



Московский государственный технический университет
имени Н.Э. Баумана

Учебное пособие

В.Н. Климов, Е.А. Перминова

**Методика расчетов размерных цепей
в приборных устройствах
на этапе проектирования**

Издательство МГТУ имени Н.Э. Баумана

Московский государственный технический университет
имени Н.Э. Баумана

В.Н. Климов, Е.А. Перминова

Методика расчетов размерных цепей
в приборных устройствах
на этапе проектирования

Под редакцией И.С. Потапова

*Рекомендовано редсоветом МГТУ им. Н.Э. Баумана
в качестве учебного пособия*

Москва
Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
2007

УДК 621.753.1

ББК 34.9

К492

Рецензенты: *Ю.А. Мишин, О.Ф. Тищенко*

Климов В.Н., Перминова Е.А.

К492

Методика расчетов размерных цепей в приборных устройствах на этапе проектирования: Учеб. пособие / Под ред. И.С. Потащева. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. — 52 с.: ил.

ISBN 978-5-7038-2985-1

В пособии в сжатой, краткой форме рассмотрены основы проективных и проверочных расчетов размерных цепей при проектировании приборных устройств.

Для студентов 2–3-го курсов приборостроительных специальностей, выполняющих домашние задания, курсовые работы и курсовые проекты по дисциплинам: «Прикладная механика», «Детали машин и приборов», «Детали машин и основы конструирования», «Проектирование ОЭП», «Основы конструирования приборов».

Ил. 10. Табл. 8. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.753.1

ББК 34.9

Учебное издание

**Владимир Николаевич Климов
Елена Александровна Перминова**

Методика расчетов размерных цепей в приборных устройствах на этапе проектирования

Редактор *Е.К. Кошелева*
Корректор *М.А. Василевская*
Компьютерная верстка *Е.В. Зимакова*

Подписано в печать 20.06.2007. Формат 60х84/16. Бумага офсетная.

Печ. л. 3,25. Усл. печ. л. 3,02. Уч.-изд. л. 2,85. Тираж 300 экз.

Изд № 14. Заказ 435

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
105005, Москва, 2-я Бауманская, 5

ISBN 978-5-7038-2985-1

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007

ВВЕДЕНИЕ

Расчет размерных цепей является необходимым этапом при проектировании приборных устройств (ПУ). С помощью теории размерных цепей могут быть решены следующие конструкторские задачи:

- установление геометрических связей между номинальными размерами деталей, расчет отклонений и допусков размеров, входящих в размерную цепь;
- уточнение технических требований к конструкции прибора и его составным частям;
- анализ правильности простановки номинальных размеров и стандартных отклонений на чертежах деталей;
- анализ правильности простановки присоединительных размеров и назначение рекомендованных посадок на сборочных чертежах.

1. СТАДИИ РАЗРАБОТКИ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПРИБОРНОГО УСТРОЙСТВА

Стадии разработки конструкторской документации ПУ устанавливаются в соответствии с ГОСТ 2.103–68. При разработке конструкторской документации поэтапно разрабатывают:

- техническое предложение;
- эскизный проект;
- технический проект;
- рабочий проект.

На этапе разработки технического предложения анализ точности конструкции и расчет размерных цепей не производят.

На этапе разработки эскизного проекта рассматривают отдельно варианты конструкций сборочных единиц и конструкции ПУ в целом, производят проектировочные расчеты на прочность, жесткость и точность ПУ. Эскизный проект разрабатывают с целью установить конструктивные решения, дающие общее представление о принципе работы приборного устройства.

На этом этапе:

- рассчитывают или назначают из конструктивных соображений номинальные размеры деталей;
- определяют исходные размеры, обеспечивающие работоспособность конструкции;
- рассчитывают предварительные числовые значения допусков на размеры составляющих звеньев.

При разработке технического проекта производят окончательные расчеты на прочность, жесткость и точность и, кроме того, предварительный расчет размерных цепей деталей, сборочных единиц и всего устройства в целом с целью выявить окончательные технические решения. При необходимости технический проект может предусматривать переработку вариантов отдельных составных частей ПУ.

На этапе разработки рабочего проекта производят окончательный расчет всей совокупности размерных цепей, входящих в ПУ.

Основным документом при разработке эскизного, технического и рабочего проектов является чертеж общего вида.

2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ, ТЕРМИНЫ, ОБОЗНАЧЕНИЯ

2.1. Размерная цепь и ее звенья

Размерной цепью называется совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур и определяющих взаимное положение поверхностей (или осей) одной или нескольких деталей. Размеры, входящие в размерную цепь, не могут назначаться независимо, т. е. числовое значение, по крайней мере одного из размеров цепи, и его точность определяются остальными номинальными размерами.

Размерная цепь состоит из отдельных звеньев. *Звеном* называется каждый из размеров, образующих размерную цепь. *Звеньями размерной цепи* могут быть линейные или угловые параметры: диаметры отверстий или валов; межосевые расстояния; отклонения, определяемые неидеальностью формы и расположения поверхностей, и т. п.

Размерные цепи классифицируются по ряду признаков (рис. 1).

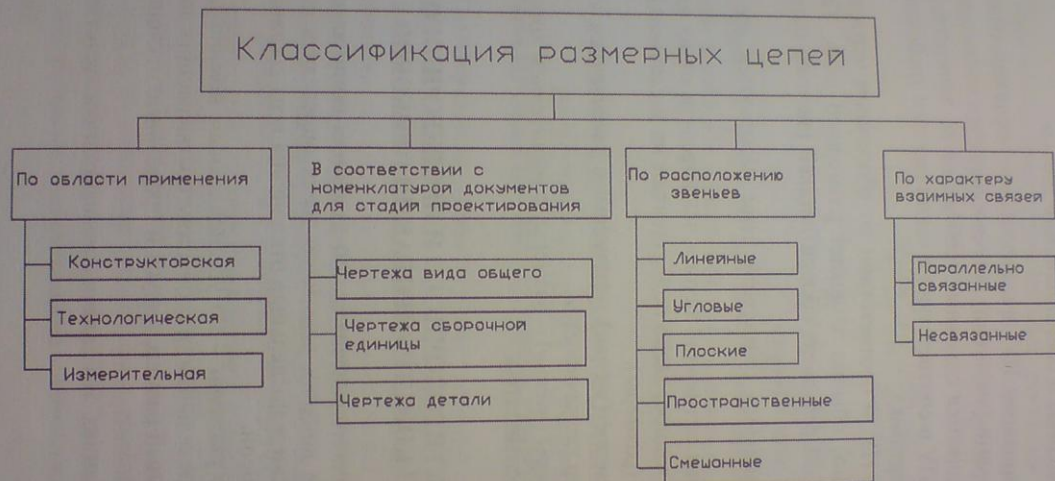


Рис. 1

2.2. Исходные и составляющие звенья

На стадии проектирования ПУ при разработке чертежей общего вида *исходными* размерами (звеньями) обычно являются осевые зазоры, к которым предъявляются основные требования по точности, определяющие качество ПУ в соответствии с техническими требованиями, условиями и стандартами.

В процессе сборки ПУ, в соответствии со сборочным чертежом, исходный размер (звено) обычно замыкает размерную цепь. Такое звено представляет собой результат сборки деталей (звеньев размерной цепи) и называется *замыкающим*.

Составляющими звеньями размерной цепи называются все остальные звенья.

Составляющие звенья размерной цепи в зависимости от их влияния на замыкающее (исходное) звено подразделяют на *увеличивающие* и *уменьшающие* звенья (размеры).

Увеличивающие размеры (звенья) – размеры, с увеличением которых замыкающий размер увеличивается.

Уменьшающие размеры (звенья) – размеры, с увеличением которых замыкающий размер уменьшается.

3. ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВОЧНОГО И ПРОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТОВ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ ПРИБОРОВ

Задача проектировочного расчета – по заданным номинальному размеру, отклонениям и допуску *исходного* звена определить номинальные размеры, допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев размерной цепи.

Задача проверочного расчета – по установленным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев определить номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена.

В некоторых публикациях эти задачи называются соответственно прямой и обратной [1].

При выполнении проверочных расчетов линейных и плоских размерных цепей (см. рис. 1) в соответствии с основными обозначениями, приведенными в табл. 1 [2, 3], исходными являются две формулы:

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^m A_{j_{ув}} - \sum_{j=m+1}^n A_{j_{ум}}, \quad (1)$$

$$TA_{\Delta} \geq \sum_{j=1}^m TA_{j_{ув}} + \sum_{j=m+1}^n TA_{j_{ум}}. \quad (2)$$

Остальные формулы для выполнения проверочных расчетов приведены в табл. П1 приложения в соответствии с основными обозначениями (см. табл. 1).

4. МЕТОДЫ ДОСТИЖЕНИЯ ЗАДАННОЙ ТОЧНОСТИ ИСХОДНОГО ЗВЕНА РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПРИБОРНОГО УСТРОЙСТВА

Классификация применяемых методов достижения заданной точности исходного звена представлена на рис. 2. Характер технических требований к исходному звену определяется следующими факторами:

- функциональным назначением ПУ;
- техническими условиями его эксплуатации;
- конструктивными и технологическими особенностями;
- стоимостью изготовления деталей и сборки ПУ;
- характером производства (массовое, крупносерийное, серийное, мелкосерийное, единичное);
- видом производства (гражданское, военное и т. д.);
- техническими регламентами и ГОСТами;
- конкретными техническими возможностями завода-изготовителя.

Таблица 1

Основные обозначения элементов размерных цепей

Термин	Пример обозначения в тексте	
Размерная цепь (порядковый номер) обозначается прописной буквой алфавита без индексов, например: A , B , V и т. д.	A	B
Составляющие звенья размерной цепи и их номинальные размеры обозначаются буквой размерной цепи с индексом порядкового номера звена: $j = 1; 2, 3$ и т. д.	A_j	B_j
Замыкающее звено размерной цепи обозначается прописной буквой алфавита с индексом Δ	A_{Δ}	B_{Δ}
Допуск и поле допуска замыкающего звена	TA_{Δ}	TB_{Δ}
Составляющие звенья: увеличивающие уменьшающие	$A_{j \text{ ув}}$ $A_{j \text{ ум}}$	$B_{j \text{ ув}}$ $B_{j \text{ ум}}$
Предельные размеры увеличивающих составляющих звеньев: наибольший наименьший	$A_{j \text{ max ув}}$ $A_{j \text{ min ув}}$	$B_{j \text{ max ув}}$ $B_{j \text{ min ув}}$
Предельные размеры уменьшающих составляющих звеньев: наибольший наименьший	$A_{j \text{ max ум}}$ $A_{j \text{ min ум}}$	$B_{j \text{ max ум}}$ $B_{j \text{ min ум}}$
Верхнее отклонение составляющего звена A_j	$Es(A_j)$	$Es(B_j)$
Нижнее отклонение составляющего звена A_j	$Ei(A_j)$	$Ei(B_j)$
Допуск и поле допуска составляющего звена T	TA_j	TB_j
Номинальный размер компенсатора	A_k	B_k
Допуск компенсатора	TA_k	TB_k
Диапазон регулирования компенсатора	D_k	D_k

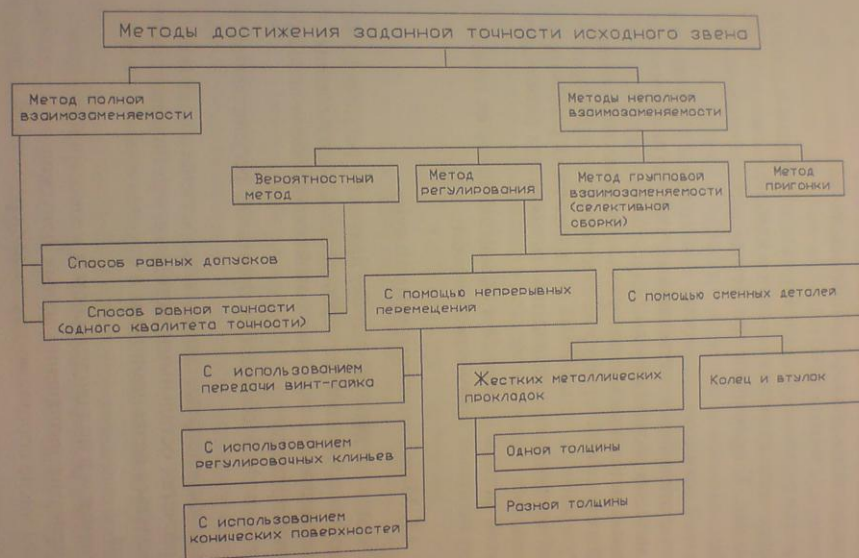


Рис. 2

Заданная точность исходного звена должна достигаться с наименьшими технологическими и эксплуатационными затратами, т. е. при выполнении расчетов должны выбираться, по возможности, экономичные качества (с 9-го по 12-й) [2].

При выполнении студентами домашних заданий, курсовых работ и проектов наиболее часто из перечисленных в классификации методов, приведенной на рис. 2, применяют три метода достижения точности исходного звена:

- 1) метод полной взаимозаменяемости, при котором учитываются только предельные отклонения составляющих звеньев (иначе этот метод называется методом расчета на «максимум-минимум»);
- 2) вероятностный метод, при котором учитываются законы рассеяния размеров деталей и случайный характер их сочетания на этапе сборки;
- 3) метод регулирования, основанный на применении регуляторов, компенсирующих значительные отклонения замыкающих размеров от заданных значений.

Второй и третий методы относятся к объединяющему их по классификации методу неполной взаимозаменяемости.

4.1. Метод «максимум-минимум»

Детали соединяются на этапе сборки без пригонки, регулирования и подбора. При любом сочетании размеров деталей, изготовленных в пределах расчетных допусков, значения замыкающего звена не выходят за установленные пределы.

Преимущества метода – сборка без пригонки, регулирования и подбора.

Недостатки метода – допуски составляющих звеньев получаются меньше, чем при расчетах остальными методами, это повышает точность, но может оказаться неэкономичным в случае серийного и массового производства.

Область применения – в индивидуальном и мелкосерийном производстве, которым присуще назначение малых допусков на исходное звено при небольшом числе составляющих звеньев размерной цепи.

4.2. Вероятностный метод

При использовании вероятностного метода детали на этапе сборки соединяются, как правило, без пригонки, регулирования, подбора; при этом у некоторого количества приборов числовые значения замыкающих размеров могут выйти за установленные пределы (обычно у трех приборов на 1000).

Преимущества метода – простота и экономичность сборки; упрощение организации сборочных процессов; экономичность изготовления деталей благодаря расширению полей допусков на размеры составляющих звеньев.

Недостатки метода – возможны дополнительные затраты на замену или подгонку некоторых деталей, что в конечном счете усложняет сборку прибора.

Область применения – в серийном, крупносерийном и массовом производстве при малых допусках исходных звеньев и относительно большом числе составляющих звеньев.

4.3. Метод регулирования

Этот метод основан на применении регулятора, компенсирующего отклонение замыкающего размера от заданных значений.

В приборостроении в качестве регулятора часто применяют набор жестких прокладок, число которых находят расчетным путем (см. рис. 2). Подбор необходимого числа прокладок осуществляется слесарем-сборщиком в процессе сборки ПУ и измерения размера замыкающего звена в соответствии с техническими требованиями.

Преимущества метода – простота и экономичность сборки в условиях конкретного производства.

Недостатки метода – необходимы дополнительные затраты на индивидуальную обработку и подбор компенсаторов.

Область применения – в индивидуальном и мелкосерийном производстве при малом допуске на исходное звено и небольшом числе составляющих звеньев размерной цепи.

5. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Рассмотрим фрагменты конструкций приборных устройств.

На рис. 3 показан фрагмент одной из таких конструкций. В корпусных деталях 1 и 1а установлен вал 2 приборного устройства. На вал на-прессована с натягом шестерня 3. Зубчатое колесо 4 установлено на вал по переходной посадке в сочетании с дополнительным креплением коническим штифтом 5. Корпусные детали 1 и 1а выполнены из алюми-ниевых сплавов (например, АЛ-4). Вал изготовлен из стали (например, 40Х). Для обеспечения нормального контакта в опоре скольжения в корпусные детали 1 и 1а запрессованы втулки б и ба, изготовленные из антифрикционных материалов (например, бронз или латуней).

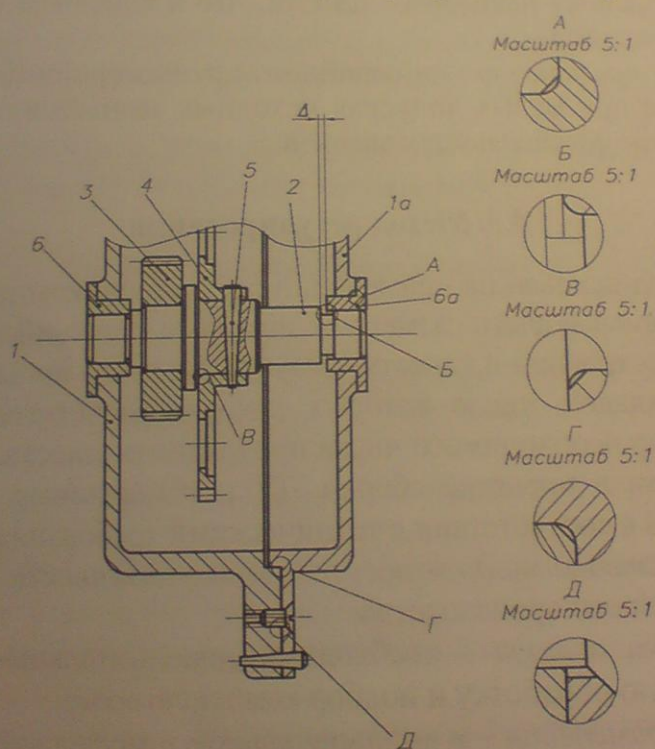


Рис. 3

В конструкции, представленной на рис. 4, использованы шарико-вые радиальные подшипники качения б и ба (позиции 1-5 — см. описа-

ние рис. 3). Крышки подшипников 7 и 7а фиксируются винтами 9 и позволяют производить регулировку осевого зазора.

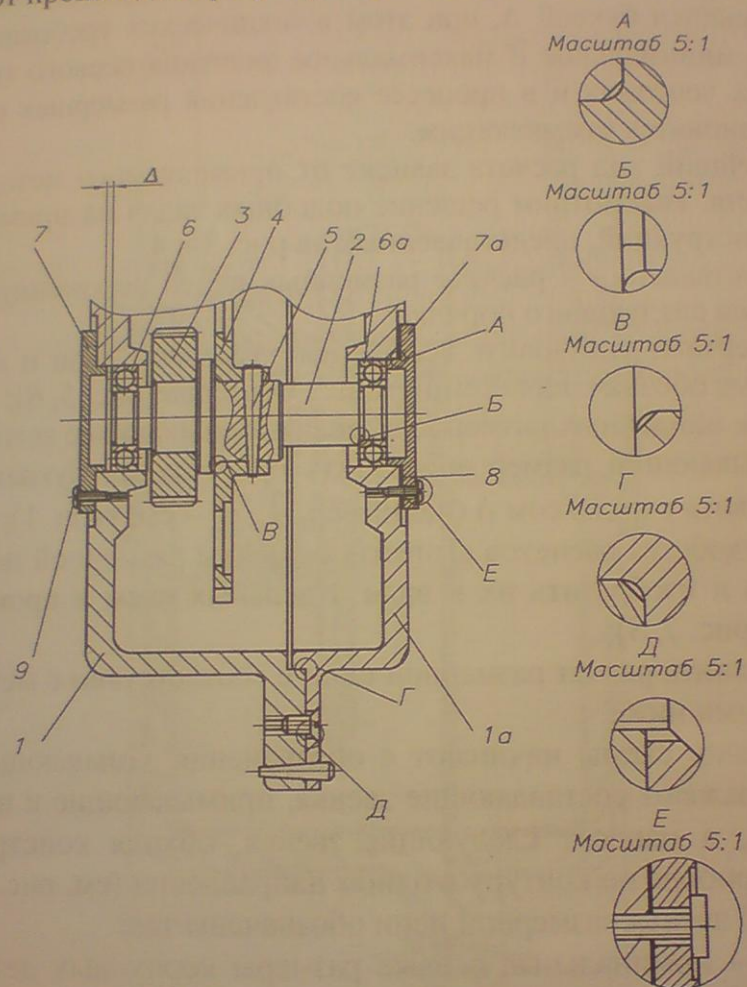


Рис. 4

Для обеспечения работоспособности конструкций, показанных на рис. 3 и 4, конструктор должен обеспечить существование осевого зазора между опорными торцами вала и втулками подшипника скольжения или подшипниками качения и крышкой подшипника. Обычно в приборостроении этот осевой зазор после регулирования составляет от 0,05 до 0,30 мм. На рис. 4 в конструкции предусматриваются ком-

пенсационные прокладки 8, условно обозначаемые на чертежах толстой линией. Исходный размер (осевой зазор) на чертежах общего вида обозначается буквой Δ , при этом в технических требованиях указываются минимальное и максимальное значения осевого зазора. На сборочных чертежах и в процессе составления размерных схем этот размер становится замыкающим.

Дальнейший ход расчета зависит от применяемого метода и способа расчета. Рассмотрим решение подобных задач на примере фрагментов конструкций, представленных на рис. 3 и 4.

При составлении и расчете размерных цепей рекомендуется придерживаться следующего порядка:

- 1) на чертеже установить все звенья размерной цепи и присвоить им условные обозначения номинальных размеров (рис. 5, 6);
- 2) среди найденных размеров выделить замыкающее звено, на чертежах замыкающий размер обозначить прописными буквами латинского алфавита с индексом Δ (например, A_Δ , B_Δ — см. табл. 1);
- 3) для удобства расчетов вынести элементы размерной цепи из поля чертежа и изобразить их в виде отдельных схем в произвольном масштабе (рис. 7, 8);
- 4) выполнить расчет размерной цепи в соответствии с методиками, приведенными ниже.

Построение схемы начинают с обозначения замыкающего звена. Затем изображают составляющие звенья, примыкающие к нему слева или справа, и наносят следующие звенья, обходя конструктивные элементы прибора по контуру в одном направлении (см. рис. 5–8).

На рис. 5 звенья размерной цепи обозначены так:

A_1 и A_2 — номинальные осевые размеры корпусных деталей (эти размеры выбирают из конструктивных соображений и округляют в соответствии с основными рядами R , приведенными в табл. П2 приложения);

A_3 и A_5 — номинальные осевые размеры втулок опор скольжения, сопрягаемые с цапфами вала (эти размеры получают путем расчета опоры скольжения на прочность, износостойкость и теплостойкость, затем полученные значения округляют в соответствии с табл. П2 приложения);

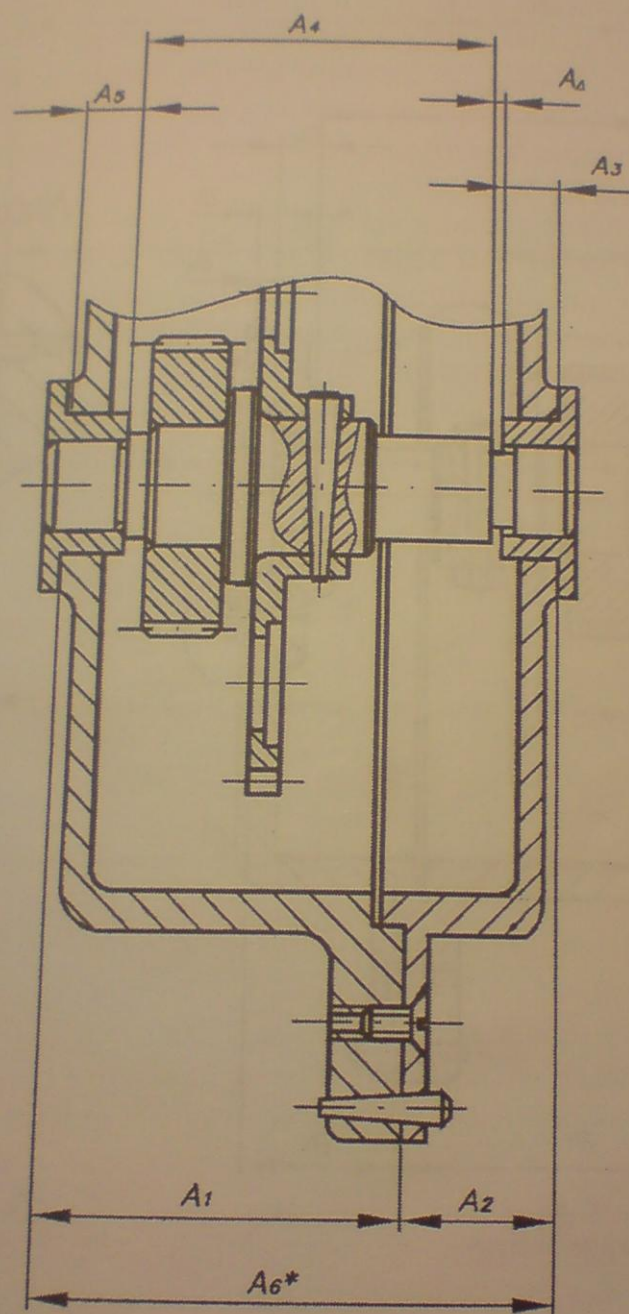


Рис. 5

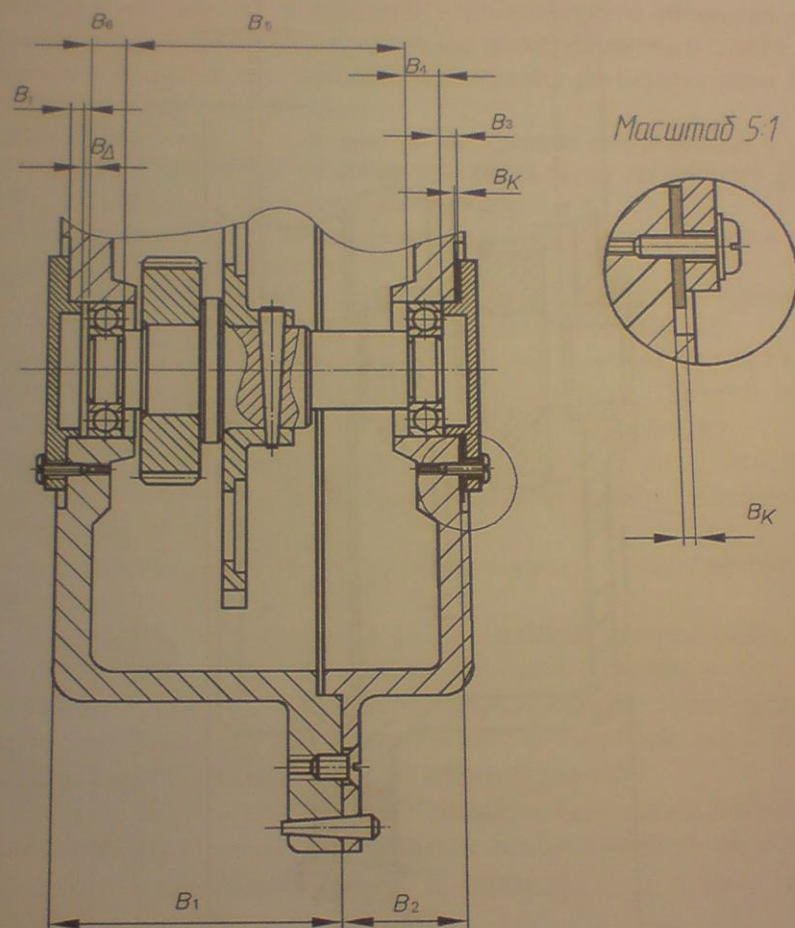


Рис. 6

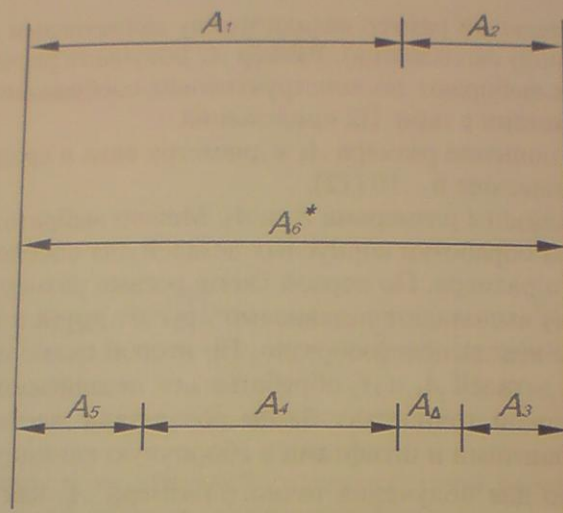


Рис. 7

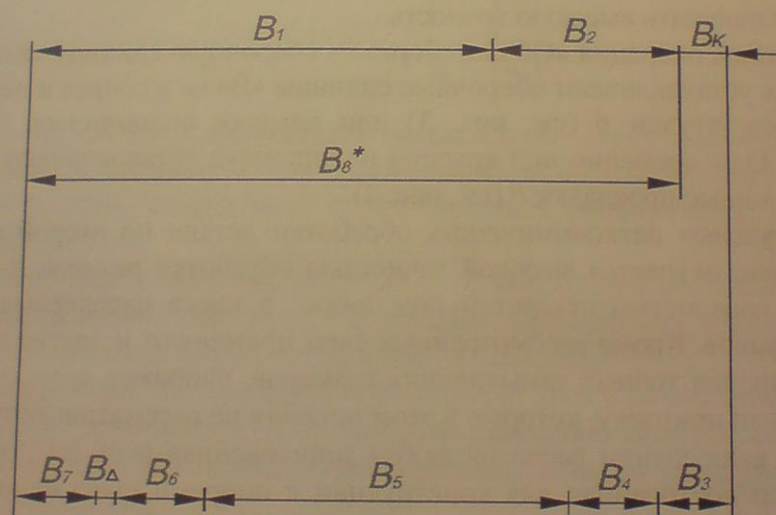


Рис. 8

A_4 — номинальный размер валика между заплечиками (между торцами втулок опор скольжения). Размер A_4 получают расчетом вала на жесткость или выбирают по конструктивным соображениям и округляют в соответствии с табл. П2 приложения.

Обычно отношение размера A_4 к диаметру вала в среднем сечении находится в диапазоне 6...10 (12).

Размер A_6 связан с размерами A_1 и A_2 . Можно выбрать две технологические схемы обработки корпусных деталей для обеспечения заданного исходного размера. По первой схеме осевые размеры корпусных деталей A_1 и A_2 выполняют независимо друг от друга с высокой точностью, что не всегда целесообразно. По второй схеме осевые размеры корпусных деталей A_1 и A_2 обрабатывают независимо друг от друга, но с невысокой точностью. Затем обе детали жестко соединяют друг с другом винтами и штифтами в сборочную единицу и обрабатывают совместно для получения точного размера A_6^* как технологическую сборочную единицу «Корпус в сборе». Отверстия под установку опор скольжения или качения также обрабатывают совместно, что позволяет получить высокую точность.

На этапе операции «Общая сборка» в сборочную единицу «Корпус в сборе» устанавливают сборочные единицы «Валы в сборе» и детали, например, втулки 6 (см. рис. 3) или крышки подшипника 7 (см. рис. 4). Одновременно под крышки подшипника устанавливают компенсационные прокладки 8 (см. рис. 4).

Кажущаяся неэкономичность обработки детали по второй схеме полностью окупается высокой точностью обработки размера A_6 и заданной соосностью отверстий под опоры, а также параллельностью осей валиков. Кроме рассмотренных схем применяют и другие способы получения точных замыкающих размеров, например селективную сборку или пригонку, которые в этом пособии не рассматриваются.

При выполнении расчетов любая многозвенная цепь (см. рис. 7), например построенная для конструкции с опорами скольжения (см. рис. 5), может быть приведена к трехзвенной (рис. 9) путем суммирования отдельно увеличивающих и уменьшающих звеньев и замены каждой из этих сумм одним звеном.

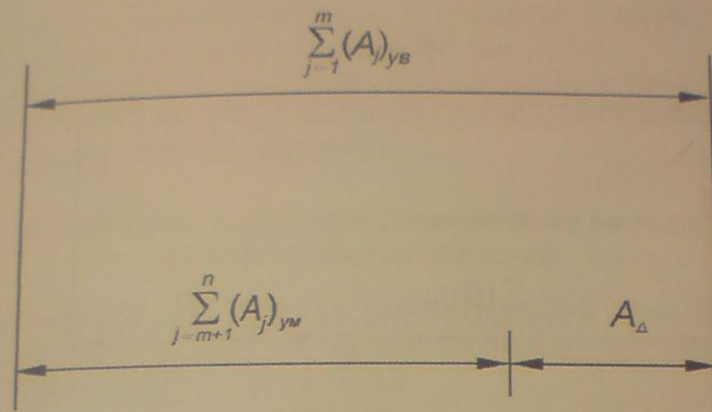


Рис. 9

При переходе к трехзвенной размерной цепи расчет по формуле (1) удобнее выполнять в квазиматричной форме:

$$X = |M_1| - |M_2| = \begin{vmatrix} Y_1 \\ \dots \\ Y_n \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} Z_1 \\ \dots \\ Z_m \end{vmatrix}, \quad (3)$$

где X – параметр, относящийся к замыкающему звену; $|M_1|$ – столбец, содержащий параметры всех увеличивающих составляющих звеньев; $|M_2|$ – столбец, содержащий параметры всех уменьшающих составляющих звеньев.

Параметрами M_1 и M_2 могут быть номинальные размеры, номинальные размеры с верхними и нижними отклонениями, а также верхние и нижние отклонения составляющих звеньев.

Для примера проанализируем размерную цепь с пятью элементами (см. рис. 7), приведенную к трехзвенной размерной цепи (см. рис. 9).

При расчете номинального размера замыкающего звена уравнение (3) принимает вид

$$A_{\Delta} = |M_1| - |M_2| = \begin{vmatrix} A_1 \\ A_2 \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} A_3 \\ A_4 \\ A_5 \end{vmatrix}. \quad (3a)$$

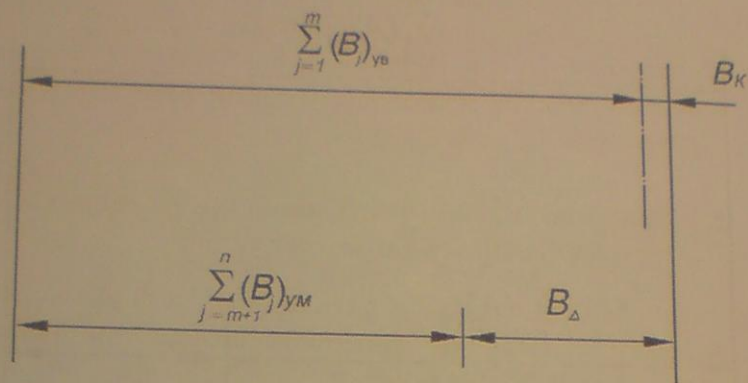


Рис. 10

При общем расчете номинального размера замыкающего звена с отклонениями:

$$A_{\Delta} \begin{matrix} (Es) \\ (Ei) \end{matrix} = \begin{vmatrix} A_{1yb} \begin{matrix} (Es) \\ (Ei) \end{matrix} \\ A_{2yb} \begin{matrix} (Es) \\ (Ei) \end{matrix} \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} A_{3ym} \begin{matrix} (Es) \\ (Ei) \end{matrix} \\ A_{4ym} \begin{matrix} (Es) \\ (Ei) \end{matrix} \\ A_{5ym} \begin{matrix} (Es) \\ (Ei) \end{matrix} \end{vmatrix}. \quad (36)$$

При расчете верхних и нижних отклонений замыкающего звена:

$$Es(A_{\Delta}) = \begin{vmatrix} Es(A_1) \\ Es(A_2) \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} Ei(A_3) \\ Ei(A_4) \\ Ei(A_5) \end{vmatrix}, \quad (3в)$$

$$Ei(A_{\Delta}) = \begin{vmatrix} Ei(A_1) \\ Ei(A_2) \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} Es(A_3) \\ Es(A_4) \\ Es(A_5) \end{vmatrix}. \quad (3г)$$

Здесь в каждой матрице алгебраически суммируют положительные и отрицательные отклонения. В результате расчета в размерной цепи

можно получить замыкающее звено в сочетании с одним увеличивающим и одним уменьшающим звеньями (рис. 9, 10).

Проектировочный расчет может быть выполнен двумя способами: способом равных допусков и способом равной точности (одного качества) [1–3], см. табл. П2 приложения.

5.1. Решение задачи проектировочного расчета способом равных допусков

При решении задачи способом равных допусков вычисляют среднее значение допуска $TA_{j\text{ ср}}$ составляющих звеньев при заданном допуске исходного (замыкающего) звена:

$$TA_{j\text{ ср}} = TA_{\Delta} / n, \quad (4)$$

где n – число составляющих звеньев данной размерной цепи.

Найденное значение $TA_{j\text{ ср}}$ округляют до стандартных значений в соответствии с ГОСТ [2]. При необходимости значения допусков отдельных составляющих звеньев округляют в ту или иную сторону так, чтобы выполнялась формула (2).

5.2. Решение задачи проектировочного расчета способом равноточных допусков

При этом способе равноточные допуски определяют через средние коэффициенты $k_{\text{ср}}$. При этом учитывается, что в соответствии с [4] стандартный допуск рассчитывается по формуле

$$IT = ki, \quad (5)$$

где k – число единиц допуска; i – единица допуска, мкм, которую рассчитывают по формуле

$$i = 0,45\sqrt[3]{D_m} + 0,001D_m, \quad (6)$$

где $D_m = \sqrt{D_{\min} D_{\max}}$ – среднее геометрическое значение интервала номинальных размеров, мм [4].

Среднее значение коэффициента k рассчитывают по формуле

$$k_{\text{ср}} = TA_{\Delta} / \sum_{j=1}^n i_j, \quad (7)$$

где n – число увеличивающих и уменьшающих звеньев; $\sum_{j=1}^n i_j$ – сумма единиц допусков для соответствующих интервалов всех составляющих размеров.

Для удобства расчетов средние значения единиц допуска приведены в табл. 2.

Средние значения единиц допусков

Таблица 2

Интервалы размеров, мкм	i , мкм	Интервалы размеров, мм	i , мкм
До 3	0,55	Свыше 30 до 50	1,56
Свыше 3 до 6	0,73	Свыше 50 до 80	1,86
Свыше 6 до 10	0,90	Свыше 80 до 120	2,17
Свыше 10 до 18	1,08	Свыше 120 до 180	2,52
Свыше 18 до 30	1,31	Свыше 180 до 250	2,89

Расчетное значение коэффициента k округляют в ту или другую сторону до ближайшей величины качества в соответствии с табл. 3 [2] и табл. П2 приложения.

Таблица 3

Значения числа единиц допуска
в зависимости от квалитетов

Квалитет	k	Квалитет	k
5	7	11	100
6	10	12	180
7	16	13	250
8	25	14	400
9	40	15	640
10	64	16	1000

Далее по формуле (5) вычисляют значения допусков для каждого из составляющих размеров. При необходимости значения допусков на размеры отдельных составляющих звеньев округляют в меньшую или большую сторону, согласуя округленные значения с [2].

Следующим этапом решения задачи является назначение основных отклонений на размеры составляющих звеньев. Существуют разные подходы к назначению основных отклонений. На некоторые размеры технологически целесообразно основные отклонения назначать симметрично относительно нулевой линии, например по j_s или J_s [2].

С точки зрения методического (учебного) подхода при назначении отклонений на размеры составляющих звеньев преимущественно используются справочные издания и учебные пособия, ориентированные на опыт машиностроительного производства. При этом рекомендуется назначать допуски на размеры деталей «в тело», т. е. назначать отклонения по основному валу h и основному отверстию H в соответствии с ГОСТ [2], табл. П2 приложения и только на один составляю-

ший размер отклонения рассчитывать, исходя из технических требований [1, 3] и табл. П2 приложения.

В приборостроении (особенно точном) производство узко специализированно, а каждый завод-изготовитель имеет индивидуальный станочный парк и свой индивидуальный уровень технологичности. Именно спецификой и возможностями производства в приборостроении определяется выбор отклонений на номинальные размеры составляющих звеньев, входящих в размерную цепь. Например, некоторые размеры при технологической настройке станков удобнее назначать по отклонениям j_s или J_s [2]. В новейших станках возможна настройка на любое *технологически оправданное* назначение отклонения на номинальный размер детали, в том числе и детали, которая является составляющим звеном в размерной цепи [6].

5.3. Проектровочный расчет размерных цепей методом регулирования

При расчете цепей методом регулирования компенсаторы относительно исходного звена могут быть как увеличивающими, так и уменьшающими. Чаще всего в курсовом проектировании компенсаторы применяются в случае разработки узлов с опорами качения (см. рис. 4). Диапазон регулирования D_k компенсатора [4] рассчитывают по формуле

$$D_k = \sum_{j=1}^m TA_j - TA_{\Delta}. \quad (8)$$

Число v групп компенсаторов (ступеней компенсации, прокладок) [1, 2] определяют по формуле

$$v = \frac{D_k}{TA_{\Delta}}. \quad (9)$$

Номинальный размер компенсатора A_k рассчитывают по преобразованной формуле (1), в которой этот размер фигурирует как увеличивающее или уменьшающее звено.

Для компенсатора номинальный размер рассчитывают по формулам:

для увеличивающего звена

$$A_k = A_\Delta - \left(\sum_{j=1}^m A_{j_{ув}} - \sum_{j=m+1}^n A_{j_{ум}} \right); \quad (10)$$

для уменьшающего звена

$$A_k = -A_\Delta + \left(\sum_{j=1}^m A_{j_{ув}} - \sum_{j=m+1}^n A_{j_{ум}} \right). \quad (11)$$

6. ПРИМЕРЫ

Пример 1.

Условие задачи: по заданному исходному размеру (осевому зазору) $\Delta = 0,060 \dots 0,220$ мм определить номинальные размеры, допуски и основные отклонения на размеры составляющих звеньев для фрагмента конструкции, представленного на рис. 3 и 5. Этой конструкции соответствует графическое изображение размерной цепи, представленной на рис. 7. В размерной схеме (см. рис. 7) заданный исходный размер становится замыкающим и имеет обозначение A_Δ .

Предположим, что путем предварительных расчетов получены размеры A_3, A_4, A_5 и выбраны из конструктивных соображений размеры A_1 и A_2 . Занесем эти размеры в табл. 4. Размеры A_1 и A_2 уточняем путем перебора вариантов, чтобы они удовлетворяли формуле (1). При окончательном назначении осевых размеров деталей эти размеры должны выбираться с учетом справочных данных (см. табл. П2 приложения). В данной размерной цепи размеры A_1 и A_2 будут увеличивающими, а размеры A_3, A_4 и A_5 — уменьшающими. Занесем значения номинальных размеров цепи и остальную информацию о них в табл. 4:

$A_1 = 50$ мм; $A_2 = 20$ мм — номинальные размеры корпусных деталей I и Ia (см. рис. 3);

$A_3 = A_5 = 4$ мм – номинальный размер втулки;
 $A_4 = 62$ мм – номинальный размер вала.
 Определим допуск замыкающего звена:

$$TA_{\Delta} = 220 - 60 = 160 \text{ мкм.}$$

Предельные отклонения замыкающего звена (см. табл. П1 приложения):

$$Es(A_{\Delta}) = +220 \text{ мкм, } Ei(A_{\Delta}) = +60 \text{ мкм.}$$

Полагая, что номинальный размер замыкающего звена равен нулю, можно записать

$$A_{\Delta} = 0^{+0,220}_{+0,060}.$$

Для проверки рассчитаем значение номинального размера замыкающего звена по формуле (3а):

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^m A_{j \text{ ув}} - \sum_{j=m+1}^n A_{j \text{ ум}} = \begin{vmatrix} A_1 \\ A_2 \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} A_3 \\ A_4 \\ A_5 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} +50 \\ +20 \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} +4 \\ +62 \\ +4 \end{vmatrix} = 0 \text{ мм.}$$

Результат расчета показывает, что номинальные размеры составляющих звеньев подобраны правильно. Продолжим решение задачи способом равноточных допусков метода полной взаимозаменяемости. Для решения воспользуемся табл. 2, согласно которой выберем единицу допуска для каждого из составляющих размеров. Занесем эти значения в табл. 4. Определим суммарное значение единиц допуска:

$$\sum_{j=1}^n i_j = 0,73 + 0,73 + 1,56 + 1,86 + 1,31 = 6,19 \text{ мкм.}$$

Рассчитаем средний коэффициент точности по формуле (7):

$$k_{cp} = 160 / 6,19 = 25,84.$$

Вычисленное значение коэффициента k , согласно табл. 3, находится между 8-м и 9-м квалитетами (ближе к 8-му). Назначим на все составляющие звенья 8-й квалитет.

При необходимости, если коэффициенты k находятся в середине диапазона значений, приведенных в табл. 4, то следует на малые размеры назначать более грубые квалитеты, поскольку эти размеры сложнее изготовить. По ГОСТ [2] выпишем значения допусков для каждого из линейных размеров, соответствующих принятому квалитету. Результаты заносим в табл. 4. Проверку полученных результатов производим по уравнению (2) сложением всех допусков на размеры составляющих звеньев:

$$\sum_{j=1}^n TA_j = 18 + 18 + 39 + 46 + 33 = 154 \text{ мкм.}$$

Расчет показывает, что уравнение (2) не выполняется. Однако результат достаточно близок к значению допуска замыкающего звена.

Назначим отклонения на составляющие звенья A_3, A_4, A_5 «в тело» [1, 3] по основным отклонениям H и h и отдельно на корпусные детали в соответствии с техническим заданием по отклонениям H ; результаты занесем в табл. 4.

По формуле (3б) определим номинальный размер и предельные отклонения расчетного допуска:

$$A_{\Delta} = \begin{vmatrix} A_1 \\ A_2 \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} A_3 \\ A_4 \\ A_5 \\ A_6 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 50^{+0,039} \\ 20^{+0,033} \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} 4^{+0,018} \\ 62_{-0,046} \\ 4^{+0,018} \end{vmatrix}.$$

В результате имеем

$$A_{\Delta} = \begin{vmatrix} 70^{+0,072} \\ 70_{-0,046}^{+0,036} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0^{+0,118} \\ -0,036 \end{vmatrix}.$$

В случае подобной записи расчет производится по перекрестному принципу, т. е. верхнее значение отклонения первой квазиматрицы суммируется с нижним отклонением второй с учетом знаков (как при раскрытии скобок), и наоборот, нижнее отклонение первой квазиматрицы суммируется с верхним отклонением второй, также с учетом

знаков. Для наглядности еще раз вычислим предельные отклонения расчетного допуска по формулам (3в), (3г):

$$Es(A_{\Delta}) = \begin{vmatrix} +39 \\ +33 \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} 0 \\ -46 \\ 0 \end{vmatrix} = 72 - (-46) = +118 \text{ мкм},$$

$$Ei(A_{\Delta}) = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} +18 \\ 0 \\ +18 \end{vmatrix} = 0 - 36 = -36 \text{ мкм}.$$

Полученный результат не удовлетворяет исходным требованиям, так как расположение полученного расчетного поля допуска замыкающего звена относительно нулевой линии не совпадает с расположением поля допуска заданного исходного звена. Поэтому произведем повторный подбор отклонений одного из звеньев — пусть это будет размер $A_5 = 62$ мм. Выберем основное отклонение d в соответствии с ГОСТ [2], оставляя для всех остальных размеров прежние основные отклонения и допуски. Результаты занесем в табл. 5.

Произведем проверку подбора основных отклонений и допусков по формуле (3б):

$$A_{\Delta} = \begin{vmatrix} A_1 \\ A_2 \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} A_3 \\ A_4 \\ A_5 \\ A_6 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 50^{+0,039} \\ 20^{+0,033} \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} 4^{+0,018} \\ 62^{-0,100} \\ -0,146 \\ 4^{+0,018} \end{vmatrix}.$$

В результате имеем

$$A_{\Delta} = \begin{vmatrix} 70^{+0,072} \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} 70^{-0,064} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0^{+0,218} \\ -0,064 \end{vmatrix}.$$

Таким образом, предельные отклонения поля допуска:

$$Es(A_{\Delta}) = +218 \text{ мкм}, \quad Ei(A_{\Delta}) = +64 \text{ мкм}.$$

Таблица 4

Предварительно выбранные значения размеров допусков и отклонений к примеру 1

Номер позиции (см. рис. 3)	Обозначение номинального размера (см. рис. 5)	Наименование детали	Значение номинального размера, мм	Тип размера*	Единица допуска, мкм	Квалитет	Допуск, мкм	Обозначение основного отклонения	Верхнее отклонение, мкм	Нижнее отклонение, мкм
1	A_1	Корпус	50	ув	1,56	8	39	H	+39	0
1a	A_2	Корпус	20	ув	1,31	8	33	H	+33	0
6a	A_3	Втулка	4	ум	0,73	8	18	H	+18	0
2	A_4	Вал	62	ум	1,86	8	46	h	0	-46
6	A_5	Втулка	4	ум	0,73	8	18	H	+18	0

* Здесь и далее в таблицах: ув – увеличивающий размер; ум – уменьшающий размер.

Таблица 5

Откорректированные результаты расчета к примеру 1

Номер позиции (см. рис. 3)	Обозначение номинального размера (см. рис. 5)	Наименование детали	Значение номинального размера, мм	Тип размера*	Единица допуска, мкм	Квалитет	Допуск, мкм	Обозначение основного отклонения	Верхнее отклонение, мкм	Нижнее отклонение, мкм
1	A_1	Корпус	50	ув	1,56	8	39	H	+39	0
1a	A_2	Корпус	20	ув	1,31	8	33	H	+33	0
6a	A_3	Втулка	4	ум	0,73	8	18	H	+18	0
2	A_4	Вал	62	ум	1,86	8	46	d	-100	-146
6	A_5	Втулка	4	ум	0,73	8	18	H	+18	0

Выполним еще раз расчет основных отклонений замыкающего звена по табл. П1 приложения:

$$Es(A_A) = 39 + 33 - (0 - 146 - 0) = +218 \text{ мкм},$$

$$Ei(A_A) = 0 + 0 - (18 - 100 + 18) = +64 \text{ мкм}.$$

Определим относительную погрешность полученного в процессе расчета поля допуска:

$$\varepsilon = \frac{160 - 154}{160} \cdot 100 \% \cong 3,75 \%.$$

Отклонения поля допуска составляет менее 5 %, поэтому можно считать результат близким к заданному.

Относительная погрешность расчета нижнего и верхнего отклонений замыкающего звена:

$$\varepsilon = \frac{64 - 60}{60} \cdot 100 \% \cong 6,7 \%,$$

$$\varepsilon = \frac{220 - 218}{220} \cdot 100 \% \cong 0,9 \%.$$

Учитывая, что относительная погрешность верхнего и нижнего отклонений меньше 10 %, будем считать, что задача решена.

Пример 1а.

Условие задачи: по заданному исходному размеру (осевому зазору) $\Delta = 0,100 \dots 0,250$ мм определить номинальные размеры, допуски и основные отклонения составляющих звеньев для фрагмента конструкции, представленного на рис. 5. Этой конструкции соответствует графическое изображение размерной цепи, представленной на рис. 7.

Определим допуск замыкающего звена:

$$TA_{\Delta} = 250 - 100 = 150 \text{ мкм}.$$

Предельные отклонения замыкающего звена:

$$Es(A_{\Delta}) = +250 \text{ мкм}, Ei(A_{\Delta}) = +100 \text{ мкм}.$$

Полагая, что номинальный размер замыкающего звена равен нулю, можно записать

$$A_{\Delta} = 0_{+0,100}^{+0,250}$$

Продолжим решение задачи способом равноточных допусков метода полной взаимозаменяемости. Ход решения и результаты расчета аналогичны приведенным в примере 1. Поэтому так же, как и в первом примере, назначим на все составляющие звенья 8-й квалитет. По ГОСТ [2] выпишем значения допусков для каждого из линейных размеров, соответствующих принятому квалитету. Результаты заносим в табл. 6. Проверку полученных результатов производим по уравнению (2) сложением всех допусков составляющих звеньев:

$$\sum_{j=1}^n TA_j = 18 + 18 + 39 + 46 + 33 = 154 \text{ мкм}.$$

Расчет показывает, что уравнение (2) не выполняется. В связи с этим произведем коррекцию допусков на размеры составляющих звеньев на последующих этапах решения задачи.

Назначим отклонения на размеры составляющих звеньев A_3, A_4, A_5 «в тело» [1, 3] по основным отклонениям H и h , а на корпусные детали с размерами A_1 и A_2 — по отклонениям j_s [4], результаты занесем в табл. 6.

Рассчитаем величину замыкающего размера с использованием формы записи (3б):

$$A_{\Delta} \begin{matrix} (Es) \\ (Ei) \end{matrix} = \begin{vmatrix} A_{1yb} \begin{matrix} (Es) \\ (Ei) \end{matrix} \\ A_{2yb} \begin{matrix} (Es) \\ (Ei) \end{matrix} \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} A_{3ym} \begin{matrix} (Es) \\ (Ei) \end{matrix} \\ A_{4ym} \begin{matrix} (Es) \\ (Ei) \end{matrix} \\ A_{5ym} \begin{matrix} (Es) \\ (Ei) \end{matrix} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 50_{-0,0195}^{+0,0195} \\ 20_{-0,0165}^{+0,0165} \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} 4_{+0,018} \\ 62_{-0,046} \\ 4_{+0,018} \end{vmatrix}.$$

Таблица 6

Предварительно выбранные значения номинальных размеров, допусков и отклонений к примеру 1а

Номер позиции (см. рис. 3)	Обозначение номинального размера (см. рис. 5)	Наименование детали	Значение номинального размера, мм	Тип размера [*]	Единица допуска, мкм	Квалитет	Допуск, мкм	Обозначение основного отклонения	Верхнее отклонение, мкм	Нижнее отклонение, мкм
1	A_1	Корпус	50	ув	1,56	8	39	j_s	+19,5	-19,5
1а	A_2	Корпус	20	ув	1,31	8	33	j_s	+16,5	-16,5
6а	A_3	Втулка	4	ум	0,73	8	18	H	+18	0
2	A_4	Вал	62	ум	1,86	8	46	h	0	-46
6	A_5	Втулка	4	ум	0,73	8	18	H	+18	0

В результате получим

$$A_{\Delta} = \left| 70_{-0,036}^{+0,036} \right| - \left| 70_{-0,046}^{+0,036} \right| = \left| 0_{-0,072}^{+0,082} \right|.$$

Результат не удовлетворяет исходным требованиям, так как расположение полученного расчетного поля допуска замыкающего звена относительно нулевой линии не совпадает с расположением поля допуска заданного исходного (замыкающего) звена. Произведем повторный подбор отклонений одного из звеньев – пусть это будет размер $A_4 = 62$ мм (табл. 7).

Обозначим верхнее и нижнее отклонения размера A_4 как неизвестное и занесем эти значения в (3в) и (3г):

$$Es(A_{\Delta}) = \left| \begin{array}{c} Es(A_1) \\ Es(A_2) \end{array} \right| - \left| \begin{array}{c} Ei(A_3) \\ Ei(A_4) \\ Ei(A_5) \end{array} \right| = \left| \begin{array}{c} +19,5 \\ +16,5 \end{array} \right| - \left| \begin{array}{c} 0 \\ Ei(A_4) \\ 0 \end{array} \right| = +250 \text{ мкм},$$

$$Ei(A_{\Delta}) = \left| \begin{array}{c} Ei(A_1) \\ Ei(A_2) \end{array} \right| - \left| \begin{array}{c} Es(A_3) \\ Es(A_4) \\ Es(A_5) \end{array} \right| = \left| \begin{array}{c} -19,5 \\ -16,5 \end{array} \right| - \left| \begin{array}{c} +18 \\ Es(A_4) \\ +18 \end{array} \right| = +100 \text{ мкм}.$$

Отсюда $Ei(A_4) = -214$ мкм, а $Es(A_4) = -172$ мкм. Стандартных отклонений с такими числовыми значениями в ГОСТе [2] нет. Наиболее близкие стандартные значения отклонений для размера 62 мм соответствуют 9-му качеству и отклонениям b и c – $62b9 \begin{pmatrix} -0,0190 \\ -0,0264 \end{pmatrix}$ и $62c9 \begin{pmatrix} -0,0140 \\ -0,0214 \end{pmatrix}$. Окончательное решение о назначении стандартных или нестандартных отклонений принимаем после консультации с преподавателем.

Выполним проверку по формулам (3в) и (3г):

$$Es(A_{\Delta}) = \left| \begin{array}{c} Es(A_1) \\ Es(A_2) \end{array} \right| - \left| \begin{array}{c} Ei(A_3) \\ Ei(A_4) \\ Ei(A_5) \end{array} \right| = \left| \begin{array}{c} +19,5 \\ +16,5 \end{array} \right| - \left| \begin{array}{c} 0 \\ -214 \\ 0 \end{array} \right| = 36 + 214 = +250 \text{ мкм},$$

$$Ei(A_{\Delta}) = \begin{vmatrix} Ei(A_1) \\ Ei(A_2) \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} Es(A_3) \\ Es(A_4) \\ Es(A_5) \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -19,5 \\ -16,5 \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} +18 \\ -172 \\ +18 \end{vmatrix} = -72 + 172 = 100 \text{ мкм.}$$

Проверка показывает, что при найденных значениях отклонений размера A_4 замыкающий размер соответствует заданному в технических требованиях исходному размеру.

Пример 2.

Условие задачи: по заданному исходному размеру (осевому зазору) $\Delta = 0,10 \dots 0,25$ мм определить номинальные размеры, допуски и основные отклонения составляющих звеньев для фрагмента конструкции, представленного на рис. 4 и 6. Схема размерной цепи для данной конструкции показана на рис. 8. В этой схеме заданный исходный размер Δ становится замыкающим с обозначением B_{Δ} . Поэтому можно записать: $B_{\Delta} = 0^{+0,250}_{+0,100}$.

В конструкции заданы следующие номинальные размеры составляющих звеньев:

$B_1 = 50$ мм; $B_2 = 20$ мм – размеры корпусных деталей I и Ia (см. рис. 4);

$B_3 = B_7 = 3$ мм – длина посадочного размера крышки подшипника;

$B_4 = B_6 = 6$ мм – ширина стандартных подшипников;

$B_5 = 52$ мм – размер валика между установленными шарикоподшипниками.

Размер «Корпус в сборе» B_8^* технологически связан с размерами B_1 и B_2 , поэтому необходимо рассчитывать размерную цепь либо с учетом размера B_8^* , либо – с учетом размеров B_1 и B_2 . Особенностью данной конструкции является наличие стандартных шарикоподшипников нулевого класса точности со стандартными предельными отклонениями: верхним $Es = 0$ мкм и нижним $Ei = -120$ мкм.

Определим допуск замыкающего звена:

$$TB_{\Delta} = 250 - 100 = 150 \text{ мкм.}$$

Таблица 7

Откорректированные значения номинальных размеров, допусков и отклонений к примеру 1а

Номер позиции (см. рис. 3)	Обозначение номинального размера (см. рис. 5)	Наименование детали	Значение номинального размера, мм	Тип размера*	Единица допуска, мкм	Квалитет	Допуск, мкм	Обозначение основного отклонения	Верхнее отклонение, мкм	Нижнее отклонение, мкм
1	A_1	Корпус	50	ув	1,56	8	39	j_s	+19,5	-19,5
1а	A_2	Корпус	20	ув	1,31	8	33	j_s	+16,5	-16,5
6а	A_3	Втулка	4	ум	0,73	8	18	H	+18	0
2	A_4	Вал	62	ум	1,86	8	46	Расчетное	-172	-214
б	A_5	Втулка	4	ум	0,73	8	18	H	+18	0

Размеры B_1 и B_2 являются увеличивающими, а размеры B_3, B_4, B_5, B_6, B_7 — уменьшающими. Проверим правильность назначения номинальных размеров в схеме на рис. 6 по формулам (1) и (36):

$$B_{\Delta} = \sum_{j=1}^m B_{j \text{ ув}} - \sum_{j=m+1}^n B_{j \text{ ум}} = \begin{vmatrix} B_1 \\ B_2 \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} B_3 \\ B_4 \\ B_5 \\ B_6 \\ B_7 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} +50 \\ +20 \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} +3 \\ +6 \\ +52 \\ +6 \\ +3 \end{vmatrix} = 0 \text{ мм.}$$

Используем при решении этого примера способ равных допусков. Вычислим среднее значение допуска $TB_{j \text{ ср}}$ составляющих звеньев при заданном допуске исходного звена по формуле (4):

$$TB_{j \text{ ср}} = TB_{\Delta} / n = 150 / 5 = 30 \text{ мкм,}$$

где $n = 5$ — число составляющих звеньев данной размерной цепи за вычетом звеньев B_4, B_6 , имеющих стандартный допуск. По найденному значению $TB_{j \text{ ср}}$ назначим в соответствии с ГОСТ [2] квалитеты для каждого номинального размера размерной цепи. Из соображений технологической целесообразности назначим на размеры корпусных деталей (звенья B_1 и B_2) 8-й квалитет, имеющий значения стандартных допусков больше расчетных, на размеры крышки подшипника (звенья B_3 и B_7) — 9-й квалитет, имеющий стандартные допуски меньше расчетного, и на размер вала (звено B_5) — 7-й квалитет, имеющий стандартный допуск, равный расчетному.

Затем определим соответствующие номинальным размерам размерной цепи значения допусков [2]. Результаты занесем в табл. 8.

Определим сумму допусков на размеры составляющих звеньев по формуле (2):

$$\begin{aligned} \sum TB_{\Delta} &= TB_1 + TB_2 + TB_3 + TB_4 + TB_5 + TB_6 + TB_7 = \\ &= 39 + 33 + 25 + 120 + 30 + 120 + 25 = 392 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

Расчет показывает, что сумма допусков на размеры составляющих звеньев больше допуска на замыкающее звено, равного 150 мкм.

Таблица 8

Предварительно назначенные номинальные размеры и качества точности составляющих звеньев к примеру 2

Номер позиции (см. рис. 4)	Обозначение номинального размера (см. рис. 6)	Наименование детали	Значение номинального размера, мм	Тип размера*	Квалитет	Допуск, мкм	Обозначение основного отклонения	Верхнее отклонение, мкм	Нижнее отклонение, мкм
1	B_1	Корпус	50	ув	8	39	H	+39	0
1a	B_2	Корпус	20	ув	8	33	H	+33	0
7a	B_3	Крышка	3	ум	9	25	h	0	-25
6a	B_4	Шарико-подшипник	6	ум	Стандартный	120	—	0	-120
2	B_5	Вал	52	ум	7	30	h	0	-30
6	B_6	Шарико-подшипник	6	ум	Стандартный	120	—	0	-120
7	B_7	Крышка	3	ум	9	25	h	0	-25
8	B_8	Компенсатор	0	ув	Расчетный	242	—	—	—

Назначим отклонения на составляющие звенья «в тело» по основным отклонениям H и h , а на корпусные детали с размерами B_1 и B_2 — по отклонениям H , за исключением звеньев B_4 и B_6 , имеющих стандартные допуски; результаты занесем в табл. 8. Далее по формуле (5) вычислим значения допусков для каждого из составляющих размеров. Значения допусков отдельных составляющих звеньев округлим в меньшую или большую сторону, согласуя округленные значения с [2]. В данном случае для корпусных деталей — в большую сторону, а для крышек подшипников — в меньшую; результаты занесем в табл. 8.

По формуле (36) определим расчетное отклонение замыкающего звена:

$$B_{\Delta} = \begin{vmatrix} B_1 \\ B_2 \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} B_3 \\ B_4 \\ B_5 \\ B_6 \\ B_7 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 50^{+0,039} \\ 20^{+0,033} \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} 3_{-0,025} \\ 6_{-0,120} \\ 52_{-0,030} \\ 6_{-0,120} \\ 3_{-0,025} \end{vmatrix}.$$

В результате имеем

$$B_{\Delta} = \begin{vmatrix} 70^{+0,072} \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} 70_{-0,320} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0^{+0,392} \end{vmatrix}.$$

В таких случаях задача решается методом регулирования, например с помощью жестких прокладок (см. рис. 4).

Важно понять, что полученный результат не исключает, что отклонения от номинального размера заданного замыкающего звена могут быть как положительными, так и отрицательными (т. е. отклонение может быть либо в сторону зазора, либо в сторону натяга). В конструкциях, подобных показанной на рис. 4, жесткие прокладки обычно устанавливают либо между одной из крышек шарикоподшипника и корпусной деталью, либо между крышкой подшипника и наружным кольцом самого подшипника. Предположим, что предварительный суммарный размер набора прокладок будет находиться в

диапазоне 0,3...0,5 мм. Назначим предварительно номинальный размер компенсатора равным $D_k^* = 300$ мкм (толщина одной прокладки не менее 0,05 мм).

Установим в конструкцию между крышками шарикоподшипника и корпусом (т. е. в цепь увеличивающих размеров) компенсаторы в виде тонких металлических шайб и определим диапазоны регулирования D_k по формуле (8):

$$D_k = \sum_{j=1}^n TB_j - TB_{\Delta} = 392 - 150 = 242 \text{ мкм.}$$

Рассчитаем число ступеней (групп) компенсаторов, необходимых для регулирования в данном диапазоне, по формуле (9):

$$v = \frac{D_k}{TB_{\Delta}} = \frac{242}{150} = 1,61 \text{ шт.}$$

Учитывая, что допуски на толщину материалов, из которых изготавливаются прокладки, обычно даются со знаком минус (см. табл. ПЗ), округлим полученный результат в большую сторону до ближайшего целого числа и назначим число прокладок $v = 2$ шт.

Зададимся материалом для изготовления прокладок и их толщиной в соответствии с табл. П2–П4 приложения.

Толщина сменной прокладки [5]

$$t = D_k / v = 242 / 2 = 121 \text{ мкм.}$$

Округлим толщину прокладки t до стандартных значений толщин листового материала, чтобы соблюдалось условие

$$t_{\text{ст}} \leq D_k.$$

Примем толщину прокладки в соответствии с табл. П2 приложения по R40: $t_{\text{ст}} = 120$ мкм. Выберем материал прокладок – латунный сплав – и в соответствии с табл. ПЗ приложения назначим стандартную толщину одной прокладки $t_{\text{ст}} = 0,12_{-0,02}$ мм.

Такое же число прокладок получается по приближенной формуле:

$$v_2 = \frac{D_k^*}{TB_\Delta} = \frac{300}{150} = 2 \text{ шт.}$$

Расчет закончен.

Пример 2а.

Условие задачи: по заданному исходному размеру (осевому зазору) $\Delta = 0,10 \dots 0,25$ мм определить номинальные размеры, допуски и основные отклонения на размеры составляющих звеньев для фрагмента конструкции, представленного на рис. 4 и 6. Схема размерной цепи для данной конструкции показана на рис. 8. Исходные данные на размеры составляющих звеньев аналогичны приведенным в примере 2.

Назначим допуски на составляющие звенья B_j по экономически целесообразному 10-му качеству [1, 2]. Результаты анализа занесем в табл. 9. Определим сумму допусков составляющих звеньев по формуле (2):

$$\begin{aligned} \sum TB_\Delta &= TB_1 + TB_2 + TB_3 + TB_4 + TB_5 + TB_6 + TB_7 = \\ &= 100 + 84 + 40 + 120 + 120 + 120 + 40 = 624 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

Расчет показывает, что сумма допусков на размеры составляющих звеньев значительно больше допуска на замыкающее звено, равного 150 мкм, что предполагает применение при сборке метода регулирования (см. рис. 2).

Установим в конструкцию под крышки шарикоподшипника компенсаторы в виде тонких металлических прокладок. Компенсаторы в данной конструкции будут являться также увеличивающими звеньями.

Определим диапазон регулирования с помощью компенсаторов по формуле (8):

$$D_k = \sum_{j=1}^m TA_j - TA_\Delta = 624 - 150 = 474 \text{ мкм.}$$

Рассчитаем число v групп компенсаторов (ступеней компенсации, количество прокладок) по формуле (9):

Таблица 9

Предварительно назначенные номинальные размеры и качества составляющих звеньев к примеру 2а

Номер позиции (см. рис. 4)	Обозначение номинального размера (см. рис. 6)	Наименование детали	Значение номинального размера, мм	Тип размера *	Квалитет	Допуск, мкм	Обозначение основного отклонения	Верхнее отклонение, мкм	Нижнее отклонение, мкм
1	B_1	Корпус	50	ув	10	100	h	0	-100
1а	B_2	Корпус	20	ув	10	84	h	0	-84
7а	B_3	Крышка	3,6	ум	10	40	h	0	-40
6а	B_4	Шарико- подшипник	6	ум	Стандартный	120	h	0	-120
2	B_5	Вал	52	ум	10	120	h	0	-120
6	B_6	Шарико- подшипник	6	ум	Стандартный	120	h	0	-120
7	B_7	Крышка	3,6	ум	10	40	h	0	-40
8	B_K	Компенсатор	0	ув	Расчетный	—	—	—	—

$$v = \frac{D_k}{TA_\Delta} = \frac{474}{150} = 3,16 \text{ шт.}$$

Учитывая, что допуски на толщину материалов, из которых изготавливаются прокладки, обычно также имеют отклонения со знаком минус (см. табл. П2 приложения), добавляем еще одну прокладку. То есть общее число прокладок $v = 4$.

Назначим отклонения на составляющие звенья «в тело» по основным отклонениям h , за исключением звеньев B_4 и B_6 , имеющих стандартные допуски и отклонения. Результаты анализа занесем в табл. 9.

По формуле (10) определим номинальный размер компенсатора. Расчет выполним, используя форму записи (3а):

$$B_k = B_\Delta - \sum_{j=1}^m B_{j_{yb}} + \sum_{j=m+1}^m B_{j_{ym}} = B_\Delta - \begin{vmatrix} B_1 \\ B_2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} B_3 \\ B_4 \\ B_5 \\ B_6 \\ B_7 \end{vmatrix} = 0 - \begin{vmatrix} +50 \\ +20 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} +3 \\ +6 \\ +52 \\ +6 \\ +3 \end{vmatrix} = 0 \text{ мм.}$$

Результат занесем в табл. 9.

Номинальный размер компенсатора равен нулю при заданных составляющих размеров. Анализ показывает, что при номинальном размере компенсатора, равном нулю, обычно не удастся обеспечить необходимый замыкающий размер с помощью регулирования. Требуется произвести корректировку номинальных размеров некоторых деталей, чтобы номинальный размер компенсатора не был равен нулю. С этой целью увеличим длины посадочных размеров крышек подшипников (звенья B_3 и B_7) до 3,6 мм (ряд R) с учетом табл. П2 приложения. Повторно определим номинальный размер компенсатора с учетом введенной корректировки по формуле (10), используя формулу (3а):

Окончательно выбранные номинальные размеры и качества точности составляющих звеньев к примеру 2а

Таблица 10

Номер позиции (см. рис. 4)	Обозначение номинального размера (см. рис. 6)	Наименование детали	Значение номинального размера, мм	Тип размера [*]	Квалитет	Допуск, мкм	Обозначение основного отклонения	Верхнее отклонение, мкм	Нижнее отклонение, мкм
I	B_1	Корпус	50	ув	10	100	h	0	-100
1a	B_2	Корпус	20	ув	10	84	h	0	-84
7a	B_3	Крышка	3	ум	10	40	h	0	-48
6a	B_4	Шарико- подшипник	6	ум	Стандартный	120	h	0	-120
2	B_5	Вал	52	ум	10	120	h	0	-120
6	B_6	Шарико- подшипник	6	ум	Стандартный	120	h	0	-120
7	B_7	Крышка	3	ум	10	40	h	0	-48
8	B_8	Компенсатор	1200	ув	—	490	—	1484	994

$$B_k = B_\Delta - \sum_{j=1}^m B_{j \text{ ун}} + \sum_{j=m+1}^m B_{j \text{ ум}} = B_\Delta - \left| \begin{array}{c} B_1 \\ B_2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} B_3 \\ B_4 \\ B_5 \\ B_6 \\ B_7 \end{array} \right| = 0 - \left| \begin{array}{c} +50 \\ +20 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} +3,6 \\ +6 \\ +52 \\ +6 \\ +3,6 \end{array} \right| =$$

$$= 0 - 70 + 71,2 = 1,2 \text{ мм} = 1200 \text{ мкм.}$$

Скорректированные данные занесем в табл. 10. Следует заметить, что при изменении номинальных размеров B_3 и B_7 изменяются допуски на эти размеры.

Верхние и нижние отклонения компенсатора можно рассчитать по формулам (11) и (12). Произведем вычисления в соответствии с формами записи (3в) и (3г) и формулами табл. П1 приложения (см. пп. 11 и 12):

$$Ei(B_k) = +250 + \left| \begin{array}{c} -48 \\ -120 \\ -120 \\ -120 \\ -48 \end{array} \right| - \left| \begin{array}{c} 0 \\ 0 \end{array} \right| = -206 \text{ мкм,}$$

$$Es(B_k) = +100 + \left| \begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{array} \right| - \left| \begin{array}{c} -100 \\ -84 \end{array} \right| = 284 \text{ мкм.}$$

Определим предельные размеры компенсаторов $B_{k \min}$ и $B_{k \max}$ по соответствующим формулам табл. П1 приложения (см. пп. 9 и 10):

$$B_{k \min} = 1200 - 206 = 994 \text{ мкм,}$$

$$B_{k \max} = 1200 + 284 = 1484 \text{ мкм.}$$

Рассчитаем диапазон регулирования D_k компенсатора через предельные размеры компенсатора после корректировки номинальных размеров составляющих звеньев:

$$D_k = B_{k \max} - B_{k \min} = 1484 - 994 = 490 \text{ мкм.}$$

Рассчитаем число ступеней (групп, пластин) компенсаторов, необходимых для регулирования в данном диапазоне, по формуле (9):

$$v = \frac{D_k}{TB_\Delta} = \frac{490}{150} = 3,2666 \text{ шт.}$$

Окончательно выбираем количество прокладок $v = 4$.

Зададимся материалом для изготовления прокладок и толщиной прокладок в соответствии с табл. П2 и П3 приложения. Первую прокладку t_1 выбираем толщиной $1,0_{-0,08}$ мм, материал – латунь (см. табл. П2) и корректируем диапазон компенсации:

$$D_k^* = B_{k \max} - t_1 = 1484 - 1000 = 484 \text{ мкм.}$$

Остается вычислить заново число прокладок в скорректированном диапазоне регулирования, предварительно выбрав материал для остальных прокладок. Выбираем сталь нержавеющей толщиной $t_2 = 0,15_{-0,03}$ мм по табл. П2, П3 приложения. Число прокладок

$$v_2 = \frac{D_k^*}{TB_\Delta} = \frac{484}{150} = 3,22 \text{ шт.}$$

Окончательно выбираем $v = 4$ шт.

Наименование, толщину материала и число прокладок из расчетно-пояснительной записки следует перенести в спецификации на чертеж общего вида и сборочные чертежи, в соответствии с которыми собирается данное изделие.

Расчет закончен.

Приложение

Таблица III

Основные формулы для выполнения проверочных расчетов методом «максимум-минимум»

№ п/п	Название	Формула
1	Максимальный размер замыкающего звена	$A_{\Delta \max} = \sum_{j=1}^m A_{j \max \text{ ун}} - \sum_{j=m+1}^n A_{j \min \text{ ун}}$
2	Минимальный размер замыкающего звена	$A_{\Delta \min} = \sum_{j=1}^m A_{j \min \text{ ун}} - \sum_{j=m+1}^n A_{j \max \text{ ун}}$
3	Допуск замыкающего звена, вычисленный через предельные размеры	$TA_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min}$
4	Допуск замыкающего звена, вычисленный через предельные отклонения	$TA_{\Delta} = Es(A_{\Delta}) - Ei(A_{\Delta})$
5	Верхнее отклонение замыкающего звена	$Es(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^m Es(A_{j \text{ ун}}) - \sum_{j=m+1}^n Ei(A_{j \text{ ун}})$
6	Нижнее отклонение замыкающего звена	$Ei(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^m Ei(A_{j \text{ ун}}) - \sum_{j=m+1}^n Es(A_{j \text{ ун}})$
7	Минимальный размер замыкающего звена	$A_{\Delta \min} = A_{\Delta} + Ei(A_{\Delta})$
8	Максимальный размер замыкающего звена	$A_{\Delta \max} = A_{\Delta} + Es(A_{\Delta})$
9	Минимальный размер компенсатора	$A_{\kappa \min} = A_{\kappa} + Ei(A_{\kappa})$
10	Максимальный размер компенсатора	$A_{\kappa \max} = A_{\kappa} + Es(A_{\kappa})$
11	Нижнее отклонение увеличивающего компенсатора	$Ei(A_{\kappa}) =$ $= Es(A_{\Delta}) + \sum_{j=m+1}^n Ei(A_{j \text{ ун}}) - \sum_{j=1}^m Es(A_{j \text{ ун}})$
12	Верхнее отклонение увеличивающего компенсатора	$Es(A_{\kappa}) =$ $= Ei(A_{\Delta}) + \sum_{j=m+1}^n Es(A_{j \text{ ун}}) - \sum_{j=1}^m Ei(A_{j \text{ ун}})$

Окончание табл. П1

№ п/п	Название	Формула
13	Нижнее отклонение уменьшающего компенсатора	$Ei(A_x) =$ $= \sum_{j=1}^m Ei(A_j)_{\text{ув}} - \sum_{k=m+1}^n Es(A_k)_{\text{ум}} - Ei(A_\Delta)$
14	Верхнее отклонение уменьшающего компенсатора	$Es(A_x) =$ $= \sum_{j=1}^m Es(A_j)_{\text{ув}} - \sum_{k=m+1}^n Ei(A_k)_{\text{ум}} - Es(A_\Delta)$

Таблица П2

Основные ряды нормальных линейных размеров
от 1 до 500 мм (ГОСТ 6636-69)

R5	R10	R20	R40
1,0 10 100	1,0 10 100	1,0 10 100	1,0 10 100
			1,05 10,5 105
		1,1 11 110	1,1 11 110
			1,15 11,5 120
		1,2 12 125	1,2 12 125
			1,3 13 130
		1,4 14 140	1,4 14 140
1,6 16 160	1,6 16 160		1,5 15 150
		1,6 16 160	1,6 16 160
			1,7 17 170
		1,8 18 180	1,8 18 180
			1,9 19 190
		2,0 20 200	2,0 20 200
			2,1 21 210
		2,2 22 220	2,2 22 220
			2,4 24 240

Окончание табл. П2

R5	R10	R20	R40
2,5 25 250	2,5 25 250 3,2 32 320	2,5 25 250	2,5 25 250
			2,6 26 260
		2,8 28 280	2,8 28 280
			3,0 30 300
		3,2 32 320	3,2 32 320
			3,4 34 340
		3,6 36 360	3,6 36 360
			3,8 38 380
4,0 40 400	4,0 40 400 5,0 50 500	4,0 40 400	4,0 40 400
			4,2 42 420
		4,5 45 450	4,5 45 450
			4,8 48 480
		5,0 50 500	5,0 50 500
			5,3 53
		5,6 56	5,6 56
			6,0 60
6,3 63	6,3 63 8,0 80	6,3 63	6,3 63
			6,7 67
		7,1 71	7,1 71
			7,5 75
		8,0 80	8,0 80
			8,5 85
		9,0 90	9,0 90
			9,5 95

Примечание. Стандарт предусматривает основные ряды размеров в интервалах от 0,01 до 0,95 мм и свыше 500 до 2500 мм, а также дополнительные линейные размеры.

Таблица ПЗ

**Стандартная толщина лент из латунных сплавов
и технические требования к этим лентам**

Толщина лент, мм	Точность изготовления ленты, мм (устанавливается со знаком минус)	
	Нормальная	Повышенная
0,05; 0,06; 0,07; 0,08; 0,09	0,01	—
0,10; 0,12	0,02	—
0,15	0,03	—
0,18; 0,20; 0,22	0,03	0,02
0,25; 0,30; 0,35	0,04	0,03
0,40; 0,45	0,05	0,04
0,50	0,06	0,04
0,55; 0,60; 0,65; 0,70	0,06	0,05
0,75	0,07	0,06
0,80; 0,85	0,07	0,06
0,90	0,08	0,06
1,0; 1,1	0,08	0,06

Таблица П4

**Стандартная толщина лент из нержавеющей
полунагартованных и особо нагартованных сталей**

Толщина лент, мм	Точность изготовления ленты, мм (устанавливается со знаком минус)
0,10	0,02
0,12; 0,15	0,03
0,20; 0,25	0,03
0,30; 0,35; 0,40; 0,45	0,04
0,50; 0,55; 0,60; 0,65	0,05
0,70; 0,75; 0,80; 0,90	0,06
1,0; 1,1; 1,2	0,08
1,3; 1,5	0,10
1,65; 1,8	0,13
2,0	0,16

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тищенко О.Ф., Валединский А.С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учеб. для студентов приборостроит. спец. вузов. М.: Машиностроение, 1977. 357 с.
2. ГОСТ 25346-89. Основные нормы взаимозаменяемости ЕСДП. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.
3. Палей М.А., Романов А.Б., Брагинский В.А. Допуски и посадки: Справ.: В 2 ч. Ч 2. 7-е изд. Л.: Политехника, 1991.
4. Кокорев Ю.А. Способы расчета точностных характеристик деталей и узлов приборов: Учеб. пособие / Под ред. В.Н. Баранова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1992. 103 с.
5. Амиров Ю.Д., Алферова Т.К., Волков П.Н. Технологичность конструкции изделия: Справ. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1990. 768 с.
6. Зябрева Н.Н., Иванина К.В., Плуталов В.Н. Методические указания к расчетно-графическим работам по курсу «Метрология, взаимозаменяемость, стандартизация»: В 2 ч. Ч. 2. / Под ред. В.Н. Плуталова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.