первый вариант. В случаях когда сочетается требование высокой точности с большой длиной вала, возможна установка в одной опоре сдвоенного радиально-упорного или двух (в том числе и радиальных) подшипников с осевой регулировкой зазора. Схемы с регулировкой зазора необходимы также при требованиях высокой точности радиального положения вала.

Предварительный расчет производится для определения приемлемости выбранного варианта опор. В данном курсовом проекте размеры валов, модули зубчатых колес, габаритные размеры, соответственно и размеры подшипника чаще всего выбирают из конструктивных и экономических соображений. Поэтому в большинстве случаев предварительный расчет опор показывает очень большие коэффициенты запаса. В таком случае в пояснительной записке к курсовому проекту приводится только окончательный (проверочный) расчет опор, который включает расчет на долговечность и на прочность (при необходимости).

Подбор подшипников шариковых и радиальных с цилиндрическими роликами при действии на них только радиальных нагрузок ведут в таком порядке:

- а) выполняют эскизную компоновку узла и приближенно намечают расстояние между подшипниками;
- б) определяют реакции опор;
- в) определяют эквивалентные нагрузки подшипников;
- г) задавшись долговечностью L_h наиболее нагруженного подшипника, вычисляют его требуемую динамическую грузоподъемность C ;
- д) по диаметру посадочного места подбирают номер подшипника, начиная с легких серий, находят его динамическую грузоподъемность и проверяют выполнение условия

$$C < [C],$$

где $[C]$ – значение динамической грузоподъемности по каталогу.

Если это условие не выполнено, то от легкой серии переходят к средней или тяжелой (при том же диаметре цапфы d).

Если подшипник по его габаритам применить в данном узле нет возможности, то следует перейти к другому типу подшипника, например, от шариковых к роликовым или к другой схеме расположения их на валу. При затруднении в выборе радиально-упорных подшипников (при наличии больших осевых нагрузок и др.) рекомендуется переходить на подшипники с большим углом контакта: $\alpha = 26 \dots 36^\circ$. В некоторых случаях может оказаться, что все эти меры не дадут желаемого эффекта, тогда следует увеличить диаметр посадочного места и проверить подшипник большего номера.

Если $[C]$ значительно выше C даже при применении подшипника легкой серии, что часто имеет место для тихоходных валов редукторов с цилиндрическими прямозубыми колесами и для валов колес червячных редукторов, то диаметр цапфы вала уменьшать ни в коем случае не следует, так как он определен из расчета на прочность. Расчетная долговечность подшипника будет намного больше регламентированной.

Выбор радиально-упорных шариковых и конических роликовых подшипников ведут в такой последовательности:

- а) учитывая условия эксплуатации, конструкцию узла, диаметр цапфы, намечают типоразмер подшипника;
- б) выполняют эскизную компоновку узла, определяют точки приложения радиальных реакций (размер a , который зависит от e);
- в) определяют суммарные реакции опор;
- г) вычисляют эквивалентные нагрузки подшипников (коэффициенты X и Y зависят от величины e , для нахождения которой необходимо знать типоразмер подшипника);
- д) по таблицам приложения или по каталогу определяют динамическую грузоподъемность намеченного подшипника;
- е) по эквивалентной нагрузке и динамической грузоподъемности вычисляют теоретическую долговечность подшипника, которая не должна быть меньше требуемой. Если это условие не обеспечивается, то выбирают подшипники других серий и типов, увеличивают диаметр цапфы вала.

Если предварительный расчет показал, что коэффициент запаса по долговечности не более 1,1, то необходимо заменить выбранный подшипник на более долговечный (прочный) либо для обоснования выбора привести расчет на статическую грузоподъемность.

Окончательный выбор опор.

На этом этапе необходимо определить:

1) типоразмеры подшипников, при необходимости измененные по результатам предварительного расчета,

2) посадки внутренних и наружных колец подшипников, особенности их крепления.

3) конструкцию смазочных и уплотнительных мест и деталей.

Выбор посадок колец подшипников зависит от ряда факторов, важнейшие из которых следующие:

- вид нагружения кольца – местное, циркуляционное или колебательное, а также чувствительность подшипника к нему;

- относительная нагруженность подшипника, определяемая как отношение нагрузки к грузоподъемности подшипника;

- требуемые зазоры или натяги по дорожкам качения, определяемые скоростью вращения, заданными точностью положения оси и жесткостью опоры;

- податливость сопрягаемых деталей – вала и корпуса;

- условия сборки и регулирования, в том числе при ремонтах.

Для колец, циркуляционно или колебательно нагруженных, рекомендуются посадки с натягом, для местно-нагруженных – с зазором, позволяющим постоянное смещение наиболее нагруженного участка кольца в процессе работы.

Чем выше относительная нагруженность подшипника и больше податливость сопрягаемых деталей, тем берутся более тугие посадки по обоим кольцам, так как вызванные нагрузкой деформации могут привести к появлению нежелательных зазоров в посадках.

Чем выше требования к точности положения оси и жесткости опоры, тем меньше как допустимые зазоры в посадках колец, так и зазоры, зависящие от деформации колец при натягах, а также зазоры по дорожкам качения. При повышенных скоростях, наоборот, требуются увеличенные зазоры по дорожкам качения. Наконец, большие натяги усложняют сборку, а для регулируемых колец натяги недопустимы.

Расчеты, подтверждающие работоспособность.

Основные критерии работоспособности подшипника качения – его динамическая и статическая грузоподъемность.

Динамическую грузоподъемность и долговечность рассчитывают согласно ГОСТ 18855-94.

Метод подбора подшипников по динамической грузоподъемности применяют в тех случаях, когда частота вращения кольца $n > 1 \text{ мин}^{-1}$. При $n = 1 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$ в расчетах следует принимать $n = 10 \text{ мин}^{-1}$.

Статическую грузоподъемность C_0 (при необходимости) рассчитывают согласно ГОСТ 18854-94. Подбор подшипников по статической грузоподъемности в данном пособии не рассматривается.

6.4. Требуемая долговечность работы подшипника L_N

Номинальная долговечность (ресурс) подшипника в миллионах оборотов

$$L_N = \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

где C – динамическая грузоподъемность по каталогу;

P – эквивалентная нагрузка;

p – показатель степени:

для шарикоподшипников $p = 3$,

для роликоподшипников $p = \frac{10}{3}$.

Номинальная долговечность в часах

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L_N}{60 \cdot n} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

где C – динамическая грузоподъемность по каталогу;

n – скорость вращения, об/мин.

При расчетах следует строго следить за тем, чтобы C и P в формулах были выражены в одних и тех же единицах. Для однорядных

и двухрядных сферических радиальных шарикоподшипников, од-
норядных радиально-упорных шарикоподшипников и роликопод-
шипников эквивалентная нагрузка:

$$\text{при } \frac{F_a}{V \cdot F_r} > e \quad P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_T;$$

$$\text{при } \frac{F_a}{V \cdot F_r} < e \quad P = V \cdot F_r \cdot K_6 \cdot K_T,$$

где V – коэффициент вращения кольца; при вращении внутреннего
кольца $V = 1$, при вращении наружного – $V = 1, 3$;

F_a – осевая нагрузка, Н;

F_r – радиальная нагрузка, Н.

Значения K_6 приведены в табл. 6.4; значения X и Y – в табл. 6.5.;
значения K_T – в табл. 6.6.

Таблица 6.4

Значение коэффициента K_6

Нагрузка на подшипник	K_6	Примеры использования
1	2	3
Спокойная, без толчков	1,0	Ролики ленточных конвейеров
Легкие толчки, кратковре- менные перегрузки до 125 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,0 ... 1,2	Прецизионные зубчатые передачи, металлорежущие станки (кроме стро- гальных и долбежных), блоки, элек- тродвигатели малой и средней мощности, легкие вентиляторы и воздухоудувки
Умеренные толчки, вибра- ционная нагрузка, кратко- временная перегрузка до 150 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,3 ... 1,5	Буксы рельсового подвижного состава, зубчатые передачи 7-й и 8-й степени точности, редукторы всех кон- струкций, винтовые конвейеры
То же в условиях повышенной надежности	1,5 ... 1,8	Центрифуги, мощные электрические машины, энергетическое оборудование

1	2	3
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200 % номинальной (расчетной) нагрузки Нагрузки с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,8...2,5 2,5...3,0	Зубчатые передачи 9-й степени точности, дробилки и копры, кривошипно-шатунные механизмы, валки прокатных станов, мощные вентиляторы и эксгаустеры Тяжелые ковочные машины, лесопильные рамы, рабочие рольганги у крупносортовых станов, блюмингов и слябингов

Таблица 6.5

Значения X и Y для подшипников

Радиальные однорядные и двухрядные								
$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		e			
	X	Y	X	Y				
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			
0,110				1,45	0,30			
0,170				1,31	0,34			
0,280				1,15	0,38			
0,420				1,04	0,42			
0,560				1,00	0,44			
Радиально-упорные конические и радиальные самоустанавливающиеся роликоподшипники					e			
Однорядные		Двухрядные						
$\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$		
X	Y	X	Y	X		Y		
1	0	0,4	$0,4 \cdot \operatorname{ctg} \alpha$	1		$0,45 \cdot \operatorname{ctg} \alpha$	0,67	$0,67 \cdot \operatorname{ctg} \alpha$

Радиально-упорные шарикоподшипники										e
α°	$\frac{i \cdot F_a}{C_0}$	Однорядные				Двухрядные				
		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
12	0,014	1	0	0,45	1,81	1	2,08	0,74	2,94	0,30
	0,029				1,62		1,84		2,63	0,34
	0,057				1,46		1,60		2,37	0,37
	0,086				1,34		1,52		2,18	0,41
	0,110				1,22		1,39		1,98	0,45
	0,170				1,13		1,30		1,84	0,48
	0,290				1,04		1,20		1,69	0,52
	0,430				1,01		1,16		1,64	0,54
	0,570				1,00		1,16		1,62	0,54
	Радиально-упорные шарикоподшипники									
α°	$\frac{i \cdot F_a}{C_0}$	Однорядные				Двухрядные				
		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_r}{V \cdot F_r} \geq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
15	0,015	1	0	0,44	1,47	1	1,65	0,72	2,39	0,38
	0,029				1,40		1,57		2,28	0,40
	0,058				1,30		1,46		2,11	0,43
	0,087				1,23		1,38		2,00	0,46
	0,120				1,19		1,34		1,93	0,47
	0,170				1,12		1,26		1,82	0,50
	0,290				1,02		1,14		1,66	0,55
	0,440				1,00		1,12		1,63	0,56
	0,580				1,00		1,12		1,63	0,56

Таблица 5.6

Значение коэффициента K_T

Рабочая температура подшипника, °С	125	150	175	200	225	250	350
Температурный коэффициент K_T	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40	1,45

Эквивалентная нагрузка для однорядных и двухрядных подшипников с короткими цилиндрическими роликами (без бортов на наружном или внутреннем кольцах)

$$P = F_r \cdot V \cdot K_6 \cdot K_T.$$

Эквивалентная нагрузка для упорных подшипников (шариковых и роликовых)

$$P = F_a \cdot K_6 \cdot K_T.$$

Для радиально-упорных шарикоподшипников с номинальным углом контакта $\alpha = 15^\circ$ и конических роликоподшипников коэффициенты радиальной (X) и осевой (Y) нагрузки выбирают в зависимости от отношения $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$, коэффициента осевого нагружения e и угла

контакта α . Величины X и Y для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников с углом $\alpha < 15^\circ$ выбирают по величине отношения осевой нагрузки к его статической грузоподъемности: $\frac{F_a}{C_0}$. При

выборе Y следует применять линейную интерполяцию.

При подборе радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников, а также конических роликовых подшипников необходимо учитывать, что осевая нагрузка не оказывает влияния на величину эквивалентной нагрузки до тех пор, пока значение $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$

не превысит определенной величины e (значение e выбирают по таблицам или формулам).

Учитывая указанное выше, в формуле для определения эквивалентной нагрузки при $\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e$ следует принимать $Y = 0$.

Для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ величину e определяют по формуле

$$\lg e = \frac{\lg \frac{F_r}{C_0} \cdot 1,144}{4,729}.$$

Для тех же подшипников с углом контакта $\alpha = 15^\circ$

$$\lg e = \frac{\lg \frac{F_r}{C_0} \cdot 1,766}{4,363}.$$

Для подшипников с углами контакта $\alpha < 18^\circ$ величину e можно определить из графика на рис. 6.8.

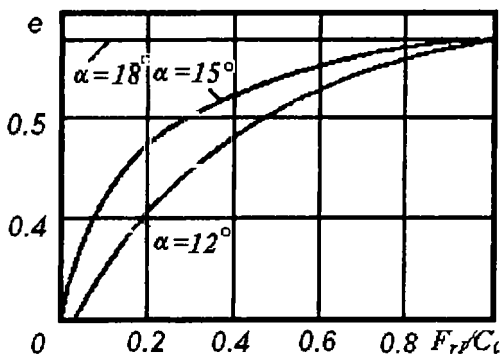


Рис. 6.9. График для определения e в зависимости от $\frac{F_r}{C_0}$ и α

При подборе двухрядных радиально-упорных шариковых или конических роликовых подшипников надо иметь в виду, что даже небольшие осевые силы влияют на величину эквивалентной нагрузки.

Следует учитывать, что при расчете динамической грузоподъемности и эквивалентной динамической нагрузки узла, состоящего из сдвоенных радиально-упорных подшипников, установленных узкими или широкими торцами наружных колец друг к другу, пару одинаковых подшипников рассматривают как один двухрядный радиально-упорный подшипник.

Сдвоенные радиально-упорные шариковые или конические роликовые подшипники при отношении $\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e$ рассчитывают как

двухрядные. Если $\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$, то в двухрядных подшипниках будет работать только один ряд тел качения и величину динамической грузоподъемности следует принимать такой же, как для однорядного подшипника.

В радиально-упорных подшипниках при действии на них радиальных нагрузок возникают осевые составляющие S , определяемые по формулам:

– для конических роликоподшипников

$$S = 0,83 \cdot e \cdot F_r ;$$

– для радиально-упорных шарикоподшипников

$$S = e \cdot F_r .$$

Осевые нагрузки, действующие на радиально-упорные конические подшипники, определяют с учетом схемы действия внешних сил. В зависимости от относительного расположения подшипников должны быть учтены осевые составляющие от радиальных нагрузок, действующие на каждый подшипник (рис. 6.9).

Если радиально-упорные подшипники установлены по концам вала враспор или встыжку, то результирующие осевые нагрузки каждого подшипника определяют с учетом действия внешней осевой нагрузки (осевая сила червяка, осевые силы косозубых или конических зубчатых колес и пр.).

Результирующие осевые нагрузки подшипников определяют по табл. 6.7.

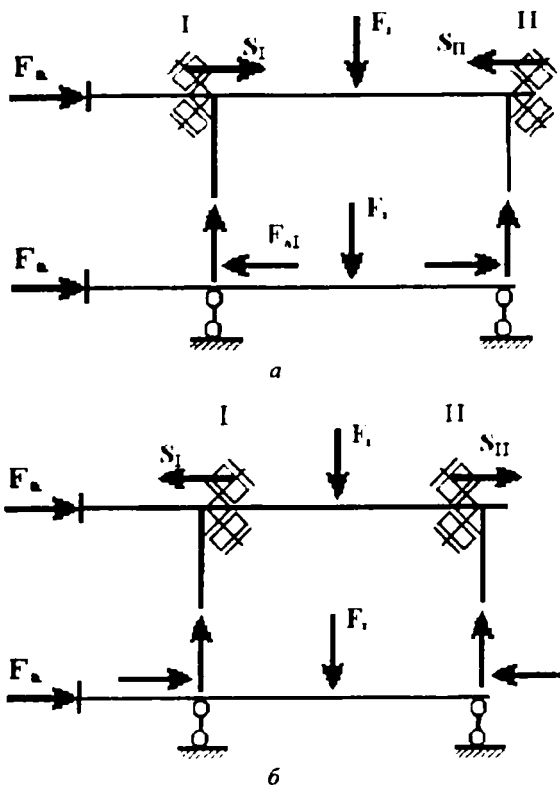


Рис. 6.9. Схема действия сил в радиально-упорных подшипниках, установленных:
 а – враспор; б – врастяжку

Ориентировочные рекомендации по выбору подшипников даны в табл. 6.8.

Все данные для расчета берутся из технического задания и чертежа общего вида.

Таблица 6.7

Формулы для расчета осевых нагрузок

№	Условия нагружения	Осевые нагрузки
1	2	3
1	$S_1 > S_2$ $F_a > 0$	$F_{a1} = S_1$ $F_{a2} = S_1 + F_a$

1	2	3
2	$S_2 < S_1$ $F_a > S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_1$ $F_{a2} = S_1 + F_a$
3	$S_2 > S_1$ $F_a < S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_a$ $F_{a2} = S_2$

Таблица 6.8

**Рекомендации по выбору радиально-упорных
шарикоподшипников**

Отношение $\frac{F_a}{F_{r1}}$	Конструктивное обозначение и угол контакта	Осевая составляющая радиальной нагрузки S в долях от F_{r1}	Примечание
0,35...0,8	36000 $\alpha = 12^\circ$	0,3 F_{r1}	Допустимо использование особо легкой и сверхлегкой серий
0,81...1,2	46000 $\alpha = 26^\circ$	0,6 F_{r1}	При весьма высоких скоростях легкая серия предпочтительнее
Св. 1,2	66000 $\alpha = 36^\circ$	0,9 F_{r1}	Для высоких скоростей подшипник с данным углом контакта непригоден
Примечание: при $\frac{F_a}{F_{r1}} < 0,35$ применяют однорядные радиальные шариковые подшипники.			

**6.5. Пример расчета работоспособности
подшипников качения**

Исходные данные:

требуемая долговечность работы подшипника

$$L = 18250 \text{ часов;}$$

крутящий момент $T_1 = 1,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$,
 делительный диаметр зубчатого колеса $d_1 = 36 \text{ мм}$.
 Рассчитаем эквивалентную нагрузку P :

$$P = (x \cdot v \cdot F_r + y \cdot F_a) \cdot k_T \cdot k_\delta,$$

где x – коэффициент радиальной нагрузки;

v – коэффициент, учитывающий, какое кольцо вращается (для внутреннего $v = 1$);

F_r – радиальная нагрузка на подшипник, Н;

y – коэффициент осевой нагрузки;

F_a – осевая нагрузка на подшипник с учетом осевой составляющей от действия радиальной нагрузки, Н;

k_T – коэффициент, учитывающий температуру подшипника (при $t < 100 \text{ }^\circ\text{C}$ $k_T = 1$);

k_δ – коэффициент безопасности (при нагрузке с легкими толчками и кратковременными перегрузками до 125 % номинальной нагрузки $k_\delta = 1,1$).

$$F_{x2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 1,1}{0,036} = 61,1 \text{ Н};$$

$$F_{y2} = F_{x2} \cdot \tan \alpha = 61,1 \cdot \tan \alpha = 22,2 \text{ Н}.$$

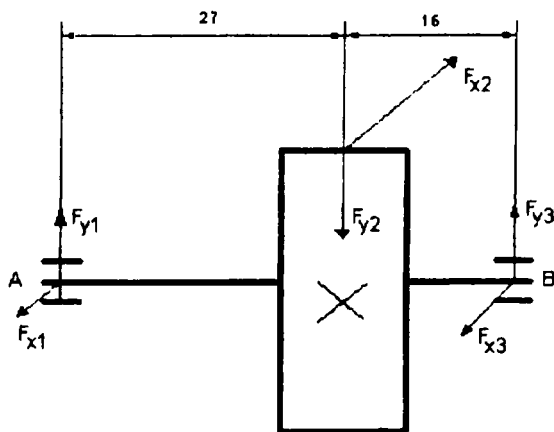


Рис. 6.10. Схема действия сил

Определение реакций опор и осевой силы

Горизонтальная плоскость	Вертикальная плоскость
$\sum M_A = 0$ $F_{y_3} \cdot (27 + 16) - F_{y_2} \cdot 27 = 0$ $F_{y_3} = 13,9 \text{ Н}$ $\sum M_B = 0$ $F_{y_1} \cdot (27 + 16) + F_{y_2} \cdot 16 = 0$ $F_{y_1} = -8,3 \text{ Н}$	$\sum M_A = 0$ $F_{y_2} \cdot 27 - F_{x_3} \cdot (27 + 16) = 0$ $F_{x_3} = 38,3 \text{ Н}$ $\sum M_B = 0$ $F_{x_2} \cdot 16 - F_{x_1} \cdot (27 + 16) = 0$ $F_{x_1} = -22,7 \text{ Н}$

В свою очередь:

$$F_{r_1} = \sqrt{\vec{F}_{x_1}^2 + \vec{F}_{y_1}^2} = \sqrt{8,3^2 + 22,7^2} = 24,17 \text{ Н};$$

$$F_{r_3} = \sqrt{F_{x_3}^2 + F_{y_3}^2} = \sqrt{38,3^2 + 13,9^2} = 40,74 \text{ Н}.$$

Например, рассчитаем осевую составляющую для более нагруженной опоры:

$$r_{d_3} = e \cdot F_{r_1} = 0,56 \cdot 40,74 = 22,81 \text{ Н},$$

где $e = 0,56$ – вспомогательный коэффициент ($x = 0,44$; $y = 1,00$).

Таким образом, имеем:

– эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_B = (0,44 \cdot 40,74 + 1,0 \cdot 22,81) \cdot 1,1 = 44,81 \text{ Н};$$

– динамическая грузоподъемность $C = 695 \text{ Н}$ (табличное значение по каталогу для данного подшипника);

– долговечность подшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 1300} \cdot \left(\frac{695}{44,81} \right)^{3,33} = 118\,206 \text{ ч};$$

– запас долговечности

$$k_L = \frac{L_h}{L} = \frac{118\,206}{18\,250} = 6,48.$$

Можно сделать следующий вывод: срок службы подшипников достаточен.

7. ПЕРЕДАЧА ВИНТ-ГАЙКА

Передача винт-гайка представляет собой кинематическую винтовую пару, которую используют для преобразования с большой плавностью и точностью хода вращательного движения в поступательное. Ведущим звеном, совершающим вращательное движение, может быть как винт (рис. 7.1), так и гайка. В силовых механизмах большее распространение получила трапецеидальная резьба (ГОСТ 9484-81). В механизмах приборов для получения точных перемещений используют метрическую резьбу.

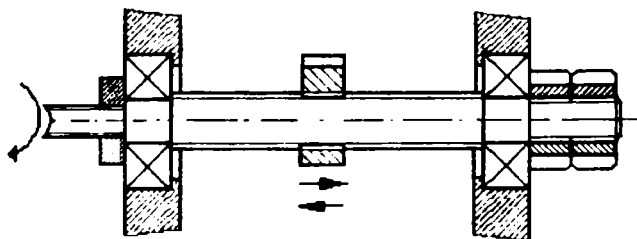


Рис. 7.1. Передача винт-гайка

Поскольку основным видом разрушения в передачах винт-гайка является изнашивание сопряженных винтовых поверхностей, средний диаметр резьбы обычно выбирают, исходя из критерия работоспособности для совпадающих поверхностей, зависящего от межвинтового давления и допускаемого давления: $p < [p]$.

Допускаемые давления выбирают исходя из условий работы и материалов винта и гайки, которые должны составлять износостойкую антифрикционную пару.

7.1. Кинематика и КПД передачи

Скорость поступательного перемещения V гайки или винта, м/с:

$$V = \frac{P \cdot n \cdot z}{60 \cdot 1000},$$

где P – шаг резьбы, мм;

n – частота вращения гайки или винта, мин^{-1} ;

z – число заходов винта.

При определении КПД пренебрегают потерями в опорах, и его определяют приближенно как отношение работ на завинчивание винта без учета сил трения ($\mu = 0$ и $\rho = 0$) и с учетом сил трения ($\mu \neq 0$ и $\rho \neq 0$). Тогда, используя зависимость между моментом сопротивления в резьбе и осевой силой, получим

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)},$$

где β – угол подъема резьбы, градус;

ρ – приведенный угол трения в резьбе, градус.

Из этой формулы видно, что КПД передачи возрастает с увеличением угла подъема β и уменьшением коэффициента трения μ в резьбе (уменьшением ρ).

Для увеличения угла подъема в механизмах применяют многозаходные винты. Ход резьбы в этом случае $S = z \cdot P$ (P и z – шаг и число заходов резьбы). Однако винты с углом $\beta > 25^\circ$ на практике не применяют, так как дальнейшее увеличение β не дает существенного повышения КПД, а передаточное отношение при этом снижается. Обычно $\eta \leq 0,7$.

Для повышения КПД механизмов стремятся уменьшить коэффициент трения в резьбе путем изготовления гаек из антифрикционных материалов (бронзы, латуни и др.), смазки и тщательной обработки контактирующих поверхностей.

Средний диаметр винта по условию износостойкости

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_1 \cdot \xi \cdot [p]}},$$

где F_a – осевая нагрузка, Н;

ψ_1 – коэффициент высоты гайки;

$$\psi_1 = \frac{H_1}{d_2} = 0,9 \quad (H_1 - \text{высота гайки});$$

ξ – отношение высоты рабочего профиля резьбы к ее шагу, для трапецидальной резьбы $\xi = 0,50$;

$[p]$ – допустимое давление в резьбе, для материала винтовой пары сталь–бронза $[p] = 8 \dots 0$ МПа.

Потребное число рабочих витков, определяющих высоту гайки, находят по формуле

$$Z_{\text{в}} = \frac{F_a}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot [p]},$$

где F_a – осевая нагрузка, Н;

d_2 – средний диаметр резьбы, мм;

h – рабочая высота профиля, мм;

$[p]$ – допустимое давление в резьбе, МПа.

Высота гайки определяется по следующей формуле:

$$H_1 = Z_{\text{в}} \cdot p,$$

где p – шаг резьбы, мм.

Ходовые винты изготавливают из высокоуглеродистых сталей 40, 45, 50, 40ХН, 50ХГ, 65Г и др. с закалкой до твердости 40...50 HRC. Гайки изготавливают из оловянистых бронз БрО10Ф1, БрО6Ц6С3 и др. для высоких окружных скоростей (0,1...0,25 м/с), а для малых окружных скоростей используют антифрикционные чугуны марок АВЧ-1, АВЧ-2, АКЧ-1, АКЧ-2 или серые чугуны марок СЧ 15, СЧ 20.

7.2. Проверка передачи винт–гайка на износостойкость

Работоспособность передачи по износу условно оценивается по среднему контактному давлению на рабочих поверхностях витков :

$$p = \frac{F_t}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z_{\text{в}}} \leq [p],$$

где d_2 – средний диаметр резьбы, мм;

h – рабочая высота профиля резьбы, мм;

$z_{\text{в}}$ – число витков;

$[p]$ – допустимое межвитковое давление в резьбе, МПа.

Значения допускаемых давлений $[p]$ для пар винт–гайка из закаленной стали и бронзы составляют 10...13 МПа; незакаленной стали и бронзы 8...10 МПа; незакаленной стали и антифрикционного чугуна

6...7 МПа; незакаленной стали и серого чугуна 4-5 МПа. Для механизмов точных перемещений (делительных и др.) значения $[p]$ принимают в 2-3 раза меньше, чем для механизмов общего назначения.

7.3. Проверка винта на устойчивость

Проверка винта на устойчивость осуществляется исходя из неравенства

$$F_{кр} \geq F_a,$$

где F_a – осевая нагрузка, Н;

$F_{кр}$ – критическая сила, определяемая по формуле

$$F_{кр} = \frac{\pi \cdot J_{пр} \cdot E}{\mu \cdot L},$$

где $J_{пр}$ – приведенный момент инерции сечения винта, определяемый по формуле

$$J_{пр} = \frac{\pi \cdot d^4}{64 \cdot \left(0,4 + 0,6 \left(\frac{d}{d_1} \right) \right)},$$

d – наружный диаметр винта, мм;

d_1 – внутренний диаметр резьбы винта, мм;

E – модуль упругости, МПа;

μ – коэффициент закрепления концов винта ($\mu = 1,5$, если винт закреплен по концам шарнирно, и $\mu = 1,0$, если винт закреплен консольно);

L – длина винта, мм.

Коэффициент запаса устойчивости

$$n_y = \frac{F_{кр}}{F_a}.$$

На рис. 7.2 показаны варианты конструктивных решений установки невращающейся гайки в корпус.

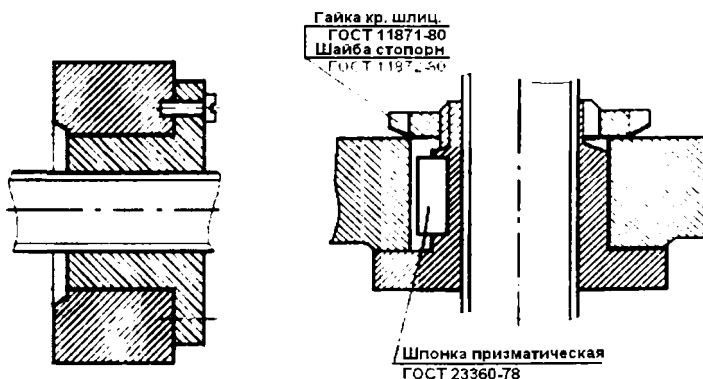


Рис. 7.2. Невращающаяся гайка, установленная в корпус

В механизмах, к которым предъявляются жесткие требования компенсации износа с целью уменьшения «мертвого» хода (зазора между витками винта и гайки), применяют разрезные гайки (рис. 7.3) или специальные устройства (например, пружинные), обеспечивающие радиальную или осевую выборку зазора [3, 8, 9].

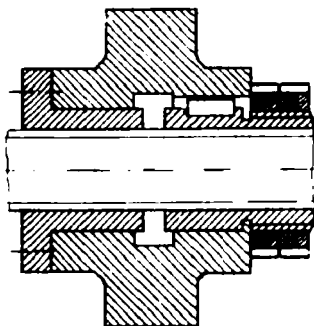


Рис. 7.3. Разрезная гайка, обеспечивающая осевую выборку зазора

8. НАПРАВЛЯЮЩИЕ

Различают направляющие для прямолинейного перемещения с трением скольжения и с трением качения. Конструктивно их выполняют открытыми или закрытыми [2, 3, 8, 9].

Направляющие с трением скольжения бывают с плоскими и с цилиндрическими поверхностями.

На рис. 8.1 приведены различные примеры конструктивного решения направляющих с плоскими поверхностями.

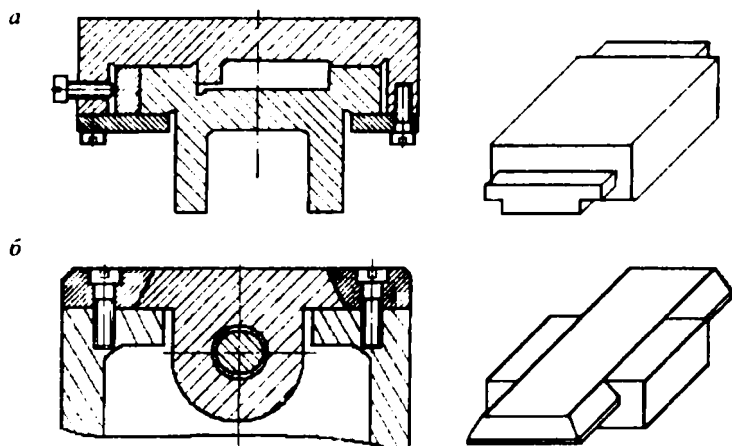


Рис. 8.1. Направляющие с плоскими поверхностями:
а – призматические с регулируемой планкой; б – типа «ласточкин хвост»

В цилиндрических направляющих роль направляющего элемента выполняет цилиндрическая поверхность деталей (рис. 8.2).

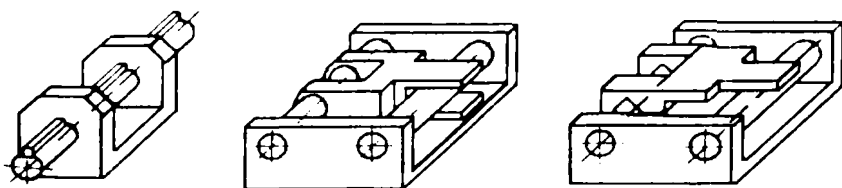


Рис. 8.2. Цилиндрические направляющие

8.1. Трение в направляющих

В направляющих, изображенных на рис. 8.1, сила трения определяется зависимостью

$$F_{\text{тр}} = \mu \cdot Q,$$

где μ – коэффициент трения;

Q – нагрузка на каретку (поперечная сила), Н.

В призматических направляющих (рис. 8.3) реакции $R_n^{(1)}$ и $R_n^{(2)}$ определяются по зависимости

$$R_n^{(1)} = R_n^{(2)} = \frac{Q}{2 \sin \alpha}.$$

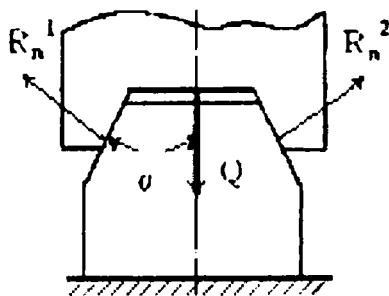


Рис. 8.3. Призматические направляющие

При движении каретки возникают силы трения $\vec{F}^{(1)}$ и $\vec{F}^{(2)}$, определяемые по формуле

$$\sum F_{\text{тр}} = F_{\text{тр}}^{(1)} + F_{\text{тр}}^{(2)} = \mu \cdot (R_n^{(1)} + R_n^{(2)}) = \frac{\mu \cdot Q}{\sin \alpha},$$

где μ – коэффициент трения;

Q – нагрузка на каретку, Н.

При работе направляющих иногда происходит так называемое силовое заклинивание или резкое увеличение в направляющих сил трения в результате значительного смещения точки приложения внешних нагрузок.

1. *Journal of Management Studies*, 1990, 27, 1, 1-14.

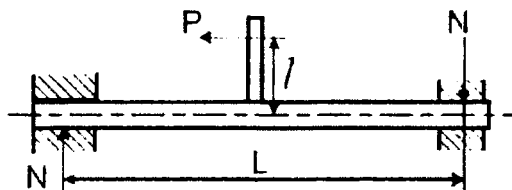


Рис. 8.4. Схема к расчету зависимости L и l

Для призматических направляющих обычного типа зависимость выражается следующим соотношением:

$$\frac{2\mu \cdot l}{L} < 1,$$

где l — плечо приложения внешней силы, мм;

 μ — коэффициент трения;

L — длина направляющей, мм.

Значения величин коэффициентов трения скольжения приведены в табл. 8.1 и 8.2.

Таблица 8.1

Значения коэффициентов трения

Материал трущихся поверхно- стей	По стали марки У8 незакаленной		По стали марки У8 закаленной		По латуни		По бронзе	
	без смазки	со смаз- кой	без смазки	со смаз- кой	без смазки	со смаз- кой	без смазки	со смаз- кой
Сталь ма- рок 30...50	0,15	0,03	—	—	0,19	0,03	0,18	0,15
Латунь	0,19	0,03	0,14	0,02	0,17	0,02	—	—
Бронза	0,16	—	—	—	0,16	—	0,20	—
Медь	0,15	0,03	0,15	0,03	—	—	—	—
Алюминий	0,18	0,03	0,17	0,02	0,27	0,02	0,22	—

Таблица 8.2

Значение коэффициентов трения

Материал трущихся поверхностей	По алюминию		По чугуну	
	без смазки	со смазкой	без смазки	со смазкой
Сталь марок 30...50	0,17	0,02	0,15	0,10
Латунь	—	—	—	—
Бронза	—	—	0,21	—
Медь	—	—	—	—
Алюминий	—	—	—	—

Заклинивание системы может быть вызвано большим перепадом температур (температурное заклинивание). Для предохранения от температурных заклиниваний материалы трущихся деталей должны по возможности иметь одинаковые коэффициенты температурного расширения или между ними должен быть оставлен гарантированный зазор, величина которого компенсировала бы величины линейных расширений сопрягаемых деталей.

Для проверки правильности выбранной посадки для сопрягаемых деталей в направляющих необходимо производить проверочный расчет для минимальной и максимальной температур по формуле

$$\Delta = D[1 \pm \alpha(t - t_0)] - D_1[1 \pm \alpha_1(t - t_0)],$$

где Δ – минимальный зазор при данной температуре, мм;

D – наименьший диаметр или линейный размер охватывающей детали при данной посадке, мм;

α и α_1 – коэффициенты линейного расширения материалов сопрягаемых деталей;

t_0 и t – начальная и конечная температура, °C;

D_1 – наибольший диаметр или линейный размер охватываемой детали, мм.

Для обеспечения долговечности направляющих выполняется проверка условия прочности масляного слоя:

$$p = \frac{F}{S} \leq [p],$$

где F – поперечная сила, действующая на направляющие, Н;

S – площадь соприкосновения направляющих и каретки, мм²;

$[p]$ = 5...10 МПа – допустимое давление для масляного слоя.

8.2. Выбор материалов направляющих

Основными критериями при выборе материалов для деталей направляющих поступательного движения с трением скольжения служат требуемая долговечность механизма и характеристика трения. Для уменьшения износа и сил трения желательно применить различные материалы для ползуна и направляющих планок. Находят применение комбинации материалов сталь–бронза, сталь–латунь, сталь–чугун и т.д., однако для ответственных направляющих возможно и применение одноименных материалов для трущихся поверхностей, при этом желателен перепад твердости, т.е. одна из деталей делается закаленной, другая – незакаленной.

Наиболее часто встречается сочетание сталь–бронза. При невысоких требованиях к износостойкости выбор марки бронзы и стали, а также термообработка стальных деталей не имеют существенного значения. На первый план выступают стоимость и дефицитность бронзы той или другой марки, сталь же применяется со средним содержанием углерода (например, стали 30, 40 или 45 ГОСТ 1050-88).

8.3. Пример расчета направляющих скольжения

Расчет направляющих проводится по условию незаклинивания

$$l \geq \frac{2 \cdot l \cdot \mu}{L} = \frac{2 \cdot 40 \cdot 0,15}{115} = 0,1,$$

где $l = 40$ мм – высота (плечо), на которой приложена нагрузка (см. рис. 8.4);

$\mu = 0,15$ – коэффициент трения (сталь по стали);

$L = 115$ мм – длина направляющей или расстояние между опорами.

По результатам расчетов можно утверждать, что заклинивания не произойдет.

Выполним проверку направляющих на прочность по формуле

$$p = \frac{F}{S} \leq [\bar{p}],$$

где $F = 500$ Н – поперечная сила, действующая на направляющие;

$S = 600$ мм² – площадь опорных поверхностей направляющих;

$[p] = 5 \dots 10$ МПа – допустимое давление для масляного слоя.

$$p = \frac{500}{600} = 0,83 \text{ МПа.}$$

Условие прочности масляного слоя выполняется.

8.4. Направляющие качения

В направляющих качения предусматривают планки с дорожками, заполняемыми телами качения: шариками, роликами или иглами. При перемещениях деталей по этим направляющим тела качения катятся по дорожкам. Тела качения выбирают из применяемых тел в подшипниках качения.

Основными достоинствами направляющих качения являются малые силы сопротивления движению (меньшие до 20 раз, чем в направляющих скольжения), малая их зависимость от скорости перемещения и незначительная разница между силами трения покоя и движения. В связи с этим на направляющих качения могут быть достигнуты как быстрые, так и весьма медленные равномерные перемещения и установочные перемещения высокой точности.

К недостаткам направляющих качения относят большую сложность изготовления, чем направляющих скольжения, необходимость термической обработки дорожек качения до высокой твердости, повышенные требования к защите от загрязнений.

Направляющие качения применяют, если необходимо:

1) уменьшить силы сопротивления движению для перемещения деталей вручную и для перемещения тяжелых деталей;

2) медленно и равномерно перемещать или точно устанавливать детали;

3) перемещать детали с высокой скоростью.

По форме *тел качения* направляющие разделяют:

- на шариковые, применяемые при малых нагрузках;
- роликовые, применяемые при значительных нагрузках;
- игольчатые, применяемые при ограниченных по высоте габаритах и средних нагрузках;
- роликовые на осях, применяемые при малых нагрузках, больших ходах и нестесненных габаритах (обычно в качестве вспомогательных).

По направлению воспринимаемых нагрузок направляющие разделяют на разомкнутые плоские и угловые (рис. 8.5, а); замкнутые в одной плоскости; замкнутые в двух плоскостях (рис. 8.5, б–г); цилиндрические.

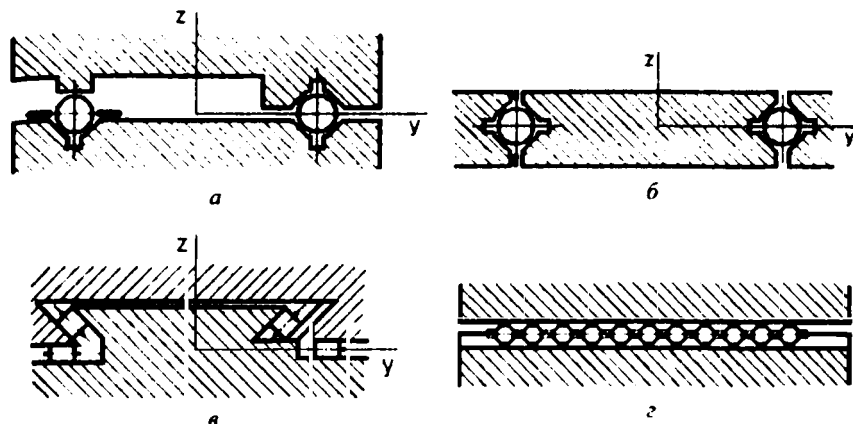


Рис. 8.5. Направляющие качения, примеры конструкций

Несущая способность роликовых направляющих больше, чем шариковых (с плоскими гранями), имеющих те же габаритные размеры; жесткость больше в 2,5...3,5 раза.

При перемещении деталей по направляющим качения со скоростью v движение тел качения сводится к поступательному перемещению (вместе с сепаратором) со скоростью $v/2$ и к вращению вокруг собственной оси.

Материалы тел качения – подшипниковые стали типа ШХ 15.

Оптимальные материалы направляющих – закаленные до высокой твердости (58...63 HRC) сталь ШХ15, хромистые и другие легированные стали, цементированные на достаточную глубину.

Расчеты направляющих качения производят по формулам Герца. Наибольшее контактное напряжение в роликовых направляющих

$$\sigma_{\text{н}} = 0,418 \sqrt{\frac{Q \cdot E}{b \cdot r}} \leq [\sigma_{\text{н}}];$$

в шариковых направляющих с плоскими рабочими гранями

$$\sigma_n = 0,3883 \sqrt{\frac{Q \cdot E^2}{r}} \leq [\sigma_n],$$

где Q – сила, действующая на наиболее нагруженный ролик или шарик;

E – приведенный модуль упругости материала, МПа;

b – длина ролика, мм;

r – радиус ролика или шарика, мм.

Конструкцию и типоразмеры направляющих выбирают по справочной литературе [2, 3].

9. ПРУЖИНЫ

В настоящем курсовом проекте заданием предусмотрено применение только пружин сжатия с неконтролируемыми силовыми параметрами. Поэтому описание проектирования и изображения пружин на чертежах дано в кратком виде.

9.1. Общие положения

Основы конструирования и расчета пружин даются в методической и справочной литературе [3, 14, 15]. В специальной литературе изложены свойства, технология и контроль пружин [15, 16].

Стандартизация винтовых пружин растяжения и сжатия из стали круглого сечения касается классификации (ГОСТ 13764-86) и методов расчета размеров (ГОСТ 13765-86). Для этих пружин стандарты нормируют виток по размерам, силовым параметрам и деформациям (ГОСТ 13766-86 – ГОСТ 13777-86). Стандартизация охватывает пружины диаметром от 1 до 300 мм под нагрузку от 1 до 100 кН, что практически исчерпывает потребности любой отрасли производства.

Общие правила выполнения чертежей деталей содержатся в ГОСТ 2.109-73 «ЕСКД. Основные требования к чертежам». Чертежи пружин кроме этого регламентированы дополнительно ГОСТ 2.401-68 «ЕСКД. Правила выполнения чертежей пружин».

Расчет и подбор пружины нужно проводить тогда, когда в целом сделан эскизный проект, предварительно определены расположение, размеры и вес столика, направляющих, габаритные размеры всего устройства.

В данном механизме пружина сжимается при движении стола в одну сторону и возвращает стол в обратную сторону. То есть пружина должна преодолеть силу трения в направляющих стола, а ее рабочая деформация – обеспечить максимальный ход стола. При этом пружина не должна быть необоснованно жесткой, а по размерам должна органично вписываться в конструкцию всего устройства.

9.2. Выбор и расчет пружин

Первый шаг при проектировочном расчете – это определение силы трения в направляющих стола – $P_{тр}$. После этого назначается сила

предварительного сжатия пружины в крайнем положении P_1 (при установочном сжатии H_1 , мм). Рекомендуется $P_1 = (1,05 \dots 1,1) P_{\text{тр}}$ для того, чтобы преодолеть силу инерции в момент начала движения стола. Затем необходимо назначить рабочее сжатие пружины (рабочий ход) – F , мм, которое обычно равно максимальному ходу стола.

Теперь можно переходить к выбору пружины и расчету ее параметров. Необходимо назначить установочное сжатие пружины H_1 , обеспечивающее требуемую силу P_1 . Для этого нужно, исходя из эскизного проекта, обозначить границы выбираемых параметров пружины, а затем назначать их уже из обозначенных границ.

Установочный размер, свободная высота и деформация пружин растяжения–сжатия связаны зависимостями:

$$H_1 = H_0 \pm F_1, \quad (9.1)$$

$$H_2 = H_0 \pm F_2, \quad (9.2)$$

$$F_2 = F_1 + F, \quad (9.3)$$

где H_0 – высота свободной пружины, мм (для пружин растяжения H_0' – размер между зацепами в свободном состоянии);

H_1 и H_2 – установочные размеры в начале и в конце рабочего хода, мм;

F_1 , F_2 и F – соответствующие им деформации и рабочий ход, мм.

В формулах для пружин сжатия используется «минус», для пружин растяжения – «плюс».

Высоту свободной пружины сжатия в свободном состоянии при проектировочном расчете приблизительно можно определить по формуле

$$H_0 = t \cdot n + 4 \cdot d, \quad (9.4)$$

где t – шаг пружины, мм;

n – общее число витков;

d – диаметр проволоки, мм.

Установочные размеры H_1 и H_2 определяются по размерным цепочкам на чертеже общего вида.

Шаг пружины сжатия

$$t = f_3 + d, \quad (9.5)$$

где f_3 – наибольший прогиб одного витка (предельная деформация), мм.

Сила сжатия пружины

$$P = z \cdot F. \quad (9.6)$$

Жесткость пружины

$$z = \frac{z_1}{n}, \quad (9.7)$$

где z_1 – жесткость витка, Н/мм;

n – число витков.

Значение диаметра пружины и диаметра проволоки стандартной пружины или пружины со стандартизованным витком содержится в соответствующем стандарте. Например, указано:

Пружина 84 ГОСТ 13771-68, $n = 6$.

По стандарту такая пружина имеет диаметр проволоки $d = 0,4$ мм и наружный диаметр пружины $D = 5$ мм.

Стандарт устанавливает также жесткость z_1 одного витка и наибольший прогиб одного витка f_3 (предельную деформацию). Числовые значения жесткости лежат в пределах от 0,102 (пружина 79, класса 1, разряда 1) до 1837 Н/мм (пружина 232, класса 3, разряда 2 ГОСТ 13775-86). Весь диапазон предельных деформаций лежит в пределах от 0,065 до 57,030 мм.

Таким образом из стандарта можно подобрать несколько значений жесткости одного витка z_1 и наибольшего прогиба f_3 (предельную деформацию) одного витка, которым будут соответствовать разные значения диаметра проволоки d и наружного диаметра пружины D .

Число витков пружины в данном курсовом проекте назначается в зависимости от рабочей деформации всей пружины F_2 , напримср, с учетом ее возможной предельной деформации

$$n = \frac{F_3}{f_3}, \quad (9.8)$$

где F_3 – предельная деформация всей пружины, мм;
 f_3 – то же одного витка, мм.

В данном курсовом проекте важна установочная, а не рабочая деформация, поэтому желательно выбирать пружину не очень жесткой, но и достаточно ограниченной размерами столика. Для пружин сжатия рациональное количество витков $n = 4 \dots 12$, при котором не требуется направляющей, – такое, которое дает необходимую высоту пружины.

Затем по формулам (9.1)–(9.8) проводится проектировочный расчет параметров нескольких пружин и подбирается та, параметры которой более всего соответствуют эскизному проекту.

Для нестандартных пружин диаметр пружины указывается в перечне деталей, а диаметр проволоки находится из обозначения материала или также указывается в перечне, например:

Пружина $D = 3,2$, $n = 4,08$. Проволока 1-0,2 ГОСТ 9389-75, т.е. диаметр пружины $D = 3,2$ мм, диаметр проволоки $d = 0,2$ мм, или указано:

Пружина $D = 12$, $d = 0,5$, $n = 6,5$, БрКМц 3-1, т.е. диаметр пружины $D = 12$ мм, диаметр проволоки $d = 0,5$ мм.

Для нестандартных пружин растяжения–сжатия жесткость витка

$$z_1 = \frac{P}{f_1} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot (D - d)^3}, \text{ Н/мм.}$$

где P – сила, Н;

f_1 – деформация витка, мм;

G – модуль сдвига, МПа;

d – диаметр проволоки, мм;

D – диаметр пружины, мм.

Для нестандартных пружин максимальная допустимая деформация витка

$$f_3 = \frac{\pi \cdot (D-d)^2}{G \cdot d \cdot K_\tau} \cdot \tau_3, \text{ мм.}$$

где G – модуль сдвига, МПа,

τ_3 – (допустимое) напряжение, МПа; принимается в зависимости от прочности материала;

K_τ – коэффициент, учитывающий наличие других напряжений, кроме расчетных:

$$K_\tau = \frac{4c-1}{4c-4},$$

где c – индекс пружины:

$$c = \frac{D-d}{d},$$

где D – диаметр пружины, мм;

d – диаметр проволоки, мм.

Предельные значения сил

$$P_3 = z_1 \cdot f_3.$$

После окончания проектировочного расчета пружины необходимо выполнить проверочный расчет, который и приводится затем в пояснительной записке. В проверочном расчете и на рабочих чертежах необходимо указывать дополнительные и уточненные параметры пружин.

Значение зазора между поджатыми и предыдущими витками задается по зависимости

$$\lambda = K_\lambda \cdot f_3,$$

значение коэффициента $K_\lambda = 0,10$, по ГОСТ 16118-70 для пружин точности 1, группы 2 $K_\lambda = 0,15$, группы 3 $K_\lambda = 0,20$.

Для пружин с витком, поджатым на $\frac{3}{4}$ оборота, K_λ может быть увеличено до 0,25.

Для более ответственных пружин с диаметром проволоки не менее 0,5 (обычно не менее 1,6) с целью получения более надежной опорной поверхности крайние витки могут быть сошлифованы. Толщина сошлифованного опорного витка

$$S_k = (1 - k_b) \cdot d_3,$$

где k_b – доля сошлифованного витка (обычно $\frac{3}{4}$, но не менее $\frac{1}{2}$).

Высота пружины в свободном состоянии

$$H_0 = t \cdot n + d + (d + \lambda) \cdot n_b - 2k_b \cdot d,$$

где t – шаг пружины, мм;

n_b – число прижатых витков.

9.3. Материалы пружин и используемые покрытия

Данные о материалах пружин имеются в литературе [16].

Основным материалом пружин является проволока стальная пружинная углеродистая по ГОСТ 9389-75. Она выпускается диаметром 0,14...8 мм, нормальной и повышенной (II) точности, классов прочности I, II, IIА, III. Имеет высокую прочность. Проволока класса IIА с пониженным содержанием серы и фосфора отличается несколько повышенной пластичностью. Мелкие неответственные пружины из проволоки по ГОСТ 9389-75 могут не подвергаться термообработке. Крупные, ответственные пружины, а также пружины из термообработанной проволоки по ГОСТ 1071-81 с целью снятия наклепа, который значительно снижает усталостную прочность, как правило, подвергаются отпуску.

Вид термообработки на чертежах, как правило, не указывается (в том числе ТВЧ, т.к. пружины прокаливаются насквозь). Указание твердости после термообработки – достаточная гарантия обеспечения требуемых свойств.

Покрытия у пружин применяются как для защиты от коррозии, так и в декоративных целях. Покрытие влияет также на механические свойства проволоки. Для пружин наиболее часто применяются следующие виды покрытий.

Для мелких пружин и пружин из цветных металлов применяется **пассивирование** – нанесение тонкой пленки, снижающей химическую активность поверхностного слоя металла.

Цинковое покрытие сравнительно дешево, но при пониженных температурах, вследствие хрупкости, покрытие недостаточно надежно. Последующее пассивирование несколько повышает его химическую стойкость и прочность.

Кадмирование находит применение, когда такому покрытию подвергаются другие детали этого изделия. При покрытии кадмием повышаются упругие и прочностные свойства за счет некоторого снижения пластичности.

Фосфатирование – сравнительно дешевый и надежный способ предохранения от коррозии, в том числе для мелких пружин. Прочность и упругость, как и при применении большинства видов покрытий пружин, повышаются, однако вследствие малой толщины фосфатной пленки ее влияние на механические свойства незначительно.

Окисные покрытия широко применяются для других деталей, находят применение и для пружин, но вследствие хрупкости окисного слоя снижается динамическая прочность пружин. Последующее промасливание или пропитка лаком улучшают свойства этих покрытий.

9.4. Изображение пружин на общем виде и требования к ним

На чертеже общего вида помещается изображение пружины, как правило, упрощенное, а в перечне деталей указываются:

- обозначение пружины (для стандартных пружин);
- параметры и размеры пружины и допуски на них, если их соблюдение при разработке рабочего чертежа обязательно;
- указание на материал пружины (при необходимости);
- дополнительные требования или ссылка на пояснительную записку, где они содержатся.

При наличии открытой пружины в конструкции необходимо, исходя из условия безопасности оператора, по возможности закрывать ее от доступа к ней легкими и простыми в изготовлении деталями типа чехла, кожуха, экрана.

Наличие пружины чаще всего предполагает, что в одну сторону стол перемещается винтовым валом, не закрепленным с ним. При

этом желательно усиливать места контакта вала и стола. Например, в торец вала может быть вставлен закаленный шарик, а в место контакта, в столе, запрессована твердосплавная втулка.

9.5. Общие требования, примеры рабочих чертежей пружин, правила изображения

При разработке рабочей документации все данные, которые внесены в чертеж общего вида, переносятся в рабочую документацию без каких-либо изменений, остальные же назначаются разработчиком рабочего чертежа самостоятельно или по расчету с учетом действующих норм и условий конкретного производства.

Номер чертежа пружины выбирается на основе классификационной характеристики по ГОСТ 2.201-68, которая устанавливается в зависимости от формы пружины.

Правила изображения пружин на рабочих чертежах установлены ГОСТ 2.401-68. Изображения пружин и обозначения проставляемых на них размеров показаны на рис. 9.1.

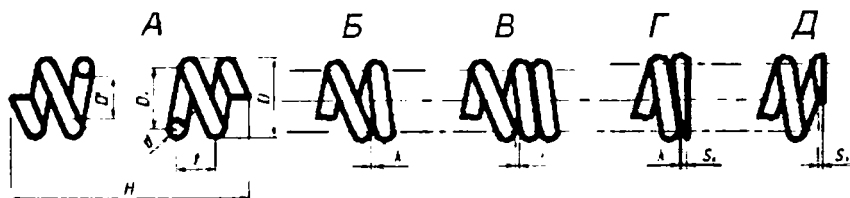


Рис. 9.1. Общий вид пружины и обозначение размеров:

А – без поджатых витков; Б – поджат один виток; В – поджато два витка;
Г – виток поджат и подшлифован; Д – виток подшлифован

Так как пружины, как правило, изготавливаются путем гибки из проволоки или ленты, размеры и форма сечения содержатся в указании материала, поэтому в случае необходимости их показывают только как справочные.

Изображения пружин на рабочих чертежах располагаются горизонтально, навивка пружин на изображении – правая, кроме тех случаев, когда форма зацепов у пружин кручения зависит от направления моментов. Витки пружины изображаются прямыми линиями. При наличии нескольких прижатых опорных витков на чер-

теже показывают только по одному с каждого конца пружины, количество их определяется указанным в технических требованиях полным числом витков. У пружин с числом витков более четырех с каждого конца показывают один-два витка, остальные не изображаются, центровые линии сечений витков и ось пружины не прерываются.

9.6. Обозначение на чертежах материала, покрытия, требований, связанных с термообработкой

Материалы стандартных пружин и пружин I разряда со стандартным витком по ГОСТ 13766-68, ГОСТ 13770-68 и ГОСТ 13774-86 могут быть однозначно определены по стандарту. Например, если в перечне указано:

Пружина 95 ГОСТ 13766-68, $n = 22,5$, то это значит, что материал пружины: Проволока I –0,45 ГОСТ 9389-75.

Обозначение проволоки вносится в соответствующую графу основной надписи рабочего чертежа.

При необходимости применения пружин стандартных размеров из материала, не предусмотренного стандартом, перечень содержит указание по типу

Пружина 452 ГОСТ 13766-68, $n = 10$, $P = 100$ Н, 12Х18Н9.

Такое указание обозначает, что в данном случае материал пружины – не проволока по ГОСТ 9389-75, как это предусмотрено стандартом, а проволока из стали 12Х18Н9 по ГОСТ 18149-72.

Указание материала на чертеже общего вида может содержаться в технических требованиях, например, по типу:

***«...2. Материал поз. ... – Проволока 12Х18Н9 В-П-ХН 3,5
ГОСТ 18149-72».***

В перечне в таком случае должно содержаться указание на пункт технических требований:

п ...Пружина 452 ГОСТ 13766-68, $n = 10$, $P = 100$ Н.

Покрытия обозначаются по ГОСТ 9.073-77.

Примеры обозначений:

«*Покрывтие Ц 3, фос.*» – цинковое, 3 мкм, фосфатированное;

«*Покрывтие Ц 5, пас.*» – цинковое, 5 мкм, пассивированное;

«*Покрывтие Кд 10, хр.*» – кадмиевое, 10 мкм, хроматированное;

«*Покрывтие Хим. фос.*» – фосфатное, толщина не оговорена.

9.7. Допуски размеров пружин

Допуски размеров пружин растяжения–сжатия установлены ГОСТ 16118-70. Их значения даны в зависимости от принятой группы точности по силовым параметрам. Допускается возможность комбинирования групп точности по силовым и размерным параметрам. Допуски диаметров проволоки установлены стандартами на пружинную проволоку и на чертеже не проставляются, так как их полностью определяет ссылка на стандарт.

В случае когда на чертеже общего вида материал не обозначен, разработчику необходимо задать определенную точность диаметра проволоки. При выборе необходимо руководствоваться требуемым соотношением допуска диаметра и принятой группы точности пружины, что установлено ГОСТ 16118-70.

9.8. Последовательность простановки технических требований на рабочих чертежах

По ГОСТ 2.401-68 основные технические требования на чертеже пружины рекомендуется приводить в следующей последовательности.

1. $G = \dots$ МПа, $\tau_3 = \dots$ МПа или $E = \dots$ МПа, $\sigma_3 = \dots$ МПа.

Значения модулей G и E , а также максимальных напряжений при кручении и изгибе τ_3 и σ_3 даются как справочные. Для пружин стандартной конструкции их значения не указываются. При этом в технических требованиях должна быть ссылка на стандарт.

2. Направление навивки пружины ...

Направление навивки (левое или правое) указывается всегда, независимо от того, с какой навивкой изображена пружина.

Левая навивка указывается на чертеже общего вида. При отсутствии указаний – навивка правая.

3. $l = \dots$ мм.

Дается расчетная длина развернутой пружины. Допуски длины устанавливаются технологом и в чертеж не вносятся.

4. $n = \dots$

Указывается номинальное число рабочих витков. У пружин без поджатых или отогнутых витков — с допусками, если допуски расположения зацепов этих отклонений не задают.

5. $n_1 = \dots$

Указывается полное число витков с отклонениями. В число витков включаются поджатые витки пружин сжатия и отогнутые или нерабочие витки пружин растяжения. В число витков не включаются витки, разогнутые для образования зацепов. У пружин без поджатых и отогнутых витков $n = n_1$, указание n_1 исключается.

6. ...HRC .

Твердость пружин назначается только в том случае, когда пружина подвергается закалке после навивки. Для крупных пружин контроль твердости может производиться на самой пружине. В таком случае требование дополняется указанием места контроля.

7. Покрытие ...

Покрытие также указывается только в том случае, когда оно наносится на пружину после навивки. При применении проволоки с покрытием такое указание должно содержаться в обозначении проволоки.

8. Прочие требования, например: требование к отклонениям шага, заневоливанию, дробеструйной обработке и др. Требования могут быть указаны ссылкой на нормативный документ и т.п.

9. Указание на справочные размеры и параметры.

10. ШПОНКИ. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночное соединение предназначено для передачи крутящего момента без предъявления особых требований к точности центрирования деталей.

В настоящем курсовом проекте применяются шпоночные соединения между валами и такими конструктивными элементами, как соединительные муфты, зубчатые колеса, втулки и плиты.

По форме шпонки делятся:

- на призматические (ГОСТ 23360-78 «Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки»);
- сегментные (ГОСТ 24071-97 «Соединения шпоночные с сегментными шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки»);
- клиновые (ГОСТ 24068-80 «Соединения шпоночные с клиновыми шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки»);
- тангенциальные (ГОСТ 24069-97 «Соединения шпоночные с тангенциальными и нормальными шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки»).

При использовании призматических шпонок получают как подвижные, так и неподвижные соединения; соединения сегментной и клиновой шпонками служат для образования только неподвижных соединений.

10.1. Призматические шпонки

Основными размерами призматической шпонки являются ширина b , высота h и длина шпонки l (рис. 10.1). Размеры ширины и высоты шпонки, а также глубина паза вала t_1 и глубина паза втулки t_2 зависят от диаметра вала d . Длина шпонки выбирается из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160 и далее до 500 мм.

Стандарт устанавливает следующие поля допусков размеров призматических шпонок и шпоночных пазов:

- ширина $b - h9$;
- высота $h - h9$, если $h > 6 - h11$;

- длина $l - H14$;
 - длина паза вала $L - H15$;
 - глубина паза вала t_1 и глубина паза втулки $t_2 - EI = 0$;
- $\underline{f_7S} = +0,1 \dots +0,3 \text{ мм.}$

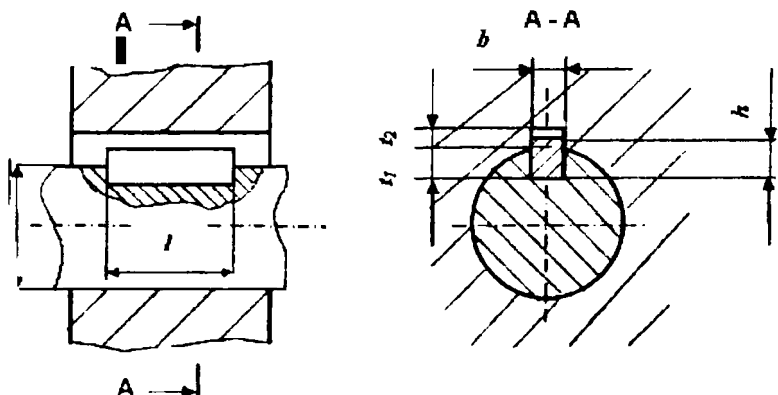


Рис. 10.1. Соединение с призматической шпонкой

Призматические шпонки бывают трех исполнений (рис. 10.2).

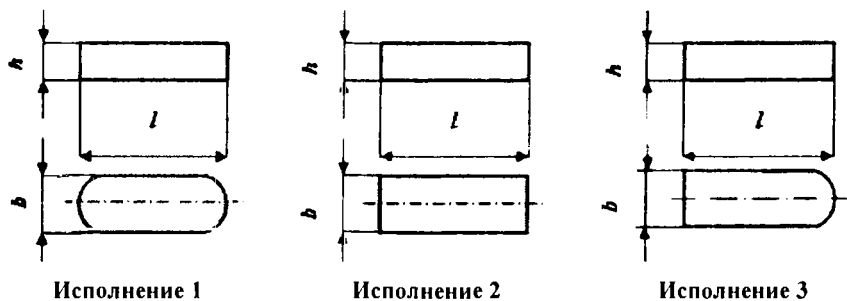


Рис. 10.2. Призматические шпонки

Основным посадочным размером шпоночного соединения является ширина шпонки. По этому размеру установлены следующие типы шпоночных соединений: свободное, нормальное и плотное.

В зависимости от характера (типа) шпоночного соединения нормированы следующие поля допусков по ширине паза вала и втулки (табл. 10.1).

Типы шпоночных соединений

Тип шпоночного соединения	Поле допуска ширины паза вала	Поле допуска ширины паза втулки
Свободное	$H9$	$D10$
Нормальное	$N9$	J_9
Плотное	$P9$	$P9$

Условное обозначение призматической шпонки включает:

- слово «Шпонка»;
- обозначение исполнения (исполнение 1 не указывается);
- размеры $b \times h \times l$;
- обозначение стандарта.

Пример · Шпонка 2 – 4 × 4 × 12 ГОСТ 23360-78.

10.2. Сегментные шпонки

Сегментные шпонки применяют для передачи небольших крутящих моментов. Размеры сегментных шпонок и шпоночных пазов выбираются в зависимости от диаметра вала d (рис. 10.3).

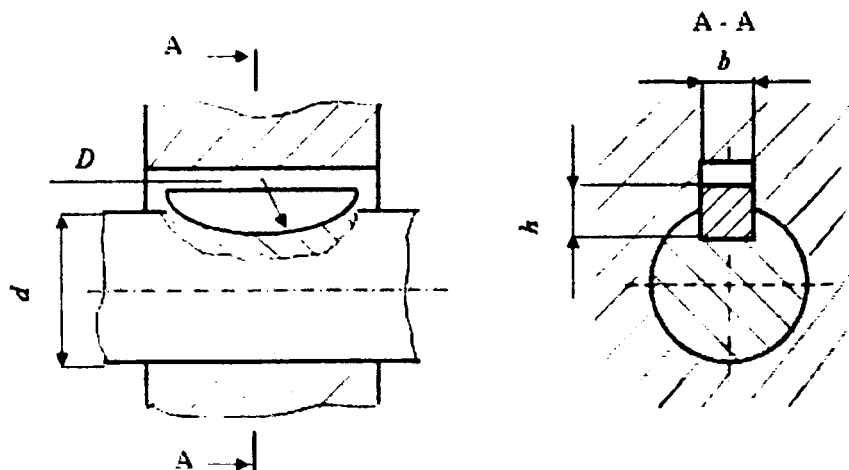


Рис. 10.3. Соединение с сегментной шпонкой

Стандарт устанавливает следующие поля допусков размеров сегментных шпонок и их пазов:

- ширина $b - h9$;
- высота $h (h_1) - h11$;
- диаметр $D - h12$.

Сегментные шпонки изготавливают двух исполнений (рис. 10.4).

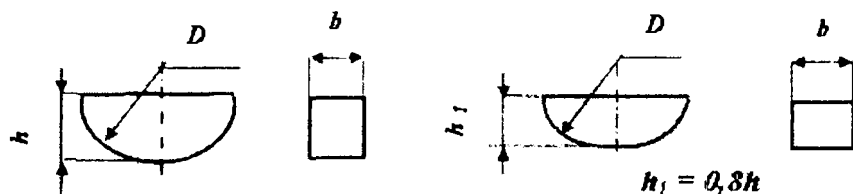


Рис. 10.4. Сегментные шпонки

Для сегментных шпонок используют следующие виды шпоночных соединений (табл. 10.2).

Таблица 10.2

Виды шпоночных соединений

Тип шпоночного соединения	Поле допуска ширины паза вала	Поле допуска ширины паза втулки
Нормальное	<i>N9</i>	<i>J_s9</i>
Плотное	<i>P9</i>	<i>P9</i>

Примечание. Для термообработанных деталей ширину паза вала допускается изготавливать по *H11*, ширину паза втулки – по *D10*.

Условное обозначение сегментной шпонки включает:

- слово «Шпонка»;
- обозначение исполнения (исполнение 1 не указывается);
- размеры $b \times h (h_1)$;
- обозначение стандарта.

Пример ; Шпонка 2 – 4 × 6,5 ГОСТ 24071-97.

10.3. Расчет шпоночных соединений на прочность

Призматические шпонки, применяемые в проектируемых редукторах (приводах), проверяют на смятие (и в некоторых ответственных случаях на срез). Проверке подлежат шпонки под зубчатые колеса на быстроходном и тихоходном валах и под полумуфтой или элементом открытой передачи.

Условие прочности на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где F_t – окружная сила:

$$F_t = 2T/d, \text{ Н;}$$

$A_{\text{см}} = (h - t_1)l_p$ – площадь смятия, мм^2 . Здесь $l_p = l - b$ – рабочая длина шпонки со скругленными торцами, мм (l – полная длина шпонки, определенная на конструктивной компоновке); b , h , t_1 – стандартные размеры призматической шпонки.

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение на смятие, Н/мм^2 . При стальной ступице и спокойной нагрузке $[\sigma_{\text{см}}] = 110 \dots 190 \text{ Н/мм}^2$; при колебаниях нагрузки $[\sigma_{\text{см}}]$ следует снижать на 20...25 %; при ударной нагрузке – снижать на 40...50 %; при чугунной ступице приведенные значения $[\sigma_{\text{см}}]$ необходимо снижать вдвое.

Если при проверке шпонки $\sigma_{\text{см}}$ окажется значительно меньше $[\sigma_{\text{см}}]$, то можно взять шпонку меньшего сечения, но обязательно проверить ее на смятие. Если $\sigma_{\text{см}} > [\sigma_{\text{см}}]$, то рациональнее перейти на посадку вала с натягом. При этом рекомендуются посадки:

- для цилиндрических прямозубых колес $H7/p6$ ($H7/r6$);
- для цилиндрических косозубых и червячных колес $H7/r6$ ($H7/s7$);
- для конических колес $H7/s7$ ($H7/t6$).

Так как размеры шпонки выбирают по диаметру вала, обычно расчет прочности на срез не производится. В необходимых случаях расчет на срез производится по следующей формуле:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot T}{l_p \cdot b \cdot d} \leq [\tau_{\text{ср}}], \text{ МПа,}$$

где $[\tau_{\text{ср}}]$ – допустимое напряжение на срез, МПа.

Пример расчета шпоночного соединения

Исходные данные:

Шпонка $4 \times 4 \times 12$ ГОСТ 23360-78.

Призматическая шпонка рассчитывается на смятие и на срез.

Из условия прочности на смятие рассчитывается часть шпонки, выступающая из вала:

$$\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}];$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T}{l_p \cdot d \cdot (h - t_1)},$$

где $[\sigma_{\text{см}}] = 30 \dots 50$ МПа – допустимое напряжение смятия;

T – крутящий момент на валу;

$l_p = l - b = 12 - 4 = 8$ мм – рабочая длина шпонки, мм;

d – диаметр вала, мм;

h – высота шпонки, мм;

t_1 – глубина паза вала, мм.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T}{l_p \cdot d \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 1100}{8 \cdot 12 \cdot 1,8} = 12,7 \text{ МПа.}$$

Так как $\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$, то прочность на смятие обеспечена.

Условие прочности на срез

$$\tau_{\text{ср}} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot T}{l_p \cdot b \cdot d},$$

где $[\tau_{\text{ср}}] = 100$ МПа.

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot T}{l_p \cdot b \cdot d} = \frac{2 \cdot 1100}{8 \cdot 4 \cdot 12} = 5,7 \text{ МПа.}$$

Прочность шпонки на срез обеспечена.

Запас прочности

$$N_{\tau} = \frac{|\tau_{\text{ср}}|}{\tau_{\text{ср}}} = \frac{100}{5,7} = 17,5.$$

10.4. Обозначение требований к точности шпоночного паза на чертежах

К шпоночным пазам вала и втулки на чертежах предъявляются следующие требования к точности расположения и шероховатости поверхностей:

- допуски параллельности и симметричности шпоночного паза определяются по формулам

$$T_{\text{парал}} - 0,6 T_{\text{шп}} ;$$

$$T_{\text{сим}} = 4 T_{\text{шп}} ,$$

где $T_{\text{парал}}$ – допуск параллельности, мкм;

$T_{\text{сим}}$ – допуск симметричности, мкм;

$T_{\text{шп}}$ – допуск шпонки по ширине, мкм.

Полученные числовые значения округляются до стандартных значений по ГОСТ 24643-81;

- шероховатость поверхностей шпоночного паза зависит от полей допусков размеров шпоночного соединения (Ra не более 3,2 или 6,3 мкм).

11. ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ И КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ

11.1. Штифтовые соединения

Штифтовые соединения применяют для крепления деталей (соединение вала со втулкой) или для взаимного ориентирования деталей, которые крепят друг к другу винтами или болтами (соединение крышки и корпуса, соединение стойки и основания и др.). Эскиз изделия со штифтовыми соединениями двух видов – вал–зубчатое колесо и крышка–корпус (соединение с применением двух штифтов) представлен на рис. 11.1.

При ориентировании деталей относительно друг друга (соединение крышки и корпуса) обычно используют два штифта, но для фиксации углового положения деталей, ориентирование которых обеспечивается цилиндрическим сопряжением (например, соединение круглой крышки с корпусом), достаточно одного фиксирующего штифта.

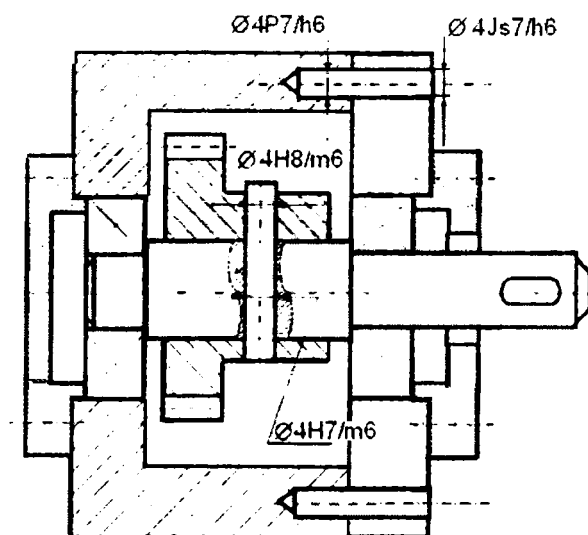


Рис. 11.1. Применение штифтовых соединений

Штифтовые соединения вала со втулкой относятся к разъемным неподвижным соединениям, в которых штифт, как дополнительный

конструктивный элемент, обеспечивает взаимную неподвижность деталей. В этом соединении штифт фиксирует детали в осевом и тангенциальном направлениях (предотвращает как осевой сдвиг, так и взаимный поворот). В отличие от неразъемных соединений вала и втулки с натягом штифтовые соединения позволяют осуществлять разборку и повторную сборку конструкции с обеспечением того же эффекта, что и при первичной сборке. В штифтовом соединении вала с ответной деталью штифт обычно используется для передачи крутящего момента (в соединениях вращающегося вала с зубчатым колесом или со шкивом), но возможны и другие решения, например, защита вала от проворота относительно неподвижного корпуса.

Штифтовое соединение крышки и корпуса образует две посадки: штифт–отверстие корпуса и штифт–отверстие крышки, а в штифтовом соединении вала с зубчатым колесом следует различать центрирующее сопряжение вал–отверстие зубчатого колеса и две собственно штифтовые посадки: штифт–отверстия (два) во втулке зубчатого колеса и штифт–отверстие вала.

Точность центрирования деталей в штифтовом соединении вала с зубчатым колесом (шкивом, ступицей рычага и др.) обеспечивается посадкой колеса на вал. Это обычное центрирующее гладкое цилиндрическое сопряжение, для которого можно выбрать посадку с очень малыми зазорами или натягами, следовательно, предпочтительны переходные посадки.

Поскольку поле допуска на диаметр штифта одинаково по всей длине, штифтовые посадки являются посадками в системе вала. Если выбрано основное отклонение поля допуска штифта h (например, $\varnothing 4 h8$), посадки реализуются в системе основного вала, а если выбрать иное стандартное основное отклонение поля допуска штифта (например, m), штифтовые посадки реализуются в системе неосновного вала, например, $\varnothing 4 F8/m6$ и $\varnothing 4 K7/m6$.

Стандарты предусматривают различные конструкции штифтов, в том числе конические, цилиндрические с гладкими поверхностями, с лысками и насечками (для установки в глухие отверстия), трубчатые, в том числе с продольными разрезами. Дополнительными конструктивными элементами штифтов могут быть резьбовые отверстия или резьбовые выступы для извлечения штифтов из глухих отверстий. Штифты обычно изготавливают из стали 45, хотя в некоторых случаях допускается изготовление из сталей А12, 10кп и 20кп.

Стандартами регламентируются номинальные размеры штифтов и поля допусков их основных размеров, что позволяет назначать необходимые типовые посадки штифтов в отверстия корпусов, крышек, втулок и валов.

Гладкие цилиндрические штифты изготавливают с полями допусков на основную поверхность $m6$, $h8$, $h9$, $h11$, на длину штифта – по $h14$, на диаметр глухого отверстия – по $H13$, на его глубину – по $IT15$. Поля допусков резьбовых отверстий штифтов – по $7H$. Конические штифты изготавливают с конусностью 1:50, с полями допусков на угловой размер $\pm AT8/2$ или $\pm AT10/2$ и с полем допуска на диаметр по $h10$ или по $h11$.

Типичный ряд длин штифтов в некотором ограниченном диапазоне, мм: 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50 отличается от рядов нормальных линейных размеров.

Условное обозначение штифта включает:

- слово «Штифт»;
- обозначение типа (тип 1 не указывают, не указывают и другие, если тип однозначно определяется стандартом);
- размеры (диаметр d и длину L штифта при необходимости с указанием поля допуска диаметра);
- обозначение стандарта.

Примеры обозначений штифтов:

Штифт 10 $m6 \times 60$ ГОСТ 3128-70 – штифт диаметром 10 мм, длиной 60 мм.

Штифт 8 $h11 \times 45$ Хим. Окс. прм. ГОСТ 10773-93 – штифт диаметром 8 мм и длиной 45 мм, с покрытием Хим. Окс. прм.

Штифтовые соединения крышки и корпуса представляют собой достаточно сложную задачу, связанную с составлением и решением взаимосвязанных размерных цепей. Каждое штифтовое сопряжение включает в себя две простейшие размерные цепи (посадка штифта в отверстие корпуса и посадка штифта в отверстие крышки). Образовавшиеся замыкающие звенья-зазоры (натяги) будут входить как составляющие звенья в размерные цепи, определяющие межосевые размеры штифтового соединения, а также их замыкающие звенья-зазоры (натяги) – между образующими штифтов и отверстием корпусной детали (крышки).

Кроме намеченных линейных размерных цепей, следует также оставить и рассчитать еще и угловые размерные цепи, поскольку отклонение осей штифтовых отверстий от перпендикулярности также существенно влияет на собираемость изделия.

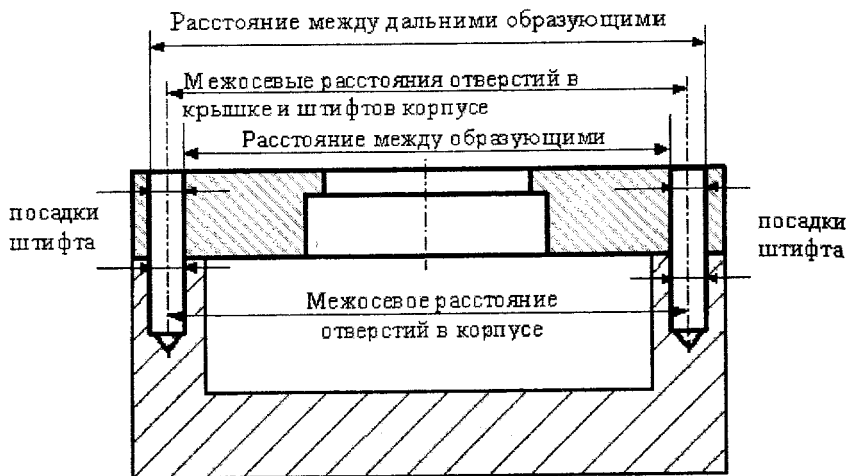


Рис. 11.2. Эскиз соединения крышка–корпус
(ориентирование по двум штифтам)

В связи с тем, что обеспечить точность замыкающих звеньев таких размерных цепей методами полной взаимозаменяемости бывает затруднительно, довольно часто прибегают к «технологической компенсации» – применяют совместную окончательную обработку штифтовых отверстий в сборе. Корпус и крышку с предварительно просверленными отверстиями собирают без штифтов и крепят друг к другу, затем «совпадающие» отверстия обрабатывают разверткой, чем обеспечивается их соосное расположение при фиксированном межосевом расстоянии. Такой технологический процесс можно рассматривать как применение технологии индивидуального производства, поскольку каждая крышка подходит только к своему корпусу.

11.2. Допуски расположения осей отверстий под крепежные детали

Взаимное расположение деталей в узле механизма часто определяется размерами между осями отверстий, которые предназначены под крепежные детали (болты, винты, резьбовые шпильки, установочные штифты) и валы с посаженными на них деталями. Отклонения

от номинальных размеров, определяющих взаимное расположение отверстий, неизбежны, но они не должны превосходить пределов, определяемых служебным назначением соединения.

Соединения крепежными деталями могут быть двух типов (рис.11.3): А – с гарантированными зазорами в обеих соединяемых деталях и Б – с зазорами только в одной из соединяемых деталей, в другой имеются резьбовые отверстия или отверстия, обеспечивающие натяг.

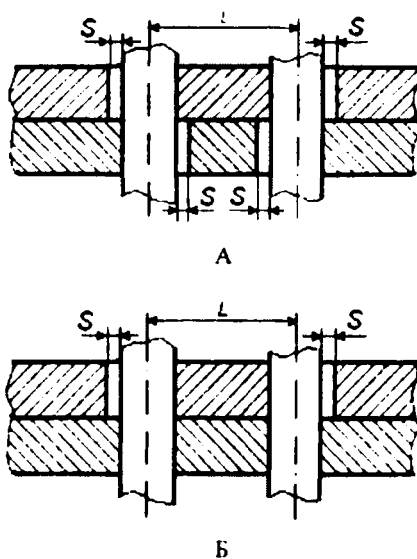


Рис. 11.3. Типы соединений крепежными деталями

При параллельном расположении осей отверстия под крепежные детали располагаются на прямых линиях или на окружностях одной сборочной группы, в которую могут входить и другие конструктивные элементы (центрирующие отверстия, буртики, привалочные плоскости и т.п.).

Диаметры сквозных отверстий, соответствующие им гарантированные зазоры, допуски расположения осей отверстий для соединений типов А и Б приведены в справочной литературе [10].

Допуски расположения осей отверстий при требованиях взаимозаменяемости устанавливаются исходя из расчетного зазора S_p , который определяется по следующей формуле:

предельных отклонений координирующих размеров необходимо в тех случаях (обычно для деталей единичного и мелкосерийного производства), когда отверстия получают обработкой по разметке или на координатно-расточных станках, а измерение расположения осей производят универсальными средствами.

Например, для осей четырех отверстий (рис. 11.4) под болты М4-6h (тип соединения деталей А) по справочным данным [10]: диаметры сквозных отверстий $\varnothing 4,3H12$; $\delta_{\min} = 0,3$ мм; позиционный допуск в диаметральной выразении $T = S_p = 0,3$ мм; отклонения размеров между осями отверстий $\delta L = \pm 0,5 S_p = \pm 0,16$ мм.

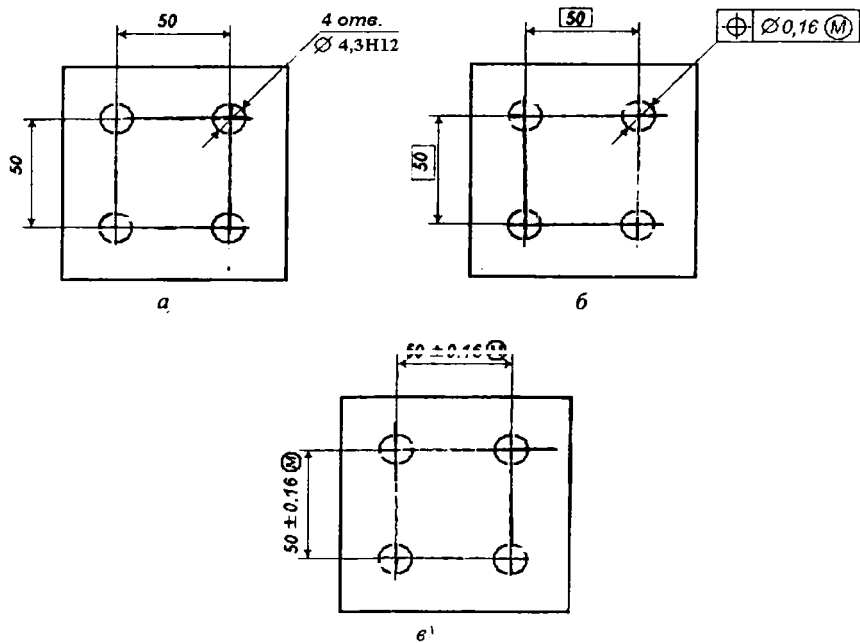


Рис. 11.4. Допуски расположения осей отверстий соединения болтами М4:

- а) исходное расположение; б) назначение позиционного допуска;
в) указание предельных отклонений размеров, координирующих оси отверстий

Допуски расположения осей отверстий определяют точность расположения элементов в пределах одной сборочной группы. Расположение сборочной группы в целом относительно других элементов детали (например, боковых кромок) нормируют предельными

$$S_p = S_{\min} - 2S_{\text{пер}} - 2(T_{\text{пер1}} + T_{\text{пер2}}) - T_c,$$

где $S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}$ – гарантированный диаметральный зазор под проход крепежной детали, мкм;

$S_{\text{пер}}$ – зазор между сквозным отверстием и стержнем крепежной детали, который должен быть обеспечен для последующей регулировки взаимного расположения деталей или для облегчения сборки, мкм;

$T_{\text{пер}}$ – допуск перпендикулярности осей отверстий к опорной плоскости, мкм;

T_c – допуск соосности ступеней крепежной детали, мкм.

Если требования к деталям ограничиваются только собираемостью, а другие отклонения расположения осей отсутствуют или ими можно пренебречь, то принимают

$$S_p = S_{\min}.$$

Допуски расположения осей отверстий под крепежные детали могут устанавливаться одним из двух способов: позиционными допусками (смещением от номинального расположения осей) и предельными отклонениями размеров, координирующих оси отверстий. Нормирование позиционных допусков является более предпочтительным. Комплексно ограничивая отклонение осей от номинального расположения, они наиболее полно обеспечивают требования взаимозаменяемости и облегчают оформление чертежей. Позиционные допуски рассчитываются на основе формул, единых для всех видов расположения осей отверстий:

для соединений типа А

$$T = S_p;$$

для соединений типа Б

$$T = 0,5S_p,$$

где T – позиционный допуск в диаметральной выражении, мкм.

В наибольшей степени преимущества позиционных допусков проявляются в серийном и массовом производстве, поскольку они упрощают расчет кондукторов и комплексных калибров. Нормировани

отклонениями размеров, координирующих группу непосредственно у размеров, или оговаривают записью об общих допусках размеров (отклонения, как правило, назначают симметричными).

В тех случаях, когда в сборочные группы входят центрирующие элементы (например, отверстие или выступ, рис. 11.5), по которым должно быть обеспечено совмещение при сборке, их принимают в качестве баз при простановке размеров и допусков, определяющих расположение осей отверстий под крепежные детали (рис. 11.6).

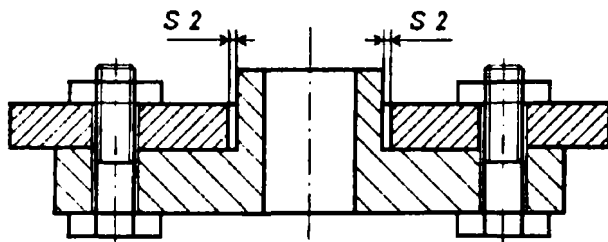


Рис. 11.5. Соединение с центрирующим элементом по посадке с зазором

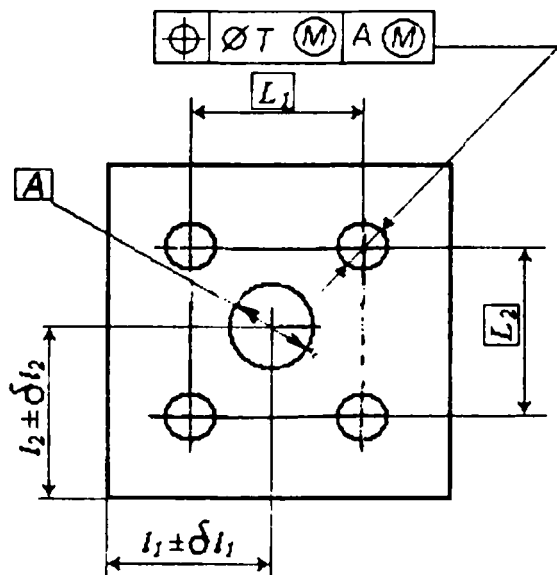


Рис. 11.6. Схема нормирования точности расположения отверстий при наличии центрирующего элемента

11.3. Корпусные детали

Материал и размеры элементов корпуса назначаются из условия его прочности, жесткости и технологичности, а также в зависимости от программы выпуска (серийное или единичное производство). Для изготовления корпусных деталей используют чугуны, стали и легкие сплавы [9, 17, 18].

Для удобства сборки редуктора его корпус (см. рис. 11.7) обычно выполняется разъемным (крышка и основание). Корпуса редукторов могут выполняться гладкими (без выступающих элементов) как с внутренней (рис. 11.7,а), так и с внешней стороны (рис. 11.7,б). В последнем случае выступающие элементы (бобышки подшипниковых гнезд, соединительные фланцы, ребра жесткости) расположены внутри корпуса, фундаментные лапы отсутствуют, а места крепления корпуса к фундаментной плите (раме) оформляют в виде ниш. Корпус в таком варианте более эстетичен, удобен для обслуживания, обладает большей жесткостью и объемом масляной ванны, но имеет большую массу и усложненную литейную оснастку. Возможны и другие конструктивные решения формы корпусов редукторов.

Основной материал корпусов редукторов в случае серийного производства – серый чугун марки СЧ-15. Толщина стенки основания корпуса определяется по эмпирической зависимости

$$\delta' \approx 1,2 \cdot \sqrt[4]{T_4}, \text{ но не менее } 6 \text{ мм},$$

где T_4 – вращающий момент на выходном валу, Н·м.

Толщина стенки крышки корпуса и ребер жесткости

$$\delta \approx 0,9 \cdot \delta' > 6 \text{ мм}.$$

Толщина фланцев и фундаментных лап принимается по рекомендациям, приведенным на рис. 11.7.

Для соединения крышки с основанием используют болты с наружной нормальной (или уменьшенной) шестигранной головкой или гайки с цилиндрической головкой и внутренним шестигранником.

Номинальный диаметр фланцевых болтов определяют по формуле

$$d_{\text{фл}} \approx 1,25 \cdot \sqrt[3]{T_4} > 10 \text{ мм}.$$

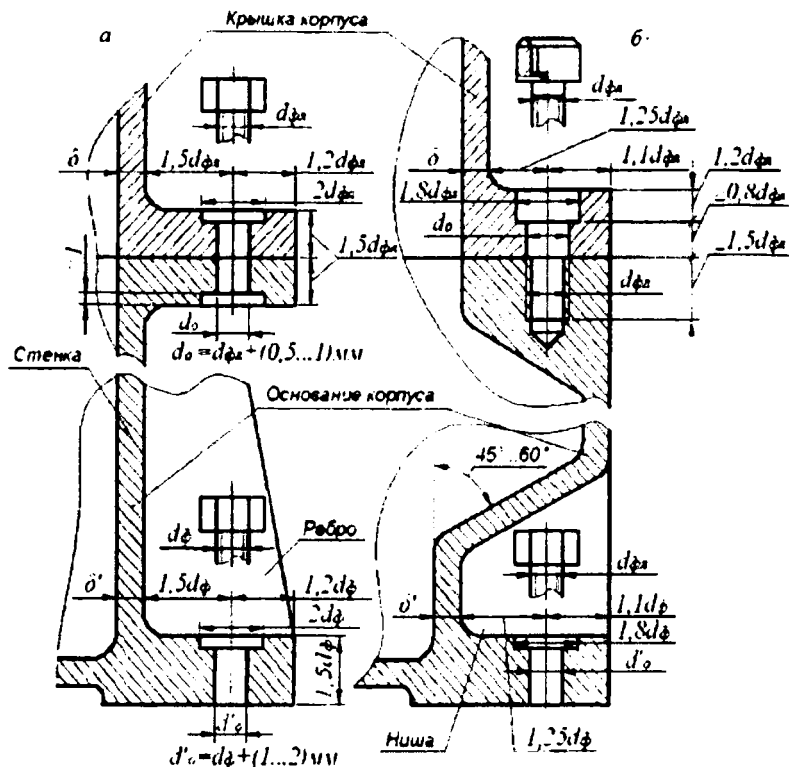


Рис. 11.7. Размеры некоторых элементов корпуса

Номинальный диаметр фундаментных болтов (винтов) для крепления редуктора к фундаментной плите (раме)

$$d_{\phi} \approx 1,25d_{\phi \text{пл}}.$$

Ширина фланца корпуса и фундаментных лап назначается из условия свободного размещения головки болта (винта) или гайки и возможности поворота гаечного ключа на угол не менее 60° .

Размеры некоторых элементов корпуса приводятся на рис. 11.7.

В случае единичного производства корпус и крышку корпуса выполняют сборными или сварными из пластин, изготовленных из малоуглеродистых сталей.

Примеры сборных и сварных конструкций даны в литературе [3, 9].

12. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Пояснительную записку выполняют в соответствии с требованиями, изложенными в ГОСТ 2.105-95 и ГОСТ 2.106-68. Она должна включать документы в указанной ниже последовательности:

- обложка к курсовому проекту (прил. 1);
- титульный лист пояснительной записки (прил. 2);
- задание на проектирование (прил. 3);
- содержание;
- основная часть;
- список литературы;
- приложения.

Содержание выполняют по форме 5 (ГОСТ 2.106-68), а основную часть и список литературы выполняют на последующих листах по форме 5а (ГОСТ 2.106-68). При этом дополнительные графы могут быть опущены, а основные надписи выполняют в соответствии с требованиями ГОСТ 2.104-68 форма 2 и 2а.

Пояснительную записку выполняют рукописным способом на одной стороне листа белой бумаги формата А4 (210 x 297).

Объем пояснительной записки должен составлять не менее 25 листов.

Расстояние от рамки до границ текста рекомендуется оставлять:

в начале строк – не менее 5 мм;

в конце строк – не менее 3 мм.

Расстояние от верхней и нижней строк текста до верхней и нижней линий рамки соответственно должно быть не менее 10 мм.

Рубрикация пояснительной записки. Основную часть пояснительной записки, при необходимости, разделяют на разделы и подразделы. Каждый раздел рекомендуется начинать с нового листа. Разделы должны быть пронумерованы арабскими цифрами. После номера раздела ставится точка.

Подразделы следует нумеровать арабскими цифрами в пределах каждого раздела. Номер подраздела должен состоять из номера раздела и номера подраздела, разделенных точкой. В конце номера подраздела также ставят точку.

Наименование разделов должно быть кратким, соответствовать содержанию и записываться в виде заголовка прописными (заглавными)

буквами. Наименование подразделов записывают в виде заголовков строчными буквами (кроме первой прописной). В конце заголовка точку не ставят. Подчеркивать заголовки и переносить слова в заголовках не допускается.

Расстояние между заголовком и последующим текстом должно быть равно 10 мм. Расстояние между заголовком подраздела и последней строкой предыдущего текста должно быть равно 15 мм.

Нумерация страниц пояснительной записки должна быть сквозной. Первой страницей является титульный лист.

Формулы. В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные соответствующими стандартами или общепринятые в данном разделе науки.

Значения символов и численных коэффициентов, входящих в формулу, должны приводиться непосредственно под формулой в той последовательности, в какой они даны в формуле. Значение каждого символа и числового коэффициента следует давать с новой строки. Первая строка расшифровки должна начинаться со слова «где» без двоеточия после него.

Формулы, на которые имеются ссылки в тексте, должны нумероваться в пределах раздела арабскими цифрами. Номер формулы должен состоять из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой. Номер формулы следует заключать в скобки и помещать на правой стороне листа на уровне нижней строки формулы к которой он относится.

При ссылке в тексте на формулу, необходимо указывать ее полный номер в скобках, например: «В формуле (2.1)».

Иллюстрации. Количество иллюстраций, помещаемых в записке, определяется ее содержанием и должно быть достаточным для пояснения излагаемого текста. Ссылки на графические документы курсовых проектов при описании схем или конструкций приборов не допускаются.

Иллюстрации должны размещаться либо сразу после ссылки на них в тексте, либо на следующем листе.

Все иллюстрации (фотографии, схемы, чертежи и пр.) именуются рисунками. Рисунки нумеруются последовательно в пределах всей записки арабскими цифрами. На все рисунки в тексте должны быть ссылки, при этом следует указывать его полный номер, например: «(рисунок 2)». Повторные ссылки на рисунки следует давать с сокращенным словом «смотри», например: «(см. рисунок 2)».

Каждый рисунок должен сопровождаться содержательной подписью.

Таблицы. Цифровой материал, помещенный в записке, допускается оформлять в виде таблиц.

Все таблицы, если их несколько, должны быть пронумерованы арабскими цифрами в пределах всей пояснительной записки. Надпись «Таблица» с указанием порядкового номера таблицы, например «Таблица 2», помещается над правым верхним углом таблицы.

Если в пояснительной записке только одна таблица, то номер ей не присваивают и слово «Таблица» не пишут.

Каждая таблица должна иметь содержательный заголовок, который помещают после слова «Таблица ...».

На все таблицы должны быть ссылки в тексте, при этом слово «Таблица» в тексте пишут полностью, например «... в таблице 2». Повторные ссылки на таблицу следует давать с сокращенным словом «смотри», например: «(см.таблицу 2)».

Таблицу следует помещать после первого упоминания о ней в тексте.

При переносе таблицы на следующую страницу головку таблицы повторяют и под ней помещают слова *«Продолжение таблицы»* с указанием номера. Если головка таблицы громоздка, допускается ее не повторять; в этом случае пронумеровывают графы и их нумерацию повторяют на следующей странице.

Список литературы. В список литературы включают все использованные источники, которые следует располагать в порядке появления ссылок в тексте пояснительной записки.

Сведения о книгах должны включать фамилию и инициалы автора, заглавие книги, место издания, издательство и год издания, обьем в страницах.

Сведения о статье из периодического издания должны включать фамилию и инициалы автора, заглавие статьи, наименование издания (журнала), наименование серии (если таковая имеется), год выпуска, номер издания (журнала), страницы, на которых помещена статья

Ссылки. При ссылке в тексте на источник информации следует приводить порядковый номер по списку литературы, заключенный в квадратные скобки.

Приложения оформляются как продолжение пояснительной записки на последующих ее страницах.

Каждое приложение начинают с новой страницы; в правом верхнем углу пишут слово «Приложение». Каждое приложение должно иметь тематический заголовок.

Если в пояснительной записке имеется два или более приложений, их нумеруют последовательно арабскими цифрами, например: «Приложение 2».

12.1. Оформление графических документов

Графические документы курсовых проектов выполняются с соблюдением требований стандартов на листах формата А1.

Каждый чертеж должен иметь основную надпись, соответствующую ГОСТ 2.104-68.

Перечень выполняется на отдельных листах формата А4, которые по нумерации являются продолжением листа (листов) общего вида. Листы перечня должны быть скреплены с чертежом или пояснительной запиской. В некоторых случаях допускается составление перечня на листе общего вида.

Графическая часть проекта должна составлять 2...3 листа формата А1 по ГОСТ 2.301-68 и содержать:

- чертеж общего вида привода, состоящего, например, из двигателя, муфты, редуктора, передачи винт–гайка, направляющих, рамы или плиты;
- рабочие чертежи деталей (корпус, вал, зубчатые колеса и т.д.).

12.2. Выполнение и защита курсовых проектов

Курсовые проекты должны выполняться в сроки, установленные учебным планом.

Студент в течение пятнадцати дней после начала семестра должен получить у руководителя задание на очередной курсовой проект. При выдаче задания устанавливается план-график выполнения проекта с указанием сроков представления основных разделов, а также сроков завершения и защиты курсового проекта.

В течение семестра студент обязан систематически бывать на консультациях и информировать преподавателя о ходе выполнения курсового проекта, предъявлять ему уже сделанную работу. При этом уточняется ее содержание и направленность, последовательность и сроки выполнения этапов курсового проекта.

Законченный курсовой проект, удовлетворяющий предъявляемым требованиям, подписывается руководителем и только после этого допускается к защите. Защита проводится перед специальной, назначенной решением кафедры комиссией, состоящей из двух-трех преподавателей при обязательном непосредственном участии руководителя проекта. Не менее чем за 5 дней до начала работы комиссии студенты должны быть информированы о составе, сроках и месте работы комиссии.

Защита включает краткий доклад (5–7 минут) студента о выполненном проекте и ответы на вопросы, примерный список которых приведен в прил. 5. После успешной защиты курсового проекта в зачетную книжку студента проставляется положительная оценка за подписью руководителя проекта.

Студент, не представивший в установленный срок курсового проекта и не защитивший его по неуважительной причине, считается имеющим академическую задолженность.

Защищенные проекты сдаются руководителем под расписку в архив кафедры, на хранение.

Список литературы

1. Соломахо, В.Л. Приборостроение. Дипломное проектирование: учебное пособие для высших учебных заведений / В.Л. Соломахо, Р.И. Томилин, Л.Г. Юдовин. – Изд. 2, стер. – Минск: Дизайн ПРО, 2002.
2. Справочник конструктора-приборостроителя. Детали приборов / В.Л. Соломахо [и др.]. – Минск: Вышэйшая школа, 1990. – 440 с.
3. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В.И. Анурьев. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – Т. 1–3.
4. Решетов, Д.Н. Детали машин: учебник для студентов машиностр. и механич. спец. вузов / Д.Н. Решетов. – Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
5. Томилин, Р.И. Передачи зубчатые цилиндрические: учебно-методическое пособие: в 2 т. / Р.И. Томилин, Б.В. Цитович. – Минск: БГПА, 1993. – Ч. 2. Разработка эскизного и технического проекта. – 95 с.
6. Зубчатые передачи: справочник / Е.Г. Гинзбург [и др.]; под общ. ред. Н.Г. Гинзбурга. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 416 с.
7. Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования / А.Т. Скойбеда. – 2-е изд., перераб. – Минск: Вышэйшая школа, 2006. – 560 с.
8. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для машиностроительных вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – Изд. 4-е, перераб. – М.: Высшая школа, 1985. – 368 с.
9. Орлов, П.И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие: в 2 кн. / П.И. Орлов. – М.: Машиностроение, 1988. – Кн. 1, 2.
10. Допуски и посадки: справочник: в 2 ч. / В.Д. Мягков [и др.]. – Л.: Машиностроение, 1983. – Ч. 1. – 543 с.
11. Кудрявцев, В.Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / В.Н. Кудрявцев. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. – 464 с.
12. Перель, Л.Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник / Л.Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.

13. Комиссар, А.Г. Уплотнительные устройства опор качения: справочник / А.Г. Комиссар. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
14. Лариков, Е.А. Узлы и детали механизмов приборов: Основы теории и расчета / Е.А. Лариков, Т.И. Вилевская. – М.: Машиностроение, 1974. – 328 с.
15. Батанов, М.В. Пружины / М.В. Батанов, Н.В. Петров. – М.: Машиностроение, 1968. – 216 с.
16. Андреева, Л.Е. Упругие элементы приборов / Л.Е. Андреева. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 392 с.
17. Технологичность конструкции изделия: справочник / Ю.Д. Амиров [и др.]; под. общ. ред. Ю.Д. Амирова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 268 с. – (Библиотека конструктора) .
18. Справочник конструктора-приборостроителя. Проектирование: Основные нормы / В.Л. Соломахо [и др.]. – Минск: Вышэйшая школа, 1988. – 272 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ I

Белорусский национальный технический университет
Приборостроительный факультет
Кафедра «Стандартизация, метрология и информационные системы»

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ (РАБОТА)

по дисциплине «Детали приборов»

Тема _____

Исполнитель: студент (факультет, курс, группа)

(фамилия, имя, отчество)

Руководитель проекта: _____
(ученое звание, ученая степень, должность)

(фамилия, имя, отчество)

Минск 20__

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

**Белорусский национальный технический университет
Кафедра «Стандартизация, метрология и информационные системы»**

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
к курсовому проекту
по дисциплине «Детали приборов»**

Тема _____

Исполнитель: _____ (фамилия, инициалы)
(подпись)

Студент _____ курса _____ группы

Руководитель: _____ (фамилия, инициалы)
(подпись)

Минск 20__

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Белорусский национальный технический университет Приборостроительный факультет

УТВЕРЖАЮ
Зав. кафедрой СМИС

_____ 20__ г.

ЗАДАНИЕ

на курсовое проектирование по дисциплине «Детали приборов»

Студенту _____

1. Тема проекта – **Привод стола контрольно-измерительного прибора**
2. Сроки сдачи студентом законченного проекта – **24.12.20__ г.**
3. Исходные данные к проекту

Кинематическая схема	
----------------------	--

Тяговое усилие стола F , Н	
Скорость перемещения стола V , мм/с	
Габаритные размеры стола $a \times b$, мм	
Рабочий ход стола L , мм	
или	
Момент сопротивления вращению стола T , Н·м	
Частота вращения стола n , об/мин	
Диаметр стола D , мм	
Тип направляющих	
Тип производства	
Срок службы привода, ч	

4. Содержание расчетно-пояснительной записки (перечень подлежащих разработке вопросов)

- 4.1. Описание объекта проектирования
- 4.2. Расчеты, подтверждающие работоспособность конструкции
- 4.2.1. Кинематический и силовой расчеты
- 4.2.2. Расчеты отдельных узлов и деталей (зубчатой передачи, винтовой передачи, подшипников качения, валов, направляющих, пружин и др.)
- 4.2.3. Список использованной литературы
- 4.3. Приложение
- 4.3.1. Техническое задание
- 4.3.2. Проектировочные расчеты
- 4.3.3. Перечень деталей (при отсутствии его на чертеже общего вида)

5. Перечень графического материала

- 5.1. Кинематическая схема (A4)
- 5.2. Чертеж общего вида изделия (1...2 листа формата A1)
- 5.3. Рабочие чертежи деталей (5...6 типовых деталей, формат A3, A4)

6. Консультант по проекту _____

7. Дата выдачи задания _____

8. Календарный график работы над проектом на весь период проектирования (с указанием сроков выполнения и трудоемкости отдельных этапов)

8.1.	Проектировочный кинематический и силовой расчеты	30.09.20__
8.2.	Выполнение кинематической схемы	07.10.20__
8.3.	Проектировочные расчеты передач.	
	Выполнение эскизов передач	20.10.20__
8.4.	Проектировочные расчеты опор и направляющих.	
	Выполнение эскизов опор и направляющих	05.11.20__
8.5.	Компоновка изделия и выполнение эскизного проекта	20.11.20__
8.8.	Выполнение и оформление расчетов	
	и пояснительной записки	10.12.20__
8.7.	Выполнение чертежа общего вида изделия	
	и рабочих чертежей деталей	20.12.20__
8.8.	Защита проекта	24.12.20__

Исполнитель _____

Руководитель _____

ЗАДАНИЯ ПО КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

В пособии разработаны задания на проектирование реверсивных приводных устройств столов контрольно-измерительных приборов.

Приводные устройства включают одно- или двухступенчатые редукторы различных типов, передачу винт–гайка, направляющие для вращательного и прямолинейного движения с трением скольжения и трением качения, муфты и двигатели.

Каждое из заданий на курсовое проектирование включает кинематическую схему, а также исходные данные для приводного устройства.

Исходные данные для столов с горизонтальным и вертикальным перемещениями:

1. Тяговая сила стола F , Н.
2. Скорость перемещения стола в установившемся режиме V , мм/с.
3. Габаритные размеры стола $a \times b$, мм.
4. Рабочий ход стола L , мм.
5. Тип направляющих.
6. Тип производства.
7. Срок службы привода, ч.

Исходные данные для вращающихся столов:

1. Момент сопротивления вращению T , Н·м.
2. Частота вращения стола n , мин⁻¹
3. Диаметр стола D , мм.
4. Тип направляющих.
5. Тип производства.
6. Срок службы привода, ч.

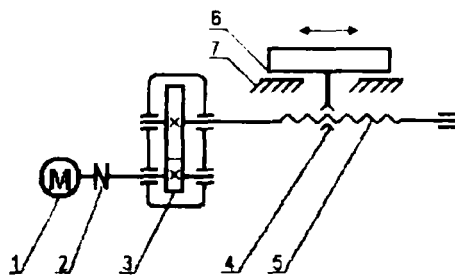


Рис. П4.1

Задание 1

- 1 – электродвигатель
- 2 – муфта
- 3 – редуктор цилиндрический
- 4 – гайка
- 5 – винт
- 6 – стол
- 7 – направляющая

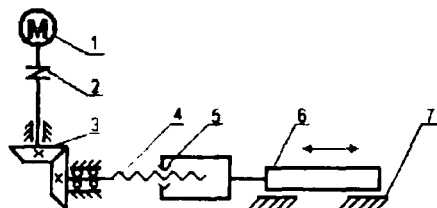


Рис. П4.2

Задание 2

- 1 – электродвигатель
- 2 – муфта
- 3 – редуктор конический
- 4 – винт
- 5 – гайка
- 6 – стол
- 7 – направляющая

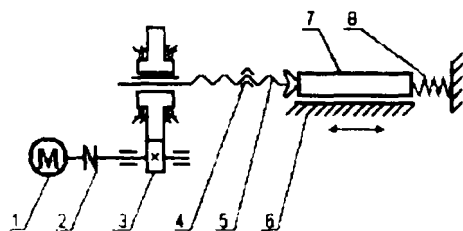


Рис. П4.3

Задание 3

- 1 – электродвигатель
- 2 – муфта
- 3 – редуктор цилиндрический
- 4 – гайка
- 5 – винт
- 6 – направляющая
- 7 – стол
- 8 – пружина

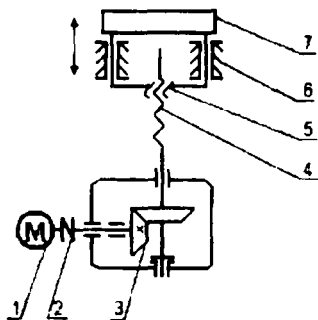


Рис. П4.4

Задание 4

- 1 – электродвигатель
- 2 – муфта
- 3 – редуктор конический
- 4 – винт
- 5 – гайка
- 6 – направляющая
- 7 – стол

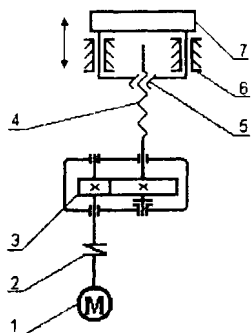


Рис. П4.5

Задание 5

- 1 – электродвигатель
- 2 – муфта
- 3 – редуктор цилиндрический
- 4 – винт
- 5 – гайка
- 6 – направляющая
- 7 – стол

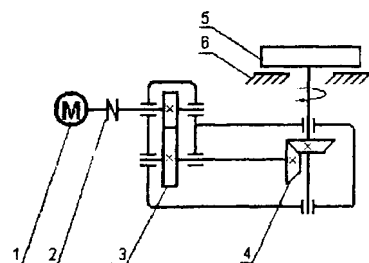


Рис. П4.6

Задание 6

- 1 – электродвигатель
- 2 – муфта
- 3 – редуктор цилиндрический
- 4 – редуктор конический
- 5 – стол
- 6 – направляющая

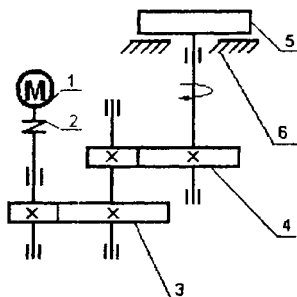


Рис. П4.7

Задание 7

- 1 – электродвигатель
- 2 – муфта
- 3 – редуктор цилиндрический
- 4 – редуктор цилиндрический
- 5 – стол
- 6 – направляющая

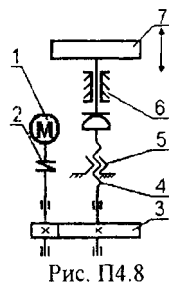


Рис. П4.8

Задание 8

- 1 – электродвигатель
- 2 – муфта
- 3 – редуктор цилиндрический
- 4 – винт
- 5 – гайка
- 6 – направляющая
- 7 – стол

Исходные данные

Таблица П4.1

Горизонтальный стол

№ варианта	Тяговая сила F , Н	V , мм/с	$a \times b$, мм	L , мм	Тип направляющих	Тип производства
1	500	20	150×150	100	Качения (К)	Серийное (С)
2	500	30	150×150	120	Скольжения (С)	Единичное (Ед.)
3	500	40	150×150	130	К	С
4	500	50	150×150	140	С	Ед.
5	600	20	150×200	120	К	С
6	600	30	150×200	140	С	Ед.
7	600	40	150×200	160	К	С
8	600	50	150×200	180	С	Ед.
9	700	20	200×200	200	К	С
10	700	30	200×200	180	С	Ед.
11	700	40	200×200	160	К	С
12	700	50	200×200	140	С	С
13	800	20	200×250	120	К	С
14	800	30	200×250	130	С	Ед.
15	800	40	200×250	140	К	С
16	800	50	200×250	150	С	Ед.
17	900	20	250×300	160	К	С
18	900	30	250×300	170	К	С
19	900	40	250×300	180	К	С
20	900	50	250×300	190	С	Ед.
21	1000	20	250×300	200	К	С
22	1000	30	250×300	190	С	Ед.
23	1000	40	250×300	180	К	С
24	1000	50	250×300	150	С	Ед.
25	1100	60	300×300	160	К	С
26	850	25	200×200	130	С	С
27	650	25	300×200	140	К	Ед.
28	750	55	150×150	150	С	С
29	950	55	200×300	160	К	Ед.
30	980	35	200×200	170	С	Ед.
31	550	45	300×200	180	К	С
32	680	35	200×200	170	С	С

Таблица П4.2

Вертикальный стол

№ варианта	Тяговая сила F , Н	V , мм/с	$a \times b$, мм	L , мм	Тип направляющих	Тип производства
1	500	20	150×150	100	Качения (К)	Серийное (С)
2	500	30	150×150	120	Скольжения (С)	Единичное (Ед.)
3	500	40	150×150	130	К	С
4	500	50	150×150	140	С	Ед.
5	600	20	150×200	120	К	С
6	600	30	150×200	140	С	Ед.
7	600	40	150×200	160	К	С
8	600	50	150×200	180	С	Ед.
9	700	20	200×200	200	К	С
10	700	30	200×200	180	С	Ед.
11	700	40	200×200	160	К	С
12	700	50	200×200	140	С	С
13	800	20	200×250	120	К	С
14	800	30	200×250	130	С	Ед.
15	800	40	200×250	140	К	С
16	800	50	200×250	150	С	Ед.
17	900	20	250×300	160	К	С
18	900	30	250×300	170	К	С
19	900	40	250×300	180	К	С
20	900	50	250×300	190	С	Ед.
21	1000	20	250×300	200	К	С
22	1000	30	250×300	190	С	Ед.
23	1000	40	250×300	180	К	С
24	1000	50	250×300	150	С	Ед.
25	1100	60	300×300	160	К	С
26	850	25	200×200	130	С	С
27	650	25	300×200	140	К	Ед.
28	750	55	150×150	150	С	С
29	950	55	200×300	160	К	Ед.
30	980	35	200×200	170	С	Ед.
31	550	45	300×200	180	К	С
32	680	35	200×200	170	С	С

Вращающийся стол

№ вариан- та	T , Н·м	n , об/мин	D , мм	Тип направляющих	Тип производства
1	10	40	400	Качения (К)	Серийное (С)
2	10	50	400	Скольжения (С)	Единичное (Ед.)
3	10	60	400	К	С
4	10	70	400	С	Ед.
5	15	40	450	К	С
6	15	50	450	С	Ед.
7	15	60	450	К	С
8	15	70	450	К	Ед.
9	20	40	500	С	С
10	20	50	500	К	Ед.
11	20	60	500	К	С
12	20	70	500	К	Ед.
13	25	40	450	К	С
14	25	50	450	С	Ед.
15	25	60	500	К	Ед.
16	25	70	500	К	Ед.
17	30	40	550	К	С
18	30	50	550	С	Ед.
19	30	60	550	К	Ед.
20	30	70	550	К	Ед.

**Общие вопросы по материаловедению,
нормированию точности и деталям приборов**

1. Какие материалы используются в машиностроении и приборостроении?
2. Чем отличается сталь от чугуна?
3. Какие существуют виды сталей и чугунов?
4. Какие существуют виды пластмасс?
5. Что такое углеродистая и легированная сталь?
6. Каковы особенности применения различных материалов?
7. Как назначаются нормы точности при проектировании различных сборочных соединений и деталей?
8. Что обозначают те или иные нормы точности на чертежах?
9. Какие вы знаете графические обозначения норм точности?
10. Какие покрытия применяются при проектировании различных сборочных соединений и деталей?
11. Что вы знаете о назначении различных видов покрытий?
12. Как обозначаются различные виды покрытий на чертежах?
13. Какие смазочные материалы применяются при проектировании различных сборочных соединений и деталей?
14. Каковы особенности назначения различных видов смазок?
15. Как обозначаются различные виды смазок на чертежах?
16. Какие существуют разъемные и неразъемные соединения?
17. Какие существуют штифтовые соединения, как назначаются нормы точности?
18. Как обозначаются штифтовые соединения на чертежах?
19. Какие существуют шпоночные соединения, как назначаются нормы точности?
20. Как обозначаются шпоночные соединения на чертежах?
21. Что вы знаете о клеевых, паяных и сварочных соединениях?
22. Какие существуют виды сварного соединения, каковы особенности их применения?
23. Как обозначаются сварные соединения на чертежах?

Общие вопросы по конструированию

1. Каковы этапы курсового проектирования и последовательность действий?
2. Для чего разрабатывается и что в себя включает техническое задание?
3. Как производится выбор двигателя при проектировании?
4. Какие существуют виды двигателей, каковы их достоинства и недостатки в разных случаях применения?
5. Какие существуют обозначения и конструктивные особенности крепления двигателей?
6. Как производится выбор муфты при проектировании?
7. Какие существуют виды муфт, каковы их конструктивные особенности, достоинства и недостатки?
8. Как назначаются нормы точности при выборе муфт?
9. Какие существуют типы подшипников, каковы их достоинства и недостатки в разных случаях применения?
10. Какие существуют обозначения и конструктивные особенности подшипников?
11. Как производится выбор подшипника при проектировании?
12. Как назначаются нормы точности при проектировании опор?
13. Какие существуют виды зубчатых передач, каковы их достоинства и недостатки в разных случаях применения?
14. Какие встречаются конструкции зубчатых колес?
15. Что такое модуль зуба?
16. Какие материалы применяются для изготовления зубчатых колес?
17. Как назначаются нормы точности при проектировании зубчатых колес?
18. Каковы достоинства и недостатки передачи винт–гайка?
19. Какие встречаются конструкции передачи винт–гайка?
20. Какие материалы применяются для изготовления деталей передачи винт–гайка?
21. Как назначаются нормы точности при проектировании передачи винт–гайка?
22. Какие бывают конструкции направляющих?
23. Какие материалы применяются для изготовления деталей направляющих?

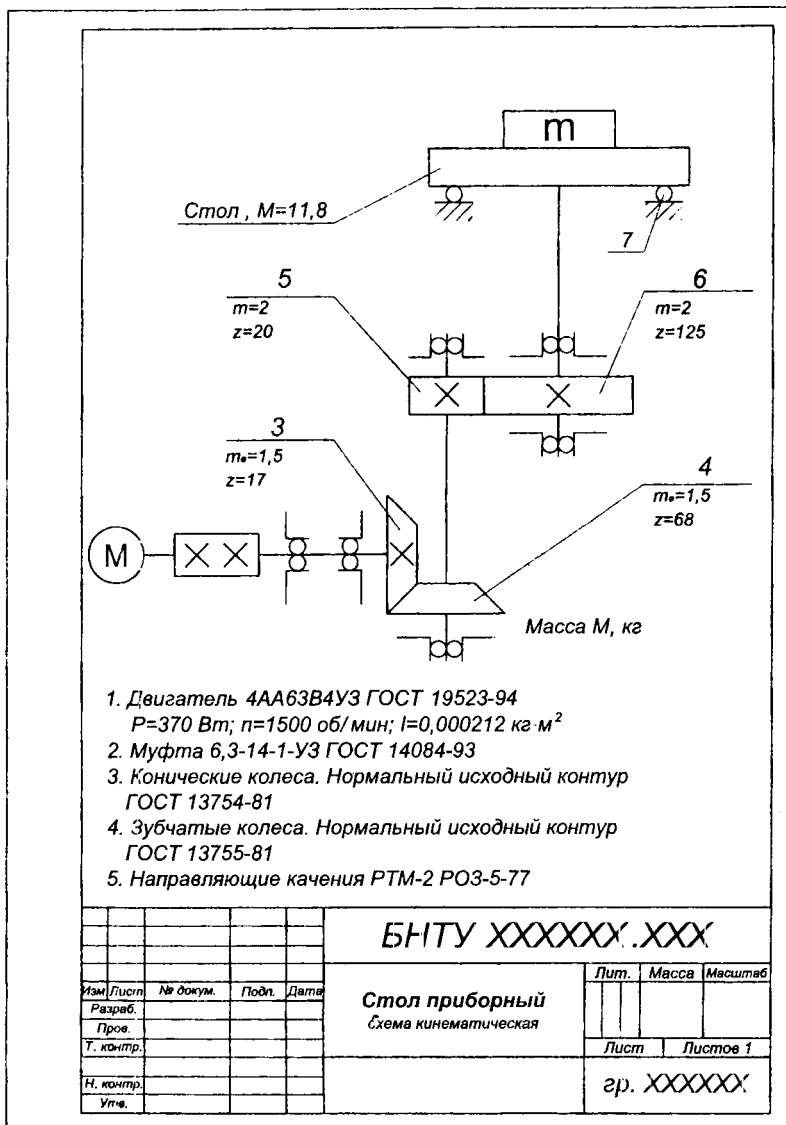
24. Как назначаются нормы точности при проектировании направляющих?
25. Каковы особенности конструкций корпусных деталей?
26. Какие материалы применяются для изготовления корпусных деталей?
27. Как назначаются нормы точности при проектировании корпусных деталей?

Вопросы непосредственно по представленному курсовому проекту

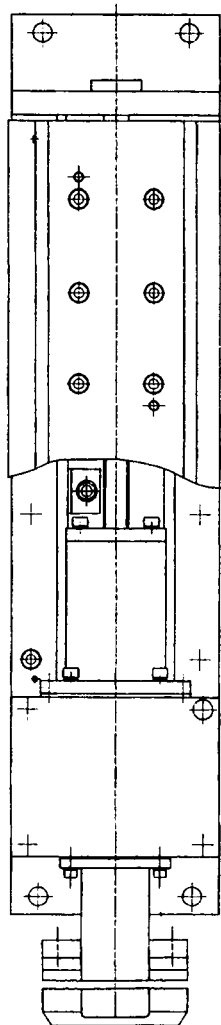
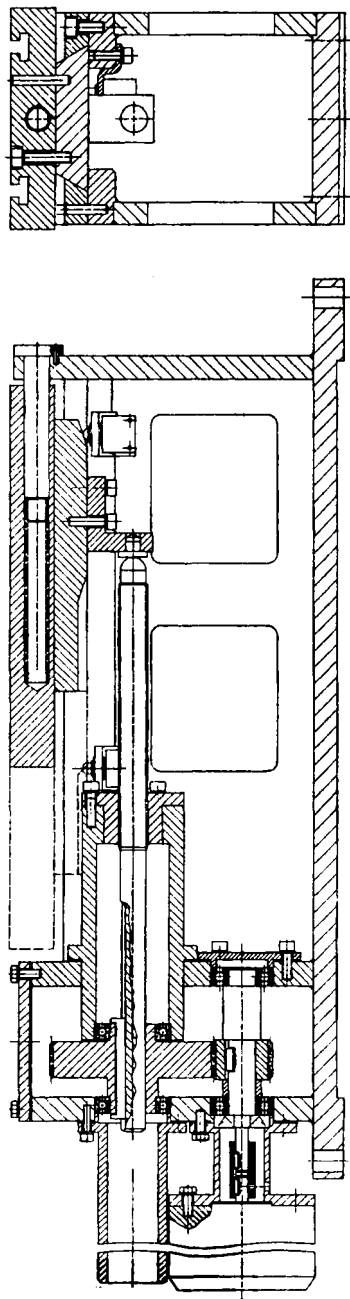
1. Каков состав курсового проекта (документы, входящие в состав курсового проекта)?
2. Каковы назначение и принцип действия проектируемого изделия?
3. Каковы стадии проектирования конструкторской документации в соответствии с ГОСТ 2.103-68? К какой стадии относится данный курсовой проект?
4. Как проводились расчеты при проектировании?
5. Какие виды передач использованы в механизме?
6. Как проводился выбор муфты?
7. Как проводилось определение числа оборотов тихоходного вала?
8. Как проводилось определение диаметров валов?
9. Как проводилось определение радиальной и осевой составляющих сил, действующих на подшипник?
10. Как определяется крутящий момент на каждом валу?
11. Как проводились расчеты зубчатых колес?
12. Как проводились расчеты шпонок?
13. Как проводился расчет передачи винт-гайка?
14. Как проводился расчет направляющих на прочность?
15. Как проводился расчет подшипников?
16. Как проводился выбор варианта конструкции и выбор сборочных единиц?
17. Как производится сборка-разборка спроектированного изделия?
18. Как и чем производится смазка? Как удаляется отработанная смазка?
19. Какие детали и сборочные единицы смазываются?
20. Предусмотрены ли смазочные уплотнения в конструкции?

21. Что обозначают технические требования на чертеже общего вида?
22. Чем чертеж общего вида отличается от сборочного чертежа?
23. Предусмотрена ли регулировка зазоров в конструкции и за счет чего она происходит?
24. Из каких материалов изготовлены детали? Почему?
25. Что означают конкретные обозначения материалов?
26. Какова твердость конкретных деталей? Почему?
27. Как обозначается твердость на рабочих чертежах?
28. Какие покрытия применены для конкретных деталей? Почему?
29. Как обозначаются различные виды покрытий на чертежах?
30. Как и почему назначены нормы точности для спроектированных деталей?

Примеры и правила выполнения чертежей общего вида, схем и рабочих чертежей деталей



Пример компоновки стола горизонтального



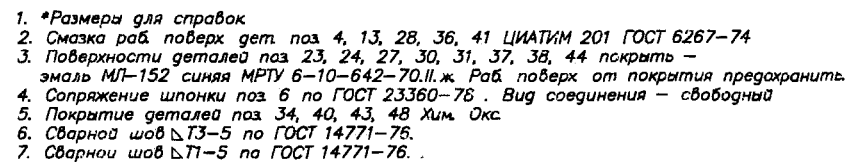
Пример выполнения перечня деталей

Поз.	Обозначение	Кол.	Дополнительные указания
1	Двигатель АД 16-4/45 Е1В УХЛ4 ТУ 16-513.436-78	1	n=1300 об/мин Р=16 Вт
2	Болт М6-6g×14.109.40X.056 ГОСТ 7796-70	8	
3	Шайба 6 65Г 059 ГОСТ 6402-70	12	
4	Подшипник 1000905 ГОСТ 8338-75	2	
5	Винт М4-6g×14.109.40X.056 ГОСТ 11738-84	4	
6	Шайба 4 65Г 059 ГОСТ 6402-70	4	
7	Болт М6-6g×20.109.40X.056 ГОСТ 7796-70	4	
8	Винт М5-6g×14.109.40X.056 ГОСТ 11738-84	12	
9	Шайба 5 65Г 059 ГОСТ 6402-70	15	
10	Винт М5-6g×20.109.40X.056 ГОСТ 11738-84	3	
11	Кнопка КМ1-1- АГО.360.203 ТУ 11-85	2	
12	Винт А. М4-6g×10.109.40X.056 ГОСТ 17475-80	4	
13	Подшипник 202 ГОСТ 8338-75	2	
14	Шпонка 5×5×16 ГОСТ 23360-78	1	
15	Манжета 1.1-9×26-2 ГОСТ 8752-79	1	
16	Шпонка 2×2×6 ГОСТ 23360-78	2	
17	Винт М4-6g×6.14Н ГОСТ 1476-93	1	
18	Винт М6-6g×25.109.40X.056 ГОСТ 11738-84	12	
19	Штифт 2.5×36 ГОСТ 3128-70	2	
20	Винт М6-6g×14.109.40X.056 ГОСТ 11738-84	8	
21	Штифт 2.5×25 ГОСТ 3128-70	4	
22	Муфта	1	Сталь 45 ГОСТ 1050-88 24...30 HRC
23	Фланец	1	СЧ 18 ГОСТ 1412-79
24	Кожух	1	ВСтЗкп-6 ГОСТ 380-94
25	Шпонка	1	Сталь 45 ГОСТ 1050-88 250...280 НВ
26	Прокладка	2	Паронит ГОСТ 481-71
27	Стенка левая	1	Лист АД1-15×1000×2000 ГОСТ 21631-76
28	Колесо зубчатое	1	m=2, z ₂ =40, 6-7-7Е ГОСТ 1643-81 Сталь 40Х ГОСТ 4543-71 30...35 HRC
29	Прокладка	1	Паронит ГОСТ 481-71
30	Крышка корпуса	1	Лист АД1-15×1000×2000 ГОСТ 21631-76
31	Стенка средняя	1	Лист АД1-15×1000×2000 ГОСТ 21631-76
32	Прокладка	1	Паронит ГОСТ 481-71
33	Пружина	1	Проволока Б-3-2,00 ГОСТ 9389-75
34	Стол	1	Сталь 45 ГОСТ 1050-88 24...30 HRC
35	Вал	1	Сталь 45 ГОСТ 1050-88 24...30 HRC
36	Планка	2	Сталь 45 ГОСТ 1050-88 24...30 HRC
37	Стенка правая	1	Лист АД1-15×1000×2000 ГОСТ 21631-76
38	Основание корпуса	1	Лист АД1-15×1000×2000 ГОСТ 21631-76
39	Упор	1	Сталь 15 ГОСТ 1050-88 24...30 HRC
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись Дата

БНТУ 113518.000 ВО

Лист

3



БНТУ XXXXXX.XXX 60

Привод стола контрольно -
измерительного прибора

Чертёж общего вида

Дим. Масса Масштаб

--	--	--	--	--

7				1.1
---	--	--	--	-----

11.

Лист 1 | Листов 4

STATION 1	STATION 2

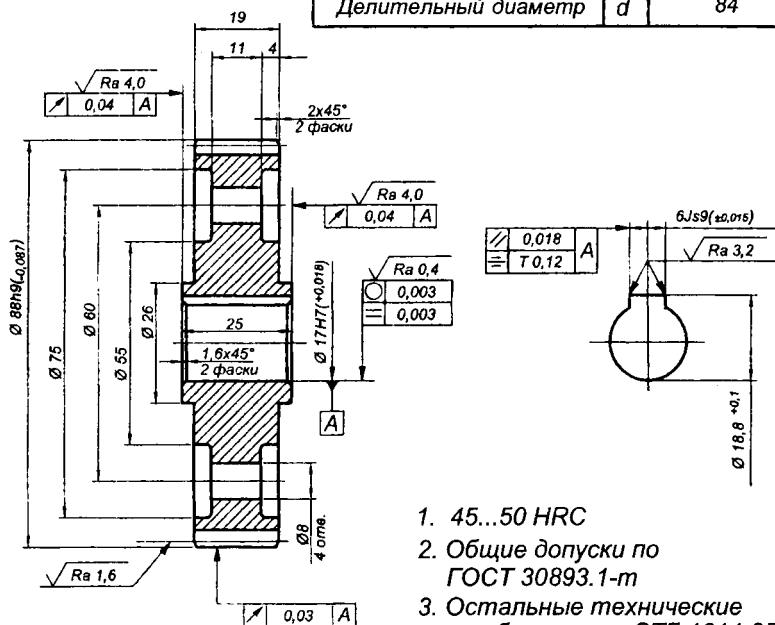
20 XXXXXX

op. 2000000

[illegible]

$\sqrt{Ra\ 6,3(\checkmark)}$

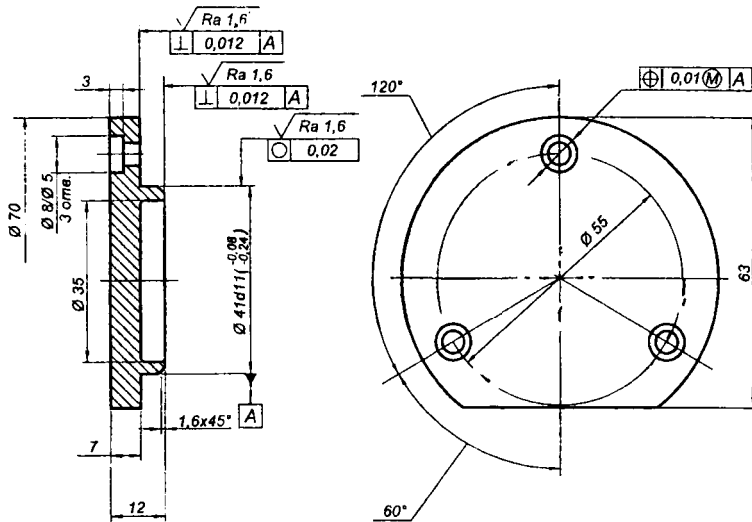
Модуль	<i>m</i>	2
Число зубьев	<i>z</i>	42
Нормальный исход ный контур	—	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	<i>x</i>	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	—	9-7-8-D
Длина общей нормали	<i>W</i>	27,746 ^{+0,058} _{-0,118}
Делительный диаметр	<i>d</i>	84



1. 45...50 HRC
2. Общие допуски по ГОСТ 30893.1-т
3. Остальные технические требования по СТБ 1014-95

					БНТУ XXXXXXXX.XXX.			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Колесо зубчатое	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.						A	0,15	1:1
Пров.								
Т. контр.						Лист	Листов 1	
Н. контр.						Сталь 40X ГОСТ 4543-71		
Утв.					гр. XXXXXXXX.			

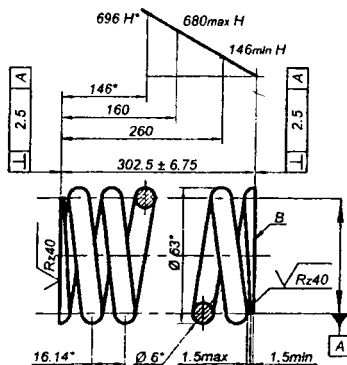
$\sqrt{Ra\ 3,2(\sqrt{ })}$



1. 260..280 НВ
2. Покрытие Хим. Окс.
3. Общие допуски по ГОСТ 30893.1-т
4. Остальные технические требования по СТБ 1014-95

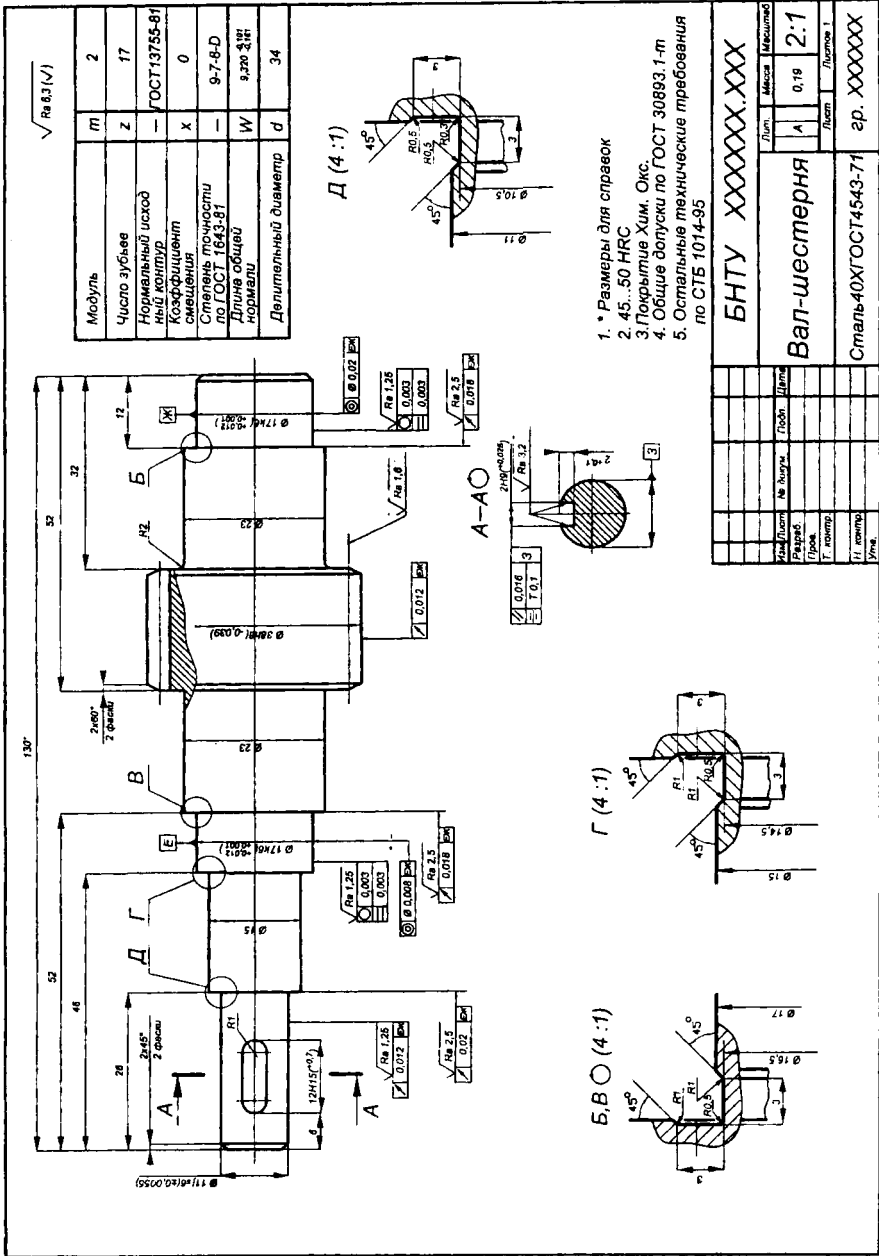
					БНТУ XXXXXXXX.XXX.			
					Крышка	Лит.	Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		A	0,2	1:1
Разраб.								
Пров.								
						Лист	Листов 1	
					СЧ15 ГОСТ 1412-85	гр. XXXXXXXX		
Н. контр.								
Уте.								

✓(✓)



1. Пружина 95 ГОСТ 13768-86
2. Направление навивки - правое
3. $l^*=3580$
4. $n=18$
5. 46...48 HRC, B - место контроля твёрдости
6. Покрытие Ан. окс. прм.
7. Материал-заменитель - Проволока 60С2 Б-ХН 6 ГОСТ 14963-78
8. * Размеры для справок
9. Остальные требования по гр. 2 ГОСТ 16118-70

					БНТУ XXXXXXXX.XXX.			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Пружина	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.						A	0,796	1:2
Пров.						Лист		
Т. контр.						Листов 1		
Н. контр.						гр. XXXXXXXX		
Уте.					Проволока 51ХФА - Б-ХН 6 ГОСТ 14963-78			



БНТУ XXXXX.XXX		Лист	Масса	Масштаб
Вал-шестерня		А	0,19	2:1
Сталь 40Х ГОСТ 4543-71		Лист	Листов 1	Зр. XXXXX

Правила выполнения рабочих чертежей валов с посадочными поверхностями под подшипники качения

На рабочих чертежах вала и корпуса обозначают допуски размеров, допуски формы и расположения посадочных и опорных торцовых поверхностей заплечиков валов и отверстий корпусов, а также шероховатость данных поверхностей (рис. П6.1).

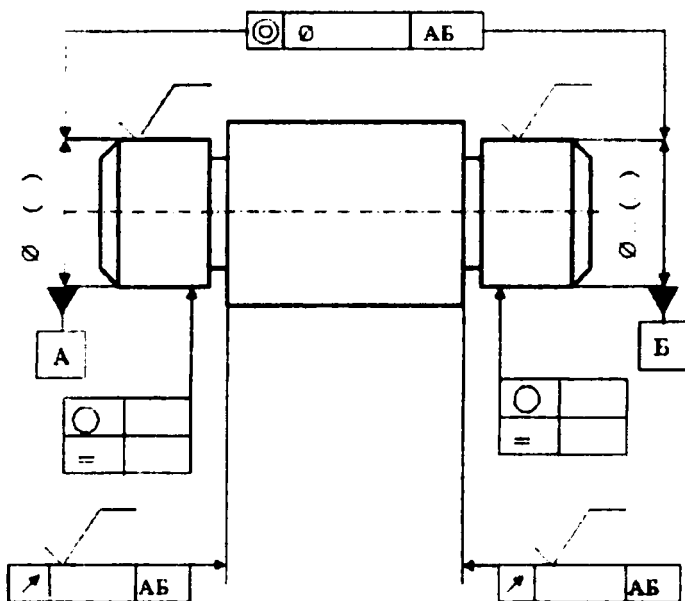


Рис. П6.1. Обозначение допусков на рабочем чертеже вала

ГОСТ 3325-85 устанавливает числовые значения допусков формы, расположения и шероховатости поверхности в зависимости от номинального размера посадочной поверхности и класса точности подшипника:

- шероховатость поверхности – табл. 3 стандарта;
- допуски круглости и профиля продольного сечения – табл. 4 стандарта;
- допуск торцового биения заплечиков валов – табл. 5 стандарта.

Допуски соосности посадочных поверхностей вала и корпуса указываются в прил. 7 стандарта для различных типов подшипников при длине

посадочного места $B = 10$ мм. При другой длине посадочной поверхности B_n необходимо табличное значение умножить на $B_n / 10$. Полученное значение округляется до стандартного значения по ГОСТ 24643-81.

На чертежах стандартом допускается вместо допуска соосности указывать допуск радиального биения. Величина радиального биения определяется как сумма допуска соосности и допуска круглости. Числовое значение радиального биения округляется до стандартного значения по ГОСТ 24643-81.

Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес

Исходным документом для разработки рабочих чертежей зубчатых колес служит чертеж общего вида механизма.

Изображения деталей зубчатых передач регламентированы ГОСТ 2.402-68 «ЕСКД. Условные изображения зубчатых колес, реек, червяков и звездочек цепных передач».

Общие правила разработки рабочих чертежей деталей определяет ГОСТ 2.403-75 «ЕСКД. Правила выполнения чертежей зубчатых колес». В соответствии с требованиями стандартов чертеж зубчатого колеса должен содержать сведения, необходимые для его изготовления и контроля: изображение детали с необходимыми размерами, допусками формы, расположения и параметрами шероховатости поверхностей; таблицу параметров зубчатого колеса; технические требования, указание материала детали.

На чертеже зубчатого колеса в правом верхнем углу помещают *таблицу параметров* зубчатого венца, которая состоит из *трех частей*, разделяемых основными линиями (рис. Пб.2).

В *первой части* таблицы помещают основные данные для изготовления, которые включают:

- модуль;
- число зубьев;
- нормальный исходный контур (для нестандартного указывают необходимые для воспроизведения параметры, стандартный задают ссылкой на стандарт);
- нормальный исходный контур;
- степени точности по ГОСТ 1643-81 и другие данные.

Во *второй части* таблицы помещают данные для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев по одному из следующих вариантов:

- постоянная хорда $\overline{S_c}$ и высота до постоянной хорды $\overline{h_c}$ (при этом указывают номинальное значение постоянной хорды до третьего знака после запятой, а высоту до постоянной хорды приводят в виде номинального значения и двух отрицательных отклонений);
- толщина по хорде $\overline{S_y}$ и высота до постоянной хорды $\overline{h_{ay}}$ (в этом случае указывают номинальное значение высоты до хорды и контролируемое значение толщины с двумя отрицательными отклонениями);
- торцовый размер по роликам M и диаметр ролика D (диаметр ролика указывают как номинальное значение, размер по роликам – с двумя отрицательными отклонениями);
- длина общей нормали W (номинальное значение с двумя отрицательными отклонениями).

В *третьей части* таблицы помещают справочные данные, включающие делительный диаметр колеса, число зубьев сектора или, при необходимости, прочие данные.

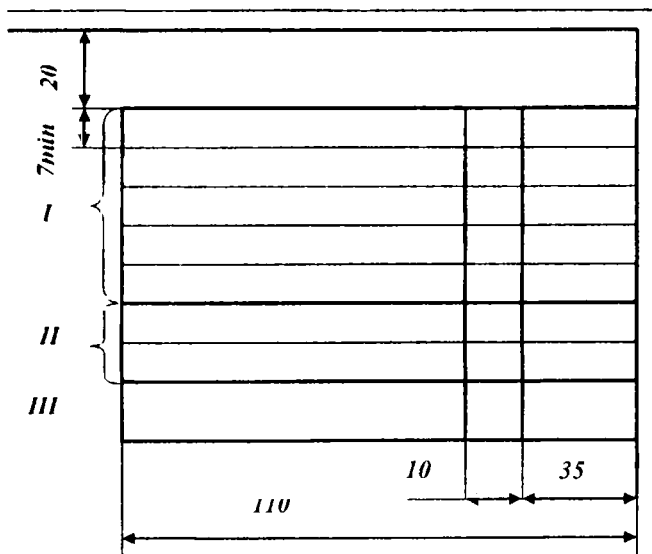


Рис. П6.2. Таблица параметров зубчатого колеса

На *изображении* зубчатого колеса указываются следующие параметры (рис. П6.3):

1. При $m \geq 1$ – ГОСТ 13755-81, при $m < 1$ – ГОСТ 9587-81.
2. Возможна запись по одному из следующих вариантов:
 - постоянная хорда $\overline{S_c}$ и высота до постоянной хорды $\overline{h_c}$;
 - длина общей нормали W ;
 - толщина по хорде $\overline{S_y}$ и высота до постоянной хорды $\overline{h_{ay}}$;
 - торцовый размер по роликам M и диаметр ролика D .
3. Делительный диаметр вычисляется по формуле $d = m z$.

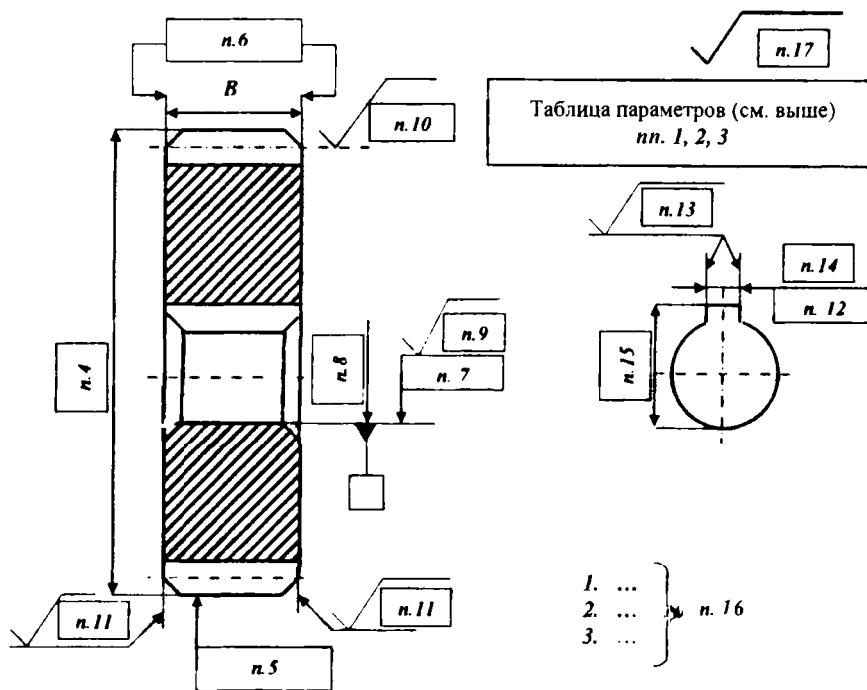


Рис. П6.3. Простановка размеров и допусков на рабочем чертеже зубчатого колеса

4. Диаметр вершин вычисляется по формуле $d_a = d + 2 m$. Если в п. 2 задаются $\overline{S_c}$ и $\overline{h_c}$ или $\overline{S_y}$ и $\overline{h_{ay}}$, то d_a изготавливают по h6...h8; если в п. 2 задаются W или M и D , то d_a – по h9...h12.

5. Допуск радиального биения зубчатого колеса определяется по формуле

$$T_{\text{рад.б}} = 0,6 \cdot F_r,$$

где F_r (допуск радиального биения зубчатого венца) выбирается по табл. 6 ГОСТ 1643-81 и округляется до стандартного значения по ГОСТ 24643-81.

6. Допуск биения торцовых поверхностей зубчатого колеса определяется по формуле

$$T_{\text{торц.б}} = 0,5 (d_a \cdot B) / F_{\beta},$$

где B – ширина зубчатого венца;

F_{β} (допуск на погрешность направления зуба) выбирается по табл. 11 ГОСТ 1643-81 и округляется до стандартного значения по ГОСТ 24643-81.

7. Допуски круглости и профиля продольного сечения определяются исходя из уровней относительной геометрической точности A или B и вычисляются соответственно по формулам

$$T_{\text{кр}} (T_{\text{прод.сеч}}) = 0,3 \text{ ITD} \quad \text{или} \quad T_{\text{кр}} (T_{\text{прод.сеч}}) = 0,2 \text{ IT}.$$

Полученное значение округляется до стандартного значения по ГОСТ 24643-81.

8. Размер посадочного отверстия указывается комбинированным способом (буквенное обозначение поля допуска и числовые значения предельных отклонений).

9. Параметр шероховатости посадочной поверхности отверстия задается по уровням относительной геометрической точности A или B и вычисляется соответственно по формулам

$$Ra \leq 0,05 \text{ ITD} \quad \text{или} \quad Ra \leq 0,025 \text{ ITD}.$$

Полученное значение округляется до стандартного по ГОСТ 2789-73.

10. Параметр шероховатости по делительному диаметру зубчатого колеса определяется по формуле

$$Ra \leq 0,1 f_f,$$

где f_f (допуск на погрешность профиля зуба), выбирается по табл. 8 ГОСТ 1643-81 и округляется до стандартного значения по ГОСТ 2789-73.

11. Параметр шероховатости торцовых поверхностей зубчатого колеса (ступицы) определяется по формуле

$$Ra \leq 0,1 T_{\text{торц.б}}$$

и округляется до стандартного значения по ГОСТ 2789-73.

12. Допуски параллельности и симметричности шпоночного паза определяются по формулам

$$T_{\text{пар}} - 0,6 T_{\text{шп}}, \quad T_{\text{сим}} - 4,0 T_{\text{шп}}$$

и округляются до стандартных значений по ГОСТ 24643-81.

13. Параметр шероховатости сторон шпоночного паза зависит от размеров посадочного отверстия и его полей допусков:

$$\text{при } D \leq 50 \text{ мм} \quad Ra \leq 3,2;$$

$$\text{при } D > 50 \text{ мм} \quad Ra \leq 6,3.$$

14. Размер ширины шпоночного паза зубчатого колеса указывается комбинированным способом (буквенное обозначение поля допуска и числовые значения предельных отклонений).

15. Размер $d + t_2$ дается с указанием предельных отклонений.

16. Указываются технические требования по твердости материала, общие допуски размеров (формы поверхностей) и другие данные.

17. Параметры шероховатости неуказанных поверхностей зубчатого колеса.

Проект технического задания на разработку продукции (согласно СТБ 972-2000)

1. **Наименование и область применения (использования) продукции** Привод стола измерительного прибора. Предназначен для автоматизации подачи объекта контроля на измерительную позицию

2. **Основание для разработки** Задание на курсовое проектирование

3. **Разработчик**

4. **Изготовитель**

5. **Цель и назначение разработки** Учебный проект

6. **Источник финансирования**

7. **Технические требования** (технические требования из задания на курсовое проектирование)

7.1. **Требования назначения** поворот детали

7.2. **Состав продукции** Эл. двигатель, редуктор, исполнительный орган (стол)

7.3. **Конструктивные требования** Простая сборка, монтаж, демонтаж

7.4. **Требования экономного использования сырья, материалов, топлива и энергии** не предъявляются

7.5. **Требования стойкости к внешним воздействиям** Антикоррозионная стойкость деталей

7.6. **Требования надежности** Гарантированное количество циклов работы $2 \cdot 10^6$

7.7. **Требования технологичности** Единичный тип производства

7.8. **Требования безопасности и охраны окружающей среды** Электробезопасность, безопасность в эксплуатации в соответствии с ГОСТ 12.2.003-91 ССБТ

7.9. **Требования совместимости** Может использоваться как составная часть другого прибора

7.10. **Требования к взаимозаменяемости и унификации** Уровень не менее 30 %

7.11. **Требования эргономики** Удобство использования

7.12. **Требования к патентной чистоте**

7.13. **Требования к составным частям продукции (при наличии), исходным и эксплуатационным материалам** В соответствии с СТБ 1014-95

7.14. Условия эксплуатации (использования), требования к техническому обслуживанию и ремонту (при необходимости) Цеховые или лабораторные

7.15. Требования к маркировке и упаковке В соответствии с СТБ 1014-95

7.16. Требования к транспортированию и хранению В соответствии с СТБ 1014-95

7.17. Требования к метрологическому обеспечению Контролепригодность параметров

7.18. Дополнительные требования

8. Экономические показатели

9. Стадии и этапы разработки (по календарному графику из задания на к/п)

10. Порядок контроля и приемки, материалы, предъявляемые по окончании отдельных стадий (этапов) и работы в целом Промежуточный контроль, защита к/п в установленные сроки

11. Количество изготавливаемых опытных образцов

12. Приложения

Расчеты

Расчеты зубчатой передачи

Задача расчета

Определение показателей и параметров передачи:

- сопоставление расчетного (σ_H) и допускаемого (σ_{HP}) напряжений на контактную выносливость;
- сопоставление расчетного (σ_F) и допускаемого (σ_{FP}) напряжений на выносливость при изгибе;
- определение размера по роликам – M .

Таблица П7.1

Исходные данные

Наименование параметра		Обозначение	Значение
1		2	3
1. Число зубьев	шестерни	z_1	32
	колеса	z_2	64
2. Нормальный модуль		m	5
3. Ширина венца, мм	шестерни	b_1	60
	колеса	b_2	60
4. Коэффициент смещения	шестерни	x_1	0
	колеса	x_2	0
5. Угол наклона		β	$16^\circ 15'$
6. Наличие модификации головки зуба		–	Нет
7. Степень точности передачи по ГОСТ 1643-81		–	7
8. Шероховатость поверхности по ГОСТ 2789-73, мкм		Ra	2,0
9. Циклограмма нагружения		–	Постоянная нагрузка $T_1 = 1970 \text{ Н} \cdot \text{м}$
10. Частота вращения ведущего зубчатого колеса, мин^{-1}		n_1	1500
11. Требуемый ресурс, ч		L_h	1000

1		2	3
12. Отклонение положения контактных линий вследствие упругой деформации		f_{kE}	0
13. Марка стали	шестерни	—	25ХГМ
	колеса	—	40Х
14. Способ упрочняющей обработки	шестерни	—	Нитроцементация хромомарганцевой стали с молибденом с закалкой с нитроцементационного нагрева
	колеса	—	Закалка при нагреве ТВЧ, закаленный слой повторяет очертания впадины
15. Толщина упрочненного слоя, мм	шестерни	h_{n1}	0,8...1,1
	колеса	h_{n2}	—
16. Твердость поверхности зуба (средняя)	шестерни	H_{O1}	58 HRC ₃
	колеса	H_{O2}	50 HRC ₃
17. Предел текучести материала, МПа	шестерни	σ_{T1}	300 НВ
	колеса	σ_{T2}	300 НВ

Таблица П7.2

Определение геометрических и кинематических параметров, используемых в расчете на контактную прочность

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1	2	3
1. Делительный угол профиля в торцевом сечении	α_t	$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} = \arctg \frac{0,364}{0,96} = 20,76^\circ$
2. Угол зацепления	$\alpha_{t\varpi}$	$\operatorname{inv} \alpha_{t\varpi} = \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} 20^\circ}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha_t,$ так как $x_1 + x_2 = 0$, то $\alpha_{t\varpi} = \alpha_t = 20,76^\circ$

1	2	3
3. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий	Z_ϵ	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} \text{ для } \epsilon_\beta = 0$ $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{(4 - \epsilon_\alpha)(1 - \epsilon_\beta)}{3}} + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha} \text{ для } \epsilon_\beta < 1$ $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} \text{ для } \epsilon_\beta \geq 1,$ т.к. $\epsilon_\beta = 1,07$, $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,64}} = 0,781$
4. Окружная сила, Н	F_{tH}	$F_{tH} = \frac{2000 \cdot 1970}{166,7} = 25635$
5. Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку	K_A	Поскольку в циклограмме учтены внешние нагрузки, принято $K_A = 1$
6. Коэффициент, учитывающий влияние проявления погрешностей зацепления на динамическую нагрузку	δ_H	При твердости $H_1 > 350 \text{ HV}$ и $H_2 > 350 \text{ HV}$ для косых зубьев $\delta_H = 0,04$. При $H_1 < 350 \text{ HV}$ для косых зубьев $\delta_H = 0,02$
7. Предел контактной выносливости, МПа	$\sigma_{H \text{ lim } 2}$	$\sigma_{H \text{ lim } 2} = 17 H_{HRC_3} + 200 =$ $= 17 \cdot 50 + 200 = 1050$ при $H = 38 \dots 50 \text{ HRC}_3$ ($\sigma_{H \text{ lim } b} = 2 H_{HB} + 70$ при $H < 350 \text{ HB}$)
8. Коэффициент нагрузки	K_H	Для упрощенных расчетов $K_H = 1$. Для уточненных по формуле $K_H = K_A K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\alpha},$ табл. 6, ГОСТ 21354-87

1	2	3
9. Контактное напряжение при $K_H = 1$, МПа	σ_{HO}	$\sigma_{HO} = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_w d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} =$ $= 190 \cdot 2,41 \cdot 0,781 \cdot \sqrt{\frac{25635}{60 \cdot 166,7} \cdot \frac{2+1}{2}} = 700$
10. Расчетное контактное напряжение, МПа	σ_H	$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} = 700 \cdot \sqrt{1} = 700$
11. Пределы контактной выносливости, МПа	$\sigma_{H \lim}$	Для цементированной шестерни $\sigma_{H \lim 1} = 23 H_{HRC3} = 23 \cdot 59 = 1360;$ для колеса, закаленного с нагревом ТВЧ: $\sigma_{H \lim 2} = 17 H_{HRC3} + 200 =$ $= 17 \cdot 50 + 200 = 1050$
12. Коэффициент запаса прочности	S_H	Для шестерни и колеса с поверхностным упрочнением зубьев принимаем $S_{H1} = 1,2$ и $S_{H2} = 1,2$
13. Базовые числа циклов напряжений, соответствующие пределу выносливости	$N_{H \lim}$	$N_{H \lim 1} = 30 \cdot H_{HRC}^{2,4} = 30 \cdot 590^{2,4} = 134 \cdot 10^6,$ так как $N_{H \lim} > N_{H \lim \max} = 120 \cdot 10^6,$ то $N_{H \lim 1} = 120 \cdot 10^6,$ $N_{H \lim 2} = 30 \cdot 470^{2,4} = 77,6 \cdot 10^6$
14. Суммарное число напряжений	N_K	$N_{K1} = 60 n_1 L_h = 60 \cdot 1500 \cdot 1000 = 90 \cdot 10^6$ $N_{K2} = N_{K1} \cdot \frac{z_1}{z_2} = 90 \cdot 10^6 \cdot \frac{32}{64} = 45 \cdot 10^6$
15. Коэффициент долговечности	Z_N	$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim 1}}{N_{K1}}} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{90 \cdot 10^6}} = 1,05$ $Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim 2}}{N_{K2}}} = \sqrt[6]{\frac{78 \cdot 10^6}{45 \cdot 10^6}} = 1,10$

1	2	3
16. Коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев	Z_R	При шероховатости $Ra = 2$ мкм, $Z_R = 0,95$
17. Коэффициент, учитывающий окружную скорость	Z_v	При $H > 350$ HV $Z_v = 0,925v^{0,05} = 0,925 \cdot 13,1^{0,05} = 1,05$
18. Коэффициент, учитывающий влияние смазки	Z_L	$Z_L = 1$
19. Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса	Z_X	Поскольку $d_1 < 700$ и $d_2 < 700$, принимать $Z_{X1} = Z_{X2} = 1$
20. Допускаемые контактные напряжения зубчатых колес	σ_{HP1} σ_{HP2}	$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H \lim 1} \sqrt{N_1}}{S_{H1}} Z_R Z_{v1} Z_L Z_{X1} =$ $= \frac{1360 \cdot 1,05}{1,2} \cdot 0,95 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 = 1190$ $\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H \lim 2} \sqrt{N_2}}{S_{H2}} Z_R Z_{v2} Z_L Z_{X2} =$ $= \frac{1050 \cdot 1,10}{1,2} \cdot 0,95 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1 = 960$
21. Допускаемое контактное напряжение передачи	σ_{HP}	$0,5 \cdot (1190 + 960) = 1075$ $1,25 \sigma_{HP2} = 1,25 \cdot 960 = 1200$ В качестве σ_{HP} принимают меньшее из этих двух значений, т.е. $\sigma_{HP} = 1075$
22. Сопоставление расчетного и допускаемого напряжений	—	$\sigma_H = 700 < \sigma_{HP} = 1075$, следовательно, обеспечена усталостная выносливость по контакту

Расчет на изгибную выносливость

Наименование параметра	Обозначение	Метод определения
1	2	3
1. Окружная сила	F_{tF}	$F_{tF} = \frac{2000 \cdot 1970}{166,7} = 25635$
2. Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку	K_A	Поскольку в циклограмме учтены внешние нагрузки, принимают $K_A = 1$
3. Коэффициент, учитывающий влияние проявления погрешностей зацепления на динамическую нагрузку	δ_F	Для косозубой передачи $\delta_F = 0,06$
4. Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса	g_0	Для 7-й степени точности по нормам плавности при модуле $m = 5$ $g_0 = 53$
5. Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	ω_{Fv}	$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} =$ $= 0,06 \cdot 53 \cdot 13,1 \sqrt{\frac{250}{2}} = 46,6$
6. Динамическая добавка	v_F	$v_F = \frac{\omega_{Fv} b_{\Sigma} d_1}{2000 \cdot T_{1F} \cdot K_A} =$ $= \frac{46,6 \cdot 60 \cdot 166,7}{2000 \cdot 1970 \cdot 1} = 0,12$
7. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении	K_{Fv}	$K_{Fv} = 1 + v_F = 1 + 0,12 = 1,12$

1	2	3
8. Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	$h = 2m = 2 \cdot 5 = 10$ $N_F = \frac{(b/h)^2}{(b/h)^2 + b/h + 1} =$ $= \frac{\left(\frac{60}{10}\right)^2}{\left(\frac{60}{10}\right)^2 + \frac{60}{10} + 1} = 0,837$ $K_{F\beta} = \left(K_{H\beta}^0\right)^{N_F} = 1,14^{0,837} = 1,12$
9. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha}$	$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,02$
10. Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений	Y_{FS}	Для зубчатых колес, нарезанных фрезой без протуберанца $Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - 29,7 \frac{x}{z_v} + 0,092x^2,$ $Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{36,2} = 3,83,$ $Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{72,4} = 3,65$
11. Коэффициент, учитывающий наклон зуба	Y_{β}	$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120} = 1 - 1,07 \frac{16,25}{120} = 0,855$
12. Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев	Y_{ε}	$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,64} = 0,61$
13. Коэффициент перегрузки	K_F	$K_F = K_A K_{FV} K_{F\beta} K_{F\alpha} =$ $= 1 \cdot 1,12 \cdot 1,12 \cdot 1,02 = 1,28$
14. Расчетные напряжения, МПа	σ_F	$\sigma_{F1} = \frac{F_{tF}}{b_1 m} K_F Y_{FS1} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} =$ $= \frac{25635}{60 \cdot 5} \cdot 1,78 \cdot 3,83 \cdot 0,855 \cdot 0,61 = 218$

1	2	3
		При $b_1 = b_2$ $\sigma_{F_2} = \sigma_{F_1} \frac{Y_{FS_2}}{Y_{FS_1}} = 218 \cdot \frac{3.65}{3.83} = 208$
15. Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа	$\sigma_{F \lim b}^0$	Для нитроцементованной шестерни из стали марки 25ХГН $\sigma_{F \lim b_1}^0 = 1000$ Для колеса из стали марки 40Х, закаленной при нагреве ТВЧ с закаленным слоем, повторяющим очертания впадины: $\sigma_{F \lim b_2}^0 = 580$
16. Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба	Y_g	Для зубчатых колес с нешлифованными зубьями $Y_{g1} = Y_{g2} = 1$
17. Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения	Y_d	При отсутствии деформационного упрочнения $Y_{d1} = Y_{d2} = 1$
18. Коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки	Y_A	При одностороннем приложении нагрузки $Y_A = 1$
19. Коэффициент, учитывающий технологию изготовления	Y_T	Поскольку в технологии изготовления шестерни и колеса нет отступлений от рекомендаций ГОСТ 21354-87, $Y_{T1} = 1$ и $Y_{T2} = 1$
20. Предел выносливости зубьев при изгибе, МПа	$\sigma_{F \lim b}$	$\sigma_{F \lim b_1} = \sigma_{F \lim b_1}^0 Y_{g1} Y_{d1} Y_{T1} Y_{A1} =$ $= 1000 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1000$ $\sigma_{F \lim b_2} = \sigma_{F \lim b_2}^0 Y_{g2} Y_{d2} Y_{T2} Y_{A2} =$ $= 580 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 580$

1	2	3
21. Коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатого колеса и ответственность зубчатой передачи	S'_F	Для нитроцементированной шестерни из стали марки 25ХГН $S'_{F1} = 1,55$. Для колеса из стали марки 40Х, закаленной при нагреве ТВЧ с закаленным слоем, повторяющим очертания впадины, $S'_{F2} = 1,7$
22. Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса	Y_z	Для поковки $Y_{z1} = 1$ и $Y_{z2} = 1$
23. Коэффициент долговечности	Y_N	Так как $N_{K1} > N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$ и $N_{K2} > N_{F\lim}$, то $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$
24. Коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (опорный коэффициент)	Y_δ	$Y_\delta = 1,08 - 0,15 \lg m = 1,08 - 0,15 \lg 5 = 1,00$
25. Коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности	Y_R	Для нитроцементированной шестерни $Y_{R1} = 0,95$. Для колеса при закалке ТВЧ, когда закаленный слой повторяет очертания впадины: $Y_{R2} = 1,05$
26. Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса	Y_X	$Y_{X1} = 1,05 - 0,000125d_1 =$ $= 1,05 - 0,000125 \cdot 166,7 = 1,03$ $Y_{X2} = 1,05 - 0,000125d_2 =$ $= 1,05 - 0,000125 \cdot 333,4 = 1,01$
27. Допускаемые напряжения	σ_{FP}	$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F\lim b1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_\sigma Y_{R1} Y_{X1} =$ $= \frac{1000}{1,55} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 1,03 = 631$

1	2	3
		$\sigma_{FP_2} = \frac{\sigma_{F \lim b_2}}{S_{F_2}} Y_{N_2} Y_{\sigma} Y_{R_2} Y_{X_2} =$ $= \frac{580}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1,01 = 362$
28. Сопоставление расчетного и допускаемого напряжений	—	$\sigma_{F_1} = 218 < \sigma_{FP_1} = 631;$ $\sigma_{F_2} = 208 < \sigma_{FP_2} = 362.$ Следовательно, выносливость зубьев при изгибе гарантируется с вероятностью неразрушения более 99 %

Таблица 7.5

Определение размера по роликам

Определяемая величина	Расчетная формула. Расчет	Примечание
1	2	3
1. Диаметр ролика	$D_p = 1,732$	ГОСТ 2475-88
2. Угол профиля в точке касания ролика	$\text{inv} \alpha_D = \frac{D_p}{mZ \cos \alpha} - \frac{\frac{\pi}{2} - 2 \cdot 0,65 \text{tg} \alpha}{Z} + \text{inv} \alpha$ $\text{inv} \alpha_{D_1} = \frac{1,732}{1 \cdot 12 \cdot \cos 20^\circ} - \frac{\frac{\pi}{2} - 2 \cdot 0,65 \text{tg} 20^\circ}{12} +$ $+ \text{inv} 20^\circ = 0,077031$ $\alpha_{D_1} = 33,478^\circ$ $\text{inv} \alpha_{D_2} = \frac{1,732}{1 \cdot 120 \cdot \cos 20^\circ} - \frac{\frac{\pi}{2} - 2 \cdot 1,65 \text{tg} 20^\circ}{120} +$ $+ \text{inv} 20^\circ = 0,027183$ $\alpha_{D_2} = 24,240^\circ$	

1	2	3
3. Диаметр окружности центров роликов	$d_D = \frac{d \cos \alpha}{\cos \alpha_D}$ $d_{D1} = \frac{12 \cos 20^\circ}{\cos 33,478^\circ} = 13,586 \text{ мм}$ $d_{D2} = \frac{120 \cos 20^\circ}{\cos 24,240^\circ} = 123,666 \text{ мм}$	
4. Размер по роликам	$M = d_D + D_p$ $M_1 = 13,586 + 1,732 = 15,318 \text{ мм}$ $M_2 = 123,666 + 1,732 = 125,398 \text{ мм}$	Для четного числа зубьев
5. Наименьшее смещение контура	$E_{HS1} = -35 \text{ мкм}$ $E_{HS2} = -40 \text{ мкм}$	ГОСТ 1643-81
6. Допуск радиального биения	$F_{r1} = 25 \text{ мкм}$ $F_{r2} = 25 \text{ мкм}$	
7. Допуск на смещение контура	$T_{H1} = 45 \text{ мкм}$ $T_{H2} = 45 \text{ мкм}$	Для $F_r = 25 \text{ мкм}$
8. Коэффициент угла контакта ролика	$K_{\alpha D} = \frac{2 \sin \alpha}{\sin \alpha_D}$ $K_{\alpha D1} = \frac{2 \sin 20^\circ}{\sin 33,478^\circ} = 1,2401$ $K_{\alpha D2} = \frac{2 \sin 20^\circ}{\sin 24,240^\circ} = 1,6661$	
9. Отклонение размера по роликам верхнее	$E_{MS} = E_{HS} K_{\alpha D}$ $E_{MS1} = -35 \cdot 1,2401 = -43 \text{ мкм} = -0,043 \text{ мм}$ $E_{MS2} = -40 \cdot 1,2401 = -50 \text{ мкм} = -0,050 \text{ мм}$	
10. То же нижнее технологическое	$E_{Mi} = E_{Mi} - (T_H - 0,35 F_r) \cdot K_{\alpha D}$ $E_{M1} = -43 - (45 - 0,35 \cdot 25) \cdot 1,2401 = -88 \text{ мкм}$ $E_{M2} = -50 - (45 - 0,35 \cdot 25) \cdot 1,6661 = -110 \text{ мкм}$	

1	2	3
11. Размер по роликам наименьший	$M_i = M + E_{Mi}$ $M_{i_1} = 15,318 + (-0,088) = 15,230 \text{ мм}$ $M_{i_2} = 125,398 + (-0,110) = 125,288 \text{ мм}$	
12. Условия контролепригодности	$M_i > d_a$ $15,230 > 14,86$ $125,288 > 124,86$ $\alpha_D < \alpha_a$ $33,478^\circ < 40,34^\circ$ $24,240^\circ < 25,43^\circ$	Условие соблюдается То же

Выводы по результатам расчета

1. Передача работоспособна.
Обеспечена усталостная выносливость по контакту.
Выносливость зубьев при изгибе гарантируется с вероятностью неразрушения более 99 %.
2. Передача контролепригодна.
3. Размер по роликам $M_1 = 15,318_{-0,088}^{-0,043}$; $M_2 = 125,398_{-0,110}^{-0,050}$.

Расчет работоспособности вала

Расчет на статическую прочность

Расчет на статистическую прочность проводится в целях предупреждения пластических деформаций.

Определим окружные, радиальные и осевые силы, действующие на ведущий вал от зубчатой передачи (рис. П7.1).

Цилиндрическая передача:

$$F_{t_1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 1,1}{0,036} = 61,1 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 61,1 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 22,2 \text{ Н},$$

где T_1 – крутящий момент на валу (1,1 Н·м);

d_1 – диаметр колеса (36 мм);

α – угол зацепления в нормальном сечении (20°).

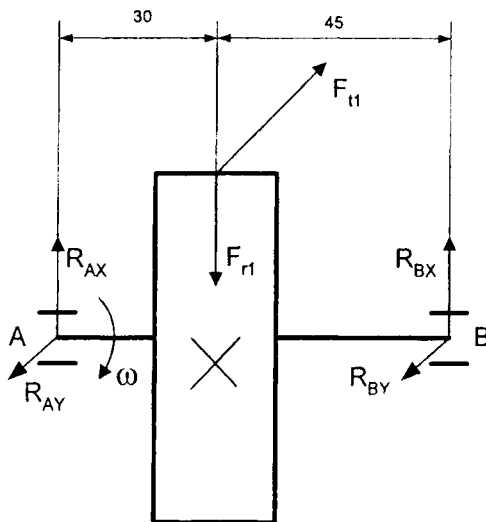


Рис. П7.1. Силы, действующие на ведущий вал

Горизонтальная плоскость:

$$\sum M_A = 0: R_{Bx} \cdot 75 - F_{r1} \cdot 30 = 0, \quad R_{Bx} = 8,9 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0: R_{Ax} \cdot 75 - F_{r1} \cdot 45 = 0, \quad R_{Ax} = 13,3 \text{ Н}.$$

Вертикальная плоскость:

$$\sum M_A = 0: R_{By} \cdot 75 - F_{t1} \cdot 30 = 0, \quad R_{By} = 24,4 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0: R_{Ay} \cdot 75 - F_{t1} \cdot 45 = 0, \quad R_{Ay} = 36,7 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2} = \sqrt{24,4^2 + 8,9^2} = 26,0 \text{ Н};$$

$$R_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AX}^2} = \sqrt{36,7^2 + 13,3^2} = 39,0 \text{ Н}.$$

Для построения эпюр произведем следующие расчеты (рис. 13.2):

$$M_{Y_1} = F_{t1} \cdot Y_1 \cdot Y_1 = 30 = 1833 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{Y_2} = R_{By} \cdot Y_2 - F_t \cdot (Y_2 - 45)_{Y_2=75} = 0;$$

$$M_{X_1} = R_{Bx} \cdot X_1 \cdot X_1 = 30 = 666 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{X_2} = R_{Bx} \cdot X_2 - F_t \cdot (X_2 - 45)_{X_2=75} = 0.$$

Строим эпюры изгибающих и крутящих моментов.

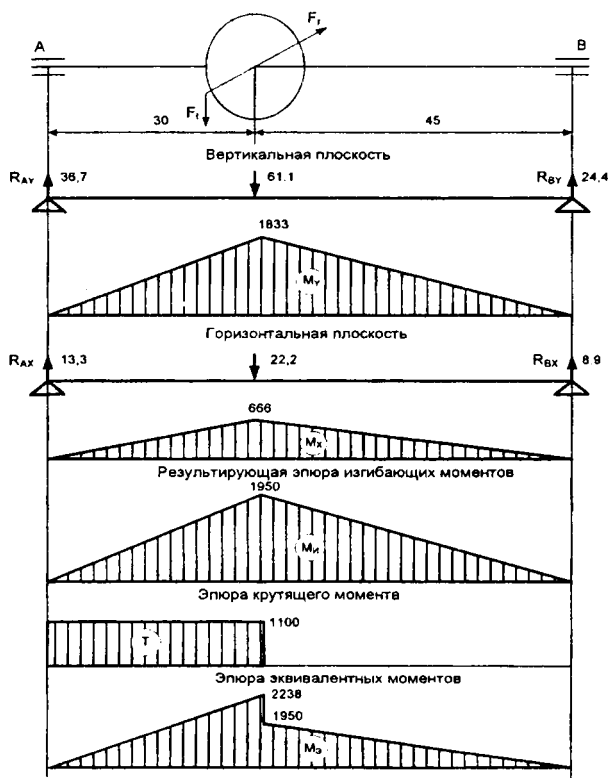


Рис. П7.2. Эпюры изгибающих и крутящих моментов

Наибольшее значение суммарного изгибающего момента

$$M_{\text{И}} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{1833^2 + 666^2} = 1950 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Эквивалентный момент

$$M_{\text{Э}} = \sqrt{M_{\text{И}}^2 + T^2} = 2238 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Определим допустимый диаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{Э}}}{0,1 \cdot [\sigma_{\text{И}}]}} = \sqrt[3]{\frac{2238}{0,1 \cdot 50}} = 7,6 \text{ мм},$$

где $[\sigma] = 50 \dots 60 \text{ МПа}$ – допустимое напряжение при изгибе.

Из конструктивных соображений был принят вал, диаметр которого 12 мм.

$12 > 7,6 \text{ мм}$, значит, статическая прочность вала обеспечена.

Расчет на усталостную прочность

Условие прочности имеет вид

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S],$$

где $[S] = 2,5 \dots 3$ – требуемый коэффициент запаса прочности;

S_{σ} , S_{τ} – коэффициенты запаса соответственно по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\beta \epsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m};$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\beta \varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m},$$

где $\tau_{-1} = 200$ МПа, $\sigma_{-1} = 320$ МПа – пределы выносливости материала вала при изгибе и кручении с симметричным знакопеременным циклом нагружения;

σ_a, τ_a и $\sigma_m, \tau_m = 0$ – амплитудные и средние напряжения циклов нормальных и касательных напряжений:

$$\sigma_a = M_n / 0,1, \quad d_3 = 779 / 0,1 \cdot 123 = 4,5 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = T / 0,2 \quad d_3 = 1100 / 0,2 \cdot 123 = 3,2 \text{ МПа};$$

$\psi_{\sigma} = 0,1, \psi_{\tau} = 0,05$ – коэффициенты, учитывающие влияние постоянной составляющей цикла на усталость вала;

$k_{\sigma} = 2, k_{\tau} = 1,9$ – эффективные коэффициенты компенсации напряжений при изгибе;

$\varepsilon_{\sigma} = 0,87, \varepsilon_{\tau}$ – масштабные факторы;

$\beta = 0,4 \dots 2,8$ – коэффициент поверхностного упрочнения.

Тогда

$$S = \frac{30,9 \cdot 27,9}{\sqrt{30,9^2 + 27,9^2}} = 20 \geq [S],$$

Условие прочности выполняется.

Расчет валов на жесткость

Различают изгибную и крутильную жесткость.

Изгибная жесткость обеспечивается при выполнении условия

$$f \leq [f],$$

где $[f] = 0,02$ мм – допустимый прогиб вала.

Прогиб в месте воздействия силы

$$f = \frac{P \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l} = \frac{12,4 \cdot 30^2 \cdot 45^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 1017 \cdot 75} = 0,004 \text{ мм.}$$

$[f] = 0,02 > f = 0,004$, следовательно жесткость вала обеспечена.

Проверка работоспособности передачи винт–гайка

Допустимое давление в резьбе для пар трения закаленная сталь по бронзе

$$[p] = 12 \dots 13 \text{ МПа.}$$

Основным критерием работоспособности передачи является износостойкость, которая оценивается по среднему давлению между витками резьбы винта и гайки:

$$p = \frac{F_a}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} = \frac{1547}{3,14 \cdot 0,014 \cdot 2 \cdot 7} = 2,51 \text{ МПа,}$$

где F_a – осевая нагрузка на передачу, Н;

d_2 – средний диаметр резьбы, мм;

$H_1 = 0,5 \cdot p = 0,5 \cdot 4 = 2$ мм – рабочая высота профиля для трапецеидальной резьбы;

$z = \frac{H_r}{P} = \frac{28}{4} = 7$ – число витков резьбы в гайке (H_r – высота гайки, P – ход резьбы).

Тогда запас равен

$$N_p = \frac{[p]}{p} = 4,8.$$

БЛЮМЕНТАЛЬ Эмануил Самуилович
ЛЫСЕНКО Виктор Григорьевич
ПЕТРУСЕНКО Павел Андреевич
ЦИТОВИЧ Борис Васильевич

ДЕТАЛИ ПРИБОРОВ.
КУРСОВОЕ
ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Учебно-методическое пособие

Редактор Т.Н. Микулик
Технический редактор О.В. Дубовик
Компьютерная верстка О.В. Дубовик

Подписано в печать 29.04.2008.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 10,75. Уч.-изд. л. 8,41. Тираж 100. Заказ 1314.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0131627 от 01.04.2004.

220013, Минск, проспект Независимости, 65.