

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ  
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА»

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ  
«МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ, СЕРТИФИКАЦИЯ»  
(Раздел «Основы взаимозаменяемости»)

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

САМАРА  
Издательство СГАУ  
2009

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

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, Е.В. Бурмистров, И.Г. Попов. - Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009. - 32 с.**

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

Методические указания 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 проектов. Разработаны на кафедре механической обработки материалов.

## 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», а также для выполнения курсовых и дипломных проектов.

Курс 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, по обозначению на чертежах предельных отклонений размеров, посадок, допусков формы и расположения поверхностей, параметров шероховатости, по выбору средств измерений для контроля геометрических параметров деталей. В ходе курсового проектирования студенты знакомятся со справочной литературой, стандартами различных категорий и другими нормативными документами.

## 2. ХАРАКТЕРИСТИКА ЗАДАНИЙ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Задание на курсовую работу выдаётся каждому студенту в виде сборочного чертежа редуктора или отдельного узла, на котором знаками «√», «Р» и «К» отмечены 7-8 соединений, для которых необходимо назначить посадки, и 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 подшипника 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 буквой «Р»).

4. Выбор и анализ посадок для шпоночного или шлицевого соединения.

5. Выбор и анализ посадок для резьбового соединения.

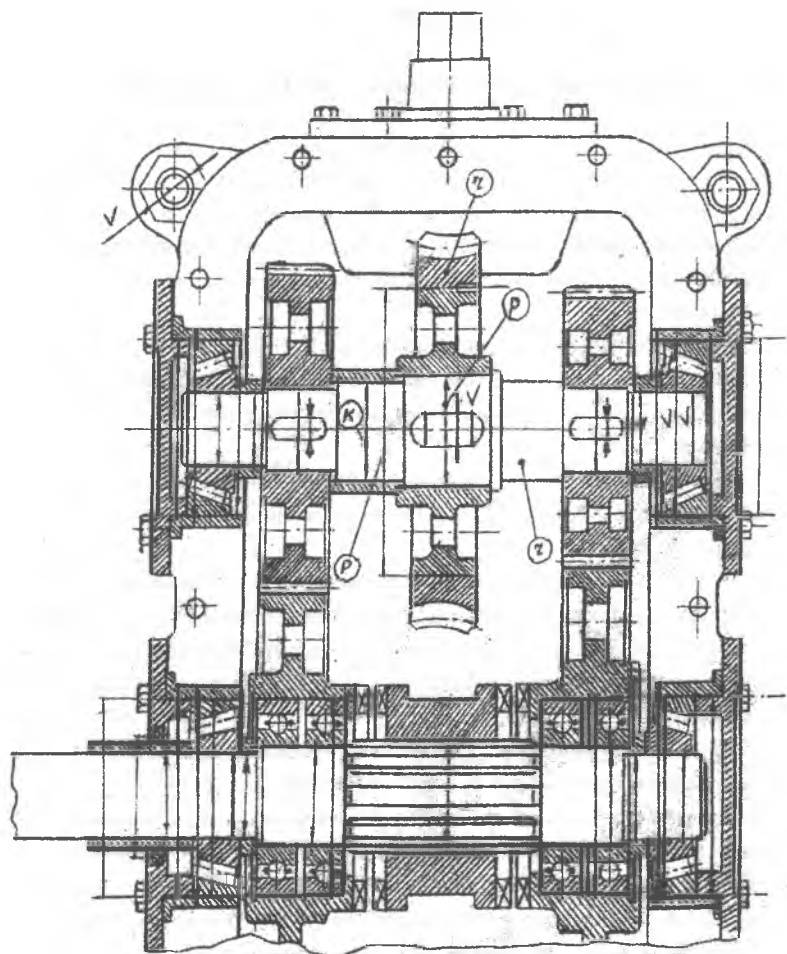
6. Расчёт исполнительных размеров калибров для контроля отверстия и вала, образующих соединение, обозначенное буквой «К».

7. Расчёт размерной цепи. Задание на расчёт размерной цепи выдается отдельно. Пример задания представлен ниже на рис. 6.

8. Выбор средств измерений для отверстия и вала, образующих соединение, указанное преподавателем.

9. Выполнение сборочного чертежа узла с обозначением выбранных посадок и рабочих чертежей двух сопрягаемых деталей.

10. Оформление расчётно-пояснительной записки.



Студент		Редуктор трехступенчатый		
Группа				
Вариант	5			
Дата выдачи		$M_{кр} = 85 \text{ Н}\cdot\text{м}$	Р-расчет посадки	1:4
Срок сдачи		$P_{ос} = - 7 \text{ Н}$	К-расчет калибра	
Преподават.			ч-чертежи	

Рис.1. Задание на курсовую работу (сборочный чертеж редуктора)

## 3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

### 3.1. Определение номинальных размеров соединений

Номинальные размеры соединений находятся путём их измерения на сборочном чертеже узла с учётом масштаба. Найденные таким образом размеры при необходимости округляются и приводятся в соответствие с нормальными линейными размерами по ГОСТ 6636-69, выдержки из которого приведены в учебном пособии «Основы взаимозаменяемости в авиастроении» [1, с.90].

Номинальные размеры соединений деталей с кольцами подшипников ( $D$  и  $d$ ) следует выбирать с учётом размеров колец подшипников, указанных в каталогах [2]. При этом размеры внутренних колец  $d$  принимаются кратными пяти.

Размеры призматических шпонок и сечений пазов для них регламентируются стандартом (ГОСТ 23380-78) и выбираются в зависимости от диаметра вала [3, с.5].

Число зубьев и номинальные размеры шлицевых соединений с прямобочным профилем также устанавливаются стандартом (ГОСТ 1139-80) и приведены в учебном пособии «Основные нормы взаимозаменяемости типовых соединений деталей машин» [3, 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 [3, с.14].

Номинальные значения основных элементов резьб, наиболее распространённых в общем машиностроении, в соответствии с ГОСТ 24705-81 и ГОСТ 8724-81 приведены в [3, с.102].

В качестве примера рассмотрим, как определяется номинальный размер соединения червячного колеса с валом (см. рис. 1). С помощью масштабной линейки на чертеже измеряется размер этого соединения и с учётом заданного масштаба находится размер  $d_{\text{изм}}=64$  мм. Из сравнения полученного результата с данными таблицы стандарта [1, с.90] видно, что этот размер не входит ни в один из рядов нормальных линейных размеров. Поэтому, округляя размер  $d_{\text{изм}}$  до ближайшего большего значения, окончательно принимаем, что номинальный размер данного соединения составит  $d_n=67$  мм.

Если бы на этой же шейке вала было установлено внутреннее кольцо подшипника качения, то величину  $d_{изм}$  необходимо было бы округлить до размера, кратного пяти, после чего по каталогам [2] в соответствии с типом подшипника определить номер подшипника и диаметр его наружного кольца  $D$ .

### 3.2. Назначение, обоснование и анализ посадок для гладких цилиндрических соединений

При выполнении данного раздела должны быть решены следующие три 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 [4,5], а также ограничительные отборы посадок, установленные ГОСТ 25347-89 и приведенные в учебном пособии [1, с. 94,95].

Как отмечено в [1, с.38], из двух систем посадок чаще всего используется система отверстия, что связано с её преимуществами в части сокращения потребностей производства в размерных режущих (свёрла, зенкеры, развёртки) и контрольных инструментов для изготовления и контроля отверстий.

Систему вала применяют 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 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 ( $S_{min}=0$ ).

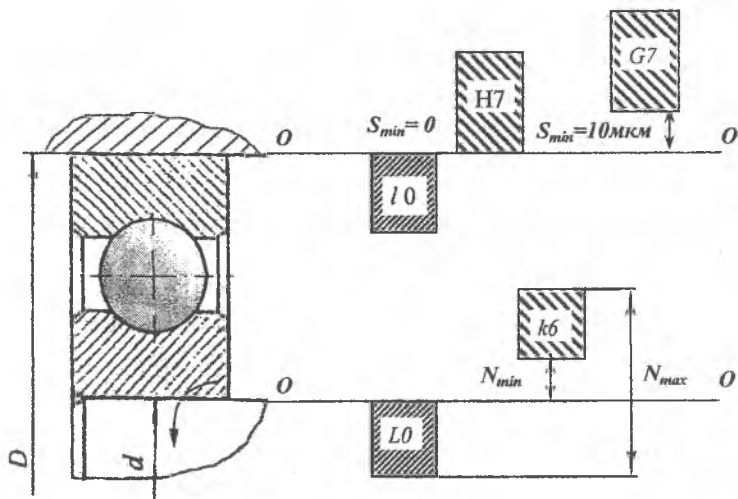


Рис.2. Схемы полей допусков для соединений подшипника качения с валом и корпусом

Для того чтобы изменить характер посадки, например, получить гарантированный зазор ( $S_{\min}=10-12\text{мкм}$ ), 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/l0**.

По этим же соображениям посадки внутреннего кольца подшипника на вал должны выбираться только в системе отверстия, например, для рассматриваемой схемы работы подшипника – **L0/k6**.

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, соединение поршня с головкой шатуна посредством поршневого пальца [1, с.39-41];
- когда детали типа тяг, осей, валиков могут быть изготовлены из холоднотянутых калиброванных прутков без дополнительной механической обработки их наружных поверхностей [1, с. 41];



- для соединений шпонки с пазом вала и пазом ступицы зубчатого или червячного колеса [3, с. 4-6].

При выборе качеств можно руководствоваться следующими соображениями: для размеров отверстий ответственных соединений в изделиях общего и авиационного машиностроения чаще всего назначают 7 качество, а для размеров валов – 6 качество. Примерами могут служить соединения зубчатых и червячных колес с валами, соединения подшипников качения с валом и корпусом и др. Размеры неотвечественных деталей, например, распорных колец и втулок, крышек подшипников и др., могут выполняться по 9-12 качествам.

Выбор посадок осуществляется, в первую очередь, исходя из характера соединений деталей (характера их взаимодействия) и требований к точности. По своему характеру соединения могут быть неподвижными неразъемными, неподвижными разъемными и подвижными.

Неподвижными неразъемными 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 быть соединения венцов червячных или зубчатых колес со ступицами. Для обеспечения неподвижности таких соединений используются посадки с натягом. Выбор посадок с натягом производится, как правило, на основе расчетов. Методика расчета и необходимые справочные данные приведены в [1].

Неподвижными разъемными считаются соединения, в которых при работе механизма 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 колес с валами, когда крутящий момент передается с помощью шпонки, соединения распорных втулок или колец с валами, соединения крышек подшипников качения с корпусом редуктора и др. Для этих соединений необходимо назначать либо переходные посадки, если к точности центрирования деталей предъявляются повышенные требования, например, в соединении зубчатого колеса с валом, либо посадки с зазором, если требования к точности центрирования невысокие, а соединение подлежит частой разборке, например, соединение крышки подшипника с корпусом.

Подвижные соединения – это соединения, в которых при работе механизма 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 счет применения посадок с зазором.

На основе проведенного анализа характера соединений и требований к их точности по таблицам рекомендуемых посадок [1, с. 94, 95] для каждого из соединений 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 – Н7) предусмотрено наибольшее количество разнообразных посадок. Для того чтобы было легче ориентироваться в этом многообразии, нетрудно запомнить, что четыре посадки: **H7/j<sub>6</sub>**, **H7/k<sub>6</sub>**, **H7/m<sub>6</sub>** и **H7/n<sub>6</sub>**, 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 червячного 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 червячного колеса относительно оси вращения вала, по таблице рекомендуемых посадок [1, с.94] выбираем посадку предпочтительного применения **Ø67 H7/k<sub>6</sub>**.

Схема полей допусков для этой посадки выглядит следующим образом (рис.3).

Результаты анализа посадки целесообразно представить в виде небольшой таблицы, в левой части которой приведены данные, относящиеся к отверстию **Ø67H7**, а в правой – к валу **Ø67k<sub>6</sub>** (табл.1).

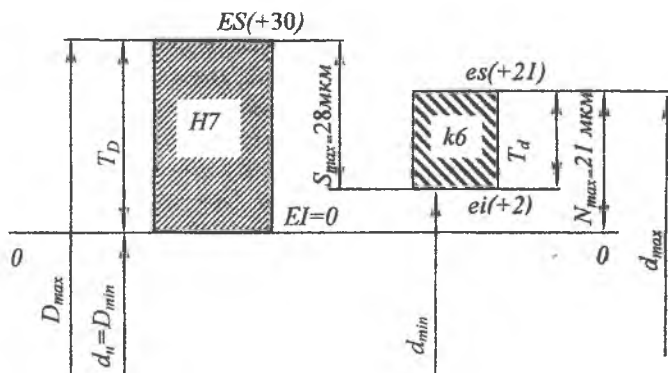


Рис.3. Схема полей допусков переходной посадки  $\varnothing 67$  H7/k6

Для того чтобы найти предельные отклонения отверстия и вала, прежде всего, по буквенным обозначениям «H» и «k» в соответствии с таблицами стандарта [1, с. 91, 92] определяем основные (ближайшие к нулевой линии) отклонения отверстия и вала. Как видно из этих таблиц, основными отклонениями и 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 ( $T_D$  и  $T_d$ ).

Величины допусков находятся по таблице стандарта ГОСТ 25346-89 [1, с.93] в зависимости от номинального размера и номера качества. Согласно этой таблице получим:  $T_D = IT7 = 30$  мкм и  $T_d = IT6 = 19$  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  $D_{min} = d_H = 67,000$  мм,  $D_{max} = 67,030$  мм;
- для вала  $d_{min} = 67,002$  мм,  $d_{max} = 67,021$  мм.

Поскольку выбранная посадка является переходной, то в соединениях деталей может быть получен либо зазор, либо натяг. Предельные их значения составят:

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = 28 \text{ мкм}, N_{max} = d_{max} - D_{min} = 21 \text{ мкм}, S_{min} = N_{min} = 0.$$

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. В нашем случае  $T_{\text{пос}} = TD + Td = 30 + 19 = 49 \text{ мкм}$ .

Полученные при анализе посадки данные приведены в табл. 1.

Таблица 1. Результаты анализа переходной посадки  $\varnothing 67 \text{ H7/k6}$

Отверстие $\varnothing 67 \text{ H7}$		Вал $\varnothing 67 \text{ k6}$	
Основное отклонение «Н» $EI=0$		Основное отклонение «к» $ei=+2 \text{ мкм}$	
Допуск $TD=IT7=30 \text{ мкм}$		Допуск $Td=IT6=19 \text{ мкм}$	
Верхнее отклонение $ES=+30 \text{ мкм}$		Верхнее отклонение $es=+21 \text{ мкм}$	
Предельные размеры, мм		Предельные размеры, мм	
$D_{\text{max}}=67,030$	$D_{\text{min}}=67,000$	$d_{\text{max}}=67,021$	$d_{\text{min}}=67,002$
Предельные значения зазоров (натягов) и допуск посадки			
$S_{\text{max}}=28 \text{ мкм}; N_{\text{max}}=21 \text{ мкм}; S_{\text{min}}=N_{\text{min}}=0; T_{\text{пос}}=49 \text{ мкм}$			

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

Посадки колец подшипников качения 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 сопряженной 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 осуществляется согласно ГОСТ 3325-85, соответствующие рекомендации приведены в [1, с.75-77].

Предельные отклонения колец подшипников определяются в зависимости от их номинальных диаметров и класса точности подшипника. В изделиях общего машиностроения наибольшее применение получили подшипники классов точности 0 и 6. Предельные отклонения колец для указанных классов точности приведены в таблице учебного пособия [1, с.98].

### 3.3. Расчёт переходных посадок для соединений зубчатых или червячных колес с валами

Целью расчёта переходных посадок является определение 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 рассматриваемой посадки и нанести на неё кривые нормального распределения размеров отверстия и вала [1, 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 $\sigma$ », 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  $\sigma_D$ ,  $\sigma_d$  - 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 находиться в средней части 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 кривой нормального распределения величин зазоров и натягов прежде всего необходимо определить положение начала её координат. В соответствии со свойством кривой нормального распределения началу её координат (максимуму плотности вероятности) будет соответствовать математическое ожидание, или наиболее вероятное значение слу-

чайной величины. Таким образом, если чаще всего в соединениях отверстий и валов при выбранной переходной посадке будет получаться зазор  $S_{\text{наиб.вер}}$ , то начало координат кривой распределения величин зазоров и натягов будет располагаться выше нулевой линии. Если же чаще всего будет получаться натяг  $N_{\text{наиб.вер}}$ , 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 соединений с зазором  $P_S$ , а ниже нулевой линии – вероятности соединений с натягом  $P_N$ . При нахождении этих площадей используются значения функции Лапласа, которые приведены в таблице пособия [1, с.89].

Подробно методика расчёта переходных посадок и примеры их применения изложены в пособии [1, с.54-62].

### **3.4. Расчёт посадок с натягом для соединений венцов зубчатых или червячных колес 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 получить 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 (гарантированная) величина натяга выбранной посадки  $N_{\text{min ст}}$  должна быть достаточной для того, чтобы обеспечить неподвижность соединения деталей при действующей нагрузке (условие неподвижности).

2. При наибольшей величине натяга  $N_{\max \text{ ст}}$  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 [1, 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, находят наименьшее и наибольшее значения функционального натяга и по таблице [1, 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 [1, 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 ступицы назначаются большими, чем предельные размеры паза вала. 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 [3, 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. Характеристика этих видов приведена в пособии [3, с.5].

Наиболее широко используются нормальные шпоночные соединения. Их и следует рекомендовать к применению. В этом случае для соединения шпонки с пазом вала выбирается посадка  $N9/h9$ , а для соединения шпонки с пазом ступицы –  $J_s9/h9$ .

При выполнении этого раздела курсовой работы необходимо в пояснительной записке построить схему расположения полей допусков шпонки и шпоночных пазов [3, с.6], определить по таблицам ГОСТ 25346-89 основные отклонения и допуски на ширину шпонки и ширину пазов при найденном ранее их номинальном размере «6» [1, с.91-93], 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 разд. 3.2. При этом следует учесть, что, поскольку в данном случае фигурируют три детали (шпонка и два шпоночных паза), то 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 [3, с.8-18] в следующей последовательности.

1. Исходя из назначения шлицевого соединения и 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  $e$ ). 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 соединения.

2. С учётом характера взаимодействия шлицевой втулки и вала и выбранных при выполнении разд. 3.1 параметров шлицевого соединения [3, с.11] назначить посадки по наружному диаметру  $D$ , по внутреннему диаметру  $d$  и по ширине шлицев  $e$ . При этом посадки по указанным параметрам выбираются из числа предусмотренных для гладких цилиндрических соединений и рекомендованных ГОСТ 1139-80 [3, с.10,12].

3. По таблицам ГОСТ 25346-89 [1, с.91-93] определить значения основных отклонений и допусков на основные параметры шлицевого соединения ( $D$ ,  $d$ ,  $e$ ) 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  $d - 8 \times 36 \text{ H7/e8} \times 40 \text{ H12/a11} \times 7 \text{ D9/f8}$ .

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

Для эвольвентных шлицевых соединений, в отличие от прямобочных, используются только два вида центрирования: по наружному диаметру  $D$  и по боковым поверхностям зубьев, т.е. по размерам  $e = S$ , где  $e$  - ширина впадины шлицевой втулки, измеренная по дуге делительной окружности, а  $S$  - толщина зубьев вала.

Схемы указанных видов центрирования и рекомендации по выбору посадок приведены в [3, с.14-18].

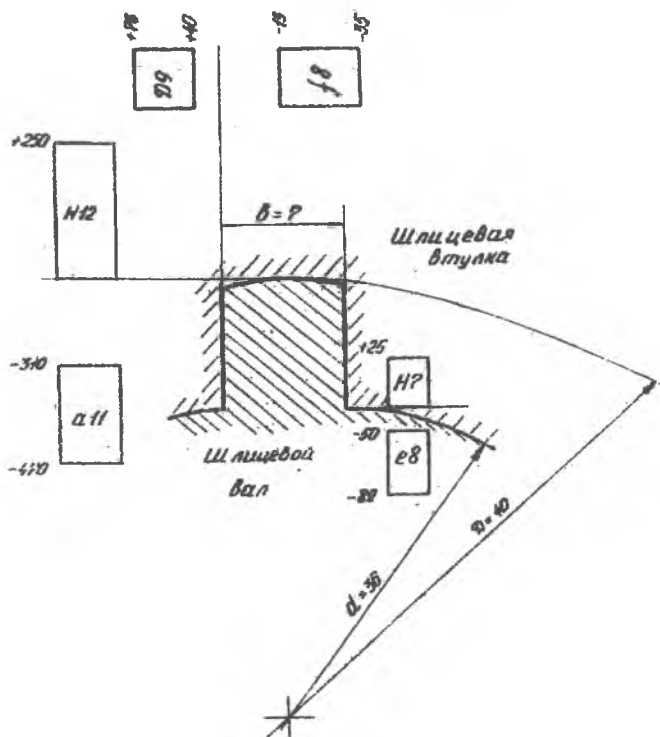


Рис.4. Комплексная схема полей допусков подвижного шлицевого соединения при центрировании по внутреннему диаметру

### 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 [3, с.19-36].

Исходя из условий работы резьбового соединения и требований к точности, необходимо назначить и обосновать выбор полей допусков для параметров наружной и внутренней резьб (болта и гайки) и посадки резьбового соединения. При этом предпочтение следует отдавать использованию рекомендуемых полей допусков, приведенных в таблице учебного пособия [3, 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 крепежных резьб. Это посадка с небольшим гарантированным зазором по среднему диаметру  $D_2(d_2)$ , что обеспечивает достаточно легкую свинчиваемость резьбовых деталей.

В тех случаях, когда резьбовое соединение выполняет регулировочные функции, например, используется для регулирования осевого зазора в редукторе, то предпочтение следует отдать посадке типа скользящей **6H/6h**, когда наименьшая величина зазора будет равна нулю ( $S_{D2(d2)_{min}}=0$ ). Кроме того, для таких соединений целесообразно выбирать резьбы с мелким шагом.

После назначения и обоснования посадки строится комплексная схема полей допусков для резьбового соединения [3, с.32] и оформляется таблица с результатами анализа этой посадки. Пример такой таблицы для резьбового соединения M14x1,5 - **6H/6g** приведен в [3, 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 ГОСТ16093-81 [3, 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 быть с натягом по среднему диаметру. В этом случае следует руководствоваться таблицей, приведенной в [3, с.34], а комплексная схема полей допусков будет иметь вид, представленный на рис. 18 пособия [3, с.33]. При этом предельные отклонения диаметров резьбового гнезда и шпильки могут быть найдены по таблице ГОСТ 4608-81 [3, с.105].

### **3.8. Выбор и обозначение посадок для сборочной единицы двухступенчатого редуктора**

В качестве примера рассмотрим, каким образом и какие посадки следует выбрать для различных соединений сборочной единицы двухступенчатого редуктора, чертёж которой представлен на рис.5.

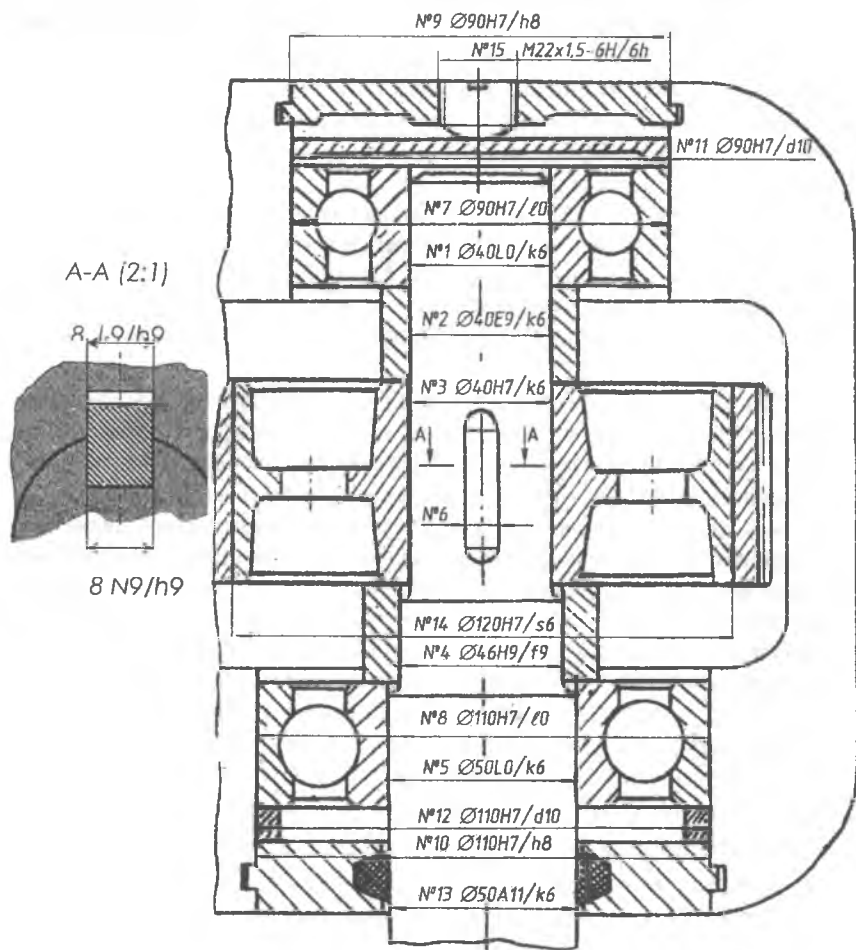


Рис.5. Чертёж сборочной единицы двухступенчатого редуктора

На главном участке выходного вала диаметром 40 мм (рис. 5) расположены: внутреннее кольцо подшипника (соединение №1), распорное кольцо (соединение №2) и зубчатое колесо (соединение №3). Наиболее ответственным соединением из указанных трёх является соединение внут-

ренного кольца подшипника с валом, для которого в первую очередь и назначается посадка. При этом предположим, что шариковые подшипники, используемые в данном узле, изготовлены по классу точности «0». Таким образом, поле допуска внутреннего кольца будет обозначено L0, а наружного кольца – Ю.

Посадки внутреннего кольца на вал, как отмечалось выше, выбираются в системе отверстия в зависимости от схемы работы подшипника, вида нагружения кольца 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 разъемным, 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 [1, 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). Применение 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 всех трёх соединений за один установ с одинаковыми предельными размерами, соответствующими полю допуска k6. Поэтому посадки для соединений 2 и 3 следует назначать с учётом этого обстоятельства.

Соединение №2 (распорного кольца с валом) никаких нагрузок не передаёт и является неответственным. 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 высокоответственным, оно должно обеспечивать хорошее центрирование соединяемых деталей и в то же время достаточно лёгкую сборку-разборку соединения.

Этим требованиям удовлетворяет переходная посадка  $\varnothing 40 \text{ H7/k6}$ , рекомендуемая для предпочтительного применения [1, с.94].

Функциональное назначение и требования, предъявляемые к соединению №4 (соединение распорной втулки со ступенью вала диаметром 46 мм), аналогичны 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 одна деталь (распорная втулка), то для этого соединения нет необходимости назначать комбинированную посадку и ужесточать требования к точности вала. Поэтому для соединения №4 назначаем посадку с зазором в системе отверстия невысокой точности, например  $\varnothing 46 \text{ H9/f9}$ .

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

Посадки призматической шпонки в паз вала и паз ступицы зубчатого колеса (соединение №6) определяются характером работы, воспринимаемой нагрузкой и условиями сборки. Для рассматриваемого случая (действие неререверсивных нагрузок, благоприятные условия сборки, отсутствие частых разборок) принимаем нормальный вид шпоночного соединения, для которого рекомендуются посадки: шпонки в паз вала –  $8 \text{ N9/h9}$ , шпонки в паз ступицы –  $8 \text{ Js9/h9}$  [3, с.6].

В случаях, когда наружные кольца подшипников в отверстиях корпуса редуктора (соединения 7 и 8) не вращаются, рекомендуется применять посадки с небольшим зазором. Это позволяет облегчить сборку подшипников с корпусом 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 рекомендациями [1, с.76] для соединений 7 и 8 назначаем посадки  $\varnothing 90 \text{ H7// 0}$  и  $\varnothing 110 \text{ H7// 0}$ .

Отверстия в корпусе редуктора под наружные кольца подшипников, а заодно и под закладные крышки будут изготовлены с полем допуска  $\text{H7}$ . Закладные крышки подшипников рекомендуется выполнять с полем допуска  $\text{h8}$ , что в сочетании с полем допуска отверстия  $\text{H7}$  обеспечивает в соединении крышек с корпусом наименьший зазор  $S_{\min}$ , равный нулю, и дос-

таточную герметичность. Таким образом, посадки для соединений 9 и 10 будут соответственно  $\varnothing 90 \text{ H7/h8}$  и  $\varnothing 110 \text{ H7/h8}$ .

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  $\text{H7/d10}$  или  $\text{H7/d11}$ .

Как видно из рисунка, в отверстия корпуса между наружными кольцами подшипников и закладными крышками устанавливаются распорные шайбы (соединения №11 и №12). По характеру эти соединения должны быть неподвижными легкоразъёмными при пониженных требованиях к точности наружных диаметров шайб (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:  $\text{H7/d10}$ .

Выходной вал редуктора с диаметром 50 мм должен проходить через отверстие в крышке подшипника и свободно 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 ( $\varnothing 50 \text{ мм}$ ), а поле допуска для него под внутреннее кольцо подшипника уже выбрано ( $\text{k6}$ ), то для получения необходимой величины зазора в этом соединении следует выбрать комбинированную посадку, например,  $\varnothing 50 \text{ A11/k6}$ . 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 нереверсивный, выбираем среднюю прессовую посадку, рекомендуемую для предпочтительного применения –  $\text{H7/s6}$ .

Резьбовое соединение №15, используемое в рассматриваемом узле, выполняет регулировочные функции (позволяет регулировать величину осевого зазора). Поэтому с учётом рекомендаций, изложенных в разд. 3.7, целесообразно выбрать посадку типа скользящей –  $\text{M22x1,5-6H/6h}$  с наименьшим зазором по среднему диаметру, равным нулю.

### 3.9. Расчет исполнительных размеров калибров

При выполнении расчёта исполнительных размеров калибров следует руководствоваться методическими указаниями, приведенными в пособии [1, 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 ГОСТ 25346-89 [1, 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 рамках разд. 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 [1, с.87], поля допусков отверстия  $\varnothing 60 \text{ E9}$  и вала  $\varnothing 60 \text{ k6}$  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 [1, с. 99-101], найти допуски и отклонения для калибров:  $H, Z, Y$  – для пробок и  $H_1, Z_1, Y_1$  – для скоб. При этом необходимо учитывать номинальный размер и номер качества контролируемой детали.

4. С учётом значений  $H, Z, Y$  и  $H_1, Z_1, Y_1$  найти и проставить на схеме предельные отклонения 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 [1, с.84-86].

### 3.10. Расчет размерных цепей

Методика расчёта размерных цепей рассмотрена в пособии [4].

На основе эскиза-задания (пример представлен на рис.6) необходимо вычертить схему размерной цепи и в соответствии с исходными данными,



приведенными в задании, указать на ней номинальные размеры и предельные отклонения составляющих звеньев.

Затем, используя методы полной взаимозаменяемости и теоретико-вероятностный, решить обратную задачу, т.е. определить номинальный размер, предельные отклонения и допуск замыкающего звена  $\Delta$ .

Построить схемы полей допусков замыкающего звена при обоих методах расчёта [6, с.21] и дать сравнительный анализ точности его выполнения.

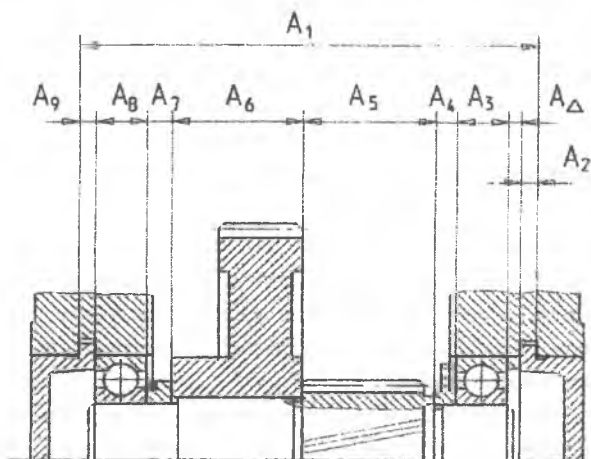
### 3.11. Выбор средств измерений

Данный раздел представляет собой метрологическую часть курсовой работы. Получив от преподавателя задание и руководствуясь методическими указаниями [7], необходимо выбрать средства для измерения отверстия и вала, образующих соединения, или для измерения каких-либо линейных размеров соединяемых 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 измерений малоценны, даже вредны, так как могут стать причиной неправильных выводов. С другой стороны, применение излишне точных средств измерений оказывается экономически невыгодным.

Критерием правильного выбора средств измерений является выполнение следующего условия: предельные погрешности выбранных средств измерений  $\Delta_{СИ}$  не должны превышать допускаемую погрешность измерений  $\delta$  по ГОСТ 8.051-81 и в то же время они не должны быть меньше экономически целесообразных допускаемых погрешностей средств измерений  $\Delta_{ЭК.СИ}$ , т.е.

$$\Delta_{ЭК.СИ} < \Delta_{СИ} < \delta. \quad (1)$$



ВАРИАНТ	$A_1$	$A_2$	$A_3$	$A_4$	$A_5$	$A_6$	$A_7$	$A_8$	$A_9$
1.	101H10	4a10	11js10	4a10	30h9	30h9	5d10	11js10	4a10
2.	116H10	5a11	12js10	4a11	35h9	35h9	6d11	12js10	5a11
3.	135H10	6a12	14js10	5a12	40h9	40h9	7d12	14js10	6a12
4.	140H10	7b10	15js10	6b10	40h9	40h9	7c10	15js10	7b10
5.	156H10	8b11	16js10	6b11	45h9	45h9	8c11	16js10	8b11
6.	171H10	9b12	17js10	7b12	50h9	50h9	8c12	17js10	9b12
7.	176H10	10c10	18js10	7c10	50h9	50h9	9b10	18js10	10c10
8.	188H10	10c11	19js10	7c11	55h9	55h9	9b11	19js10	10c11
9.	203H10	10c12	20js10	8c12	60h9	60h9	10b12	20js10	10c12
10.	227H10	11d12	21js10	8d12	70h9	70h9	10a10	21js10	11d12

Рис.6. Эскиз-задание для расчёта размерной цепи

Величину  $\Delta_{\text{э.сн}}$ , как правило, принимают равной одной десятой допуска, величина которого находится в зависимости от номинального значения измеряемого размера и номера качества.

Допускаемые погрешности измерений  $\delta$  также находятся в зависимости от номинального значения размера и номера качества. Их величины приведены в табл. 1 методических указаний [7, 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  $\delta$  и  $\Delta_{\text{э.сн}}$  выбираются такие средства измерений, чтобы условие (1) выполнялось.

Подробно методика выбора средств измерений и конкретные примеры решения этой задачи приведены в [7].

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**

Вычертить сборочный чертёж узла редуктора, для которого выбиралось наибольшее число посадок, и обозначить посадки на этом чертеже. Пример сборочного чертежа представлен на рис.5.

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

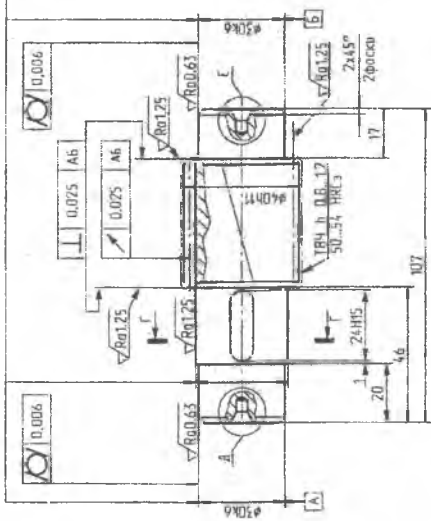
При выполнении чертежей зубчатых или червячных колёс в виде специальной таблицы должны быть указаны: модуль  $m$  и число зубьев  $z$ , стандарт, определяющий форму и размеры исходного контура, степень точности, вид сопряжения колеса и другие данные. В качестве примера на рис.7 представлен рабочий чертёж вала-шестерни.

Примеры выполнения рабочих чертежей ряда других деталей можно найти в учебном пособии [8]. Рекомендуемый формат чертежей А3 (297х420).

√ Rz20 M

Модуль	m	2
Число зубьев	Z	23
Угол наклона зуба	$\beta$	15°
Направление линии зуба		любое
Нормальный исходный контур		ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	x	0
степень точности		В-7-7-Г
Постоянная хорды зуба	$\Sigma s_c$	—
Высота до постоянной хорды зуба	$h_c$	—
Делительный диаметр	d	—

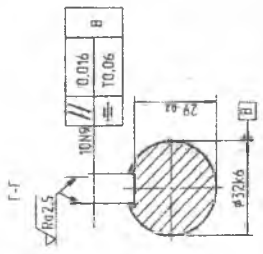
φ 0,02 AB



1. 2300...2850 HB

1. 2300...2850 HB
2. Радиусы на шлоном лозе обеспечиваются инструментом.
3. Острые краяки притупить.
4. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий по Н14, валов по r14, остальных ±Ц14

ΔE(Н)



Исполнитель	Проверен	Курс	Рисунки
Владелец	Дата	Лист	№
Вал-шестерня			
Сталь 40Х ГОСТ 4543-71			
САУ, каф. МУМ			
Зр. 2210			

Рис.7. Рабочий чертёж вала-шестерни

### 3.13. Оформление пояснительной записки к курсовой работе

Оформление пояснительной записки к данной курсовой работе необходимо производить в соответствии со стандартом СГАУ [9], определяющим требования к оформлению учебных текстовых документов.

Расчётно-пояснительная записка выполняется на одной стороне листа писчей бумаги формата А4 (210х297 мм) без рамки путём компьютерного набора, либо рукописным способом, шариковой ручкой, чёрным или синим цветом (расстояние между строками 6-8мм). Допускается использовать также машинописный способ на пишущей машинке, лентой черного цвета, через 1,5 интервала.

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 стандарте [9].

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Бурмистров, Е.В. Основы взаимозаменяемости в авиастроении: учеб. пособие / Е.В. Бурмистров [и др.]. – Самара: Изд-во СГАУ, 2002. – 104 с.
2. Бейзельман, Р.Д. Подшипники качения: справочник / Р.Д. Бейзельман, В.В. Цыпкин, Л.Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1975. – 574 с.
3. Бурмистров, Е.В. Основные нормы взаимозаменяемости типовых соединений деталей машин: учеб. пособие / Е.В. Бурмистров [и др.]. – Самара: Изд-во СГАУ, 2006. – 112 с.
4. Белкин, И.М. Допуски и посадки: учеб. пособие / И.М. Белкин. – М.: Машиностроение, 1992. – 528 с.
5. Палей, М.А. Допуски и посадки: справочник. В 2 т. / М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – Л.: Политехника, 1991. – 1184 с.
6. Попов, И.Г. Размерные цепи: метод. указания / И.Г. Попов, Д.Л. Скуратов, Ю.А. Шабалин. – Самара: Изд-во СГАУ, 1997. – 31 с.
7. Попов, И.Г. Выбор средств измерений: метод. указания к лаб. работе / И.Г. Попов, Д.Л. Скуратов. – Самара: Изд-во СГАУ, 2006. – 24 с.
8. Анухин, В.И. Допуски и посадки: учеб. пособие для вузов / В.И. Анухин. – СПб.: Питер, 2004. – 207 с.
9. СТО СГАУ 02068410-004-2007. Общие требования к учебным текстовым документам. – Самара: Изд-во СГАУ, 2007. – 32 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.....	3
2. ХАРАКТЕРИСТИКА ЗАДАНИЙ И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.....	4
3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.....	6
3.1. Определение номинальных размеров соединений.....	6
3.2. Назначение, обоснование и анализ посадок для гладких цилиндрических соединений.....	7
3.3. Расчёт переходных посадок для соединений зубчатых или червячных колес с валами.....	13
3.4. Расчет посадок с натягом для соединений венцов зубчатых или червячных колёс со ступицами.....	14
3.5. Выбор и анализ посадок для шпоночного соединения.....	15
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 двухступенчатого редуктора.....	19
3.9. Расчёт исполнительных размеров калибров.....	24
3.10. Расчет размерных цепей.....	24
3.11. Выбор средств измерений.....	25
3.12. Выполнение чертежа сборочной единицы редуктора и рабочих чертежей соединяемых деталей.....	27
3.13. Оформление пояснительной записки к курсовой работе.....	29
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	30

*Учебное издание*

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ  
«МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ, СЕРТИФИКАЦИЯ».  
РАЗДЕЛ «ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕЯЕМОСТИ»**

*Методические указания*

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

Редактор Л.Я. Чегодаева  
Доверстка А.В. Ярославцева

Подписано в печать 30.03.2009 г. Формат 60x84/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная. Печ. л. 2,0

Тираж 300 экз. Заказ 53. Арг. С – 43/09.

Самарский государственный аэрокосмический университет.  
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного аэрокосмического университета.  
443086 Самара, Московское шоссе, 34.