

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЁВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»**

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ,
СЕРТИФИКАЦИЯ»**

(Раздел «Основы взаимозаменяемости»)

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЁВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ,
СЕРТИФИКАЦИЯ»

(Раздел «Основы взаимозаменяемости»)

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве методических указаний*

САМАРА
Издательство СГАУ
2011

Составители: *Д.Л. Скуратов, Е.В. Бурмистров,
И.Г. Попов, К.Ю. Машиннов*

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Ф. И. Дёмин,
канд. техн. наук, доц. А. В. Тарасов

Курсовое проектирование по дисциплине «Метрология, стандартизация, сертификация» (Раздел «Основы взаимозаменяемости»): метод. указания / сост. Д.Л. Скуратов [и др.]. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 40 с.

Изложена методика выполнения курсовой работы. Даны рекомендации по назначению и расчёту посадок для различных видов соединений, по расчёту исполнительных размеров калибров и размерных цепей. Указаны требования по выполнению сборочных чертежей узлов и рабочих чертежей деталей, а также по оформлению пояснительной записки к курсовой работе.

Предназначены для студентов факультета двигателей летательных аппаратов. Они могут быть также использованы студентами других факультетов при выполнении домашних заданий по курсу «Метрология, стандартизация, сертификация», а также различных курсовых и дипломных проектов.

Разработаны на кафедре механической обработки материалов.

СОДЕРЖАНИЕ

1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ	4
2. ХАРАКТЕРИСТИКА ЗАДАНИЙ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ	5
3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ	7
3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОМИНАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ СОЕДИНЕНИЙ.....	7
3.2. НАЗНАЧЕНИЕ, ОБОСНОВАНИЕ И АНАЛИЗ ПОСАДОК ДЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ.....	8
3.3. РАСЧЁТ ПЕРЕХОДНЫХ ПОСАДОК ДЛЯ СОЕДИНЕНИЙ ЗУБЧАТЫХ ИЛИ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЁС С ВАЛАМИ.....	13
3.4. РАСЧЁТ ПОСАДОК С НАТЯГОМ ДЛЯ СОЕДИНЕНИЙ ВЕНЦОВ ЗУБЧАТЫХ ИЛИ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЁС СО СТУПИЦАМИ.....	15
3.5. ВЫБОР И АНАЛИЗ ПОСАДОК ДЛЯ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ.....	16
3.6. ВЫБОР И АНАЛИЗ ПОСАДОК ДЛЯ ШЛИЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ.....	17
3.7. ВЫБОР И АНАЛИЗ ПОСАДОК ДЛЯ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ.....	18
3.8. ВЫБОР И ОБОЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК ДЛЯ СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ РЕДУКТОРА.....	19
3.9. РАСЧЁТ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ КАЛИБРОВ.....	23
3.10. РАСЧЁТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ.....	24
3.11. ВЫБОР СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЙ.....	25
3.12. ВЫПОЛНЕНИЕ ЧЕРТЕЖА СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ РЕДУКТОРА И РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ СОЕДИНЯЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ.....	26
3.13. ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ.....	38
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	39

1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Курс «Метрология, стандартизация и сертификация» является одной из общетехнических дисциплин, знание которой необходимо для изучения таких курсов, как «Детали машин и основы конструирования», «Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок», «Технология производства деталей авиационных двигателей и энергетических установок», и других специальных дисциплин. Он включает три взаимосвязанных раздела: основы взаимозаменяемости, метрология и технические измерения, стандартизация и сертификация.

Целью настоящей курсовой работы является расширение, углубление и закрепление теоретических знаний, полученных студентами на лекциях. При выполнении курсовой работы студенты изучают основные положения комплексных систем стандартов, каковыми являются:

- Единая система допусков и посадок (ЕСПД);
- Основные нормы взаимозаменяемости типовых соединений деталей машин (ОНВ);
- Единая система конструкторской документации (ЕСКД).

Студенты приобретают также навыки по назначению, анализу и расчёту посадок для различных соединений деталей машин, по выполнению сборочных чертежей узлов и рабочих чертежей деталей, по нормированию и обозначению на чертежах предельных отклонений размеров, допусков формы поверхностей и их профилей, допусков расположения различных геометрических элементов деталей, параметров шероховатости поверхностей. Кроме того, при выполнении курсовой работы студенты решают и ряд метрологических задач: по выбору средств измерений размеров деталей при заданной их точности, по расчёту предельных калибров для контроля и др.

Базой для выполнения курсовой работы могут служить знания, приобретённые студентами в процессе изучения таких дисциплин, как «Машиностроительное черчение», «Инженерная графика», «Сопrotивление материалов» и др.

Данные методические указания представляют собой переработанное и дополненное издание ранее выпущенных [1, 2] и могут быть использованы при выполнении курсовых работ и домашних заданий по дисциплине «Метрология, стандартизация, сертификация», а также курсовых и дипломных проектов.

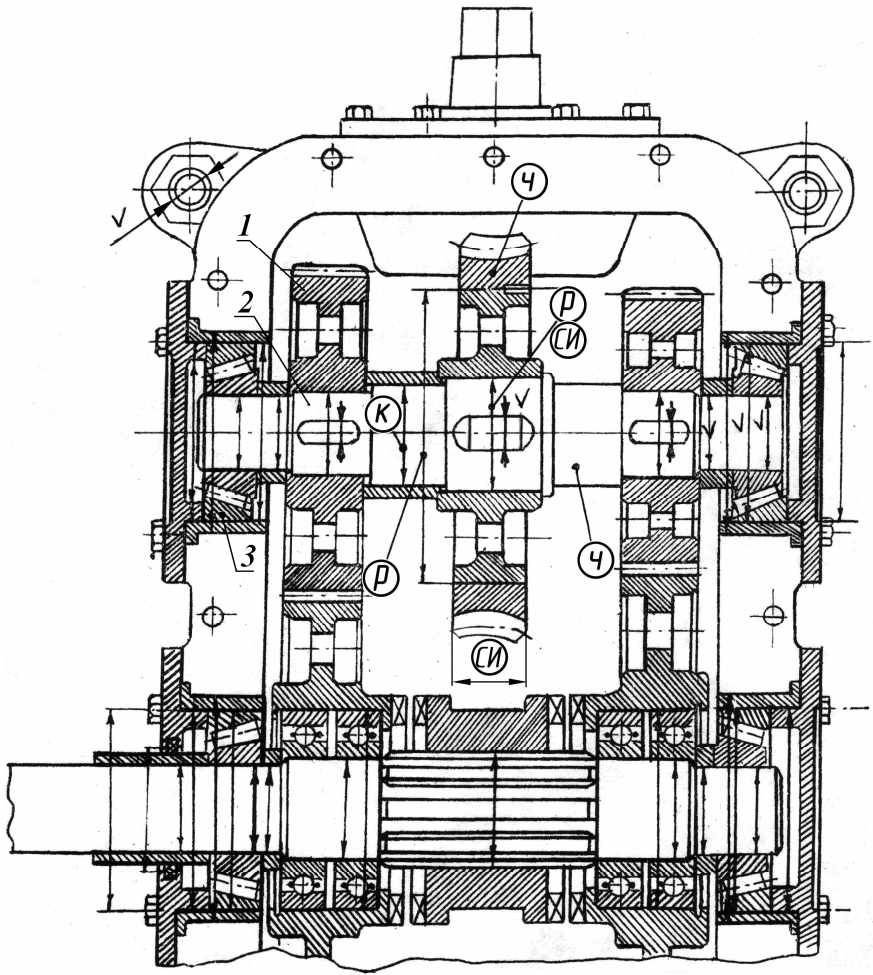
2. ХАРАКТЕРИСТИКА ЗАДАНИЙ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Задание на курсовую работу выдаётся студенту в виде сборочного чертежа редуктора или отдельного узла, на котором знаками «V», «P» и «K» отмечены 7-8 соединений, для которых необходимо назначить посадки, а также приведены исходные данные для расчётов. Пример задания представлен на рис. 1. Как видно из этого рисунка, 5-6 соединений представляют собой гладкие цилиндрические соединения, в том числе соединения подшипника качения с валом и корпусом, одно – шпоночное или шлицевое соединение и одно – резьбовое.

Курсовая работа состоит из следующих разделов:

1. Определение номинальных размеров соединений, отмеченных в чертеже задания.
2. Назначение, обоснование и анализ посадок для гладких цилиндрических соединений, в том числе для соединений подшипников качения с валом и корпусом.
3. Расчёт переходной посадки для соединения зубчатого или червячного колеса с валом и посадки с натягом для соединения венца зубчатого или червячного колеса со ступицей (в задании эти соединения отмечены знаком «P»).
4. Выбор и анализ посадок для шпоночного или шлицевого соединения.
5. Выбор и анализ посадок для резьбового соединения.
6. Расчёт исполнительных размеров калибров для контроля отверстия и вала, образующих соединение, обозначенное буквой «K».
7. Расчёт размерной цепи (задание на расчёт размерной цепи выдаётся отдельно, пример задания представлен ниже на рис. 6).
8. Выбор средств измерений для контроля отверстий и валов, указанных преподавателем.
9. Выполнение сборочного чертежа редуктора или отдельного узла с обозначением выбранных посадок.
10. Выполнение рабочих чертежей двух сопрягаемых деталей (в задании они отмечены буквой «Ч»).
11. Оформление расчётно-пояснительной записки.

После выполнения курсовых работ проводится их защита, по итогам которой преподаватель выставляет студентам оценки. Эти оценки в дальнейшем учитываются при сдаче экзамена по дисциплине.



Студент		<i>Редуктор червячно-цилиндрический</i>		
Группа				
Вариант	5			
Дата выдачи		<i>Мкр=85 Нм</i>	<i>Р-расчёт посадки</i>	1:5
Срок сдачи			<i>К-расчёт калибров</i>	
Преподаватель			<i>Ч - чертежи</i>	
			<i>СИ - выбор средств измерений</i>	

Рис. 1. Задание на курсовую работу (горизонтальный разрез редуктора)

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОМИНАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ СОЕДИНЕНИЙ

Номинальные размеры соединений находятся путём их измерения на сборочном чертеже редуктора с учётом заданного масштаба. Полученные данные должны быть согласованы с рядами нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69, выдержки из которого приведены в учебном пособии «Основы взаимозаменяемости в авиастроении» [3, с.90].

Номинальные размеры соединений подшипников качения с валом и корпусом (d и D) следует выбирать с учётом размеров колец подшипников, указанных в каталогах [4]. При этом размеры внутренних колец d принимаются кратными пяти.

Размеры призматических шпонок и шпоночных пазов регламентируются ГОСТ 23380-78 и выбираются в зависимости от диаметра вала [5, с.5].

Число зубьев и номинальные размеры шлицевых соединений с прямобоковым профилем устанавливаются стандартом (ГОСТ 1139-80) и приведены в учебном пособии «Основные нормы взаимозаменяемости типовых соединений деталей машин» [5, с.11]. Основные параметры и размеры эвольвентных шлицевых соединений принимаются в соответствии с ГОСТ 6033-80. Размерный ряд эвольвентных шлицевых соединений для предпочтительного применения приведен в пособии [5, с.14].

Номинальные значения основных параметров резьб, наиболее распространённых в общем машиностроении, в соответствии с ГОСТ 24705-81 и ГОСТ 8724-81 приведены в [5, с.102]. При этом наружный диаметр резьбового соединения находится так же, как для гладких цилиндрических соединений, путём его измерения в чертеже-задании.

В качестве примера рассмотрим, как определяется номинальный размер соединения зубчатого колеса 1 с валом 2 (рис.1). С помощью масштабной линейки на чертеже измеряется размер этого соединения и с учётом заданного масштаба находится размер $d_{изм.} = 10,8 \times 5 = 54$ мм. Из сравнения полученного результата с данными таблицы стандарта [3, с.90] видно, что этот размер не входит ни в один из рядов нормальных линейных размеров. Поэтому, округляя размер $d_{изм.}$ до ближайшего большего значения, окончательно принимаем номинальный размер данного соединения $d_n = 56$ мм.

Если бы на этой же шейке вала было установлено внутреннее кольцо подшипника качения 3, то величину $d_{изм.}$ необходимо было бы округлить до размера кратного пяти и номинальный размер данного соединения принять равным 55 мм..

3.2. НАЗНАЧЕНИЕ, ОБОСНОВАНИЕ И АНАЛИЗ ПОСАДОК ДЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

При выполнении этого раздела должны быть решены следующие задачи:

- выбор системы посадок;
- выбор квалитетов и определение величин допусков;
- назначение, анализ и расчёт посадок.

На практике эти задачи часто решаются комплексно. При этом широко используются справочные данные с рекомендациями по выбору посадок [6, 7], а также ограничительные отборы посадок, установленные ГОСТ 25347-89 и приведенные в учебном пособии [3, с.94,95].

Из двух систем посадок, как отмечено в [3, с.38], чаще всего используется система отверстия, что связано с её преимуществами в части сокращения потребностей производства в размерных режущих (свёрла, зенкеры, развёртки, протяжки) и контрольных инструментах для изготовления и контроля отверстий.

Систему вала выбирают в тех случаях, когда по конструктивным и технологическим соображениям применение системы отверстия оказывается нецелесообразным. Примером может служить соединение наружного кольца подшипника качения с корпусом редуктора. Если бы посадки для этого соединения выбирались в системе отверстия, то пришлось бы под каждую посадку изготавливать отдельный подшипник либо подвергать дополнительной обработке уже готовые подшипники. Так, при работе подшипника по схеме, когда вращаются совместно внутреннее кольцо и вал, а наружное кольцо и корпус неподвижны, для соединения наружного кольца с корпусом часто выбирают посадку типа скользящей, например, $H7/10$, при которой, как видно из схемы полей допусков (рис. 2), наименьшая величина зазора равна нулю.

Для того чтобы изменить характер посадки, например, получить гарантированный зазор ($S_{min} = 10-12$ мкм), необходимо либо увеличить предельные размеры отверстия (в этом случае посадка будет в системе вала), либо уменьшить предельные размеры вала (в этом случае посадка будет в системе отверстия). Поскольку роль вала в этом соединении выполняет наружное кольцо подшипника, то второй вариант для изменения характера посадки оказывается неприемлемым. Единственно возможным вариантом остаётся выбор посадки в системе вала, например, $G7/10$.

По этим же соображениям посадки внутреннего кольца подшипника на вал должны выбираться только в системе отверстия, например, $L0/k6$.

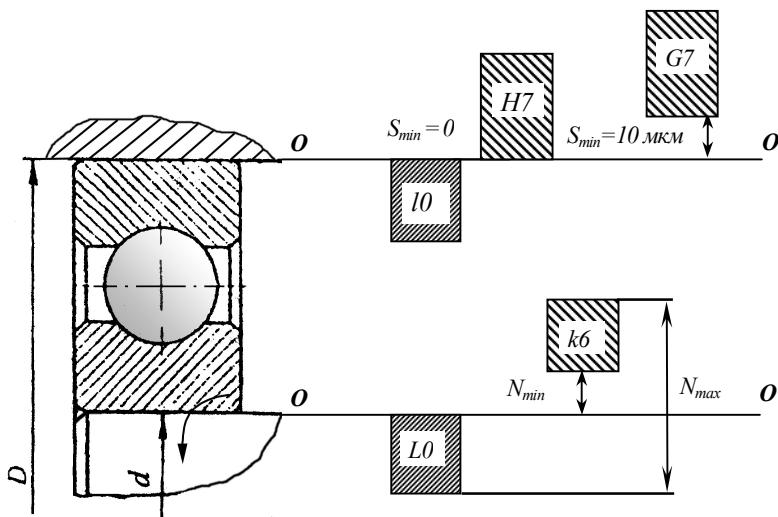


Рис.2. Схемы полей допусков для соединений подшипника качения с валом и корпусом

Система вала оказывается предпочтительной также в следующих случаях:

- когда изготовление и сборка какого-либо узла, если он выполнен в системе отверстия, оказываются затруднительными или невозможными, например, для соединения поршня с головкой шатуна посредством поршневого пальца [3, с.39-41];
- когда детали типа тяг, осей, валиков могут быть изготовлены из холоднотянутых калиброванных прутков без дополнительной механической обработки их наружных поверхностей [3, с.41];
- для соединений шпонки с пазом вала и пазом ступицы зубчатого или червячного колеса [5, с.4-6].

При выборе квалитетов можно руководствоваться следующими соображениями. Для размеров сопрягаемых поверхностей деталей используются квалитеты с 4-го по 12-й, а для свободных размеров – с 12-го по 18-й. При этом наиболее точные, 4-й и 5-й квалитеты используются сравнительно редко, для особо ответственных деталей и соединений. Например, для размеров посадочных поверхностей под подшипники качения высоких классов точности (валов турбины и компрессора ГТД, шпинделей металлорежущих станков, измерительных приборов), для соединений поршневого пальца с поршнем и головкой шатуна в двигателях внутреннего сгорания, соединений пиноли с корпусом задней бабки токарного станка и др.

Квалитеты с 6-го по 8-й являются наиболее распространёнными, используемыми для ответственных соединений в изделиях общего и авиационного машиностроения, а также в приборостроении. По этим квалитетам выполняются посадочные поверхности под подшипники классов точности 0 и 6, соединения зубчатых и червячных колёс с валами, соединения венцов этих колёс со ступицами и др.

Квалитеты 9-й и 10-й предназначены для неответственных неподвижных и подвижных соединений, например, неответственные подшипники скольжения, размеры маслоотражательных колец, распорных втулок, крышек подшипников качения в различных редукторах, шарнирные соединения и др. Квалитеты 11-й и 12-й используются для неответственных соединений, в которых допустимы большие зазоры и значительные диапазоны их изменения, а также для размеров крышек и фланцев, полученных литём или штамповкой.

Более подробные рекомендации по выбору квалитетов для различных соединений приведены в [3,6,7].

Выбор посадок осуществляется в первую очередь, исходя из характера соединений деталей и требований к точности. По своему характеру соединения могут быть: неподвижными неразъёмными, неподвижными разъёмными и подвижными.

Неподвижными неразъёмными считаются соединения, в которых детали не разбираются в течение всего времени эксплуатации или разбираются в исключительных случаях, например, при капитальном ремонте. Примерами таких соединений могут служить соединения венцов червячных или зубчатых колёс со ступицами. Для таких соединений используются посадки с натягом. Выбор посадок с натягом производится, как правило, на основе расчётов.

Неподвижными разъёмными являются соединения, в которых при работе изделия детали остаются неподвижными относительно друг друга, но возможность их относительного перемещения необходимо предусмотреть для разборки-сборки соединения при текущем ремонте или для регулировки. Примерами таких соединений могут служить соединения зубчатых или червячных колёс с валами, когда крутящий момент передаётся с помощью шпонки, соединения распорных втулок или колец с валами, соединения крышек подшипников качения с корпусом редуктора и др. Для таких соединений необходимо назначать либо переходные посадки, если к точности центрирования деталей предъявляются повышенные требования (соединения зубчатых или червячных колёс с валами), либо посадки с зазором, если требования к точности центрирования невысокие, а соединения подлежат частой разборке (соединения крышек подшипников качения с корпусом редуктора).

Подвижные соединения – это соединения, в которых при работе изделия детали должны перемещаться относительно друг друга. Примерами таких соединений могут служить различные подшипники скольжения, плунжерные пары, соединения выходных ступеней валов с отверстиями в крышках подшипников и др. Необходимая степень подвижности деталей в таких соединениях достигается за счёт использования различных посадок с зазором.

На основе проведенного анализа характера соединений и требований к их точности по таблицам рекомендуемых посадок [3, с.94,95] для каждого из соединений, отмеченных в задании, выбираются посадки и обозначаются на чертеже. При этом, в первую очередь, следует ориентироваться на посадки, рекомендуемые для предпочтительного применения (в таблицах они помечены рамками).

Из рассмотрения этих таблиц видно, что для ответственных соединений в системе отверстия (поле допуска отверстия $H7$) предусмотрено наибольшее количество разнообразных посадок. Для того чтобы было легче ориентироваться в этом многообразии, нетрудно запомнить, что четыре посадки: $H7/j_6$, $H7/k_6$, $H7/m_6$ и $H7/n_6$, занимающие среднее положение в этом перечне, – это посадки переходные. Посадки, расположенные слева от указанных, – это посадки с зазором, а посадки, расположенные справа, – это посадки с натягом.

После того как посадка для какого-либо соединения выбрана, в пояснительной записке приводится краткое её обоснование, строится схема расположения полей допусков соединяемых деталей, находятся и проставляются на схеме предельные отклонения отверстия и вала и рассчитываются их предельные размеры. Затем производится анализ выбранной посадки: рассчитываются предельные значения зазоров или натягов, которые могут быть получены в соединении, и определяется допуск посадки.

Поясним методику назначения и анализа посадок на примере рассмотренного ранее соединения зубчатого колеса с валом.

Анализируя характер этого соединения и требования к точности, можно прийти к выводу, что данное соединение должно быть неподвижным разъемным при высоких требованиях к точности центрирования. Следовательно, необходимо выбрать переходную посадку. Учитывая условия сборки-разборки соединения и требования к точности центрирования зубчатого колеса относительно оси вращения вала, по таблице рекомендуемых посадок [3, с. 94] выбираем посадку для предпочтительного применения $\varnothing 56 H7/k_6$. Схема полей допусков для этой посадки изображена на рис. 3.

Результаты анализа посадки целесообразно представить в виде небольшой таблицы, в левой части которой приведены данные, относящиеся к отверстию $\varnothing 56H7$, а в правой – к валу $\varnothing 56k6$.

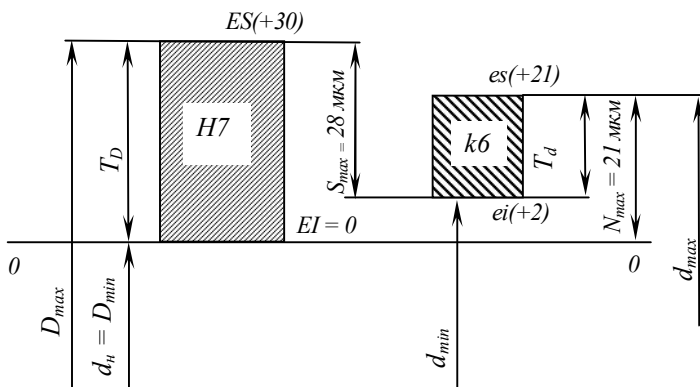


Рис. 3. Схема полей допусков переходной посадки $\varnothing 56 H7/k6$

Для того чтобы найти предельные отклонения отверстия и вала, прежде всего по буквенным обозначениям «H» и «k» в соответствии с таблицами стандарта [3, с. 91, 92] определяем основные (ближайшие к нулевой линии) отклонения. Как видно из этих таблиц, основными отклонениями отверстия, и вала в данном случае будут отклонения нижние: $EI = 0$ (для отверстия) и $ei = +2$ мкм (для вала). Для нахождения вторых предельных отклонений (в рассматриваемом случае верхних ES и es) определим сначала величины допусков отверстия и вала (TD и Td).

Величины допусков находятся по таблице стандарта – ГОСТ 25346-89 [3, с. 93] в зависимости от номинального размера и номера качества. Согласно этой таблице получим: $TD = IT7 = 30$ мкм и $Td = IT6 = 19$ мкм. Тогда верхние предельные отклонения составят: для отверстия $ES = +30$ мкм, а для вала $es = +21$ мкм. После нахождения предельных отклонений рассчитываются предельные размеры соединяемых деталей:

- для отверстия $D_{min} = d_n = 56,000$ мм, $D_{max} = 56,030$ мм;
- для вала $d_{min} = 56,002$ мм, $d_{max} = 56,021$ мм.

Поскольку выбранная посадка является переходной, то в соединениях деталей может быть получен либо зазор, либо натяг. Предельные их значения составят: $S_{max} = D_{max} - d_{min} = 28$ мкм, $N_{max} = d_{max} - D_{min} = 21$ мкм, $S_{min} = N_{min} = 0$.

Допуск переходной посадки рассчитывается по формуле:

$$T_{перех.пос.} = S_{max} + N_{max} = 28 + 21 = 49 \text{ мкм.}$$

С другой стороны, допуск любой посадки, в том числе и переходной, равен сумме допусков соединяемых деталей: $T_{noc} = TD + Td = 30 + 19 = 49$ мкм.

Полученные при анализе посадки данные представлены в таблице.

Отверстие $\varnothing 56 H7$		Вал $\varnothing 56 k6$	
Основное отклонение «H» $EI = 0$		Основное отклонение «k» $ei = +2$ мкм	
Допуск $TD = IT7 = 30$ мкм		Допуск $Td = IT6 = 19$ мкм	
Верхнее отклонение $ES = +30$ мкм		Верхнее отклонение $es = +21$ мкм	
Предельные размеры, мм		Предельные размеры, мм	
$D_{max} = 56,030$	$D_{min} = 56,000$	$d_{max} = 56,021$	$d_{min} = 56,002$
Предельные значения зазоров (натягов) и допуск посадки			
$S_{max} = 28$ мкм; $N_{max} = 21$ мкм; $S_{min} = N_{min} = 0$; $T_{noc.} = 49$ мкм			

Аналогичным образом выбираются и анализируются посадки для других цилиндрических соединений, в том числе для соединений подшипников качения с валом и корпусом.

Посадки колец подшипников на вал и в корпус выбираются в зависимости от схемы работы подшипника, вида нагружения его колец и режима работы. При этом, как указывалось выше, посадки наружных колец в корпус должны назначаться в системе вала, а внутренних колец на вал – в системе отверстия. Схема работы подшипника определяется тем, какое из колец должно совместно вращаться с сопряжённой деталью. В редукторах, коробках скоростей и других изделиях чаще всего встречается следующая схема: совместно вращаются внутреннее кольцо и вал, а наружное кольцо и корпус неподвижны. Выбор посадок подшипников качения при различных схемах их работы осуществляется согласно ГОСТ 3325-85, соответствующие рекомендации приведены в [3, с. 75-77].

Предельные отклонения размеров колец подшипников определяются в зависимости от их номинальных диаметров и класса точности. В изделиях общего машиностроения наибольшее применение получили подшипники классов точности 0 и 6. Предельные отклонения размеров колец для указанных классов точности приведены в таблице учебного пособия [3, с. 98].

3.3. РАСЧЁТ ПЕРЕХОДНЫХ ПОСАДОК ДЛЯ СОЕДИНЕНИЙ ЗУБЧАТЫХ ИЛИ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЁС С ВАЛАМИ

Целью расчёта переходных посадок является нахождение вероятностей получения соединений с зазором и натягом. Расчёт производится на основе положений теории вероятностей и, в первую очередь, исходя из предположения, что распределение действительных размеров отверстий и валов, а также величин получающихся зазоров и натягов подчиняется закону нормального распределения.

Можно рекомендовать следующий порядок расчёта.

Прежде всего, необходимо построить схему полей допусков для рассчитываемой посадки и нанести на неё кривые нормального распределения размеров отверстий и валов [3, с.55,60]. При этом принимаются следующие допущения:

1. Методы обработки отверстий и валов при заданной их точности выбраны экономически целесообразными. Это позволяет использовать при расчёте так называемое правило «6 σ », согласно которому практически возможная зона рассеивания действительных размеров деталей соответствует величине допуска, т.е. $V_D = 6\sigma_D = T_D$ (для отверстия) и $V_d = 6\sigma_d = T_d$ (для вала), где σ_D , σ_d – это средние квадратические отклонения размеров отверстий и валов.

2. Предполагается также, что при обработке отверстий и валов систематические погрешности отсутствовали. В этом случае начала координат кривых распределения размеров отверстий и валов будут располагаться в середине соответствующих полей допусков.

Следующий этап расчёта заключается в определении наиболее вероятных значений размеров отверстия и вала и наиболее вероятной величины зазора или натяга.

После этого на схеме полей допусков отверстия и вала строится кривая нормального распределения величин получающихся в соединении зазоров и натягов. При этом условимся, что величины зазоров будут располагаться выше нулевой линии, а величины натягов – ниже нулевой линии.

Для построения этой кривой необходимо, прежде всего, определить положение начала её координат относительно нулевой линии. В соответствии со свойством кривой нормального распределения началу её координат (максимуму плотности вероятности) будет соответствовать математическое ожидание, или наиболее вероятное значение случайной величины. Таким образом, если чаще всего в соединениях отверстий и валов при выбранной переходной посадке будет получаться зазор $S_{наиб.вер.}$, то начало координат кривой распределения величин зазоров и натягов будет располагаться выше нулевой линии. Если же чаще всего будет получаться натяг $N_{наиб.вер.}$, то начало координат этой кривой будет располагаться ниже нулевой линии.

После нанесения кривой распределения величин зазоров и натягов на схему полей допусков определяются вероятности получения соединений с зазором и натягом. При этом используется известное свойство кривой нормального распределения, согласно которому вероятность каких-либо значений случайной величины численно равна площади, ограниченной кривой нормального распределения, осью абсцисс и соответствующими ординатами.

Таким образом, площадь, ограниченная кривой распределения величин зазоров и натягов выше нулевой линии, будет соответствовать вероятности получения соединений с зазором P_S , а ниже нулевой линии – вероятности получения соединений с натягом P_N . При нахождении этих площадей используются значения функции Лапласа, которые приведены в таблице пособия [3, с.89]. Подробно методика расчёта переходных посадок и примеры их применения изложены в пособии [3, с.54-62].

3.4. РАСЧЁТ ПОСАДОК С НАТЯГОМ ДЛЯ СОЕДИНЕНИЙ ВЕНЦОВ ЗУБЧАТЫХ ИЛИ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЁС СО СТУПИЦАМИ

Зубчатые колёса довольно часто изготавливаются составными: венцы – из высококачественных легированных сталей, а ступицы – из обычных углеродистых сталей, например, из стали 40 или стали 45. Сказанное тем более относится к червячным колёсам, венцы которых изготавливаются из бронзы для того, чтобы обеспечить малый коэффициент трения в паре с червяком. Неподвижность соединений венцов со ступицами обеспечивается за счёт использования посадок с натягом.

Расчёт и выбор посадок с натягом осуществляется, исходя из двух требований:

1. Наименьшая величина натяга для выбранной посадки $N_{min\text{ см}}$ должна быть достаточной для того, чтобы обеспечить неподвижность соединения деталей при действующей нагрузке (условие неподвижности).

2. При наибольшей величине натяга $N_{max\text{ см}}$ напряжения в соединяемых деталях не должны превышать допустимых значений (условие прочности).

Напряжения и деформации деталей в случае посадок с натягом, как правило, не должны выходить за пределы упругости. Поэтому расчёт этих посадок основывается на положениях теории упругости.

Прежде чем приступить к расчёту, необходимо выбрать материалы соединяемых деталей. При этом следует руководствоваться данными, приведенными в таблице пособия [3, с.96]. После того как материалы деталей выбраны, необходимо выписать из таблицы их механические характеристики: пределы текучести, модули упругости и коэффициенты Пуассона.

Затем, исходя из условия неподвижности, при заданной нагрузке (указана в чертеже задания) рассчитывается наименьшая необходимая величина натяга $N_{min\text{ расч.}}$, а исходя из условия прочности, – наибольшая допустимая величина натяга $N_{max\text{ расч.}}$. После введения поправки, учитывающей сглаживание неровностей на поверхностях венца и ступицы при запрессовке, находятся наименьшее и наибольшее значения функционального натяга и по таблице [3, с.97] выбирается посадка, удовлетворяющая условиям:

- наименьший натяг при выбранной посадке должен быть больше или равен наименьшей величине функционального натяга $N_{\min \text{ ст.}} \geq N_{\min \text{ функц.}}$;
- наибольший натяг должен быть меньше или равен наибольшей величине функционального натяга $N_{\max \text{ ст.}} \leq N_{\max \text{ функц.}}$.

Если эти условия будут выполнены, то выбранная посадка будет удовлетворять и условию неподвижности соединения, и условию прочности соединяемых деталей.

Подробно методика расчёта посадок с натягом и примеры их применения изложены в пособии [3, с.62-73].

3.5. ВЫБОР И АНАЛИЗ ПОСАДОК ДЛЯ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Посадки для шпоночного соединения, как отмечалось выше, назначаются в системе вала, что связано с различным характером соединений шпонки с пазом вала и с пазом ступицы зубчатого или червячного колеса. А именно: соединение шпонки с валом должно быть достаточно плотным, чтобы исключить её перемещение относительно вала, а с пазом ступицы – свободным (с небольшим зазором). Зазор необходим для того, чтобы компенсировать при сборке погрешности формы и расположения поверхностей шпонки и пазов.

Требуемый характер этих соединений в системе вала обеспечивается за счёт изменения предельных размеров пазов: предельные размеры паза вала назначаются меньшими, чем предельные размеры паза ступицы. Если бы посадки шпоночного соединения выбирались в системе отверстия, то требуемый характер соединений шпонки с валом и ступицей пришлось бы обеспечивать за счёт изменения предельных размеров шпонки, т.е. шпонку, как видно из схемы, представленной в [5, с.6], пришлось бы изготавливать ступенчатой, что нецелесообразно.

В зависимости от характера работы, воспринимаемой нагрузки и условий сборки применяют три вида шпоночных соединений: свободное, нормальное и плотное [5, с.5].

Наиболее широко используются нормальные шпоночные соединения, их и следует рекомендовать к применению. В этом случае для соединения шпонки с пазом вала назначается посадка $N9/h9$, а для соединения шпонки с пазом ступицы – $J59/h9$.

При выполнении этого раздела курсовой работы необходимо в пояснительной записке построить схему расположения полей допусков шпонки и шпоночных пазов [5, с.6], определить по таблицам [3, с.91-93] основные отклонения и допуски на ширину шпонки и пазов при найденном ранее их но-

минальном размере ϵ , рассчитать предельные размеры соединяемых деталей, а также предельные значения зазоров и натягов в соединениях шпонки с пазом вала и с пазом ступицы.

Результаты анализа посадок для шпоночного соединения представить в виде таблицы, как показано в разделе 3.2. При этом следует учесть, что в данном случае фигурируют три детали (шпонка и два шпоночных пазы). Поэтому таблица должна состоять из трёх частей: в средней части приводятся данные, относящиеся к шпонке, в левой – данные, относящиеся к шпоночному пазу вала, а в правой – данные, относящиеся к шпоночному пазу ступицы. Найденные при анализе предельные значения зазоров и натягов указать на схеме полей допусков.

3.6. ВЫБОР И АНАЛИЗ ПОСАДОК ДЛЯ ШЛИЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Назначение и анализ посадок для шлицевого соединения необходимо производить в соответствии с рекомендациями [5, с.8-18] в следующей последовательности.

1. Исходя из назначения шлицевого соединения, условий его изготовления и эксплуатации, установить тип соединения по форме шлицев (прямобочное или эвольвентное), характер соединения (подвижное или неподвижное) и вид центрирования (по наружному диаметру D , по внутреннему диаметру d или по боковым сторонам шлицев ϵ). При этом необходимо учитывать, что шлицевые соединения с эвольвентным профилем характеризуются большей прочностью, обеспечивают лучшее центрирование, более технологичны в изготовлении, но экономически менее выгодны, если вал и втулка подвергаются закалке. Поэтому наибольшее применение в изделиях машиностроения получили прямобочные шлицевые соединения.

2. С учётом характера соединения и наружного диаметра, найденного при выполнении раздела 3.1, выбрать по таблицам [5, с.11] стандартные значения параметров шлицевого соединения и назначить посадки по наружному диаметру D , по внутреннему диаметру d и по ширине шлицев ϵ .

При этом посадки по указанным параметрам выбираются из числа предусмотренных для гладких цилиндрических соединений и рекомендованных ГОСТ 1139-80 [5, с.10,12].

3. По таблицам ГОСТ 25346-89 [3, с.91-93] определить значения основных отклонений и допусков на основные параметры шлицевого соединения (D , d , ϵ) и построить комплексную схему полей допусков. В качестве примера на рис.4 представлена схема расположения полей допусков для подвижного

шлицевого соединения при центрировании по внутреннему диаметру $d - 8 \times 36 H7/e8 \times 40 H12/a11 \times 7 D9/f8$.

4. Рассчитать и показать на схеме предельные значения зазоров (натягов).

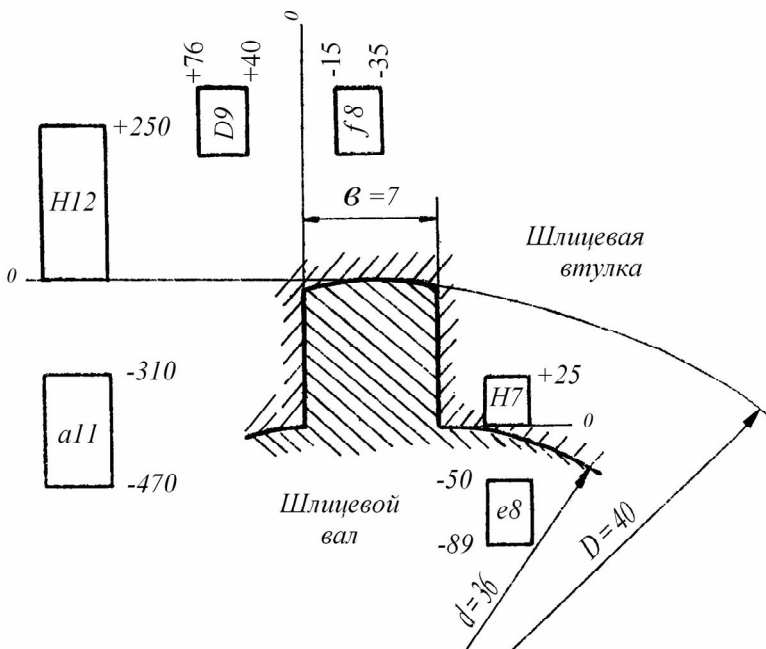


Рис. 4. Комплексная схема полей допусков подвижного шлицевого соединения при центрировании по внутреннему диаметру

Для эвольвентных шлицевых соединений, в отличие от прямобочных, чаще всего используются только два вида центрирования: по наружному диаметру D и по боковым поверхностям зубьев, т.е. по размерам $e = s$.

Схемы указанных видов центрирования и рекомендации по выбору посадок приведены в [5, с. 14-18].

3.7. ВЫБОР И АНАЛИЗ ПОСАДОК ДЛЯ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

При выполнении данного раздела рекомендуется использовать основные положения стандартов на метрические резьбы, их допуски и посадки [5, с. 19-36]. Исходя из характера резьбового соединения и требований к точности, необходимо выбрать поля допусков для диаметров наружной и внутренней резьб. При этом предпочтение следует отдавать использованию рекомендуемых полей допусков, приведённых в таблице учебного пособия [5, с. 29].

Как видно из этой таблицы, для предпочтительного применения стандартом рекомендуются два поля допуска: $6H$ – для внутренней резьбы и $6g$ – для наружной резьбы. Сочетание этих полей допусков образует предпочтительную посадку $6H/6g$, которая чаще всего и используется для обычных крепёжных резьб. Это посадка с небольшим гарантированным зазором по среднему диаметру $D_2(d_2)$, что обеспечивает достаточно лёгкое свинчивание резьбовых деталей.

В тех случаях, когда резьбовое соединение выполняет регулировочные функции, например, используется для регулирования осевого зазора, то предпочтение следует отдать посадке типа скользящей $6H/6h$, когда наименьшая величина зазора будет равна нулю. Кроме того, для таких соединений целесообразно выбирать резьбы с мелким шагом.

После назначения и обоснования посадки строится комплексная схема полей допусков для резьбового соединения [5, с.32] и оформляется таблица с результатами анализа этой посадки. Пример такой таблицы для резьбового соединения $M14 \times 1,5 - 6H/6g$ приведен в [5, с.36]. В таблице указываются номинальные значения наружного, среднего и внутреннего диаметров соединения, их предельные отклонения, а также предельные размеры диаметров внутренней и наружной резьб и величины получающихся зазоров. При этом предельные отклонения диаметров внутренней и наружной резьб находятся по таблицам ГОСТ 16093-81 [5, с.103а,104] в зависимости от наружного диаметра и шага резьбы и выбранных полей допусков.

Если в соответствии с заданием необходимо выбрать посадку для соединения резьбовой шпильки с резьбовым гнездом корпуса редуктора, то для предотвращения самоотвинчивания шпильки выбранная посадка должна обеспечивать натяг по среднему диаметру резьбы. В этом случае следует руководствоваться таблицей, приведённой в [5, с.34], а комплексная схема полей допусков будет иметь вид, представленный на рис.18 пособия [5, с.33]. При этом предельные отклонения диаметров резьбового гнезда и шпильки могут быть найдены по таблице ГОСТ 4608-81 [5, с.105].

3.8. ВЫБОР И ОБОЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК ДЛЯ СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ РЕДУКТОРА

В качестве примера рассмотрим, каким образом и какие посадки следует выбрать для различных соединений сборочной единицы редуктора, чертёж которой представлен на рис.5. Как видно из этого рисунка, на главном участке вала с диаметром 40 мм расположены: внутреннее кольцо подшипника (соеди-

нение №1), распорное кольцо (соединение №2) и зубчатое колесо (соединение №3). Наиболее ответственным соединением из указанных трёх является соединение внутреннего кольца подшипника с валом, для которого в первую очередь и назначается посадка. При этом, если предположить, что шариковые подшипники, используемые в данном узле, изготовлены по классу точности «0», то поле допуска внутреннего кольца будет обозначено $L0$, а наружного кольца – $l0$.

Посадки внутреннего кольца на вал, как отмечалось выше, выбираются в системе отверстия в зависимости от схемы работы подшипника, вида нагружения его колец и режима работы.

В рассматриваемом узле, как видно из рис. 5, внутреннее кольцо подшипника должно вращаться совместно с валом. Следовательно, это соединение должно быть неподвижным разъёмным, чтобы исключить проворачивание вала относительно кольца и обеспечить достаточно лёгкую установку подшипника на вал. Требуемый характер соединения достигается за счёт выбора для вала полей допусков под переходные посадки, например, $k6$ [3, с.75]. В результате, благодаря специфическому расположению поля допуска на внутреннее кольцо подшипника (вниз относительно нулевой линии), в этом соединении обеспечивается небольшой гарантированный натяг (рис. 2). Использование в данном случае стандартных посадок с натягом недопустимо, так как из-за больших величин натягов может привести к заклиниванию тел качения и разрушению подшипника.

Таким образом, для соединения внутреннего кольца подшипника с валом (№1) можно выбрать посадку $\varnothing 40 L0/k6$. Это посадка в системе отверстия с небольшим гарантированным натягом ($N_{min} = 2$ мкм).

Поскольку вал с диаметром 40мм гладкий, то его целесообразно изготавливать для соединений №№1, 2, 3 за одну установку, с одинаковыми предельными размерами, соответствующими полю допуска $k6$.

Соединение №2 (распорного кольца с валом) никаких нагрузок не передаёт и является неотвечственным. Поэтому для простоты сборки и большей экономичности целесообразно выбрать посадку с зазором при пониженной точности изготовления отверстия. Это достигается за счёт назначения комбинированной посадки $\varnothing 40 E9/k6$.

Соединение зубчатого колеса с валом (№3) является весьма ответственным, оно должно обеспечивать хорошее центрирование соединяемых деталей и в то же время достаточно лёгкую сборку-разборку соединения. Этим требованиям удовлетворяет переходная посадка $\varnothing 40 H7/k6$, рекомендуемая для предпочтительного применения [3, с.94].

Функциональное назначение и требования, предъявляемые к соединению №4 (соединение распорной втулки со ступенью вала $\varnothing 46$ мм), аналогичны предъявляемым к соединению №2. Необходимо, как и для соединения №2, назначить посадку с зазором невысокой точности. Но так как на участке вала диаметром 46 мм устанавливается только распорная втулка, то для этого соединения нет необходимости назначать комбинированную посадку и ужесточать требования к точности вала. Поэтому для этого соединения следует выбрать посадку с зазором в системе отверстия пониженной точности, например, $\varnothing 46 H9/f9$.

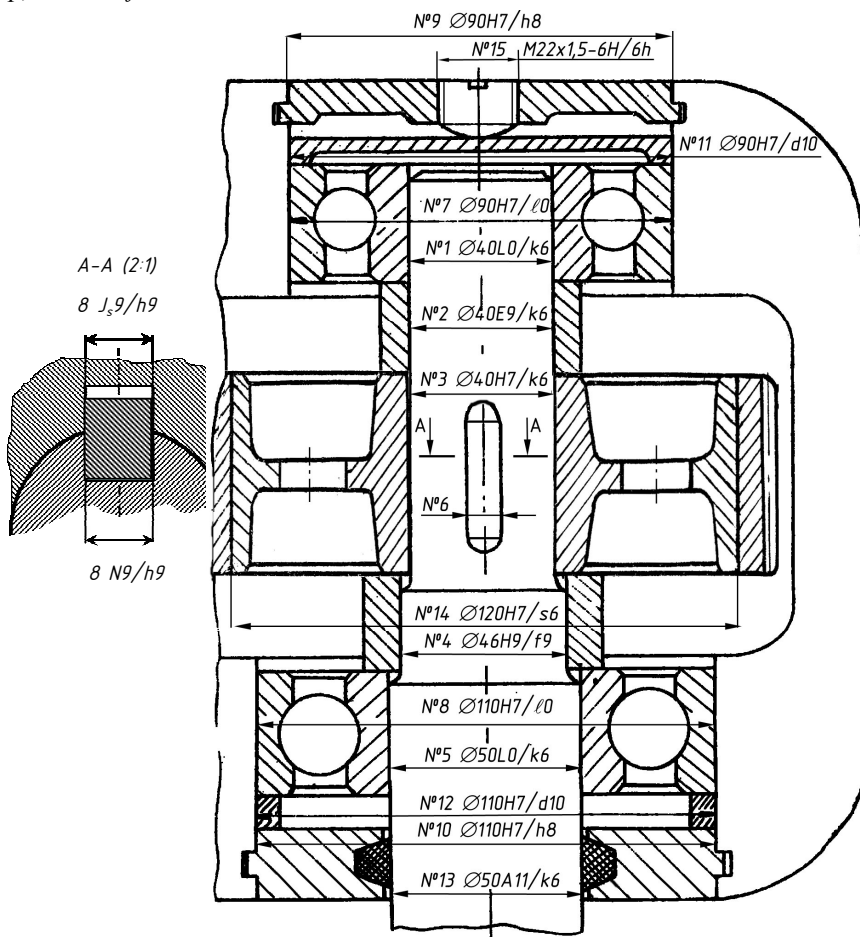


Рис. 5. Чертёж сборочной единицы редуктора

Посадка внутреннего кольца подшипника на ступень вала $\varnothing 50$ мм (соединение №5) аналогична посадке соединения №1. Поэтому для соединения №5 также назначаем посадку $\varnothing 50 L0/k6$.

Выбор посадок для соединений шпонки с валом и ступицей зубчатого колеса (соединение №6), как отмечено в разделе 3.5, осуществляется с учётом характера работы, воспринимаемой нагрузки и условий сборки соединений. Для рассматриваемого случая (действие неререверсивных нагрузок, благоприятные условия сборки, отсутствие частых разборок) следует выбрать нормальный вид шпоночного соединения, для которого рекомендуются посадки: шпонки в паз вала – $8 N9/h9$, шпонки в паз ступицы – $8 J_s9/h9$ [5, с. 6].

В случаях, когда наружные кольца подшипников и сопрягаемые с ними детали, в рассматриваемом случае корпус редуктора, (соединения №7 и №8) неподвижны, рекомендуется использовать посадки с небольшим зазором. Это позволяет облегчить сборку и создать условия для периодического проворачивания наружных колец относительно корпуса, за счёт чего обеспечивается более равномерный износ их беговых дорожек. При этом посадки, как отмечалось ранее, должны выбираться в системе вала. В соответствии с [3, с. 76] для этих соединений назначаем посадки $\varnothing 90 H7/l0$ и $\varnothing 110 H7/l0$.

Таким образом, предельные отклонения размеров отверстий в корпусе редуктора под наружные кольца подшипников, а также под закладные крышки будут соответствовать полю допуска $H7$. Диаметры закладных крышек подшипников рекомендуется выполнять с полем допуска $h8$, что в сочетании с полями допусков отверстий обеспечивает в соединениях крышек с корпусом наименьший зазор S_{min} , равный нулю, и достаточную их герметичность. Следовательно, посадки для соединений №9 и №10 будут соответственно: $\varnothing 90 H7/h8$ и $\varnothing 110 H7/h8$.

В случае если крышки подшипников крепятся к корпусу редуктора винтами, а утечка смазки предотвращается за счёт установки прокладок, величину зазоров для облегчения сборки-разборки соединений целесообразно увеличивать. Это достигается путём назначения посадок типа $H7/d10$ или $H7/d11$.

Как видно из рис. 5, в отверстия корпуса между наружными кольцами подшипников и закладными крышками устанавливаются распорная шайба и кольцо (соединения №11 и №12). По характеру эти соединения должны быть неподвижными легкоразъёмными при пониженных требованиях к точности наружных диаметров шайбы и кольца (требования к точности отверстий сохраняются высокими, так как в эти же отверстия устанавливаются наружные кольца подшипников). Требуемый характер этих соединений может быть обеспечен за счёт использования таких же посадок, как и для привёртных крышек, а именно: $\varnothing 90 H7/d10$ и $\varnothing 110 H7/d10$.

Выходная ступень вала с диаметром 50 мм должна свободно проходить через отверстие в крышке подшипника и вращаться, не задевая за крышку (соединение №13). Следовательно, данное соединение должно быть подвижным, с достаточно большими зазорами, при пониженных требованиях к точности отверстия. Учитывая, что рассматриваемый участок вала гладкий ($\varnothing 50$ мм), а поле допуска для него под внутреннее кольцо подшипника уже выбрано ($k6$), то для получения необходимой величины зазора в этом соединении следует выбрать комбинированную посадку, например, $\varnothing 50 A11/k6$. Герметичность соединения вала с крышкой в данном случае обеспечивается за счёт установки уплотнительного кольца или манжеты.

Соединение №14 – это неподвижное неразъёмное соединение венца зубчатого колеса со ступицей. Учитывая, что характер передаваемой нагрузки не реверсивный, выбираем среднюю прессовую посадку, рекомендуемую для предпочтительного применения $\varnothing 120 H7/s6$.

Резбовое соединение №15, используемое в рассматриваемом узле, выполняет регулировочные функции (позволяет регулировать величину осевого зазора). Поэтому с учётом рекомендаций, приведённых в разделе 3.7, целесообразно выбрать посадку типа скользящей – $M22 \times 1,5-6H/6h$, с наименьшим зазором по среднему диаметру, равным нулю.

3.9. РАСЧЁТ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ КАЛИБРОВ

При выполнении расчёта исполнительных размеров калибров следует руководствоваться методическими указаниями [3, с. 79-87].

Можно рекомендовать следующий порядок расчёта.

1. Прежде всего необходимо для соединения, обозначенного в задании буквой «К», выбрать посадку, построить схему расположения полей допусков отверстия и вала, по таблицам [3, с. 91-93] найти их предельные отклонения, рассчитать и показать на схеме предельные размеры: D_{min} и D_{max} – для отверстия, d_{min} и d_{max} – для вала. Эта часть расчёта выполняется в разделе 3.2, а полученные результаты используются в качестве исходных данных.

2. На схему полей допусков контролируемых деталей нанести поля допусков на калибры: левее поля допуска отверстия – на проходную и непроходную пробки, а правее поля допуска вала – на проходную и непроходную скобы. В отличие от примера, рассмотренного в пособии [3, с. 87], поля допусков отверстия и вала целесообразно привести к одной нулевой линии, а поля допусков на калибры расположить согласно указанным рекомендациям.

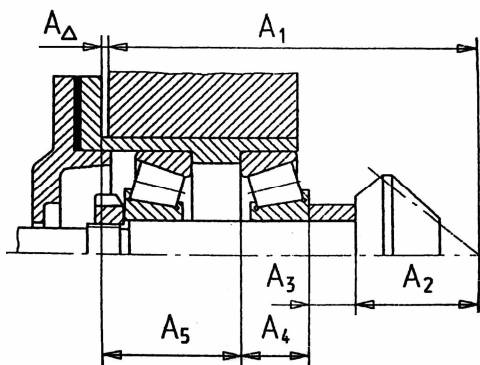
3. По таблицам стандарта на калибры (ГОСТ 24853-81), которые приведены в пособии [3, с.99-101], найти допуски и отклонения для калибров: Н, Z, Y – для пробок и Н₁, Z₁, Y₁ – для скоб. При этом необходимо учитывать номинальный размер и номер качества контролируемой детали.

4. С учётом значений Н, Z, Y и Н₁, Z₁, Y₁ найти и проставить на схеме полей допусков предельные отклонения размеров пробок и скоб относительно предельных размеров отверстия и вала соответственно.

5. Рассчитать предельные и исполнительные размеры калибров: пробок для контроля отверстий и скоб для контроля валов. Расчётные формулы и пример расчёта приведены в [3, с.84-86].

3.10. РАСЧЁТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Изучив чертёж узла в задании (пример представлен на рис. 6), необходимо вычертить схему размерной цепи и в соответствии с данными, приведёнными в таблице, указать на ней номинальные размеры и предельные отклонения составляющих звеньев.



Вариант	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅
1	72,25H11	25h10	8a11	13,25js10	27Js10
2	82,25H11	30h10	8b11	15,25js10	30Js10
3	88,25H11	30h10	8c11	16,25js10	35Js10

Рис. 6. Задание для расчёта размерной цепи

Используя методы полной взаимозаменяемости и теоретико-вероятностный, решить обратную задачу, т.е. определить номинальный размер, предельные отклонения и допуск замыкающего звена A_Δ. Построить схемы полей допусков замыкающего звена [8, с.21] и дать сравнительный анализ точности его выполнения. Методика расчёта размерных цепей рассмотрена в пособии [8].

3.11. ВЫБОР СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЙ

Данный раздел представляет собой метрологическую часть курсовой работы. Получив от преподавателя задание и руководствуясь методическими указаниями [9], необходимо выбрать средства для измерения размеров отверстия и вала, образующих то или иное соединение, или для измерения каких-либо свободных размеров деталей.

При этом следует иметь в виду, что одну и ту же метрологическую задачу можно решить с помощью различных измерительных средств, которые имеют разные стоимость и точность, а следовательно, дают неодинаковые результаты измерений. Измерения с применением недостаточно точных средств малоценны, даже вредны, так как могут стать причиной неправильных выводов. С другой стороны, использование излишне точных средств измерений оказывается экономически невыгодным.

Критерием правильного выбора средств измерений является выполнение следующего условия: предельные погрешности выбранных средств измерений Δ_{cu} не должны превышать допускаемую погрешность измерений δ по ГОСТ 8.051-81 и в то же время они не должны быть меньше экономически целесообразных допускаемых погрешностей средств измерений $\Delta_{эк.сц}$:

$$\Delta_{эк.сц} < \Delta_{cu} < \delta. \quad (1)$$

Величину $\Delta_{эк.сц}$, как правило, принимают равной одной десятой допуска, величина которого находится в зависимости от номинального значения измеряемого размера и номера качества. Допускаемые погрешности измерений δ также находятся в зависимости от номинального значения размера и номера качества. Их величины приведены в табл. 1 методических указаний [9, с.7].

В этих указаниях приведены также предельные погрешности различных видов средств измерений: штангенциркулей, микрометров, индикаторных нутромеров, миниметров и др. С учётом этих данных, а также найденных значений δ и $\Delta_{эк.сц}$ выбираются такие средства измерений, чтобы условие (1) выполнялось.

Подробно методика выбора средств измерений и конкретные примеры решения этой задачи приведены в указаниях [9]. В пояснительной записке следует дать необходимые пояснения, привести результаты расчётов и изобразить принципиальные схемы выбранных средств измерений.

3.12. ВЫПОЛНЕНИЕ ЧЕРТЕЖА СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ РЕДУКТОРА И РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ СОЕДИНЯЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ

В графической части курсовой работы необходимо выполнить сборочный чертёж редуктора или отдельного узла, для которого выбиралось наибольшее число посадок, и обозначить посадки для соединений, указанных в задании. В качестве примера на рис.7 представлен горизонтальный разрез коническо-цилиндрического редуктора. С целью упрощения на рисунке не приведены номера позиций, габаритные размеры редуктора и технические требования. Размеры отдельных соединений и обозначения посадок указаны частично.

Как видно из этого рисунка, посадки на сборочных чертежах обозначаются в виде условной дроби, в числителе которой указывается поле допуска отверстия, а в знаменателе – поле допуска вала. Например, $\varnothing 34H7/m6$ – для соединения конического зубчатого колеса с валом, $\varnothing 30L0/k6$ – для соединений внутренних колец подшипников качения с валом, $\varnothing 72H7/l0$ – для соединений наружных колец подшипников с корпусом редуктора, $\varnothing 30E9/k6$ – для соединения распорного кольца с валом, $\varnothing 72H7/d10$ – для соединений крышек подшипников с корпусом, $10N9/h9$ и $10Js9/h9$ – для соединений шпонки с валом и ступицей, $M 35 \times 2-6H/6g$ – для резьбового соединения.

Рабочие чертежи соединяемых деталей (в задании они обозначены буквами «Ч») выполняются в соответствии с требованиями ЕСКД. В чертежах (рекомендуемый формат – А3) должны быть указаны все номинальные размеры деталей, их предельные отклонения (чаще всего с помощью условных обозначений полей допусков), допуски формы и расположения поверхностей, параметры шероховатости, а также материалы, из которых должны быть изготовлены детали, их механические характеристики и другие технические требования.

В чертежах зубчатых или червячных колёс в виде специальной таблицы должны быть указаны: модуль m и число зубьев колеса z , стандарт, определяющий форму и размеры исходного контура, степень точности, вид сопряжения и другие данные.

При выполнении рабочих чертежей деталей можно руководствоваться образцами чертежей, приведёнными в учебных пособиях [10,16] и в альбомах типовых чертежей деталей машин, разработанных на кафедре механической обработки материалов (МОМ).

Ниже рассмотрены методика и порядок составления рабочих чертежей деталей на примере вала-шестерни, изображённого на рис. 8.

1. *Выполнение чертежа детали*

Вычертить деталь, по конфигурации и размерам соответствующую чертежу-заданию, изобразить необходимые виды, разрезы и сечения.

2. *Простановка номинальных размеров*

Номинальные размеры деталей устанавливаются в соответствии с рекомендациями, приведёнными в разделе 3.1, путём их измерения на сборочном чертеже редуктора.

3. *Анализ конструкции детали*

При выполнении этого этапа, прежде всего, необходимо определить, какие из поверхностей детали играют роль конструкторских баз, и обозначить их на чертеже заглавными буквами русского алфавита, заключёнными в рамки. Линии, соединяющие эти рамки с базовыми поверхностями, должны заканчиваться зачёрнёнными равносторонними треугольниками и составлять продолжение размерных линий, если базами являются оси каких-либо поверхностей или плоскости симметрии. Это облегчает чтение чертежей.

Применительно к валу-шестерне, изображённой на рис. 8, очевидно, что конструкторскими базами, определяющими положение вала в редукторе, являются шейки, на которых устанавливаются внутренние кольца подшипников. На чертеже они обозначены буквами Г и Д. Это наиболее ответственные поверхности вала, к ним предъявляются повышенные требования по точности размеров, формы и расположения, а также к качеству их обработки, т.е. к шероховатости поверхностей.

Базой, определяющей положение шпонки в пазу вала, будет являться плоскость симметрии поверхности вала (обозначена буквой Е), предназначенной для установки конического зубчатого колеса.

Базами, определяющими положение вала в осевом направлении, а также положение подшипников и конического зубчатого колеса, являются упорные торцы буртиков диаметром 42 мм.

При анализе конструкции детали устанавливается также, какие поверхности являются сопрягаемыми, а какие свободными.

4. *Нормирование и простановка предельных отклонений размеров*

Предельные отклонения размеров конструкторских баз, а также других сопрягаемых поверхностей, в частности, на размер поверхности под коническое зубчатое колесо, на размеры шпоночного паза и др., чаще всего указываются с помощью условных обозначений полей допусков. При этом поля допусков должны соответствовать выбранным посадкам, указанным на сборочном чертеже.

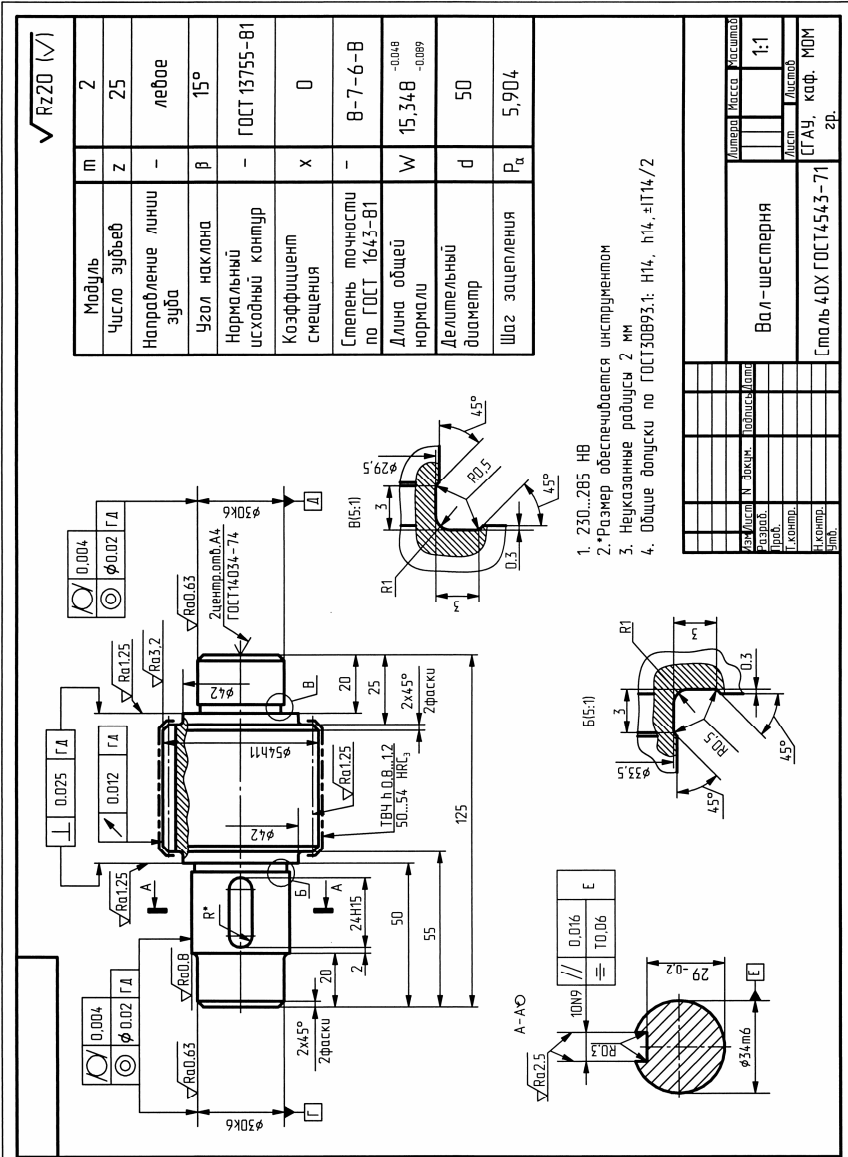


Рис. 8. Рабочий чертёж вала-шестерни

Для рассматриваемого примера это размеры: $\varnothing 30k6$ – для конструкторских баз Г и Д, $\varnothing 34m6$ – для посадочной поверхности под коническое зубчатое колесо, $10N9$ и $24H15$ – соответственно для ширины и длины шпоночного паза. Поля допусков на ширину и длину шпоночного паза $N9$ и $H15$, а также числовые значения предельных отклонений на размер расстояния от дна шпоночного паза до поверхности вала ($29_{-0,2}$) назначаются в соответствии со стандартом на шпоночные соединения [5, с.5].

Предельные отклонения размеров относительно низкой точности, например, на общую длину вала и длину отдельных его ступеней (рис.8), на диаметры отверстий в ступицах зубчатых колёс, служащих для снижения их веса (рис.7), и на ряд других размеров на изображениях деталей в чертежах, как правило, не указываются, а запись об их величине приводится в технических требованиях. При этом предельные отклонения на эти размеры устанавливаются в соответствии с величинами допусков по квалитетам от 12-го и грубее или по установленным стандартом (ГОСТ 30893.1-2002) четырём классам точности. Эти классы получили названия: точный (*f*), средний (*m*), грубый (*c*) и очень грубый (*v*). Неуказанные предельные отклонения в соответствии с ГОСТ 30893.1-2002 назначаются симметричными по отношению к номинальному размеру, а их значения принимаются равными одной второй от величины допуска, установленного для выбранного класса точности. При этом запись в технических требованиях чертежа приводится в сокращённом виде: указывается номер ГОСТа и обозначение класса точности, например, «ГОСТ 30893.1 – *m*». Приведённая форма записи определяет также неуказанные предельные отклонения радиусов закруглений, фасок и угловых размеров.

Кроме симметричных предельных отклонений, стандартом допускается нормирование для размеров отверстий и валов односторонних предельных отклонений, что в ряде случаев оказывается более целесообразным и прогрессивным. Односторонние предельные отклонения устанавливаются также в соответствии с величинами допусков по квалитетам от 12-го и грубее или по указанным выше классам точности. При этом имеет место следующее соответствие между величинами допусков: допуск по 12-му квалитету примерно равен допуску t_1 по точному классу *f*, т.е. $IT12 \approx t_1$ и далее $IT14 \approx t_2$ (по среднему классу *m*), $IT16 \approx t_3$ (по грубому классу *c*) и $IT17 \approx t_4$ (по классу точности – очень грубый *v*).

Запись в технических требованиях чертежа в этом случае должна содержать: номер настоящего стандарта и обозначения предельных отклонений либо в виде полей допусков, либо в виде условных обозначений допусков (t_1, t_2, t_3, t_4) по

классам точности (f, m, c, v). В качестве примера ниже приведены различные варианты такой записи для среднего класса точности m .

Вариант 1. «Общие допуски по ГОСТ 30893.1: $H14, h14, \pm t_2/2$ ». Допускается замена обозначений: $\pm t_2/2$ на $\pm IT14/2$.

Вариант 2. «Общие допуски по ГОСТ 30893.1: $+t_2, -t_2, \pm t_2/2$ ».

Значения допусков t_1, t_2, t_3 и t_4 для различных классов точности находятся по таблицам стандарта [11].

В представленном на рис.8 чертеже вала-шестерни использован первый вариант, как наиболее предпочтительный. Согласно этой записи (она значится под номером «4») неуказанные предельные отклонения на все размеры внутренних поверхностей (отверстий) должны соответствовать предельным отклонениям основного отверстия с допуском по 14-му качеству ($H14$), а на размеры наружных поверхностей (валов) – предельным отклонениям основного вала также с допуском по 14-му качеству ($h14$). Для размеров элементов, не относящихся к отверстиям или валам (в рассматриваемом примере на размеры отдельных ступеней вала-шестерни), назначают симметричные предельные отклонения $\pm IT14/2$.

5. Нормирование и обозначение допусков формы поверхностей

Помимо предельных отклонений размеров деталей для ряда наиболее ответственных поверхностей, например, для конструкторских баз, приходится нормировать допуски формы. В частности, для цилиндрических поверхностей, сопрягающихся с внутренними кольцами подшипников, это:

- допуск цилиндричности (обозначается символом ⌀);
- допуск круглости (обозначается символом ⊙);
- допуск формы профиля продольного сечения (≡).

Из этих показателей наиболее общим, комплексным показателем является допуск цилиндричности. Он ограничивает все возможные виды отклонений формы цилиндрических поверхностей в любом поперечном и продольном сечениях. Значения допусков формы нормируются в соответствии с установленными стандартом [12] степенями точности: с 1-й по 16-ю в порядке снижения точности. Примеры по выбору степеней точности и величин допусков формы цилиндрических поверхностей приведены в [6,10,13]. Кроме того, в зависимости от отношения допуска формы T_ϕ к допуску на размер T_p установлено три уровня относительной геометрической точности:

- нормальный (А), если отношение T_ϕ / T_p равно 0,6 для плоских поверхностей или 0,3 для цилиндрических поверхностей;
- повышенный (В), если T_ϕ / T_p соответственно равно 0,4 или 0,2;
- высокий (С), если T_ϕ / T_p соответственно равно 0,25 или 0,12.

При разработке чертежей деталей, принимая в первом приближении нормальный уровень геометрической точности, допуск формы можно принимать равным 0,6 или 0,3 от допуска размера, соответственно для плоских и цилиндрических поверхностей. Таким образом, для посадочных поверхностей Г и Д под внутренние кольца подшипников $\varnothing 30k6$ (рис.8) при допуске на размер $T_d = IT6 = 13$ мкм [3, с. 93] допуск цилиндричности составит $T_{\sigma} = 0,3T_p \approx 4,0$ мкм.

Допуски формы указываются в специально вычерчиваемых прямоугольных рамках, которые соединяются линиями, заканчивающимися стрелками, с поверхностями, допуски формы которых оговариваются в чертеже. Рамки разделяются на две части: в первой части изображается символ допуска, а во второй – приводится его числовое значение, выраженное в мм (рис.8).

Вместо допуска цилиндричности довольно часто нормируют допуски круглости и формы профиля продольного сечения. Это связано с тем, что указанные отклонения легче могут быть измерены и проконтролированы в процессе изготовления деталей.

6. Нормирование и обозначение допусков расположения

Для того чтобы любые изделия, в том числе редукторы, сборочные чертежи которых представляют собой задания на выполнение курсовой работы, могли нормально функционировать необходимо, чтобы детали, входящие в состав каких-либо сборочных единиц, а также их поверхности занимали строго определённое положение в соответствии с заданным в чертежах их номинальным расположением.

Очевидно, что рассматриваемый вал-шестерня (рис.8) будет занимать в редукторе (рис.7) требуемое (без каких-либо перекосов) положение, если поверхности конструкторских баз под внутренние кольца подшипников, равно как и отверстия в корпусе под наружные кольца, будут соосны. Для того чтобы коническое зубчатое колесо при установке на шейку вала-шестерни с диаметром $34m6$ также заняло требуемое положение и при работе редуктора вращалось бы, по возможности, без биения, необходимо, чтобы ось посадочной поверхности совпадала с осью вращения вала, то есть с осью конструкторских баз Г и Д. Допустимая величина смещения осей различных поверхностей ограничивается допуском соосности, который принято обозначать символом \odot .

Величина допуска соосности на чертежах может указываться двояко: либо в диаметральном выражении (в этом случае перед числовым значением допуска ставится символ \varnothing), либо в радиусном выражении (в этом случае перед числовым значением допуска ставится буква R). Более предпочтительным является диаметральное выражение допуска.

Для обеспечения требуемого положения конического зубчатого колеса, а также внутренних колец подшипников качения относительно вала необходимо, чтобы упорные торцы буртиков вала-шестерни были перпендикулярны базовой оси поверхностей Г и Д. Это достигается за счёт нормирования допуска перпендикулярности (обозначается символом \perp).

Числовые значения допусков соосности и перпендикулярности, а также на другие виды отклонений расположения назначаются в соответствии с установленными стандартом [12] степенями точности: с 1-й по 16-ю в порядке снижения точности. Примеры по использованию различных степеней точности и числовые значения допусков соосности и перпендикулярности приведены в [6, 10, 13].

Вместо допусков соосности и перпендикулярности в чертежах деталей довольно часто нормируют допуски радиального и торцевого биений, которые принято обозначать символом \nearrow . Это связано с тем, что радиальное и торцевое биения легко могут быть проконтролированы с помощью центров и индикаторов часового типа.

Допуски расположения поверхностей указывают в прямоугольных рамках, которые чаще всего разделяются на три части: в первой части приводится символ допуска; во второй – числовое его значение, в третьей – буквенные обозначения баз. Рамку соединяют с нормируемым элементом линиями, заканчивающимися стрелками, при этом, если допуск относится к оси поверхности или к плоскости симметрии, то соединительные линии должны быть продолжением размерных линий.

В соответствии с изложенным на чертеже вала-шестерни (рис. 8) указаны допуски соосности конструкторских баз и поверхности шейки вала под коническое зубчатое колесо, а также допуски перпендикулярности упорных торцов буртиков относительно базовой оси. Допустимая величина смещения оси окружности выступов зубьев ограничивается, как показано на чертеже, допуском радиального биения.

Для того чтобы шпонка могла сравнительно свободно устанавливаться в паз вала и занимать требуемое положение, необходимо пронормировать допуски параллельности (\parallel) и симметричности (\equiv) боковых сторон шпоночного паза. Числовое значение допуска параллельности при нормальном уровне относительной геометрической точности можно принимать равным 0,6 от допуска на ширину шпоночного паза ($T_{\parallel} = 0,6T_{\varphi}$), а допуск симметричности – в два раза больше допуска T_{φ} [10]. При этом перед числовой величиной допуска симметричности следует поставить букву «Т». Это означает то, что допуск симметричности указан в диаметральном выражении.

Допуски параллельности и симметричности могут выбираться также по таблицам стандарта в зависимости от принятой степени точности [10, 12].

7. Нормирование и обозначение параметров шероховатости

Важным фактором, определяющим взаимозаменяемость деталей, является соответствие действительных параметров шероховатости поверхностей заданным в чертеже значениям.

Из шести установленных стандартом [14] параметров шероховатости чаще всего нормируются высотные параметры: среднее арифметическое отклонение профиля Ra и высота неровностей по десяти точкам Rz . Числовые значения этих параметров должны соответствовать установленным стандартом рядам [5, с.106] и назначаться в зависимости от точности размеров и формы нормируемых поверхностей. Так, параметр Ra ориентировочно можно принимать равным:

- $Ra = 0,1T_p$, если отношение допуска формы к допуску размера равно 1,0;
- $Ra = 0,05T_p$ при нормальном уровне относительной геометрической точности, когда отношение T_f / T_p составляет 0,6 и 0,3 соответственно для плоских и цилиндрических поверхностей;
- $Ra = 0,025T_p$ при повышенном уровне геометрической точности;
- $Ra = 0,012T_p$ при высоком уровне геометрической точности.

Кроме того, значения параметров Ra и Rz для различных поверхностей можно выбирать также с учётом рекомендаций, приведённых в [5, 7, 10].

В частности, для посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов под внутренние и наружные кольца подшипников классов точности 0 и 6 рекомендуется назначать соответственно $Ra = 1,25$ мкм и $Ra = 0,63$ мкм, если размеры поверхностей не превышают 80 мм. Для поверхностей упорных торцов заплечиков валов и отверстий соответственно принимают $Ra = 2,5$ мкм и $Ra = 1,25$ мкм.

Шероховатость боковых поверхностей зубьев зубчатых и червячных колёс назначается в зависимости от степени точности по нормам контакта, например, для точных колёс или венцов (6...8-я степени точности) – $Ra = 0,8...3,2$ мкм.

Для посадочных поверхностей шпонок и шпоночных пазов параметр Ra в соответствии с рекомендациями [7] выбирают в пределах 1,6...3,2 мкм, а для нерабочих поверхностей – 6,3...12,5 мкм.

Параметры шероховатости несопрягаемых (свободных) поверхностей указываются в правом верхнем углу чертежа (рис. 8). При этом в качестве нормируемого параметра довольно часто используется высота неровностей по десяти точкам Rz .

Шероховатость поверхностей на чертежах обозначается в соответствии с изменениями к ГОСТ 2.309-73 [15]. Подробно эти вопросы изложены в [5, с.95-98]. Структура обозначения шероховатости поверхности представлена на рис.9а.

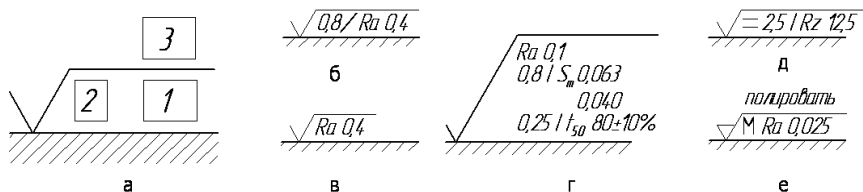


Рис.9. Структура и примеры обозначений шероховатости поверхности

В зоне 1, располагающейся под полкой знака, в виде условной дроби указывается базовая длина ℓ (в числителе) и числовые значения параметров шероховатости с их условными символами (в знаменателе). Сказанное подтверждается примером обозначения параметра R_a , приведённым на рис.9б. Если базовая длина соответствует установленным стандартом соотношениям между высотными параметрами шероховатости и базовой длиной [5,с.108], то обозначение базовой длины опускается (рис.9в).

Если конструктором нормируется не один, а несколько параметров шероховатости, то они указываются в следующем порядке сверху вниз (рис.9г): на первом месте высотный параметр R_a или R_z (выражается в микрометрах), на втором – шаговый параметр S_m или S (выражается в миллиметрах) и на последнем месте – относительная опорная длина профиля t_p с уровнем сечения p (выражаются в процентах).

В зоне 2 при необходимости с помощью специальных символов [10,с.86] указывается условное обозначение направления неровностей (рис.9д,е).

В зоне 3, над полкой знака могут быть указаны: способ обработки поверхности, использование которого конструктор считает обязательным, а также какие-либо другие дополнительные указания (рис.9е).

Как видно из рис. 9г, высотные параметры (R_a или R_z) чаще всего ограничиваются сверху, т.е. указывается только наибольшее предельное значение, а наименьшее – не ограничивается, шаговые параметры (S_m , S) ограничиваются и сверху, и снизу, на величину относительной опорной длины профиля назначают симметричные предельные отклонения.

С учётом сказанного пронормированы и обозначены параметры шероховатости поверхностей в чертеже рассматриваемого в качестве примера вала-шестерни (рис.8).

8. Оформление таблиц параметров зубчатых и червячных колёс, валов-шестерён и червяков

Чертежи зубчатых и червячных колёс, червяков, а также валов-шестерён должны включать таблицы с указанными в них параметрами. Эти таблицы размещают в правой верхней части чертежей и сплошными толстыми линиями делят, как правило, на три части. В верхней части указываются основные данные: модуль m , число зубьев z , степень точности, вид сопряжения и др. В средней части – данные для контроля взаимного положения разноимённых профилей зубьев колёс или витков червяка, а в нижней – справочные данные, используемые при наладке станков.

К основным данным, как указано выше, относятся модуль и число зубьев. Определение этих параметров осуществляется следующим образом. Поскольку высота зуба принимается равной 2,25 модуля, то, измерив её величину на сборочном чертеже редуктора, с учётом указанного масштаба после округления до стандартного значения [10], находят модуль m . Чтобы определить число зубьев колеса z , достаточно измерить на чертеже диаметр делительной окружности d , учесть масштаб и полученное значение разделить на модуль. При получении дробного числа округлить до ближайшего целого значения и уточнить величину d . Если цилиндрическое зубчатое колесо или вал-шестерня косозубые, то в таблице должны быть указаны направление линии зуба и угол наклона β . Направление линии зуба и линии витка указываются также в чертежах червячных колёс и червяков.

Для нахождения модуля и числа зубьев червячных колёс высота зуба и диаметр делительной окружности измеряются в средней плоскости венца. Если колесо коническое, то необходимо измерить внешнюю (наибольшую) высоту зуба h_e и наибольший диаметр делительного конуса.

Кроме рассмотренных параметров, для зубчатых и червячных колёс в этой части таблицы приводятся: номер ГОСТа, определяющего нормальный исходный контур, а также степень точности и вид сопряжения. Для червяков и червячных колёс в таблице их параметров дополнительно указывается условное обозначение вида червяка.

Данные для контроля, указываемые в средней части таблицы, назначаются в зависимости от технологии, принятой на заводе-изготовителе. Для зубчатых колёс и валов-шестерён чаще всего используются следующие параметры: длина общей нормали W или постоянная хорда зуба \bar{s}_{ce} и высота до постоянной хорды зуба \bar{h}_{ce} .

Если завод-изготовитель конструктору неизвестен, то строки второй части таблицы оставляют свободными. Их заполняют в дальнейшем на заводе. Для червячных колёс эта часть таблицы также не заполняется и поэтому в чертежах не приводится.

В качестве справочных данных (третья часть таблицы) чаще всего указывают: диаметр делительной окружности, который находится как произведение модуля на число зубьев, и шаг зацепления $P_a = \pi m \cos \alpha$; при $\alpha = 20^\circ$ величина шага равна $P_a = 2,952m$.

При оформлении таблиц параметров в чертежах конических и червячных колёс, а также червяков следует руководствоваться образцами чертежей этих деталей, приведёнными в учебных пособиях [10, 16], а также в альбомах типовых чертежей деталей машин, разработанных на кафедре механической обработки материалов.

9. Составление технических требований

Текстовую часть технических требований располагают над основной надписью чертежа в следующем порядке.

Прежде всего указывают требования к материалу детали, заготовке и термической обработке. Марка самого материала с указанием номера ГОСТа приводится в основной надписи чертежа. Если в качестве материалов деталей, например, зубчатого венца и ступицы составного зубчатого колеса или вала-шестерни используются конструкционные углеродистые и легированные стали в отожжённом или нормализованном состоянии, то указывают твёрдость по Бринеллю (НВ). Твёрдость по Бринеллю указывают также для бронз, из которых изготавливают венцы червячных колёс.

Если деталь изготавливается из какой-либо стали и подвергается закалке или какой-либо химико-термической обработке (цементации, азотированию и др.), то её твёрдость выражается в единицах Роквелла (HRCэ).

В тех случаях, когда обработке подвергают не всю деталь, а лишь отдельные её участки, например, боковые поверхности зубьев зубчатых колёс, то их отмечают на чертеже утолщённой штрихпунктирной линией, а значения глубины обработанного слоя h и его твёрдость показывают на полках выносных линий. При использовании метода поверхностной закалки с нагревом токами высокой частоты дополнительно приводится обозначение «ТВЧ».

На втором месте в технических требованиях могут быть указаны размеры, которые не нашли отражения на изображениях детали, например, формовочные и штамповочные радиусы и уклоны, отмечаются размеры, которые обеспечиваются за счёт использования соответствующих режущих инструментов, размеры для справок и т.д.

Как отмечалось выше, в технических требованиях обязательно должны быть оговорены предельные отклонения свободных размеров, а также неуказанные допуски формы и расположения поверхностей. Рекомендуемая форма записи приведена в чертеже вала-шестерни на рис. 8.

В заключительной части технических требований может быть указан ряд других данных, например, требования к качеству поверхностей (шероховатость, отделка, покрытия), дисбаланс и прочие.

3.13. ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Оформление пояснительной записки необходимо производить в соответствии со стандартом СГАУ [17], определяющим требования к оформлению учебных текстовых документов.

Расчётно-пояснительная записка выполняется на одной стороне листа писчей бумаги формата А4 (210×297 мм) без рамки путём компьютерного набора либо рукописным способом.

Размеры полей: справа – не менее 10 мм, сверху и снизу – не менее 20 мм, слева – не менее 30 мм. Номера страниц проставляются в середине нижней части листа в виде арабских цифр без точки.

Структурными элементами пояснительной записки являются: титульный лист, задание, реферат, содержание, введение, основная часть, заключение, список использованных источников, приложения.

Правила и примеры оформления титульного листа, реферата и других структурных элементов пояснительной записки приведены в [17].

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Курсовое проектирование по основам взаимозаменяемости [Текст]: метод. указания / сост. Е.В. Бурмистров, И.Г. Попов. – Куйбышев: КуАИ, 1989. – 16 с.
2. Курсовое проектирование по дисциплине «Метрология, стандартизация, сертификация» [Текст]: метод. указания / сост. Д.Л. Скуратов, Е.В. Бурмистров, И.Г. Попов. – Самара: Изд-во СГАУ, 2009. – 32 с.
3. Основы взаимозаменяемости в авиастроении [Текст]: учеб. пособие / Е.В. Бурмистров [и др.]. – Самара: Изд-во СГАУ, 2002. – 104 с.
4. Бейзельман, Р.Д. Подшипники качения [Текст]: справ. / Р.Д. Бейзельман, В.В. Цыпкин, Л.Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1975. – 574 с.
5. Основные нормы взаимозаменяемости типовых соединений деталей машин [Текст]: учеб. пособие / Е.В. Бурмистров, В.И. Лепилин, А.Н. Первышин [и др.]. – Самара: Изд-во СГАУ, 2006. – 112 с.
6. Белкин, И.М. Допуски и посадки [Текст]: учеб. пособие / И.М. Белкин. – М.: Машиностроение, 1992. – 528 с.
7. Палей, М.А. Допуски и посадки [Текст]: справ. / М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – Л.: Политехника, 1991. – 1184 с.
8. Размерные цепи [Текст]: метод. указания / сост. И.Г. Попов, Д.Л. Скуратов, Ю.А. Шабалин. – Самара: Изд-во СГАУ, 1997. – 31 с.
9. Выбор средств измерений [Текст]: метод. указания / сост. И.Г. Попов, Д.Л. Скуратов. – Самара: Изд-во СГАУ, 2006. – 24 с.
10. Анухин, В.И. Допуски и посадки [Текст]: учеб. пособие для вузов / В.И. Анухин. – СПб.: Питер, 2007. – 208 с.
11. ГОСТ 30893.1-2002. Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. Предельные отклонения линейных и угловых размеров с неуказанными допусками [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 2003.
12. ГОСТ 24642-81. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1990.
13. Выполнение рабочих чертежей к курсовой работе по взаимозаменяемости, стандартизации и техническим измерениям [Текст]: метод. указания / сост. В.Н. Трусов, Б.Н. Уланов. – Куйбышев: Изд-во КуАИ, 1990. – 28 с.
14. ГОСТ 2789-73. Шероховатость поверхностей. Параметры и характеристики [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1973.
15. Изменение №3 к ГОСТ 2.309-73. Обозначение шероховатости поверхностей [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 10 с.
16. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование [Текст]: справоч. учеб.-метод. пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – М.: Высшая школа, 2004. – 309 с.
17. СТО СГАУ 02068410-004-2007. Общие требования к учебным текстовым документам [Текст]. – Самара: Изд-во СГАУ, 2007. – 32 с.

Учебное издание

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ,
СЕРТИФИКАЦИЯ»**

(Раздел «Основы взаимозаменяемости»)

Методические указания

Составители: *Дмитрий Леонидович Скуратов,
Евгений Васильевич Бурмистров,
Иван Григорьевич Попов,
Константин Юрьевич Машииннов*

Редактор Т. С. Петренко
Довёрстка Т. С. Петренко

Подписано в печать 25.05.2011. Формат 60×84 1/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Печ. л. 2,5.

Тираж 250 экз. Заказ . Арт. С – М19/2011.

Самарский государственный
аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.