

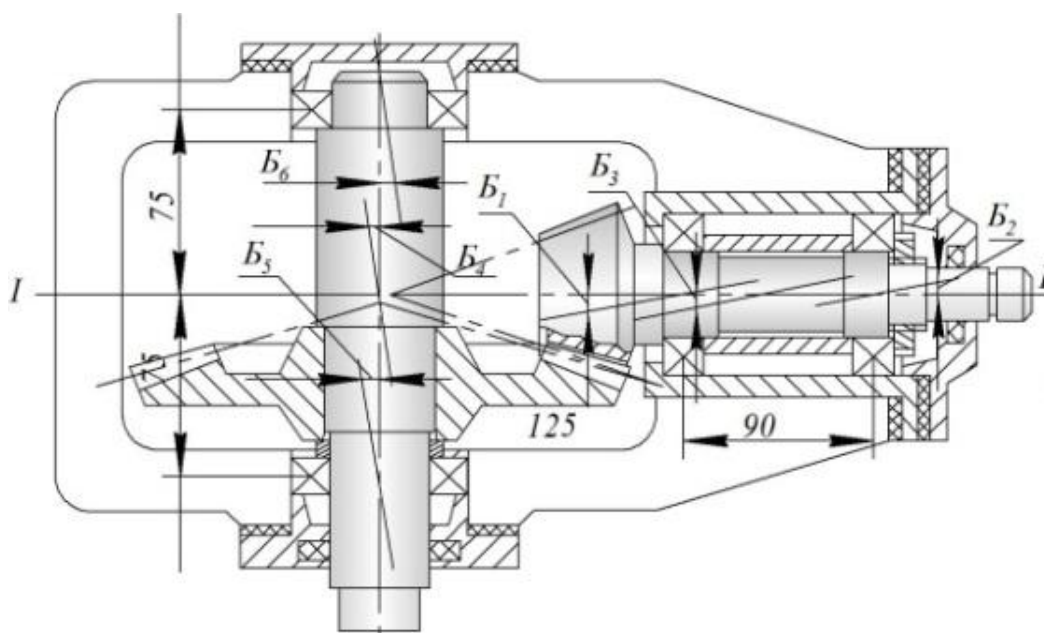
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Методические указания
к практическим работам по дисциплине
для студентов направления
15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»
дневной и заочной форм обучения



Севастополь
СевГУ
2018

УДК 621.9.53

Р е ц е н з е н т:

Д.Е. Сидоров - канд. техн. наук, доцент кафедры «Технология машиностроения»

Составители: Богуцкий В.Б., Новоселов Ю.К.

Размерный анализ технологического оборудования: метод. указания к практическим работам для студентов направления подготовки 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» дневной и заочной форм обучения по дисциплине / Сост. В.Б. Богуцкий, Ю.К. Новоселов – Севастополь: СевГУ, 2018. – 52 с.

Методические указания предназначены для оказания помощи студентам при выполнении практических работ по дисциплине «Размерный анализ технологического оборудования».

УДК 621.9.53

Методические указания рассмотрены и утверждены на заседании кафедры «Технология машиностроения», протокол № 4 от 04 октября 2017 г.

Допущено учебно-методическим отделом Политехнического института СевГУ в качестве методических указаний.

СОДЕРЖАНИЕ

Практическая работа 1	4
Практическая работа 2	7
Практическая работа 3	10
Практическая работа 4	14
Практическая работа 5	18
Практическая работа 6	25
Рекомендуемая литература	31
ПРИЛОЖЕНИЕ	32

РАСЧЕТ ПЛОСКОСТНЫХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Получить практические навыки расчета плоскостных размерных цепей.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

Для выполнения расчета плоскостных размерных цепей предварительно необходимо привести размерную цепь к линейному виду путем замены составляющих звеньев их проекциями на направление, параллельное направлению замыкающего звена, т.е. схема плоскостной размерной цепи преобразится в схему линейной цепи. Схема плоскостной размерной цепи представлена на рис. 1.

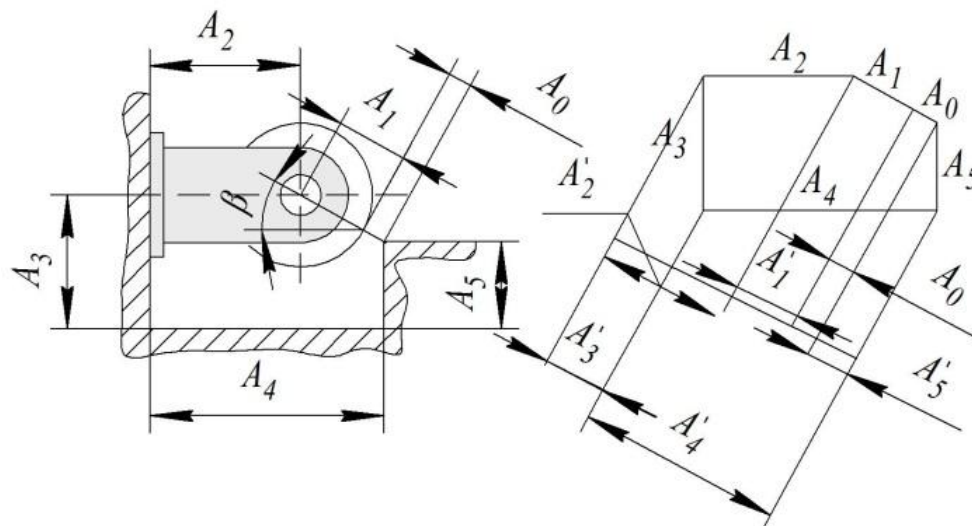


Рис. 1. Схема плоскостной размерной цепи

Проекции номинальных размеров, допусков и координат середин полей допусков, составляющих звеньев плоскостной размерной цепи на направление, параллельное направлению замыкающего звена, обозначив через A'_i, T'_i, Δ'_{0i} . Величины этих проекций, соответственно будут равны:

$$A'_i = A_i \cos \beta_i; T'_i = T_i \cos \beta_i; \Delta'_{0i} = \Delta_{0i} \cos \beta_i,$$

где β_i - угол между направлением соответствующего звена A_i и замыкающего звена A_0 .

При принятых обозначениях формулы для расчета размерных цепей на максимум – минимум примут следующий вид:

$$A_0 = \sum_{i=1}^n A'_i = \sum_{j=1}^{n_j} A_j \cos \beta_j - \sum_{q=1}^{n_q} A_q \cos \beta_q;$$

$$\Delta_{0\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta'_{0i} = \sum_{j=1}^{n_j} \Delta_{0j} \cos \beta_j - \sum_{q=1}^{n_q} \Delta_{0q} \cos \beta_q; TA_0 = \sum_{i=1}^n T'_i = \sum_{i=1}^n T_i \cos \beta_i.$$

При расчете размерных цепей по вероятностному методу

$$\Delta_{0_A} = \sum_{j=1}^{n_j} (\Delta_{0_j} + \alpha_j \frac{T_j}{2}) \cos \beta_j - \sum_{q=1}^{n_q} (\Delta_{0_q} + \alpha_q \frac{T_q}{2}) \cos \beta_q;$$

$$TA_0 = t \sqrt{\sum_{i=1}^n \lambda_i' T_i^2 \cos^2 \beta_i} \quad \text{или при } t=3 \quad TA_0 = \sqrt{\sum_{i=1}^n K_i^2 \cdot T_i^2 \cos^2 \beta_i}.$$

Если угол β задан с допуском, то при определении допуска замыкающего звена необходимо учитывать дополнительную погрешность, вносимую каждым составляющим звеном от ошибки угла β . Обычно допуск на угол распределяется симметрично, поэтому координата середины поля допуска угла равна нулю и не влияет на величины проекций координат середин полей допусков, составляющих звеньев.

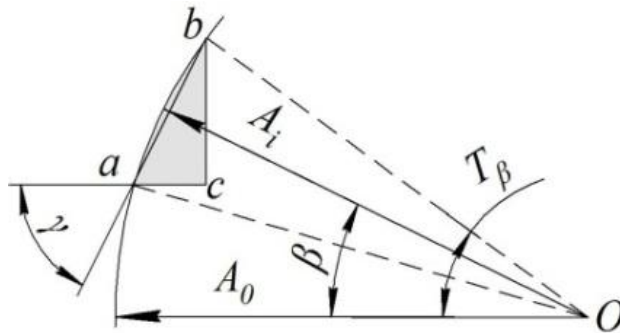


Рис. 2. Схема для определения дополнительной погрешности допуска любого звена, зависящей от ошибки угла

Для определения дополнительной погрешности допуска любого звена, зависящей от ошибки угла β , рассмотрим схему на рис. 2. Отрезки Oa и Ob обозначают положения звена A_i при изменении угла β на $\pm \delta_\beta/2$, где T_β - допуск на угол β . Из-за малого угла $T\delta_\beta$ дугу ab можно рассматривать как прямую линию. Проекция отрезка ab на направление замыкающего звена A_0 , равная ac , и будет искомой дополнительной погрешностью звена A_i . Из схемы (рис. 2)

$$ac = ab \cdot \cos \gamma^\circ,$$

где γ° - угол между направлением перемещения конца вектора A_i при предельных значениях угла β_i и направлением замыкающего звена.

Угол $\gamma^\circ = 90^\circ - \beta^\circ$, следовательно $ac = ab \cdot \cos(90^\circ - \beta^\circ) = ab \cdot \sin \beta$. Длина отрезка $ab = 0.0175 A_i T_\beta$, тогда $ac = 0.0175 A_i T_\beta \sin \beta$.

Таким образом, проекция допуска для любого составляющего звена на направление, параллельное направлению замыкающего звена с учетом ошибок в углах β_i , равна:

$$T = T_i \cdot \cos \beta_i + 0.0175 T_\beta^\circ A_i \cdot \sin \beta.$$

Расчетные уравнения для определения допуска замыкающего звена плоскостной размерной цепи примут следующий вид:

- при расчете на максимум-минимум

$$TA_0 = \sum_{i=1}^n T_i \cos \beta_i + \sum_{i=1}^n T_{\beta}^{\circ} \frac{A_i}{57} \sin \beta;$$

- при расчете по вероятностному методу

$$TA_0 = \sqrt{\sum_{i=1}^n K_i^2 T_i^2 \cos^2 \beta_i + \sum_{i=1}^n K_i^2 (T_{\beta}^{\circ} \frac{A_i}{57} \sin \beta_i)^2}.$$

Пример расчета плоской размерной цепи приведен в прил. А.

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

- 3.1. Изучить настоящее методическое пособие.
- 3.2. Получить у преподавателя сборочный чертеж узла машины.
- 3.3. Составить и описать плоскостную размерную цепь.
- 3.4. Определить замыкающие звенья, назначить номинальные размеры и допуска составляющих звеньев построенных размерных цепей.
- 3.5. Рассчитать размеры и допуски замыкающих звеньев построенных размерных цепей.

4. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

- 4.1. Цель работы.
- 4.2. Размерные цепи анализируемого узла и их описание.
- 4.3. Номинальные значения и допуски составляющих звеньев.
- 4.4. Расчеты размера и допуска замыкающего звена анализируемой размерной цепи.
- 4.5. Выводы по работе.

5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 5.1. Приведите примеры плоских размерных цепей.
- 5.2. Порядок расчета плоских размерных цепей.
- 5.3. Последовательность выявления плоскостных размерных цепей.
- 5.4. Порядок преобразования плоскостной размерной цепи.
- 5.5. Расчет размерных цепей методом максимума – минимума.
- 5.6. Как определяется дополнительная погрешность допуска звена в зависимости от ошибки угла?

РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ СО ЗВЕНЬЯМИ – ЗАЗОРАМИ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Получить практические навыки расчета размерных цепей со звеньями-зазорами.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

В сборочных размерных цепях встречаются звенья, образованные зазорами в соединениях типа вал – отверстие. Примером такого звена-зазора служит сопряжение винта с крепежным отверстием в сборочном соединении, представленное на рис. 1. При сборке такого соединения зазор между винтом и отверстием может быть выбран частично или полностью в любом направлении. В результате этого ось отверстия сместится относительно оси винта. Эти оси связаны размерами A_1 и A_3 с деталями 1 и 2 сборочного соединения. Поэтому смещение оси отверстия будет оказывать определенное влияние на допуск замыкающего звена.

В зависимости от конструкции изделия зазоры в сопряжения типа вал-отверстие могут под влиянием действующих сил выбираться полностью только в одну сторону либо (в реверсивных механизмах) выбираться полностью в ту или другую стороны, а при отсутствии таких сил они в процессе сборки могут выбираться частично или полностью в произвольном направлении. Номинальный размер звена-зазора и координата середины поля допуска равны нулю. Величина смещения одной оси относительно другой в пределах зазора является случайной величиной. Поэтому расчет размерных цепей со звеньями-зазорами следует производить по вероятностному методу. Погрешность звена-зазора состоит из двух составляющих: случайной и систематической.

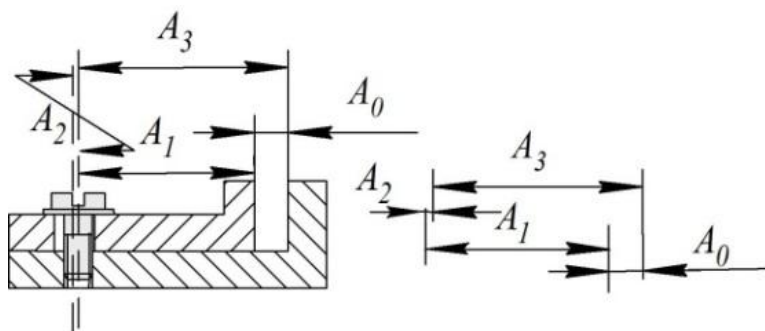


Рис 1. Сопряжение винта с крепежным отверстием в сборочном соединении

Случайная составляющая T_z зависит от допусков охватывающего и охватываемого размеров деталей и вычисляется по формуле (индекс a относится к отверстию, а индекс b – к валу):

$$T_z = \frac{1}{2K_z} \sqrt{K_a^2 \cdot T_a^2 + K_s^2 \cdot T_s^2}.$$

Систематическая составляющая погрешности звена-зазора Δ_z зависит от номинальных размеров охватывающей и охватываемой деталей, координат середин полей их допусков и определяется по формуле

$$\Delta_z = \frac{1}{2} [(d_a - d_s) + (\Delta_a - \Delta_s) + (\alpha_a \frac{T_a}{2} - \alpha_s \frac{T_s}{2})] - \alpha_z \frac{T_z}{2}.$$

В проектных условиях $\alpha_a = \alpha_b = \alpha_z = 0$, тогда формула примет вид

$$\Delta_z = \frac{1}{2} [(d_a - d_s) + (\Delta_a - \Delta_s)].$$

Если в линейной размерной цепи составляющими звеньями являются также звенья-зазоры, то при определении допуска замыкающего звена цепи допуски линейных размеров и погрешности звеньев-зазоров суммируются отдельно. При этом для получения допуска замыкающего звена с некоторым запасом в качестве погрешности звена-зазора принимают максимальное значение радиального зазора:

$$z_{max} = \Delta_z + \frac{T_z}{2}.$$

Допуск замыкающего звена размерной цепи, содержащей звенья-зазоры:

$$TA_0 = \frac{1}{K_0} \sqrt{\sum_{i=1}^{n-n_z} K_i^2 T_i^2 + \sum_{i=1}^{n_z} K_{z_i}^2 z_{max i}^2},$$

где K_{z_i} - приведенный коэффициент относительного рассеяния для звена-зазора. В проектных условиях $K_z = 0,8 \dots 0,86$, а K_0 вычисляется по формуле

$$K_0 = 1 + \frac{0,11 \sqrt{\sum_{i=1}^n T_i^2}}{\sum T_i}.$$

Если звено-зазор является замыкающим звеном, то при расчетах следует принимать

$$z_{min} = \Delta_z - \frac{T_z}{2}.$$

Если зазор z выбирается полностью в одну какую-либо сторону (рис. 2), то размерная цепь составляется так, чтобы зазор не оказывал влияния на допуск замыкающего звена, и тогда ее расчет производится по формулам для простых линейных размеров. Если зазор z выбирается полностью то в одну, то в другую сторону (реверсивные механизмы), тогда составляются две схемы размерной цепи, на одной из которых зазор показан выбранным в одну сторону, а на другой – в противоположную.

В этих схемах зазор не фигурирует, а составляющими звеньями являются радиусы охватывающей и охватываемой деталей и их допуски. По двум схемам рассчитываются две цепи. Окончательные результаты расчета

берутся по наихудшему случаю, т.е. наибольшее верхнее предельное отклонение берется из результатов расчета по другой схеме.

Пример расчета размерной цепи с звеном-зазором приведен в прил. Б.

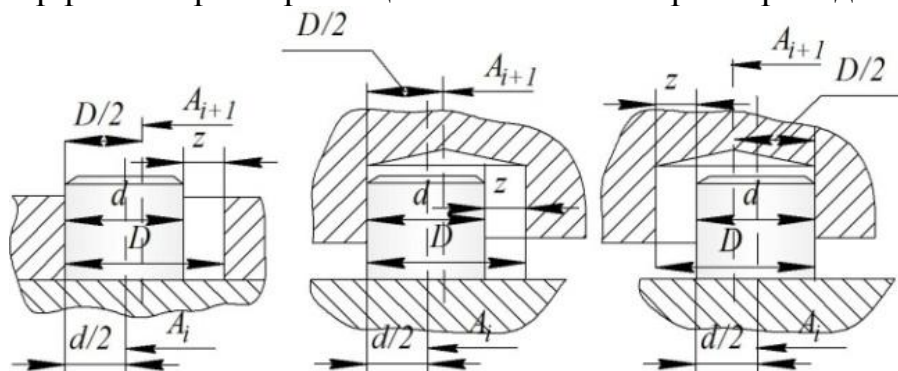


Рис. 2. Схема к построению размерной цепи со звеном-зазором

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

- 3.1. Изучить настоящее методическое пособие.
- 3.2. Получить у преподавателя сборочный чертеж узла машины.
- 3.3. Составить и описать плоскостную размерную цепь и размерную цепь, включающую звено-зазор.
- 3.4. Определить замыкающие звенья, назначить номинальные размеры и допуски составляющих звеньев построенных размерных цепей.
- 3.5. Рассчитать размеры и допуски замыкающих звеньев построенных размерных цепей.

4. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

- 4.1. Цель работы.
- 4.2. Размерные цепи анализируемого узла и их описание.
- 4.3. Номинальные значения и допуски составляющих звеньев.
- 4.4. Расчеты размера и допуска замыкающего звена анализируемой размерной цепи.
- 4.5. Выводы по работе.

5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 5.1. Чему равен номинальный размер звена-зазора?
- 5.2. Приведите пример звеньев с зазорами
- 5.3 Чему равна координата середины поля допуска звена-зазора?
- 5.4. Последовательность выявления звеньев с зазорами.
- 5.5. Порядок расчета размерных цепей с звеном-зазором.
- 5.6. Расчет размерных цепей методом максимума – минимума.

Практическое занятие 3

РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ С УГЛОВЫМИ ЗВЕНЬЯМИ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Получить практические навыки выявления и расчета размерных цепей с угловыми звеньями.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

К угловым размерным цепям относятся размерные цепи, определяющие отклонения от параллельности, перпендикулярности, прямолинейности и т. п., в которых угловое относительное расположение поверхностей или осей задается не в градусах, а в миллиметрах, отнесенных к определенной базовой длине. В этом случае необходимо предварительно допускаемые отклонения для всех составляющих звеньев привести к одной расчетной базовой длине. В качестве расчетной базовой длины принимается базовая длина замыкающего звена. Расчет угловых размерных цепей производится по формулам, которые используются для линейных размерных цепей.

Обозначим базовую длину замыкающего звена β_0 буквой l_0 , а для составляющих звеньев – β_i через l_i . Пусть отклонение β_i задано отношением величины c_i к базовой длине $\beta_i = c_i/l_i$.

Для приведения β_i к базовой длине l_0 необходимо вычислить передаточное отношение $\xi = l_0/l_i$, а затем, подставляя значение l_i получаем

$$\beta_i = c_i \cdot \xi_i / l_0.$$

Например, дано $\beta = 0,03/500$ мм/мм. Необходимо привести это отклонение к базовой длине $l_0 = 300$ мм. Передаточное отношение $\xi = 300/500 = 0,6$. Следовательно, значение β , приведенное к базовой длине $l_0 = 300$ мм будет равно

$$\beta = \frac{0,03 \cdot 0,6}{300} = \frac{0,018}{300} \text{ мм/мм.}$$

После того, как все звенья размерной цепи будут приведены к одной базовой длине, знаменатель l_0 отбрасывается и расчеты ведутся только по отклонениям, указанным в числителе, которые рассматриваются как предельные отклонения линейных размеров, номинальный размер которых равен нулю. Для дальнейших расчетов необходимо определить допуски для всех звеньев $T_{Ai} = \Delta_{V\beta i} - \Delta_{H\beta i}$ и координаты середин полей допусков $\Delta_{0\beta i} = 0,5(\Delta_{V\beta i} + \Delta_{H\beta i})$, где $\Delta_{V\beta i}, \Delta_{H\beta i}$ – соответственно верхнее и нижнее предельное отклонение размера звена β_i .

Далее определяются допуск замыкающего звена $T_{\beta 0}$, координата середины поля допуска замыкающего звена и его предельные отклонения в зависимости от принятого метода расчета размерной цепи. Полученные зна-

чения предельных отклонений размера β_0 в линейных единицах необходимо перевести в относительные, указав в числителе полученное предельное отклонение, а в знаменателе – базовую длину.

Для определения координаты середины поля допуска замыкающего звена $\Delta_{\beta\Delta}$ необходимо установить знаки составляющих звеньев. Так как размеры звеньев не в градусах, а в линейных относительных единицах, то для определения их знаков следует условно перейти от линейных единиц измерения углов к измерениям в градусах и определять знаки звеньев путем увеличения углового размера каждого составляющего звена и оценки влияния этого увеличения на угол замыкающего звена. Однако в угловых размерных цепях, определяющих параллельность осей или поверхностей, отсутствует четко выраженная вершина угла. Поэтому для определения знаков таких звеньев необходимо выбрать вершину и зафиксировать ее по схеме размерной цепи.

Например, для передней бабки токарного станка (рисунок 1, а), требуется обеспечить параллельность оси $I-I$ шпинделя направляющим M . Допускаемое отклонение от параллельности не должно превосходить величины $\beta_0 = \pm a / l_0$. Размер β_0 является замыкающим звеном угловой размерной цепи и зависит от двух угловых размеров: β_1 , определяющего допускаемое отклонение от параллельности оси $I-I$ относительно направляющих M , и β_2 , определяющего допускаемое отклонение от параллельности оси $I-I$ относительно поверхности N . Для определения знаков звеньев β_1 и β_2 выбираем условно вершину углов, определяющих отклонения рассматриваемых поверхностей и осей от параллельности, например, лежащую слева от бабки. Необходимо оси и поверхности всех звеньев, кроме исследуемого, жестко закрепить и, увеличивая угол исследуемого звена, определить по его влия-

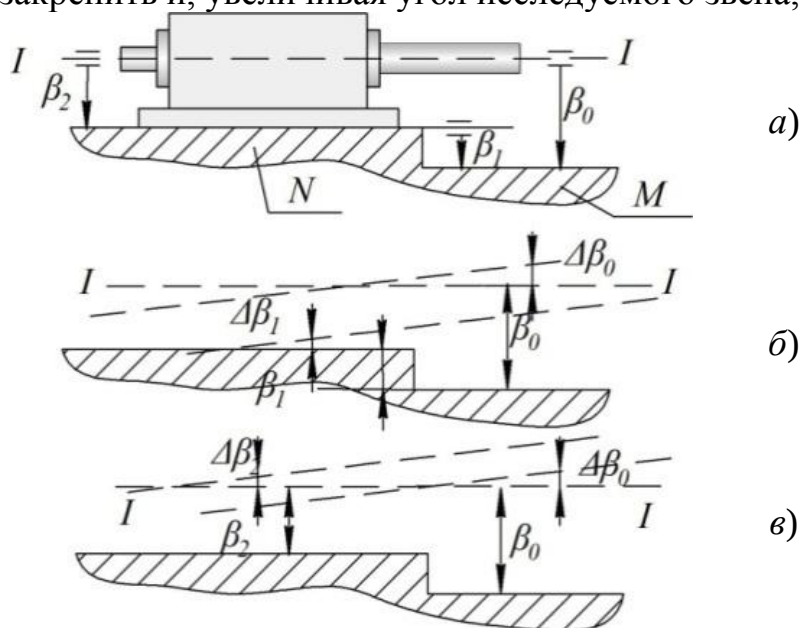


Рис. 1. Угловая цепь передней бабки токарного станка

нию на угол замыкающего звена, является ли оно увеличивающим или уменьшающим. В рассматриваемом примере поверхность N параллельна направляющим M , если угол между их направлениями равен нулю. Если вершина O этого угла находится слева (рис. 1, б), то при увеличении β_1 на угол $\Delta\beta_1$ (угол между осью $I-I$ и направлением поверхности M) будет увеличиваться на $\Delta\beta_1$ и угол β_0 . Следовательно, звено β_1 является увеличивающим. Аналогично поступаем с углом β_2 (рис. 1, в). С увеличением его на $\Delta\beta_2$ угол β_0 увеличится на $\Delta\beta_0$. Следовательно, звено β_2 является тоже увеличивающим. Поэтому координата середины поля допуска замыкающего звена

$$\Delta_{0\beta_\Delta} = \Delta_{0\beta_1} + \Delta_{0\beta_2}.$$

Для вертикально-сверлильного станка (рис. 2) угловая размерная цепь, представленная на рис. 2, состоит из замыкающего звена γ_0 , определяющего перпендикулярность оси шпинделя к поверхности стола в поперечном направлении (для определения перпендикулярности оси шпинделя к поверхности стола в продольном направлении должна быть составлена другая размерная цепь), и трех составляющих звеньев, определяющих отклонения: от параллельности оси относительно оси отверстия γ_1 ; от параллельности оси отверстия относительно направляющих станины γ_2 и от перпендикулярности поверхности стола относительно направляющих станины γ_3 . Для определения знаков составляющих звеньев γ_1 и γ_2 будем считать, что вершины углов γ_1 и γ_2 расположены сверху (рис. 3). При увеличении угла γ_1 на $\Delta\gamma_1$ (рис. 3, а) угол уменьшается на $\Delta\gamma_0$. Следовательно, звено γ_1 является уменьшающим.

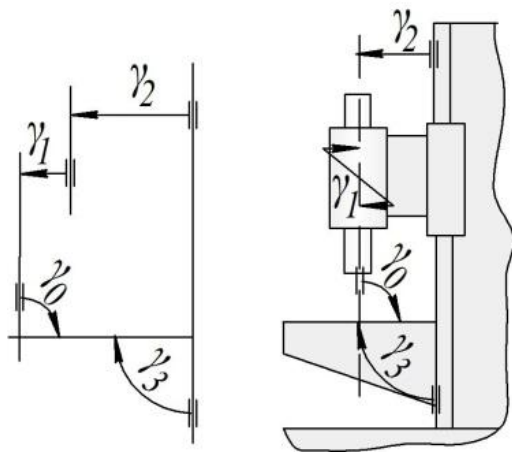


Рис. 2. Угловая цепь вертикально-сверлильного станка

С увеличением γ_2 угла (рис. 3, б) угол γ_0 будет уменьшаться, и, следовательно, звено γ_2 будет тоже уменьшающим. С увеличением угла γ_3 (рис. 3, в) звено γ_0 увеличивается, следовательно, звено γ_3 является увеличивающим. Таким образом, для определения координаты середины поля допуска замыкающего звена необходимо решить уравнение:

$$\Delta_{0\gamma_\Delta} = \Delta_{0\gamma_3} - \Delta_{0\gamma_1} - \Delta_{0\gamma_2}$$

Пример расчета угловой размерной цепи приведен в прил. В.

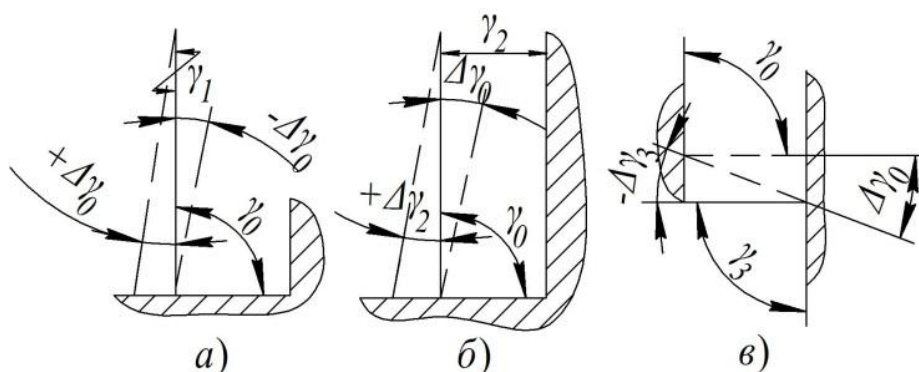


Рис. 3. Угловая размерная цепь

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

- 3.1. Изучить методическое указание к практической работе.
- 3.2. Получить у преподавателя сборочный чертеж изделия.
- 3.3. Составить и описать угловую размерную цепь, определить номинальные размеры составляющих звеньев.
- 3.4. Назначить значения допусков составляющих звеньев.
- 3.5. Рассчитать размеры и допуски замыкающих звеньев анализируемых размерных цепей.
- 3.6. Сформулировать выводы по работе.

4. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

- 4.1. Цель работы.
- 4.2. Размерные цепи анализируемого узла.
- 4.3. Таблица номинальных значений размеров составляющих звеньев и их допусков.
- 4.4. Расчеты размера и допуска замыкающего звена анализируемой размерной цепи.
- 4.5. Вывод по работе.

5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 5.1. Какие размерные цепи относятся к угловым размерным цепям?
- 5.2. Порядок выявления угловых размерных цепей технологического оборудования
- 5.3. Порядок расчета угловых размерных цепей
- 5.4. Как определить знаки составляющих звеньев угловых размерных цепей?
- 5.5. В каких единицах измерения задается угловое относительное расположение поверхностей или осей?
- 5.6. Чему равна координата середины поля допуска замыкающего звена угловой размерной цепи?

РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ С ВЕКТОРНЫМИ ОШИБКАМИ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Получить практические навыки выявления и расчета размерных цепей с векторными ошибками.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

Векторные ошибки возникают вследствие радиального биения наружной поверхности относительно внутренней у деталей типа втулок и радиального биения одной поверхности относительно другой у ступенчатых валов. В результате радиального биения происходит смещение оси одной поверхности относительно другой на величину, равную половине радиального биения.

На рис. 1 приведен пример сборочной размерной цепи, состоящей из звена с простой (скалярной) ошибкой B_1 и звена B_2 с векторной ошибкой. По техническим условиям необходимо выдержать расстояние B_0 от базовой поверхности с заданной точностью.

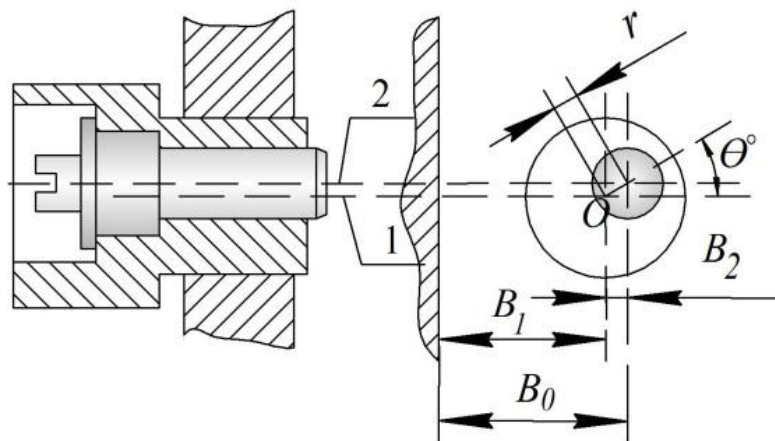


Рис. 1. Сборочная размерная цепь

Вследствие радиального биения втулки ось ее отверстия не совпадает с осью наружной поверхности. В результате эксцентриситета осей r , равного половине радиального биения втулки, возникает погрешность B_2 , величина которой равна проекции r на ось $O-X$, совпадающую с направлением замыкающего звена, т.е. $B_2 = r \cdot \cos \theta^\circ$. При запрессовке втулки в корпус эксцентриситет r может занять любое угловое положение относительно направления замыкающего звена. Поэтому величина векторной ошибки B_2 будет зависеть от двух величин: r и угла θ° . С изменением угла θ° от 0 до 90° , величина B_2 будет изменяться от r до 0. При дальнейшем увеличении угла от 90° до 180° B_2 будет изменяться от 0 до r . Таким образом, поле рассеяния векторной ошибки $T_x = 2r$.

Номинальный размер векторных ошибок равен нулю. Поэтому наличие в размерной цепи звеньев с векторными ошибками не влияет на величину номинального размера замыкающего звена. Не оказывают влияния векторные ошибки и на определение координаты середины поля допуска замыкающего звена, так как центр рассеивания векторной ошибки совпадает с ее номинальным размером, равным нулю. Однако наличие в размерной цепи звеньев с векторными ошибками оказывает иногда существенное влияние на допуск размера замыкающего звена. При этом влияние величины векторной ошибки на величину допуска замыкающего звена будет зависеть от расстояния между сечениями, в которых находятся размер замыкающего звена и размер звена с векторной ошибкой.

На рис. 2, а изображен вал, смонтированный в корпусе на двух подшипниках качения. Радиальное биение подшипников вызывает смещение оси вала относительно оси отверстия в корпусе, в результате чего возникают векторные ошибки T_{x1} и T_{x2} .

Смещение оси отверстия левого подшипника, равное a_2 (рис. 2, в), вызовет поворот и смещение оси вала в точке на расстоянии l_2 от правой опоры на величину $\xi_2 a_2$. Передаточное отношение ξ_2 определяется из соотношения:

$$\frac{\xi_2 \cdot a_2}{l_2} = \frac{a_2}{l_2}, \quad \text{откуда } \xi_2 = \frac{l_2}{l_1}.$$

Если какая-либо опора имеет двойной подшипник, то для этой опоры передаточное отношение ξ следует умножить на 0,5.

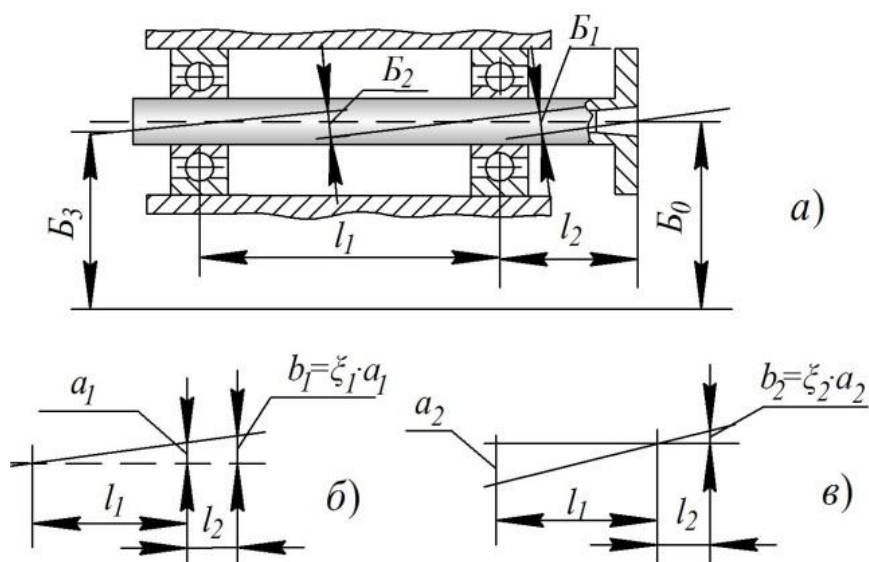


Рис. 2. Вал, смонтированный в корпусе на двух подшипниках качения

Таким образом, при определении влияния векторных ошибок на величину допуска замыкающего звена необходимо умножать их на передаточные отношения, определяемые для каждого конкретного случая из геомет-

рических соображений. Так как векторные ошибки являются случайными величинами, которые при сборке изделия могут принять любое численное значение в пределах $\pm T_X/2$, то расчет размерных цепей с векторными ошибками производится по вероятностному методу. Если размерная цепь состоит из звеньев со скалярными и векторными ошибками, то суммирование скалярных и векторных ошибок следует производить отдельно. Для этого случая допуск замыкающего звена

$$TA_0 = \frac{t}{t_0 \sqrt{\lambda'_0}} \sqrt{\sum_{i=1}^{n-n_X} \lambda'_i \cdot T_i^2 + \sum_{i=1}^{n_X} \xi_{X_i}^2 \lambda'_{X_i} T_{X_i}^2}$$

или при $t = 3$

$$TA_0 = \frac{1}{K_0} \sqrt{\sum_{i=1}^{n-n_X} K_i^2 \cdot T_i^2 + \sum_{i=1}^{n_X} \xi_{X_i}^2 K_{X_i}^2 T_{X_i}^2},$$

где n_X - число звеньев с векторными ошибками; K_{Xi} - приведенный коэффициент относительного рассеяния.

Если размерная цепь состоит исключительно из звеньев с векторными ошибками, то в этом случае одна из векторных ошибок условно принимается за скалярную. Для этого ее вектор условно совмещается с осью, совпадающей с направлением замыкающего звена, и закрепляется в этом положении. Все остальные векторы проектируются на этом положение. В качестве скалярной величины следует принимать ту, которая имеет наибольшее по величине произведение $(K \cdot \xi \cdot \delta)$. Для этого случая допуск замыкающего звена

$$TA_0 = \frac{1}{K_0} \sqrt{K^2 \xi^2 T_i^2 + \sum_{i=2}^{n_X} \xi_{X_i}^2 T_{X_i}^2 K_{X_i}^2}.$$

В проектных условиях, когда законы распределения погрешностей составляющих звеньев неизвестны, обычно принимают $t=3$; $\lambda'_i=1/6$; $\lambda'_{X_i}=1/15$; $K_i=1,2$; $K_{X_i}=0,5 \dots 0,65$. Если число составляющих звеньев $n \leq 4K_0$ определяется по формуле

$$K_0 = 1 + \frac{0.11 \sqrt{\sum_{i=1}^n \xi_i^2 T_i^2}}{\sum \xi_i T_i}, \text{ а } \lambda'_\Delta \text{ по формуле } \lambda'_\Delta = \frac{K^2}{i^2}.$$

Когда размерная цепь состоит только из звеньев с векторными ошибками, то следует принимать $K_0=0,87$, что соответствует риску $q=0,27\%$.

Пример расчета векторной размерной цепи приведен в прил. Г.

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

3.1. Изучить методическое указание к практической работе.

- 3.2. Получить у преподавателя сборочный чертеж изделия.
- 3.3. Составить и описать размерную цепь, включающую в себя звено с векторной ошибкой, определить номинальные размеры составляющих звеньев.
- 3.4. Назначить значения допусков составляющих звеньев.
- 3.5. Рассчитать размеры и допуски замыкающих звеньев анализируемых размерных цепей.
- 3.6. Сформулировать выводы по работе.

4. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

- 4.1. Цель работы.
- 4.2. Размерные цепи анализируемого узла.
- 4.3. Таблица номинальных значений размеров составляющих звеньев и их допусков.
- 4.4. Расчеты размера и допуска замыкающего звена анализируемой размерной цепи.
- 4.5. Вывод по работе.

5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 5.1. Какие размерные цепи относятся к размерным цепям с векторными ошибками?
- 5.2. Порядок выявления размерных цепей векторными ошибками технологического оборудования.
- 5.3. Порядок расчета размерных цепей с векторными ошибками.
- 5.4. Последовательность расчета передаточных отношений размерных цепей с векторными ошибками.
- 5.5. На что оказывает существенное влияние наличие в размерной цепи звеньев с векторными ошибками?
- 5.6. Чему равна координата середины поля допуска, замыкающего звена размерной цепи с векторной ошибкой?

Практическое занятие 5

РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Получить практические навыки выявления и расчета размерных цепей технологического оборудования.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

Сборочные размерные цепи технологического оборудования служат для обоснования метода достижения требуемой точности изделия при сборке, проверки правильности простановки конструктором размеров на отдельные детали сборочного узла. Построение сборочной размерной цепи начинается с анализа служебного назначения изделия, технических условий на его изготовление.

При решении прямой задачи, исходя из установленных требований к величине исходного звена, определяют номинальные размеры, величины и координаты середины полей допусков, предельное отклонение всех составляющих размерную цепь звеньев. При решении обратной задачи, исходя из установленных величин составляющих звеньев, вычисляют номинальный размер, величину и координату середины поля допуска, предельные отклонения замыкающего звена, устанавливают метод сборки.

Существует пять методов достижения точности замыкающего звена:

- метод полной взаимозаменяемости.
- метод неполной взаимозаменяемости.
- метод групповой взаимозаменяемости.
- метод пригонки.
- метод регулирования.

При автоматической сборке преимущественно применяют метод полной и групповой взаимозаменяемости. При использовании других методов процесс сборки трудно поддается автоматизации, так как сами сборочные операции значительно усложняются.

Последовательность расчета при решении прямой задачи методом полной взаимозаменяемости

1. Формулировка задачи, выявление исходного звена;
2. Установление его номинального размера, предельных отклонений и значения допуска;
3. Выявление составляющих звеньев цепи;
4. Построение схемы размерной цепи и выявление уменьшающих и увеличивающих звеньев;

5. Составление основного уравнения размерной цепи, расчёт номинальных размеров составляющих звеньев

$$A_0 = \sum_1^m \vec{A}_i - \sum_1^n \vec{A}_i,$$

где m - число увеличивающих звеньев; n - число уменьшающих звеньев.

6. Расчет средней величины допуска T_c при заданном допуске исходного звена $[T_0]$ или средней степени точности размеров составляющих звеньев (калитет) выражаемая в числе единиц допуска a_c

$$T_c = \frac{T_0}{m+n} \quad a_c = \frac{T_0}{\sum_1^{m+n} i} = \frac{T_0}{\sum_1^{m+n} 0,45 \sqrt[3]{D_u} + 0,001 D_u},$$

где $D_u = \sqrt{D_{max} D_{min}}$ - среднее геометрическое интервала размеров.

В табл. 1 приведены значения единицы допуска i для диапазона размеров до 500 мм в ЕСДП СЭВ (5 – 16-й квалитеты).

Таблица 1. Значения единицы допуска i по ЕСДП СЭВ

Интервалы диаметров, мм	до 3	св.3 до 6	св.6 до 10	св. 10 до 18	св. 18 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500
$i, \text{ мкм}$	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54	3,89

Сопоставляя затем вычисленное значение a_c с коэффициентами точности квалитетов допусков (табл. 2), приближённо определяют средний квалитет допусков составляющих звеньев цепи (9, 10, 11 и т.д.).

Таблица 2. Коэффициенты точности квалитетов допусков ЕСДП

Квалитет	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14
a_c	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400

7. Корректировка допусков и проверка правильности назначения допусков

$$T_0 = \sum_1^{m+n} T_i \quad T_0 \leq T_0^-$$

8. Назначение допускаемых отклонений на размеры составляющих звеньев цепи

9. Проверка правильности назначения предельных отклонений

$$A_{c0} = \sum_1^m \vec{A}_{ci} - \sum_1^n \vec{A}_{ci}; \quad \Delta S_0 = A_{c0} + \frac{1}{2} T_0; \quad \Delta I_0 = A_{c0} - \frac{1}{2} T_0,$$

где Δ_{c0} , - среднее отклонение; ΔS_0 - предельное верхнее отклонение; ΔI_0 - предельное нижнее отклонение.

10. Вычисление, если необходимо, предельных размеров замыкающего звена

$$A_{0max} = A_0 + \Delta S_0; \quad A_{0min} = A_0 + \Delta I_0.$$

Последовательность расчета при решении обратной задачи методом полной взаимозаменяемости

1. Формулировка задачи, выявление замыкающего звена.
2. Составление схемы размерной цепи и разбивка звеньев на увеличивающие и уменьшающие.
3. Составление основного уравнения размерной цепи, расчёт номинального размера замыкающего звена

$$A_0 = \sum_1^m \vec{A}_i - \sum_1^n \vec{A}_i.$$

4. Расчет среднего отклонения поля допуска замыкающего звена

$$\Delta_{c0} = \sum_1^m \vec{\Delta}_i - \sum_1^n \vec{\Delta}_i.$$

5. Расчет величины поля допуска замыкающего звена. Если это необходимо, сопоставление с заданным значением

$$T_0 = \sum_1^{m+n} T_i; \quad T_0 \leq T_0^{\text{н}}.$$

6. Определение предельных отклонений и предельных размеров замыкающего звена. Сопоставление, если это необходимо, с заданными значениями $[A_{0max}]$, $[A_{0min}]$

$$\Delta S_0 = \Delta_{c0} + \frac{1}{2} T_0; \quad \Delta I_0 = \Delta_{c0} - \frac{1}{2} T_0; \quad A_{0max} = A_0 + \Delta S_0; \quad A_{0min} = A_0 + \Delta I_0,$$

где Δ_{c0} - среднее отклонение; ΔS_0 - предельное верхнее отклонение; ΔI_0 - предельное нижнее отклонение.

Последовательность расчетов при решении прямой задачи вероятностным методом

1. Формулировка задачи. Выявление исходного звена. Установление его номинального размера $[A_0]$; предельных отклонений $[\Delta S_0]$, $[\Delta I_0]$, и величины допуска $[T_0]$.
2. Выделение составляющих звеньев цепи.
3. Построение схемы размерной цепи и выявление уменьшающих и увеличивающих звеньев.
4. Составление основного уравнения размерной цепи, расчёт номинальных размеров составляющих звеньев

$$A_0 = \sum_1^m \vec{A}_i - \sum_1^n \vec{A}_i.$$

5. Предварительный расчет допусков составляющих размеров при принятом проценте риска

$$T_c = \frac{\bar{f}_0}{t \sqrt{\sum_1^n \lambda_i^2}}; \quad T_c = \frac{T_0}{t \lambda_c \sqrt{m+n}},$$

где t - коэффициент, зависящий от процента риска P (принимается по табл. 3); λ_i - коэффициент относительного рассеяния составляющего звена (для нормального закона распределения $\lambda_i \approx 0,577$; для закона равной вероятности $\lambda_i \approx 0,408$; для закона треугольника $\lambda_i \approx 0,333$); λ_c - среднее значение коэффициентов относительного рассеяния составляющих звеньев.

Таблица 3. Значения коэффициента t

$P, \%$	0,01	0,05	0,1	0,27	0,5	1	2	3	5	10	32
t	3,89	3,48	3,29	3,0	2,81	2,57	2,32	2,17	1,96	1,65	1

При способе одной степени точности средний квалитет допусков составляющих звеньев в единицах допуска определяют по формуле

$$a_c = \frac{\bar{f}_0}{t \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2}} = \frac{\bar{f}_0}{t \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 (0,453 \sqrt{D_u} + 0,001 D_u)^2}}$$

6. Определение значения α_i , λ_i и (при необходимости) α_0 , λ_0 исходя на предполагаемых законов рассеивания размеров каждого звена

$$\alpha_0 = \frac{0,59 \left(\sum_1^m \vec{\alpha}_i \cdot \vec{T}_i - \sum_1^n \vec{\alpha}_i \cdot \vec{T}_i \right)}{\sum_1^{m+n} T_i} \quad \lambda_0 = \frac{1}{3} + \frac{0,183}{\sum_1^{m+n} T_i} \left(3 \cdot \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 T_i^2} - \sqrt{\sum_1^{m+n} T_i^2} \right).$$

7. Корректировка предварительных допусков составляющих размеров и проверка правильности их назначения.

$$T_0 = \frac{1}{\lambda_0} \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 T_i^2}; \quad T_0 = t \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 T_i^2}; \quad T_0 \leq T_0.$$

8. Назначение предельных отклонений составляющих размеров и проверка правильности их назначения

$$A_{c0} + \alpha_0 \frac{T_0}{2} = \sum_1^m \left(\vec{A}_{ci} + \vec{\alpha}_i \frac{\vec{T}_i}{2} \right) - \sum_1^n \left(\vec{A}_{ci} + \vec{\alpha}_i \frac{\vec{T}_i}{2} \right).$$

9. Расчёт предельных размеров или предельных отклонений замыкающего звена. Корректировка допусков по результатам анализа точности технологических процессов. Определение (при необходимости) процента риска для изделий имеющих несколько размерных цепей

$$A_{0\max} = A_0 + \Delta S_0; A_{0\min} = A_0 + \Delta I_0; \Delta S_0 = \Delta_{c0} + \frac{1}{2}T_0; \Delta I_0 = \Delta_{c0} - \frac{1}{2}T_0;$$

$$P_0 = 100 \left[1 - \left(1 - \frac{P_j}{100} \right)^f \right],$$

где P_j – процент риска j -й размерной цепи.

Последовательность решения обратной задачи вероятностным методом аналогична изложенной для метода полной взаимозаменяемости. После составления основного уравнения и решения его относительно A_0 т. е. после определения номинального размера замыкающего звена, выясняют значения T_i и Δ_{ci} по допускаемым отклонениям, заданным в чертежах, а также значения коэффициентов α_i , λ_i и (при необходимости) α_0 , λ_0 . Затем по формулам рассчитывают Δ_{c0} и T_0 которые сравнивают с исходными значениями $[\Delta_{c0}]$ и $[T_0]$ (если последние заданы).

Последовательность расчета при решении задачи методом регулировки.

Метод заключается в том, что в размерную цепь включается так называемое компенсирующее звено за счет введения в конструкцию отдельной детали неподвижного компенсатора. При расчете такой размерной цепи на все составляющие звенья назначаются легкодостижимые допуски. Требуемая точность замыкающего звена достигается за счёт неподвижного компенсатора на сборке. В качестве неподвижного компенсатора обычно используются прокладки, простановочное кольцо или одна из деталей сборочного соединения.

Расчет размерных цепей при использовании метода пригонки производится как методом максимума-минимума, так и вероятностным методом и сводится к следующему.

На все составляющие звенья размерной цепи, включая и компенсатор, назначаются легкодостижимые в данных производственных условиях допуски.

Затем определяется погрешность замыкающего звена в зависимости от принятого метода расчета размерной цепи. Полученное значение погрешности T_0' не должно превышать требуемое T_0 . Разность между T_0' и T_0 равна величине необходимой компенсации погрешности замыкающего звена T_κ :

$$T_\kappa = T_0' - T_0.$$

Но так как компенсация производится путем дополнительной обработки компенсатора при сборке, то необходимо учитывать погрешность метода компенсации T_{mk} и не должна превышать T_0 :

$$T_{mk} \leq T_0.$$

Поэтому $T_k = T'_0 - T_0 + T_{mk}$

Далее на все составляющие звенья, включая и компенсатор, назначают предельные отклонения размеров и определяют координаты середины полей допусков этих звеньев Δ_{0i} . Затем определяют координату середины поля рассеяния погрешности замыкающего звена Δ_0 и величина необходимой компенсации координаты середины поля рассеяния погрешности замыкающего звена

$$\Delta_{0k} = \pm \Delta_{0\Delta} - \Delta'_{0\Delta}.$$

Знак плюс ставится в том случае, когда компенсатор является увеличивающим звеном, а знак минус - уменьшающим звеном.

Предельные значения величины необходимой компенсации размера замыкающего звена будут равны

$$\Delta_{вк} = \Delta_{0к} + \frac{T_k}{2} \quad \Delta_{нк} = \Delta_{0к} - \frac{T_k}{2}$$

Толщина S каждой сменной прокладки должна быть меньше допуска T_0 и определяется по формуле

$$S = \frac{T_k}{N},$$

где N – количество прокладок

Примеры расчета размерных цепей приведены в приложении Д.

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

- 3.1. Изучить методическое указание к практической работе.
- 3.2. Получить у преподавателя сборочный чертеж изделия.
- 3.3. Составить размерные цепи, определить номинальные размеры составляющих звеньев.
- 3.4. Определить значения допусков составляющих звеньев
- 3.5. Рассчитать размер и допуск замыкающих звеньев анализируемых размерных цепей
- 3.6. Сформулировать выводы по работе.

4. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

- 4.1. Цель работы.
- 4.2. Размерные цепи собираемого узла.
- 4.3. Таблица номинальных значений размеров составляющих звеньев и их допусков связанных размерных цепей.

4.4. Расчеты размера и допуска замыкающих звеньев анализируемых связанных размерных цепей.

4.5. Выводы по работе.

5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

5.1. Задачи размерного анализа технологических процессов сборки изделий.

5.2. Решение размерной цепи методом неполной взаимозаменяемости.

5.3. Основные термины и обозначения размерных цепей. Понятия о составляющем, замыкающем и исходном звене.

5.4. Порядок выявления сборочных размерных цепей.

5.5. Решение размерной цепи методом полной взаимозаменяемости.

5.6. Достижение точности замыкающего звена методом пригонки.

5.7. Достижение точности замыкающего звена методом регулировки.

5.8. Прямая и обратная задача при расчете сборочных размерных цепей.

5.9. Какой методы применяется для расчета сборочных размерных цепей?

5.10. Расчет размерных цепей методом максимума-минимума.

РАСЧЕТ ЦЕПЕЙ С НЕПОДВИЖНЫМИ КОМПЕНСАТОРАМИ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Получить практические навыки расчета размерных цепей с неподвижными компенсаторами.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

Неподвижный компенсатор – это деталь, дополнительно вводимая в конструкцию для достижения необходимого положения устанавливаемой детали. В качестве неподвижного компенсатора часто применяется набор регулировочных колец разной толщины, которые устанавливаются на валу или в корпусе для регулировки положения шарикоподшипника и других деталей в осевом направлении. Для выполнения заданного в сборочном чертеже размера подбирают необходимое число и толщину колец.

Определение наибольшей расчетной компенсации. При использовании метода пригонки размер компенсатора может изменяться путем механической обработки (шлифования, подрезки, опиловки, шабрения, притирки и др.). При выборе способа пригонки следует учитывать, что допуск на пригонку компенсатора T_{np} не должен превышать заданный допуск замыкающего звена T_0 :

$$T_{np} \leq T_0 . \quad (1)$$

В качестве пригоняемых могут быть выбраны детали, размеры которых являются составляющими звеньями рассматриваемой размерной цепи, или дополнительно вводимые в размерную цепь детали. В последнем случае номинальное значение одного или нескольких составляющих звеньев размерной цепи корректируется для выполнения условия (1).

Наибольшее возможное изменение компенсирующего звена, называемое наибольшей расчетной компенсацией δ_k , может быть определено по уравнению

$$\delta_k = T_{np} - T_{0p} \quad (2)$$

где T_{0p} – допуск замыкающего звена.

Для малозвенных цепей, число звеньев в которых меньше шести и погрешности которых распределены по закону, отличному от нормального ($\lambda i = 1/3$) допуск замыкающего звена определяется по формуле

$$T_{0p} = \frac{1}{\lambda_0} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda_i^2 T_i^2}$$

где m – количество составляющих звеньев размерной цепи.

Для многозвенных цепей ($m-1 > 6$) рассеяние замыкающего звена часто можно считать подчиняющимся нормальному закону, для которого коэффициент $\lambda_0 = 1/3$, и допуск T_0 вычислять по формуле

$$T_{0p} = 3 \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda_i^2 T_i^2}.$$

В этом случае выход значений погрешностей за пределы поля допуска составляет 0,27%. Если для конкретных условий производства допустима иная степень риска, допуск замыкающего звена определяется по формуле

$$T_{0p} = t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda_i^2 T_i^2}.$$

При использовании метода регулирования в качестве неподвижных компенсаторов обычно применяют комплекты деталей (сменные кольца, втулки, шайбы и т. д.), подбираемых при сборке, или наборы прокладок одинаковой (или разной) толщины. Набор сменных деталей состоит из нескольких групп, количество которых определяется требуемой компенсацией и допуском замыкающего звена.

Разность размеров соседних ступеней компенсирующих деталей не должна превышать допуска T_0 , а толщина прокладки Δ в наборе должна удовлетворять условию

$$\Delta \leq T_0. \quad (3)$$

При малом допуске замыкающего звена и невозможности обеспечить соотношение (3) применяют прокладки близких толщин Δ' и Δ'' ($\Delta' > T_0$, $\Delta'' > T_0$), используя при сборке их разность:

$$\Delta' - \Delta'' \leq T_0.$$

В зависимости от фактически необходимой компенсации подбирают сменную деталь соответствующей ступени или изменяют (добавляют, убирают) количество прокладок.

При наличии в размерной цепи звеньев, которые изменяются в результате износа, температурных и других деформаций деталей, определяют допустимую величину этих изменений δ_u для последующей компенсации. В этих случаях наибольшая расчетная компенсация

$$\delta'_k = \delta_k + \delta_u.$$

Определение размеров заготовки компенсатора. Для обеспечения возможности пригонки необходимо расположить поле допуска заготовки компенсатора T_k относительно его номинального размера A_k таким образом, чтобы обеспечить на компенсирующем звене достаточный для пригонки слой материала (припуск на пригонку). Расположение поля допуска зависит от характера компенсирующего звена (увеличивающее или уменьшающее) и направления изменения размера компенсатора при пригонке (увеличивается или уменьшается).

Если компенсирующее звено является уменьшающим, то средний размер заготовки компенсатора определяется

– для компенсатора, размер которого уменьшается при пригонке

$$\overleftarrow{A}_{ov} = A_k + \Delta_{ок} + \Delta_{o0p} - \Delta_{o0} + 0,5\delta_k; \quad (4)$$

– для компенсатора, размер которого увеличивается при пригонке

$$\overleftarrow{A}_{он} = A_k + \Delta_{ок} + \Delta_{o0p} - \Delta_{o0} - 0,5\delta_k, \quad (5)$$

где $\Delta_{ок}$ – координата середины поля допуска компенсатора; Δ_{o0p} Δ_{o0} – расчетное и требуемое значения координаты середины поля допуска замыкающего звена.

Если компенсирующее звено является увеличивающим, то средний размер заготовки компенсатора определяется соответственно по формулам

$$\overleftarrow{A}_{ov} = A_k + \Delta_{ок} - \Delta_{o0p} + \Delta_{o0} + 0,5\delta_k \quad (6)$$

$$\overleftarrow{A}_{ov} = A_k + \Delta_{ок} - \Delta_{o0p} + \Delta_{o0} - 0,5\delta_k \quad (7)$$

Предельные размеры заготовки компенсатора

$$\overleftarrow{A}_{kmax} = A_o + 0,5\delta_k; \quad \overleftarrow{A}_{kmin} = A_o - 0,5\delta_k,$$

где A_o – средний размер заготовки, определяемый в зависимости от различных условий по формулам (4) ... (7).

Расчет размеров компенсирующих деталей, подбираемых при сборке.

Максимальный размер компенсирующей детали в наборе определяется по формуле (4), если компенсирующее звено уменьшающее, или по формуле (7), – если оно увеличивающее; минимальный размер – соответственно по формулам (5) и (7).

Разность между средними размерами компенсаторов соседних ступеней (шаг ступеней T_{cm}) можно принять равной допуску замыкающего звена $T_{cm}=T_0$, (см. рис. 1) или разности допусков замыкающего и компенсирующего звеньев $T_{cm}=T_0-T_k$.

При $T_{cm} = T_0$ необходимое число ступеней N размеров компенсирующей детали определяется из выражения

$$N = \delta_k / T_{cm} + 1 = \delta_k / T_0 + 1. \quad (8)$$

В этом случае разность произвольно взятых при сборке компенсаторов соседних ступеней может достигнуть максимального значения $T_0 + T_k$ и замыкающее звено выйдет за допустимые пределы. Для устранения этого в некоторых случаях необходимо повторить подбор или подгонку компенсатора.

При $T_{cm}=T_0-T_k$ необходимое (максимальное) число ступеней компенсатора N' определяется по формуле

$$N' = \delta_k / T_{cm} + 1 = \delta_k / (T_0 - T_k) + 1. \quad (9)$$

Размеры компенсаторов последовательных ступеней ($A_{к1}, A_{к2}, \dots A_{кn-1}, A_{кn}$) определяются зависимостями

$$A_{к1} = A_{0в} \pm 0,5T_k; \quad A_{к2} = (A_{0в} - T_{cm}) \pm 0,5T_k;$$

$$A_{кз} = (A_{0в} - 2T_{см}) \pm 0,5T_{к}; \quad A_{к_n} = [A_{0ов} - (n-1)T_{см}] \pm 0,5T_{к}. \quad (10)$$

Среднее количество деталей-компенсаторов каждой из ступеней может быть рассчитано на основе процентного соотношения участков под кривой рассеяния значений замыкающего звена, ограниченных зоной $T_{см}$ (рис. 1, б).

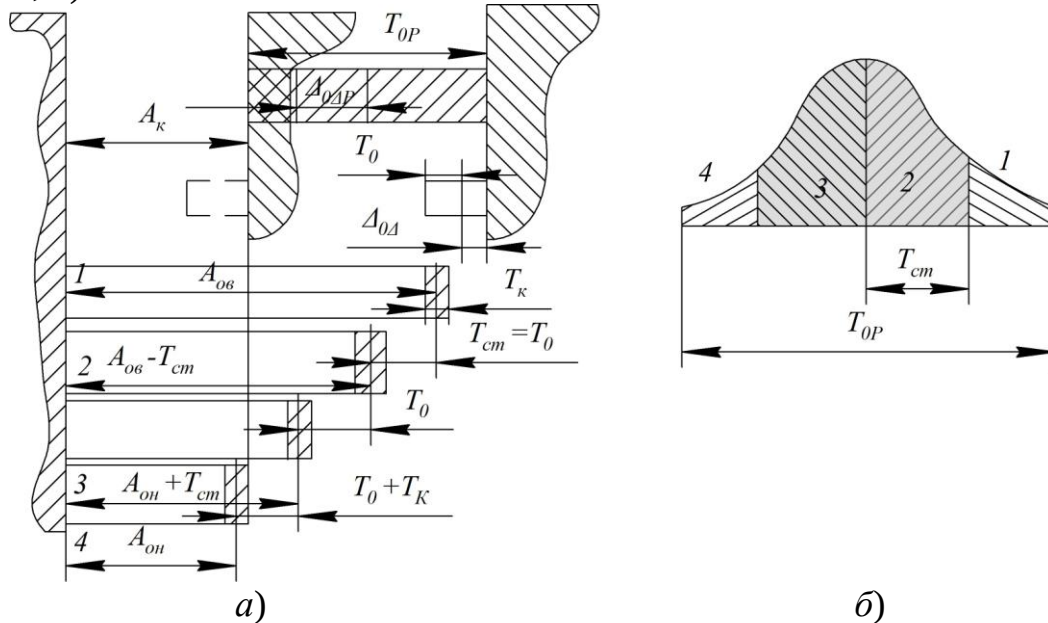


Рис. 1. Схема к расчету размеров компенсирующих деталей:
а - ступени компенсатора; б - кривая рассеяния замыкающего звена

Расчет компенсирующих прокладок одинаковой толщины. При установленных отклонениях составляющих звеньев размерной цепи средняя толщина всех прокладок определяется по зависимости (4), если набор прокладок - уменьшающее звено, или по формуле (7), если он является увеличивающим звеном; средняя толщина минимального числа прокладок - соответственно по формуле (5) или (6). В формулах (4) ... (7) в этом случае параметр A_k является предварительной толщиной набора прокладок, а величина

$$A_{0к} = zA_{0ki}, \quad (11)$$

где z – число прокладок в наборе; A_{0ki} – координата середины поля допуска i -й прокладки (для упрощения расчетов можно принимать $A_{0ki} = 0$).

Максимальное и минимальное число прокладок z_{max} одного компенсатора при толщине прокладки $A = T_0$ определяется по формулам

$$z_{max} = \frac{A_{0в}}{T_0}; \quad z_{min} = \frac{A_{0и}}{T_0}. \quad (12)$$

Из числа z_{max} для компенсации недопустимых отклонений замыкающего звена используется, следовательно, только $z_{max} - z_{min}$ прокладок. Таким образом, если изменение установленных отклонений составляющих звеньев нежелательно, то число прокладок в наборе определяется по фор-

муле (12); если это изменение допустимо, то для уменьшения прокладок в наборе до количества, достаточного для компенсации погрешностей изготовления деталей, необходимо внести поправку Δ' в координату середины поля допуска одного из составляющих звеньев.

При средней толщине прокладки $\Delta_{cp} = T_0$ число прокладок в наборе (с некоторым запасом) можно найти по формуле

$$z = \frac{\delta_k}{T_0} + 1; \quad (13)$$

т.е. $z_{max} = z$ и $z_{min} = 0$.

Поправку Δ' , если прокладки являются уменьшающим звеном цепи, можно определить по формуле,

$$\overset{\leftarrow}{\Delta'} = \Delta_{0_0} - \Delta_{0_{0p}} + 0,5T_{0p} - \Delta_{0k} - A_k,$$

или (если они являются увеличивающим ее звеном) по формуле

$$\overset{\rightarrow}{\Delta'} = \Delta_{0_0} - \Delta_{0_{0p}} - 0,5T_{0p} + \Delta_{0k} + A_k. \quad (14)$$

Измененная координата середины поля допуска корректируемого составляющего звена

$$\Delta'_{0i} = \Delta_{0i} + c_i \Delta'.$$

При сборке партии изделий $M_{изд}$ будет использовано в среднем $M_{изд}(z_{max} + z_{min})/2$ прокладок.

Расчет компенсирующих прокладок разной толщины. Для уменьшения числа прокладок в наборе толщина одной из них принимается равной допуску замыкающего звена, а толщины остальных прокладок изменяются в геометрической прогрессии со знаменателем 2: $\Delta_1 = T_0$; $\Delta_2 = 2T_0$; $\Delta_3 = 2^2 T_0$ и так далее, до $\Delta_z = 2^{z-1} T_0$. При этом различные сочетания прокладок обеспечат любой размер, равный или кратный T_0 .

Координата середины поля допуска замыкающего звена:

$$\Delta_{0_{0p}} = \sum_{i=1}^{m-1} c_i \left(\Delta_{0i} + \frac{\alpha_i T_i}{2} \right) - \frac{\alpha_0 T_0}{2}; \quad (15)$$

где α_i – число единиц допуска i_i .

Число прокладок z_0 можно определить по формуле

$$z_0 \geq 3,32 \lg(z_{max} + 1), \quad (16)$$

где z_{max} – число прокладок, рассчитанное по формуле (11) или (12).

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

- 3.1. Изучить методическое указание к практической работе.
- 3.2. Получить у преподавателя вариант задания
- 3.3. Выбрать метод решения размерной цепи, обосновать его выбор.
- 3.4. Сформулировать выводы по работе

4. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

- 4.1. Цель работы
- 4.2. Размерная цепь узла
- 4.3. Обоснование выбора метода решения
- 4.4. Расчет величины и допуска замыкающего звена размерной цепи
- 4.5. Выводы по работе.

5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 5.1. Сформулируйте понятие – неподвижный компенсатор.
- 5.2. Какие конструкции применяются в качестве неподвижного компенсатора?
- 5.3. Какими методами может изменяться размер неподвижного компенсатора?
- 5.4. Приведите примеры применения неподвижных компенсаторов в станках.
- 5.5. Приведите примеры конструкций неподвижных компенсаторов.
- 5.6. Что позволяет получить метод расчета размерных цепей с неподвижными компенсаторами?
- 5.7. Из чего необходимо исходить при расчете неподвижных компенсаторов?

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Допуски и посадки: справочник. – В 2-х томах / Под ред. В.О. Мягкова. – Л.: Машиностроение, 1978. – 1113 с.
2. Климов В.Н. Методика расчетов размерных цепей в приборных устройствах на этапе проектирования: учеб. пособие / В.Н. Климов, Е.А. Перминова / Под ред. И.С. Потапцева. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 51 с.
3. РД 50-635-87. Методические указания цепи размерные основные понятия. Методы расчета линейных и угловых цепей. – Издательство стандартов, 1987.
4. Солонин И.С. Расчет сборочных и технологических размерных цепей / И.С. Солонин, С.И. Солонин. – М.: Машиностроение, 1980. – 110 с.
5. Стрелец А.А. Размерные расчеты в задачах оптимизации конструкторско-технологических решений / А.А. Стрелец, В.А. Фирсов. – М.: Машиностроение, 1988. – 120 с.
6. Шамин В.Ю. Теория и практика решения конструкторских и технологических размерных цепей: Компьютерная версия учебного пособия. - 4-е изд., перер. / В.Ю. Шамин. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005. – 530 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А. Пример расчета плоскостной размерной цепи

Для плоскостной размерной цепи, представленной на рис. 1, определить номинальный размер A_0 и допуск δ_0 замыкающего звена. Дано: $A_1=30\pm0,05\text{мм}$, $A_2=60\pm0,2\text{мм}$, $A_3=60\pm0,2\text{мм}$, $A_4=88\pm0,3\text{мм}$, $A_5=40\pm0,1\text{мм}$, $\beta=30^\circ$.

Из схемы размерной цепи следует, что звенья A_3 и A_4 являются увеличивающими, а звенья A_1 , A_2 и A_5 - уменьшающими.

$$A_0 = (A_3 \cos 60^\circ + A_4 \cos 30^\circ) - (A_1 \cos 0^\circ + A_2 \cos 30^\circ + A_5 \cos 60^\circ);$$

$$A_0 = (60 \cdot 0,5 + 88 \cdot 0,87) - (30 + 60 \cdot 0,87 + 40 \cdot 0,5) = 3,8\text{мм}.$$

При расчете по методу максимума и минимума допуск замыкающего звена:

$$TA_0 = 0,1 + 0,4 \cdot 0,87 + 0,4 \cdot 0,5 + 0,6 \cdot 0,87 + 0,2 \cdot 0,5 = 1,25\text{мм}.$$

Следовательно, $A_0=3,8\pm0,63\text{мм}$

При расчете по вероятностному методу примем для всех звеньев $K_i=1,2$ и определим δ_A :

$$TA_0 = 1,2 \sqrt{0,1^2 + 0,4^2 \cdot 0,87^2 + 0,4^2 \cdot 0,5^2 + 0,6^2 \cdot 0,87^2 + 0,2^2 \cdot 0,5^2} = 1,2 \cdot \sqrt{0,45} = 0,8\text{мм}.$$

Следовательно, $A_0=3,8\pm0,4\text{мм}$.

Если на угол β задан допуск, например, $\beta=30^\circ\pm6'$, т.е. допуск $\delta_\beta^\circ=0,2^\circ$, то величина допуска замыкающего звена и будет равна:

- при расчете по методу максимума и минимума

$$TA_0 = \sum_{i=1}^n T_i' + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_\beta^\circ}{57} A_i \sin \beta_i$$

Вычислим второе слагаемое этого уравнения:

$$\frac{\delta_\beta^\circ}{57} \sum (A_2 \sin 30^\circ + A_3 \sin 60^\circ + A_4 \sin 30^\circ + A_5 \sin 60^\circ) = \frac{0,2}{57} (30 + 52 + 44 + 34,6) = 0,58\text{мм}.$$

Следовательно, $TA_0=1,25+0,58=1,83\text{мм}$ и $A_0=3,8\pm0,92\text{мм}$.

б) при расчете по вероятностному методу

$$T_0 = K_i \sqrt{\sum_{i=1}^n T_i^2 \cos^2 \beta_i + \sum_{i=1}^n (T_\beta \frac{A_i}{57} \sin \beta_i)^2},$$

Вычислим второе слагаемое под корнем:

$$\sum_{i=1}^n \frac{T_\beta^2}{57^2} A_i^2 \sin^2 \beta_i = \frac{0,2^2}{57^2} (30^2 + 52^2 + 44^2 + 34,6^2) = 0,083;$$

Следовательно, $TA_0=1,2\sqrt{0,45+0,083}=0,88\text{мм}$ и $A_0=3,8\pm0,44\text{мм}$.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Пример расчета размерной цепи с звеном-зазором

Для сборочного соединения, представленного на рис. 1, необходимо определить номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена A_0 .

Дано: $A_1 = 50 \pm 0,1 \text{ мм}$; $A_3 = 60 \pm 0,1 \text{ мм}$; диаметр стержня винта $d_{\text{ш}} = 8_{-0,1}^{-0,1} \text{ мм}$; $T_A = 0,2 \text{ мм}$; $\Delta_b = -0,2 \text{ мм}$; диаметр отверстия $d_a = {}^{+0,2}_{+0,1} \text{ мм}$; $\delta_a = 0,1 \text{ мм}$; $\Delta_a = 0,15 \text{ мм}$. Из схемы размерной цепи следует, что размер A_3 является увеличивающим звеном, а размер A_1 - уменьшающим.

Номинальный размер замыкающего звена

$$\dot{A}_0 = \dot{A}_3 - \dot{A}_1 = 60 - 50 = 10 \text{ мм}.$$

Так как координаты середин полей допусков равны нулю, то и координата середины поля допуска замыкающего звена $\Delta_{0\Delta} = 0$.

Для определения допуска замыкающего звена размерной цепи вычислим предварительно систематическую и случайную составляющие погрешности звена-зазора.

$$\Delta_z = 0,5 \cdot [0,15 - (-0,2)] = 0,18.$$

Примем $K_a = 1,2$. Вычислим коэффициент $K_{\delta z}$:

$$K_{Tz} = 1 + \frac{0,11 \cdot \sqrt{0,1^2 + 0,2^2}}{0,1 + 0,2} = 1,08;$$

$$T_z = \frac{1}{2 \cdot 1,08} \sqrt{1,2^2 (0,1^2 + 0,2^2)} = 0,125 \text{ мм}, \quad z_{\max} = 0,18 + \frac{0,125}{2} = 0,24 \text{ мм}.$$

Вычислим допуск замыкающего звена TA_0

$$\text{Коэффициент } K_0 = 1 + \frac{0,11 \sqrt{0,2^2 + 0,2^2}}{0,2 + 0,2} = 1,09.$$

$$\text{При } K_z = 0,8, \quad TA_0 = \frac{1}{1,09} \sqrt{1,2^2 \cdot 0,2^2 \cdot 2 + 0,8^2 \cdot 0,24^2} = 0,36 \text{ мм}.$$

Размер замыкающего звена $A_0 = 10 \pm 0,18 \text{ мм}$.

ПРИЛОЖЕНИЕ В. Пример расчета угловой размерной цепи

Для размерной цепи, представленной на рис. 5, определить допуск и предельные отклонения замыкающего звена β_0 на длине $l_0=300$ мм.

Дано $\beta_1=+0,01/100$ мм/мм, $\beta_2=-0,06/600$ мм/мм.

Приведем к базовой длине $l_0=300$ мм, β_1 и β_2 .

Передаточные отношения этих звеньев будут равны:

$$\xi_1 = \frac{300}{100} = 3 \text{ и } \xi_2 = \frac{300}{600} = 0,5.$$

Соответственно получаем:

$$\beta_1 = \frac{0,01 \cdot 3}{300} = \frac{0,03}{300} \text{ мм/мм; } \beta_2 = \frac{-0,06 \cdot 0,5}{300} = \frac{-0,03}{300} \text{ мм/мм.}$$

Отбросив знаменатели, будем рассматривать размерную цепь как линейную с номинальными размерами звеньев, равными нулю. Тогда допуски составляющих звеньев линейной размерной цепи будут равны: $T_1=0,03$ мм и $T_2=0,03$ мм. При расчете на максимум и минимум допуск замыкающего звена размерной цепи по) будет равен $T_0=0,03+0,03=0,06$ мм. Координаты середин полей допусков составляющих звеньев равны $\Delta_{01}=0,15$ мм и $\Delta_{02}=-0,15$ мм. Так как звенья β_1 и β_2 являются увеличивающими, то координата середины поля допуска замыкающего звена

$$\Delta_{0\Delta}=0,015+(-0,015)=0$$

Предельные отклонения размера замыкающего звена будут равны:

$$\Delta_{\beta 0}=+0,03 \text{ мм; } \Delta_{\beta 0}=-0,03 \text{ мм.}$$

Переходя от линейных размеров к угловым $\beta_0=\pm 0,03/300$ мм/мм.

ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Пример расчета векторной размерной цепи

Для вала (рис. 9) определить допуск и предельные отклонения размера замыкающего звена, если дано: $B_0=300$ мм; $A_3=300\pm 0,1$ мм; $l_1=600$ мм; мм; $l_2=200$ мм.

Радиальное биение подшипников равно $0,04$ мм, следовательно, $A_1=0,04$ мм.

Передаточные отношения для звеньев A_1 и A_2

$$\xi_1 = \frac{600 + 200}{600} = \frac{4}{3} ; \quad \xi_2 = \frac{200}{600} = \frac{1}{3} .$$

При расчете размерной цепи по вероятностному методу вычислим коэффициент K_A , приняв для всех звеньев $K_i=1,2$:

$$K_X = 1 + \frac{0,11 \sqrt{1,2^2 + \left(\frac{4}{3}\right)^2 \cdot 0,004^2 + \left(\frac{1}{3}\right)^2 \cdot 0,04^2}}{0,2 + 0,04 \cdot \frac{4}{3} + 0,04 \cdot \frac{1}{3}} = 1,09 .$$

Примем $K_X^2 = 0,65$ и получим

$$TA_0 = \frac{1}{1,09} \sqrt{1,2^2 \cdot 0,2^2 + 0,65 \cdot 0,04^2 \left(\frac{4^2}{3^2} + \frac{1^2}{3^2} \right)} = 0,23 ; \quad B_0 = 300 \pm 0,115 .$$

ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Примеры расчетов сборочных размерных цепей технологического оборудования

Пример расчета линейной размерной цепи (прямая задача способом назначения допусков одного качества).

При сборке узла редуктора (рис. Д.1) необходимо обеспечить осевой зазор $A_0 = 0,2^{+0,25}$ мм между торцом крышки и наружным кольцом подшипника для компенсации тепловых деформаций деталей, возникающих во время работы узла. Требуется назначить допуски и отклонения на составляющие звенья для обеспечения полной взаимозаменяемости.

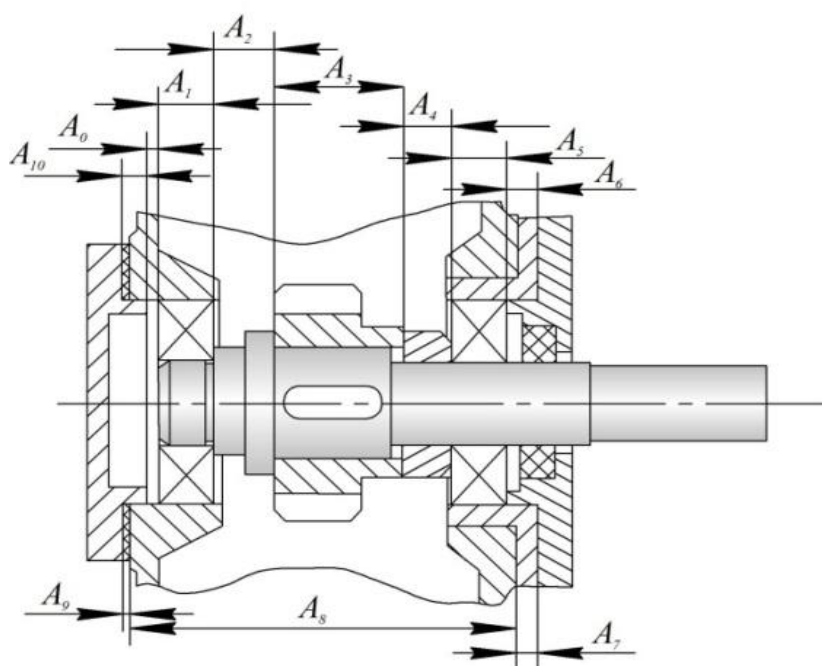


Рис. Д.1. Узел редуктора

Определим номинальные размеры составляющих звеньев. Номинальные размеры стандартных деталей (например, подшипников) находят по соответствующим стандартам. Остальные размеры составляющих звеньев определяются по рабочим чертежам за исключением размера прокладки, толщина которой обозначена звеном A_9 . Для определения номинального размера увеличивающего звена A_9 воспользуемся зависимостью

$$A_0 = \sum_{j=1}^n \bar{A}_j - \sum_{j=1}^m \bar{A}_j \quad A_0 = \bar{A}_9 + \bar{A}_8 + \bar{A}_7 - \bar{A}_1 - \bar{A}_2 - \bar{A}_3 - \bar{A}_4 - \bar{A}_5 - \bar{A}_6 - \bar{A}_{10}$$

$$0,2 = \bar{A}_9 + 130 + 8 - 19 - 20 - 42 - 20 - 19 - 10 - 10 \quad \bar{A}_9 = 2,2 \text{ мм}$$

Рассчитаем среднюю точность размерной цепи, для чего по табл. 1 необходимо определить значения единиц допуска для каждого звена

$$a_{cp} = \frac{T_0}{\sum_{j=1}^{k-1} i_j} = \frac{250}{1,31 + 1,31 + 1,56 + 1,31 + 1,31 + 0,9 + 0,9 + 2,52 + 0,55 + 0,9} = 19,9$$

Полученное значение a_{cp} лежит в пределах стандартных значений $a=16$ (для 7-го квалитета) и $a=25$ (для 8-го квалитета). Отсюда следует, что часть звеньев должна изготавливаться по 7-му квалитету, а часть по 8-му. При этом следует назначать допуски таким образом, чтобы допуск звена A_9 лежал в пределах между 7-м и 8-м квалитетами либо соответствовал одному из этих квалитетов. Допуски для размеров до 500 мм приведены в [1].

Предельные отклонения на составляющие звенья, за исключением A_9 , рекомендуется назначать на размеры, относящиеся к валам, по h , относящиеся к отверстиям, – по H ; на остальные – $\pm IT/2$.

Результаты расчетов по каждому звену удобно свести в табл. Д.1.

Определим допуск звена A_9 .

$$T_0 = \sum_{j=1}^{k-1} T_j \quad 250 = 21 + 21 + 39 + 21 + 21 + 15 + 15 + 63 + T_9 = 12 \text{ мкм}$$

Определим верхнее и нижнее предельные отклонения звена A_9

- верхнее

$$ES(A_0) = \sum_{j=1}^n ES(\bar{A}_j) - \sum_{j=1}^m EI(\bar{A}_j) \\ + 250 = 0 + 0 + ES(\bar{A}_9) - \begin{matrix} \text{«} 21 \text{»} \\ \text{«} 21 \text{»} \\ \text{«} 39 \text{»} \\ \text{«} 21 \text{»} \\ \text{«} 21 \text{»} \\ \text{«} 5 \text{»} \\ \text{«} 11 \text{»} \end{matrix} \\ ES(\bar{A}_9) = +108,5 \text{ мкм}$$

- нижнее

$$EI(A_0) = \sum_{j=1}^n EI(\bar{A}_j) - \sum_{j=1}^m ES(\bar{A}_j) \\ 0 = \begin{matrix} \text{«} 21 \text{»} \\ \text{«} 63 \text{»} \end{matrix} EI(\bar{A}_9) - \begin{matrix} \text{«} 7,5 \text{»} \\ \text{«} 11 \text{»} \end{matrix} \quad EI(\bar{A}_9) = +96,5 \text{ мкм}$$

Таблица Д.1 – Результаты расчета

Обозначение звена	Номинальный размер	i , мкм	IT	T , мкм	$ES(A_j)$, мкм	$EI(A_j)$, мкм	C_j , мкм
A_0	0,2	–	–	250	+250	0	+ 125
A_1	19	1,31	7	21	0	-21	-10,5
A_2	20	1,31	7	21	0	-21	-10,5
A_3	42	1,56	8	39	0	-39	-19,5
A_4	20	1,31	7	21	0	-21	-10,5
A_5	19	1,31	7	21	0	-21	-10,5
A_6	10	0,9	7	15	+7,5	-7,5	0
A_7	8	0,9	7	15	0	-15	-7,5
A_8	130	2,52	8	63	0	-63	-31,5
A_9	2,2	0,55	7...8	12	+108,5	+96,5	+102,5
A_{10}	10	0,9	8	22	+11	-11	0

Выполним проверку, воспользовавшись зависимостью для определения координат середины полей допусков

$$C_0 = \sum_{j=1}^n \bar{C}_j - \sum_{j=1}^m \bar{C}_j$$

$$+125 = \langle 7,5 \rangle - \langle 31,5 \rangle - 102,5 - \langle 10,5 \rangle - \langle 10,5 \rangle - \langle 19,5 \rangle - \langle 0,5 \rangle - \langle 10,5 \rangle$$

$$+125 = +125$$

Расчет выполнен верно.

Пример расчета размерных цепей цилиндрической зубчатой передачи.

Требования, к точности цилиндрических зубчатых передач установлены ГОСТ 1643-81. Для обеспечения нормальной работы цилиндрических передач необходимо в общем случае · рассчитать две размерные цепи:

1) на точность расстояния между осями вращения колёс по двум координатным осям. Если передача состоит из одной пары колес, оси которых расположены в одной плоскости, то рассчитывается только одна размерная цепь;

2) на параллельность осей вращения колес в двух плоскостях. Если оси колес расположены в одной плоскости, то рассчитывается одна цепь.

На рисунке Д.2 изображен цилиндрический редуктор; состоящий из одной пары колес, оси которых расположены в одной плоскости. Поэтому в редукторе необходимо рассчитать две цепи: B и β . Эти цепи являются связанными, так как имеют общие звенья. Расчет необходимо начинать с той цепи, у которой допуск замыкающего звена является наименьшим. Такой размерной цепью является цепь β .

Размерная цепь β определяет отклонение от параллельности осей вращения колес. По ГОСТ 1643-81 допуск на отклонение от параллельности осей f_k устанавливается в зависимости от модуля, степени точности передачи и ширины колес. Для модуля 1-10, передачи 8-й степени точности и ширине колес $B=40$ мм допуск на отклонение от параллельности $f_k=0,02/40$ мм/мм. Величину допуска удобнее пересчитать и отнести к размеру L , т.е. к расстоянию между внешними стенками корпуса. Пусть $L=300$ мм, тогда допуск на отклонение от параллельности осей, который равен допуску замыкающего звена, составит:

$$T_0 = \frac{0,02 \cdot 300}{40 \cdot 300} = \frac{0,15}{300} \text{ мм / мм}$$

Оставляющими звеньями размерной цепи β являются: β_1 и β_2 - смещение и поворот оси вала шестерни вследствие радиального биения подшипников 1 и 2; β_3 - отклонение от параллельности осей отверстий в корпусе; β_4 и β_5 - смещение и поворот оси вала колеса вследствие радиального биения подшипников 3 и 4. Заданная точность замыкающего звена обеспечивается методом неполной взаимозаменяемости. Приведем размеры всех составляющих звеньев к одной базовой длине $L = 300$ мм. Пусть $l = 200$ мм, тогда передаточное отношение для звеньев β_1 , β_2 , β_4 и β_5 будет равно:

$$\xi_x = \frac{300}{200} = 1,5$$

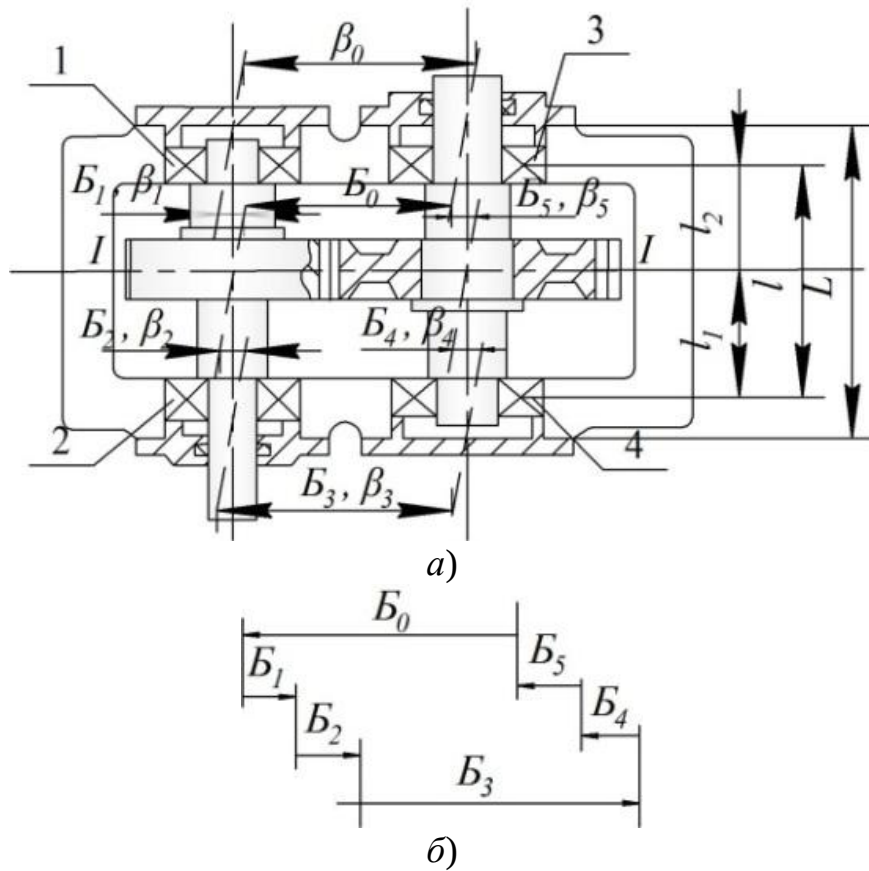


Рис. Д.2. Цилиндрический редуктор:
а) звенья размерных цепей; б) размерная цепь B

Выбираем подшипники с радиальным биением, равным $0,035$ мм, тогда $T_1 = T_2 = T_4 = T_5 = 0,035$ мм. Ошибки звеньев $\beta_1, \beta_2, \beta_4$ и β_5 имеют векторный характер, поэтому примем для них $K_{xi}^2 = 0,6$. Ошибка звена β_3 носит скалярный характер, примем для него $K_3 = 1,2$. Так как в данной цепи неизвестным является лишь допуск на размер β_3 , то определим его из уравнения:

$$T_3 = \frac{1}{K_3} \sqrt{T_0^2 - \sum_{i=1}^{n_x} K_{xi}^2 \xi_{xi}^2 T_{xi}^2} = \frac{1}{1,2} \sqrt{0,15^2 - 4 \cdot 1,5^2 \cdot 0,6 \cdot 0,035^2} = 0,1$$

Следовательно, $\beta_3 = 0,10/300$ мм/мм.

Размерная цепь B . Размерная цепь B определяет точность межцентрового расстояния колес. По ГОСТ 1643-81 для сопряжения А и номинального размера межцентрового расстояния, равного 220 мм, допускаемые отклонения межцентрового расстояния равны $f_a = \pm 0,145$ мм. Следовательно, замыкающее звено размерной цепи B имеет следующие характеристики: $B_0 = 220 \pm 0,145$ мм; $T_0 = 0,29$ мм и $\Delta_0 = 0$.

Составляющими звеньями размерной цепи B являются: B_1 и B_2 - смещение и поворот оси вала-шестерни вследствие радиального биения подшипников 1 и 2; B_3 - расстояние между осями отверстий в корпусе; B_4 и B_5 - смещение и поворот оси вала колеса вследствие биения подшипников 3 и 4. Номинальный размер звена $B_3=220$ мм. Ошибки этого звена носят скалярный характер. Звенья B_1 , B_2 , B_4 и B_5 имеют ошибки векторного характера. Требуемая точность замыкающего звена обеспечивается методом неполной взаимозаменяемости. Так как межцентровое расстояние определяется по среднему сечению колес $I-I$ (рис. Д.2), то для звеньев с векторными ошибками необходимо вычислить передаточные отношения для этого сечения.

Пусть $l_1=l_2=100$ мм, тогда для всех звеньев с векторными ошибками передаточные отношения будут иметь одинаковые значения:

$$\xi_x = \frac{100}{200} = 0,5.$$

Радиальное биение подшипников было уже установлена при решении размерной цепи β и равно $0,035$ мм. Следовательно, $T_{x1}=T_{x2}=T_{x4}=T_{x5}=0,035$ мм так как в данной размерной цепи неизвестным является только допуск на размер B_3 , то задача сводится к определению T_3 . Примем $K_3=1,2$, $K_{xi}^2=0,6$, тогда

$$T_3 = \frac{1}{K_3} \sqrt{T_0^2 - \sum_{i=1}^{n_x} K_{xi}^2 \xi_{xi}^2 T_{xi}^2} = \frac{1}{1,2} \sqrt{0,29^2 - 4 \cdot 0,5^2 \cdot 0,6 \cdot 0,035^2} = 0,24$$

так как координаты середин полей допусков для звеньев с векторными ошибками равны нулю, а также $\Delta_0=0$, то и $\Delta_3=0$, поэтому $B_3=220 \pm 0,12$ мм.

Цилиндрические зубчатые передачи могут состоять из нескольких пар зубчатых колес, оси которых расположены параллельных плоскостях. В этих случаях возникает необходимость в определении допусков на размеры, определяющие расстояния между осями колес по двум координатным осям, путем решения плоскостной размерной цепи. В качестве примера на рисунке В3 приведена схема такой размерной цепи C .

Размерная цепь C . Допуск замыкающего звена C устанавливается по ГОСТ 1643-81. Допуски на размеры C_x и C_y определяются на основании решения плоской размерной цепи:

$$C_0 = C_x \cos \beta + C_y \cos(90^\circ - \beta) = C_x \cos \beta + C_y \sin \beta.$$

Проекции допусков размеров C_x и C_y на направление замыкающего звена будут равны:

$$T_x' = T_x \cos \beta; T_y' = T_y \cos(\beta - 90^\circ) = T_y \sin \beta.$$

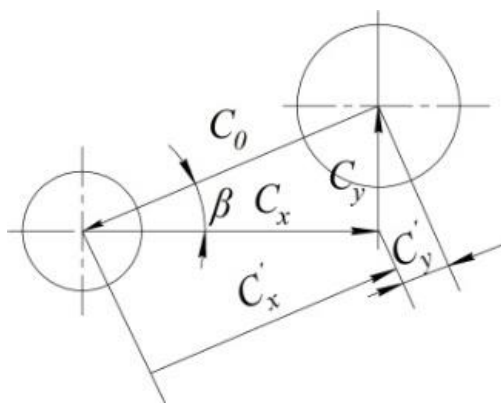


Рис. Д.3. Плоскостная размерная цепь C

Обычно допуски на C_x и C_y устанавливаются одинаковыми по величине, а предельные отклонения симметричными, т.е. $T_x = T_y = T$ и $\Delta_{0x} = \Delta_{0y} = 0$. Одинаковыми принимаются коэффициенты K_x и K_y при этих условиях.

$$T_0 = \frac{1}{K_0} \sqrt{K^2 T^2 (\cos^2 \beta + \sin^2 \beta)} = \frac{KT}{K_0} \text{ откуда } T = T_x = T_y = \frac{K_0 T_0}{K}$$

Коэффициент K_0 определяется как:

$$K_0 = 1 + \frac{0.55}{T (\cos \beta + \sin \beta)} \left[\sqrt{K^2 T^2 (\cos^2 \beta + \sin^2 \beta)} - \sqrt{T^2 (\cos^2 \beta + \sin^2 \beta)} \right] =$$

$$= 1 + \frac{0.55 (K - 1)}{(\cos \beta + \sin \beta)}$$

Если $T_0 = 0,1 \text{ мм}$; $K = 1,2$, $\beta = 30^\circ$, тогда

$$K_0 = 1 + \frac{0.55 (2 - 1)}{(0,866 + 0,500)} = 1,08 \quad T_x = T_y = 1 + \frac{0,1 \cdot 1,08}{1,2} = 0,09 \text{ мм}$$

Следовательно, предельные отклонения для размеров C_x и C_y равны $\pm 0,045 \text{ мм}$.

Пример расчета размерных цепей конической зубчатой передачи

На рис. Д.4 изображен конический редуктор, на котором показаны звенья размерных цепей B , C , D и φ . Все размерные цепи редуктора являются связанными. ГОСТ 1758-81 устанавливает ряд требований к точности конических зубчатых передач, из которых четыре требования обеспечиваются решением четырех сборочных размерных цепей. Обозначим эти цепи буквами B , C , D и φ . Замыкающими звеньями этих цепей являются требования к точности конических передач, установленные ГОСТ 1758-81, т.е. f_a , f_{AM} и E_0

1. Цепь B определяет величину допускаемого непересечения осей вращения обоих колес, т.е. допускаемое отклонение межосевого расстояния f_a .

2. Цепь C определяет допускаемое смещение вершины делительного конуса шестерни с оси вращения колеса, т.е. осевое смещение зубчатого венца шестерни f_{AM} .

3. Цепь D определяет допустимое смещение вершины делительного конуса с оси вращения шестерни, т. е. осевое смещение зубчатого венца колеса f_{AM} .

4. Цепь φ определяет допускаемое отклонение E_0 межосевого угла.

Пусть рассматриваемая передача имеет 8-ю степень точности, сопряжение В, длина образующей конуса равна 110 мм. Для этих условий стандарт устанавливает следующие требования к точности передачи: $f_a \pm 0,03$ мм; $f_{AM} = \pm 0,08$ мм; $E_0 = 0,06/100$ мм/мм. Эти требования к точности и являются замыкающими звеньями размерных цепей B , C , D и φ . Для выбора метода достижения точности замыкающего звена и установления очередности расчета размерных цепей составлена таблица Д.2.

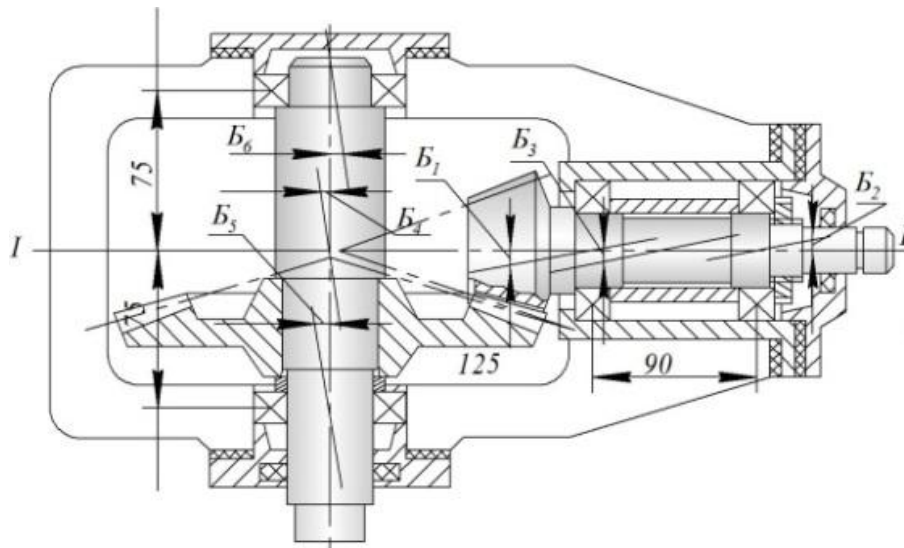
Из таблицы В2 следует, что сначала нужно рассчитать цепь B , так как для нее средний допуск меньше, чем для цепи φ , а затем должна быть рассчитана цепь φ . В третью очередь рассчитывается цепь C (или D), так как при достижении точности замыкающего звена методом регулирования допуски на составляющие звенья могут быть назначены достаточно широкими. В данном случае сначала рассчитывается цепь C , а затем уже цепь D .

Таблица Д.2 – Очередность расчета размерных цепей B , C , D и φ

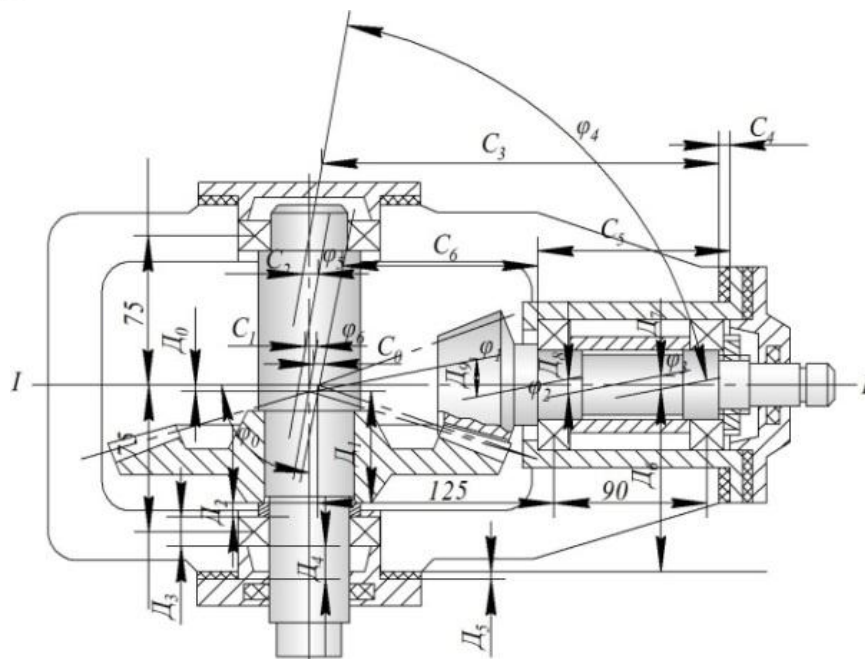
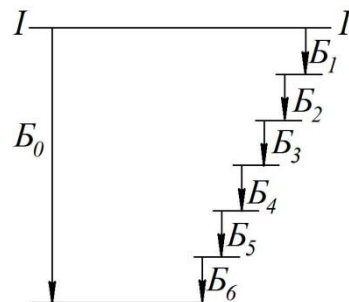
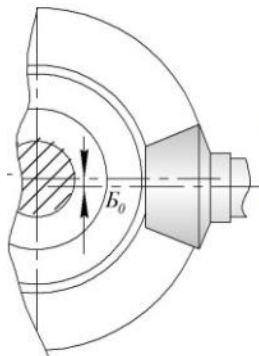
Размерная цепь	Число составляющих звеньев	Размер замыкающего звена	δ_0	$\delta_{cp} = \frac{\delta_0}{1,2\sqrt{n}}$	Метод достижения точности замыкающего звена	Очередность расчета
		мм				
<i>Б</i>	6	0±0,03	0,06	0,02	Неполная взаимозаменяемость	1
<i>С</i>	6	0±0,08	0,16	0,054	Регулирование	3
<i>Д</i>	9	0±0,08	0,16	0,044	Регулирование	4
<i>φ</i>	6	±0,06/110	0,1	0,041	Неполная взаимозаменяемость	2

Размерная цепь B. Согласно ГОСТ 1758-81 замыкающее звено размерной цепи B имеет следующие данные: $B_0 = 0 \pm 0,03$ мм; $T_0 = 0,06$ мм; $\Delta_0 = 0$. Составляющими звеньями размерной цепи являются: B_1 - смещение и поворот оси вращения шестерни вследствие радиального биения переднего подшипника; B_2 - то же, вследствие радиального биения заднего подшипника; B_3 - смещение осей отверстия и наружной поверхности стакана; B_4 - непересечение осей отверстий в корпусе под стакан и под опоры вала колеса; B_5 и B_6 - смещение и поворот оси вращения колеса вследствие радиального биения соответственно заднего и переднего подшипника. Все составляющие звенья размерной цепи B , кроме звена B_4 , являются звеньями с векторными ошибками. Ошибка звена B_4 носит скалярный характер. Предаточные отношения для звеньев с векторными ошибками будут равны

$$\xi_{x1} = \frac{215}{90} = 2,4 \quad \xi_{x2} = \frac{125}{90} = 1,4 \quad \xi_{x3} = 1,0 \quad \xi_{x5} = \xi_6 = \frac{75}{150} = 0,5$$



a)



б)

Рис. Д.4. Конический редуктор: а) размерная цепь B ;
б) размерные цепи C , D и φ

Номинальные размеры всех составляющих звеньев и координаты се-
редин полей допусков всех звеньев цепи равны нулю. В размерной цепи B
погрешность замыкающего звена определяется в основном погрешностями
звеньев B_1, B_2, B_5 и B_6 , возникающими вследствие радиального биения
подшипников. Для подшипников класса 0 радиальное биение равно $0,035$
мм, что с учетом передаточных отношений значительно превышает сред-
ний допуск составляющих звеньев. Поэтому выбираем подшипники класса
6, радиальное биение которых равно $0,017$ мм. Следовательно, допускае-
мые погрешности звеньев B_1, B_2, B_5 и B_6 будут равны $T_{x1}=T_{x2}=T_{x5}=T_{x6}=0,017$
мм. Радиальное биение наружной поверхности стакана примем равным
 $0,03$ мм, следовательно, $T_{x3}=0,03$ мм. Допуск на размер звена B_5 определим
из исходного уравнения

$$T_0 = \sqrt{K_4^2 T_4^2 + \sum_{i=1}^{n_x} K_{xi}^2 \xi_{xi}^2 T_{xi}^2}$$

Приняв $K_4=1,2$ и $K_{xi}^2=0,6$, получим

$$T_4 = \frac{1}{1,2} \sqrt{T_0^2 - \sum_{i=1}^{n_x} K_{xi}^2 \xi_{xi}^2 T_{xi}^2} = \frac{1}{1,2} \sqrt{0,06^2 - 0,6 \cdot 0,017^2 (4^2 + 1,4^2 + 2 \cdot 0,5^2 + 1^2)} = 0,039 \text{ мм}$$

Следовательно $B_4 = \pm 0,02$ мм.

Размерная цепь φ . Она определяет точность угла между осями враще-
ния колеса и шестерни. Для рассматриваемого примера согласно ГОСТ
1758-81 замыкающее звено равно $\varphi_0 = \pm 0,06/110$ мм/мм, следовательно, $T_0 =$
 $0,12/110$ мм/мм, а $\Delta_0 = 0$. Составляющими звеньями размерной цепи φ яв-
ляются; φ_1 и φ_2 - смещение и поворот оси шестерни вследствие радиально-
го биения соответственно переднего и заднего подшипника; φ_3 отклонение
от параллельности осей отверстия и наружной поверхности стакана; φ_4 -
угол между осями отверстий в корпусе; φ_5 и φ_6 - смещение и поворот оси
вала колеса вследствие радиального биения соответственно правого и ле-
вого подшипника. Схема размерной цепи φ приведена на рис. Д.5.

Радиальные биения подшипников были приняты равными $0,017$ мм
при расчете размерной цепи B . Поэтому угловые размеры звеньев $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_5,$
 φ_6 будут равны:

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \frac{0,0085}{90} \text{ мм/мм}; \quad T_1 = T_2 = \frac{0,017}{90} \text{ мм/мм}; \quad \Delta_{01} = \Delta_{02} = 0,$$

где 90 мм - расстояние между подшипниками вала шестерни.

$$\varphi_5 = \varphi_6 = \frac{0,0085}{150} \text{ мм/мм}; \quad T_5 = T_6 = \frac{0,017}{150} \text{ мм/мм}; \quad \Delta_{05} = \Delta_{06} = 0$$

где 150 мм - расстояние между подшипниками вала колеса.

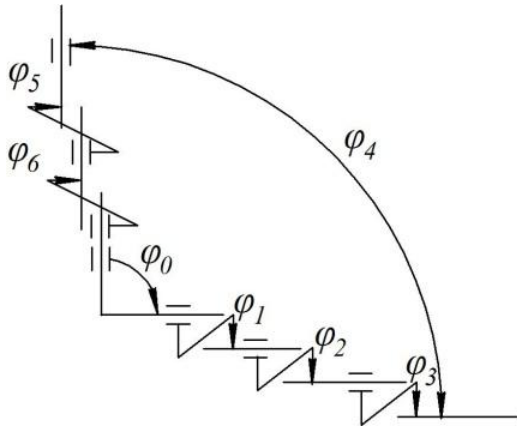


Рис. Д.5. Схема
размерной цепи φ

На звено φ_3 установим следующие предельные отклонения и допуск:

$$\varphi_3 \pm \frac{0,02}{100} \text{ мм/мм}; \quad T_3 = \frac{0,04}{100} \text{ мм/мм}; \quad \Delta_{03} = 0,$$

где $0,02 \text{ мм}$ составляет половину максимального диаметрального зазора между наружным диаметром стакана и отверстием в корпусе; 100 мм - длина стакана.

Допуск на звено φ_4 определим из уравнения:

$$T_4 = \frac{1}{K_4} \sqrt{T_0^2 - \sum_{i=1}^{n_x} K_{xi}^2 \xi_{xi}^2 T_{xi}^2}.$$

Для решения этого уравнения приведем предварительно угловые размеры всех составляющих звеньев к одной базовой длине, равной 110 мм , и вычислим передаточные отношения:

$$\xi_{x1} = \xi_{x2} = \frac{110}{90} = 1,22; \quad \xi_{x5} = \xi_{x6} = \frac{110}{150} = 0,735; \quad \xi_{x3} = \frac{110}{100} = 1,1; \quad \xi_{x4} = 1,0$$

Примем для звеньев с векторными ошибками $K_{xi}^2 = 0,6$, для звена φ_4 - $K_4 = 1,2$. Тогда

$$T_4 = \frac{1}{1,2} \sqrt{0,12^2 - 0,6 \cdot 0,017^2 \cdot 1,22^2 \cdot 2 + 1,4^2 + 0,735^2 \cdot 2 - 0,6 \cdot 1,2^2 \cdot 0,04^2} = \\ = 0,09 \text{ мм}.$$

Таким образом, $\varphi_4 = \pm 0,045/110 \text{ мм/мм}$.

Размерная цепь С. Она определяет смещение вершины делительного конуса шестерни с оси вращения вала колеса. Размер замыкающего звена для рассматриваемого примера согласно ГОСТ 1758-81 равен $C_0 = 0 \pm 0,08 \text{ мм}$, $\delta_0 = 0,16 \text{ мм}$, $\Delta_0 = 0$.

Составляющими звеньями размерной цепи C являются: C_1 , C_2 - смещение и поворот оси вала колеса вследствие радиального биения соответственно заднего и переднего подшипника; C_3 - расстояние от оси отверстия под опоры вала колеса до торца отверстия под стакан; C_4 - толщина набора прокладок; C_5 - длина стакана; C_6 - расстояние от базового торца до вершины делительного конуса шестерни.

Номинальные значения размеров составляющих звеньев следующие: $C_1=C_2=0$; $C_3=220$ мм; $C_4=0$; $C_5=100$ мм; $C_6=120$ мм. Схема размерной цепи C приведена на рисунке В6. Из схемы следует, что звенья C_3 и C_4 являются увеличивающими, а звенья C_5 и C_6 - уменьшающими. Для звеньев C_1 и C_2 с векторными ошибками передаточные отношения $\xi_{x1}=\xi_{x2}=75/150=0,5$. Радиальное биение подшипников равно $0,017$ мм. Тогда погрешности звеньев C_1 и C_2 равны: $T_1=T_2=0,017$ мм и $\Delta_{01}=\Delta_{02}=0$. На остальные составляющие звенья назначим допуски и предельные отклонения по J_s11 (ГОСТ 1758-81): $C_3=220\pm 0,145$ мм; $T_3=0,29$ мм; $\Delta_{03}=\Delta_{05}=\Delta_{06}=0$; $C_5=100\pm 0,11$ мм; $T_5=\delta_6=0,22$ мм; $C_6=120\pm 0,11$ мм. По установленным допускам на составляющие звенья определим погрешность замыкающего звена T'_0 , приняв для звеньев с векторными ошибками $K_{xi}^2=0,6$, а для звеньев со скалярными ошибками $K_i=1,2$; $K_0=1$.

$$T'_0 = \sqrt{1,2^2 (0,29^2 + 0,22^2 \cdot 2) + 0,6 \cdot 0,5^2 \cdot 0,017^2 \cdot 2} = 0,51 \text{ мм}$$

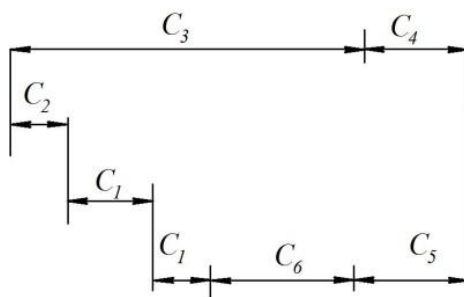


Рис. Д.6. Схема размерной цепи C

Примем $T_{mn}=T_0=0,16$ мм и вычислим необходимую величину компенсации погрешности замыкающего звена:

$$T_K = 0,51 - 0,16 + 0,16 = 0,51 \text{ мм.}$$

Вычислим необходимую величину компенсации координаты середины поля рассеяния погрешности замыкающего звена при назначенных предельных отклонениях на составляющие звенья:

$$\Delta_{0K} = +(0,038 - 0) = 0,038 \text{ мм.}$$

Предельные значения величины необходимой компенсации погрешности замыкающего звена равны: $\Delta_{вк} = 0,038 + 0,255 = 0,288 \approx 0,29$ мм; $\Delta_{нк} = 0,038 - 0,255 = -0,212 \approx -0,21$ мм. Так как $\Delta_{нк} < 0$, то изменим предельные отклонения размера звена C_3 , являющегося увеличивающим звеном, на $-0,21$ мм. Для этого вычислим новую координату середины поля допуска звена C_3 : $\Delta_{03} = 0 - (-0,21) = 0,21$ мм. Новые предельные отклонения размера C_3 : $\Delta_{в3} = 0,21 + 0,145 = 0,355 \approx 0,36$ мм; $\Delta_{н3} = 0,21 - 0,145 = 0,065 \approx 0,07$ мм.

Следовательно, $C_3 = 220^{+0,36}_{+0,07}$ мм.

Регулирование производится набором прокладок, одинаковой толщины. Примем толщину одной прокладки $S=T_0=0,075$ мм, тогда число прокладок $z=0,51/0,075 \approx 7$ шт

Размерная цепь Д. Расчет размерной цепи D аналогичен расчету размерной цепи C .

ПРИЛОЖЕНИЕ Е. Примеры расчетов размерных цепей технологического оборудования с неподвижными компенсаторами

Пример 1. Определение размеров заготовки компенсатора. Рассчитаем размерную цепь узла крепления диска ротора (рис. Е.1) по методу максимума-минимума.

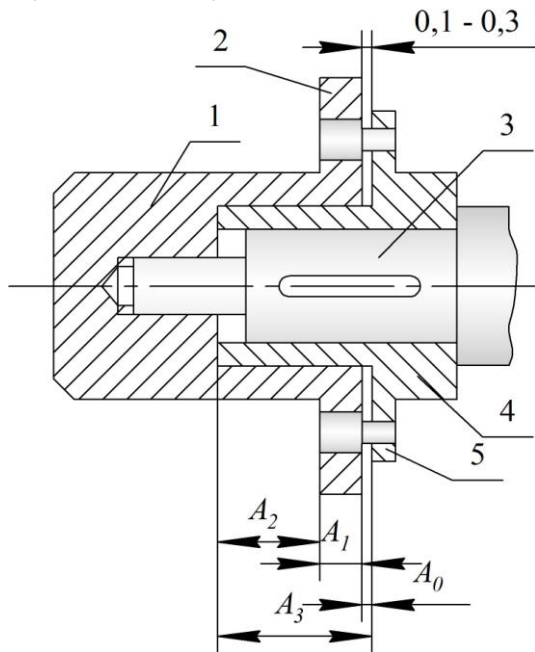


Рис. Е.1. Схема узла крепления диска ротора

Первые этапы расчета, включая определение качества точности выполняем по методу полной взаимозаменяемости. Предположим, что девятый класс точности не отвечает экономической точности получения составляющих звеньев, и для достижения требуемой точности замыкающего звена используем метод пригонки.

В качестве компенсатора для пригонки принимаем звено A_2 . Требуемую точность замыкающего звена обеспечим путем подрезки колпачка гайки 1 по торцевой поверхности, прилегающей к ротору 2 ($T_{np} \approx 50$ мкм, т.е. $T_{np} < T_0$).

Назначаем на составляющие звенья экономически приемлемые допуски и предельные отклонения $A_1 = 38_{-0,39}$, $A_2 = 42 \pm 0,195$, $A_3 = 80 \pm 0,23$ (для звена A_1 – по $h13$, для звеньев A_2 и A_3 – по j_s13) и определяем координаты середины полей допусков составляющих звеньев:

$$\Delta_{0i} = 0.5(\Delta_{ei} + \Delta_{ni}) ; \Delta_{01} = -195 \text{ мкм}; \Delta_{02} = \Delta_{03} = 0.$$

Находим допуск замыкающего звена и по формуле (2) вычисляем компенсацию

$$T_{0p} = \sum_{i=1}^{m-1} |c_i| T_i = 390 + 390 + 460 = 1240 \text{ мкм}; \delta_k = 1240 - 200 = 1040 \text{ мкм}.$$

Средний размер заготовки компенсатора определяем по зависимости (4), так как компенсирующее звено является уменьшающим и размеры компенсатора уменьшаются в процессе пригонки. Предварительно получа-

ем координату середины поля допуска замыкающего звена и средний размер заготовки компенсатора:

$$\Delta_{0_{op}} = \sum_{i=1}^{m-1} c_i \Delta_{0i} = \Delta_{03} - (\Delta_{01} + \Delta_{02}) = 0 - (-195 + 0) = +195 \text{ мкм};$$

$$\overset{\leftarrow}{A}_{0\sigma} = 42 + 0 + (++,195) - 0,2 + 0,5 \cdot 1,04 = 42,515 \text{ мм}.$$

На рабочем чертеже компенсирующей детали указываем размер $42,515 = 0,195$ или $42^{+0,71}_{+0,32} \text{ мм}$

Пример 2. Расчет размеров компенсирующих деталей, подбираемых при сборке.

В размерной цепи A (рис. Е.2) предельные отклонения замыкающего звена $\Delta_{\sigma 0} = +300$ мкм, $\Delta_{н0} = +200$ мкм, т. е. $T_0 = 100$ мкм и $A_{\Delta 0} = 250$ мкм. Компенсирующее звено является уменьшающим. Его номинальное значение $A_k = 3$ мм; предельные отклонения компенсатора $\Delta_{\sigma k} = 0$, $\Delta_{нk} = -40$ мкм, т. е. $T_k = 40$ мкм, $\Delta_{0k} = -20$ мкм.

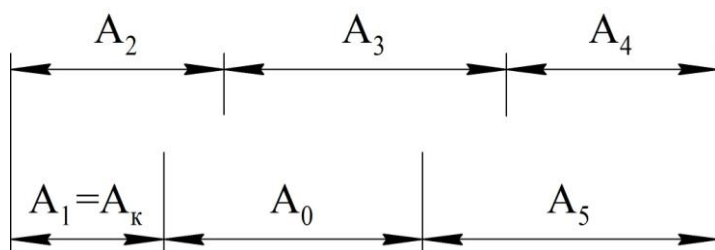


Рис. Е.2. Схема размерной цепи A с компенсатором

В результате расчета такой цепи находим $T_{0p} = 460$ мкм, $\Delta_{\Delta 0p} = +150$ мкм. Эти величины получены с учетом допуска T_k и координаты середины поля допуска Δ_{0k} компенсирующего звена. Необходимо определить число ступеней и размеры компенсирующих деталей (например, втулок), подбираемых при сборке. Вычисляем наибольшую расчетную компенсацию по формуле (2):

$$\delta_k = 460 - 100 = 360 \text{ мкм}.$$

Так как компенсирующее звено является уменьшающим, максимальный размер ступени втулки находим по формуле (4)

$$\overset{\leftarrow}{A}_{0\sigma} = 3 + (-0,02) + (+0,15) - (+0,25) + 0,5 \cdot 0,36 = 3,06 \text{ мм}$$

а минимальный – по зависимости (5):

$$\overset{\leftarrow}{A}_{0н} = 3 + (-0,02) + (+0,15) - (+0,25) - 0,5 \cdot 0,36 = 2,7 \text{ мм}.$$

Принимаем $T_{ct} = T_0 = 100$ мкм. По формуле (8) получаем число ступеней размеров втулки:

$$N = 360 / 100 + 1 = 4,6.$$

Принимаем $N = 5$. Тогда шаг ступеней можно уменьшить:

$$T_{ct} = \delta_k / (N - 1) = 360 / (5 - 1) = 90 \text{ мкм}.$$

Размеры втулок пяти ступеней определяем по формулам (10):

$$A_{\kappa 1} = 3,06 \pm 0,02 = 3_{+0,04}^{+0,08}; A_{\kappa 2} = (3,06 - 0,09) \pm 0,02 = 2,97 \pm 0,02 = 3_{-0,05}^{-0,01};$$

$$A_{\kappa 3} = 2,88 \pm 0,02 = 3_{-0,14}^{-0,10}; A_{\kappa 4} = 2,79 \pm 0,02 = 3_{-0,23}^{-0,19}; A_{\kappa 5} = 2,7 \pm 0,02 = 3_{-0,32}^{-0,28}$$

Пример 3. Расчет компенсирующих прокладок одинаковой толщины.

Рассчитаем количество прокладок одинаковой толщины Δ , обеспечивающих зазор H_0 между наружным кольцом роликоподшипника и крышкой стакана конической передачи редуктора. С учетом теплового расширения и допустимого осевого перемещения конических роликоподшипников при монтаже без предварительного натяга этот зазор должен находиться в пределах 150...50 мкм.

Принимаем номинальное значение зазора $H_0=0$. Тогда получим $\Delta_{60}=+150$ мкм, $\Delta_{H0}=+50$ мкм, $\Delta_{A0}=+100$ мкм, $T_0=100$ мкм. По схеме размерной цепи (рис. Е.3, а) определяем, что увеличивающим является звено H_2 , остальные звенья цепи ($H_1...H_5$) – уменьшающие. С учетом этого составляем уравнение размерной цепи:

$$H_0 = H_2 - (H_1 + H_3 + H_4 + H_5).$$

Назначаем номинальные значения составляющих ее звеньев, мм; $H_1=24$; $H_2=130$; $H_3=H_5=23$; $H_4=60$ и проверяем их правильность:

$$H_0 = 130 - (24 + 23 + 60 + 23) = 0 = H_0.$$

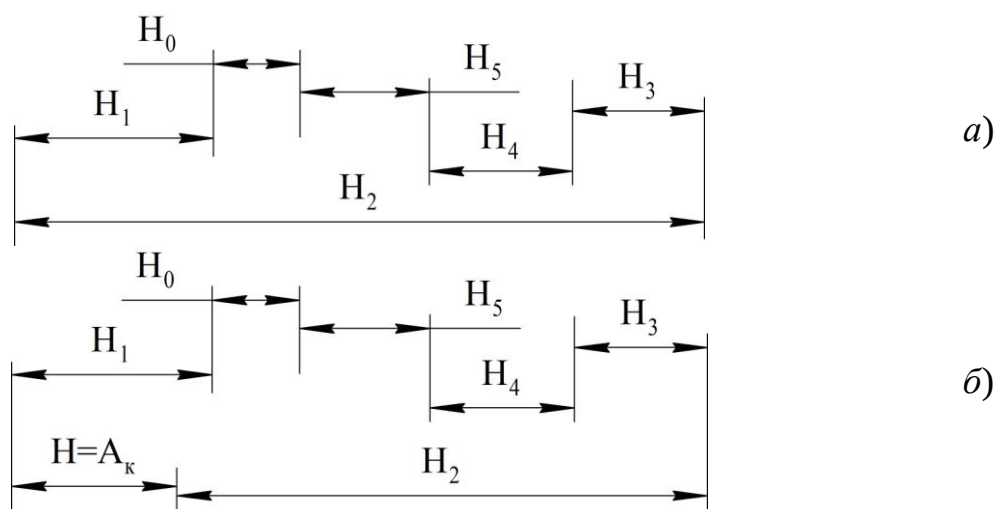


Рис. Е.3. Схемы размерных цепей без компенсатора (а) и с компенсатором (б)

Так как величина $H_{0p}=H_0$, то номинальные значения составляющих звеньев назначены правильно.

Определяем средний допуск составляющих звеньев (табл. Е.1) - $T_{cp} = 36$ мкм. Так как полученное значение допуска слишком мало, считаем, что требуемая точность замыкающего звена должна обеспечиваться методом регулирования.

Выбираем в качестве компенсирующего звена набор прокладок одинаковой толщины, устанавливаемых между крышкой и стаканом редуктора. Предварительно принимаем толщину набора прокладок $A_k=1$ мм, увеличивая соответственно номинальное значение звена H_1 ($H_1=24+1=25$ мм). Составляем схему размерной цепи с компенсатором (рис. Е.3, б), по которой определяем, что компенсирующее звено (набор прокладок) является увеличивающим.

Назначаем допуски звеньев H_1 , H_2 и H_4 по 11-му качеству точности исходя из экономической точности обработки. Предельные отклонения этих звеньев выбираем с учетом допуска и вида звена (охватывающее, охватываемое или прочее). Предельные отклонения звеньев H_3 и H_5 (монтажная высота подшипников) принимаем по справочным данным. Принимаем также $A=T_0=100$ мкм, $T_{ki}=40$ мкм, $\Delta_{0ki}=0$. Тогда в соответствии с зависимостью (11) находим $\Delta_{0k} = 0$. При этом предварительное число прокладок в наборе

$$z=A_k/T_0=1/0,1=10.$$

Если прокладки, собранные в набор, изготовлены из одного листа (или цепь рассчитывается методом максимума-минимума), то погрешность компенсатора

$$T_k = zT_{ki} = 10 \cdot 40 = 400 \text{ мкм};$$

если же набор собран из прокладок, изготовленных из разных листов, то величина

$$T_k = T_{ki} \sqrt{z} = 40 \sqrt{10} \approx 130 \text{ мкм}.$$

Принимаем $T_k=130$ мкм, $\Delta_{6k}=+65$ мкм, $\Delta_{нк}=-65$ мкм.

Выбранные номинальные значения и предельные отклонения звеньев составляют: $H_1=25 \pm 0,065$; $H_2=130 \pm 0,125$; $H_3=23 \pm 0,25$; $H_4=60_{-0,19}$; $H_5=23 \pm 0,25$; $H_{6к}=1 \pm 0,065$.

Назначаем коэффициенты α_i и λ : $\alpha_1=\alpha_3=\alpha_5=\alpha_6=0$; $\alpha_2=+0,1$; $\alpha_4=-0,2$; $\lambda_3=\lambda_5=\lambda_6=0,33$; $\lambda_1=\lambda_2=\lambda_4=0,4$. Принимаем $\alpha_0=0$ и $\lambda_0=1/3 \approx 0,33$.

Определяем координату середины поля допуска замыкающего звена по зависимости (15):

$$\Delta_{0\Delta p}=(0+0,1 \cdot 250/2)+0-0-0-(-95-0,2 \cdot 190/2)-0=+126,5 \text{ мкм}.$$

Находим допуск замыкающего звена (при $P = 0,27\%$):

$$T_{0p} = 3 \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda_i^2 T_i^2} = 3 \cdot \sqrt{0,4^2 \cdot 130^2 + 0,4^2 \cdot 250^2 + 0,33^2 \cdot 500^2 + 0,4^2 \cdot 190^2 + 0,33^2 \cdot 500^2 + 0,33^2 \cdot 130^2} = 820 \text{ мкм}$$

Определяем по формуле (2) компенсацию:

$$\delta_k = 820 - 100 = 720 \text{ мкм}.$$

По формуле (13) рассчитываем число прокладок в наборе:

$$z = 720/100 + 1 = 8,2.$$

Принимаем $z=8$. Поскольку принятое число прокладок меньше предварительно назначенного ($8 < 10$), допуск T_{op} изменится и составит примерно 818 мкм. Определяем по формуле (13) поправку:

$$\vec{\Delta}' = 100 - (+126,5) - 0,5 \cdot 818 + 0 + 1000 \approx 545 \text{ мкм}.$$

Тогда

$$H_1 = (25 - 0,565) \pm 0,065 = 25_{-0,63}^{+0,50}.$$

Если изменение установленных отклонений звеньев нежелательно, то максимальное число прокладок необходимо рассчитать по формуле (11).

Для сравнения результатов определим величину z_{max} . Предварительно вычисляем по формуле (7) наибольшую суммарную толщину прокладок (компенсатора)

$$\vec{A}_{ov}' = 1,0 + 0 - (+0,1265) + 0,1 + 0,5 \cdot 0,72 = 1,334 \text{ мкм}.$$

Тогда в соответствии с зависимостью (11) величина $z_{max} = 1,334/0,1 = 13,34$. Принимаем $z_{max} = 14$. Определяем минимальное количество прокладок в наборе:

$$z_{min} = A_{on} / T_0 = (A_{ov} - \delta_k) / T_0 = (1,334 - 0,72) / 0,1 = 6,1.$$

Принимаем $z_{min} = 6$, т.е. для компенсации погрешностей изготовления используются $14 - 6 = 8$ прокладок. Таким образом, для уменьшения числа прокладок (с 14 до 8) рациональнее изменять предельные отклонения одного или нескольких составляющих звеньев.

Пример 4. Расчет компенсирующих прокладок разной толщины.

Для цепи H (рисунок Е.3.) определим число прокладок в наборе, если их толщины изменяются в геометрической прогрессии: $\Delta_1 = 0,1 \pm 0,02$; $\Delta_2 = 0,2 \pm 0,02$ и т. д.

По формуле (14) находим число прокладок для двух условий:

- отклонения размера H_1 изменились – $z_{max} = z = 8$,
- отклонения размера H_1 не изменились $z_{max} = 14$.

При $z_{max} = 8$ величина $z_0 \geq 3,32 \lg(8+1) \approx 3,2$. Принимаем $z_0 = 4$.

В этом случае толщины прокладок составляют, мм: $\Delta_1 = 0,1$; $\Delta_2 = 0,2$; $\Delta_3 = 0,4$; $\Delta_4 = 0,8$.

При $z_{max} = 14$ величина $z_0 \geq 3,32 \lg(14+1) \approx 3,9$.

Принимаем $z_0 = 4$, и, следовательно, набор прокладок тот же и в изменении отклонений размера H_1 нет необходимости.

Таблица Е.1 - Значения средних допусков составляющих звеньев при расчете размерных цепей, мкм

Допуск замыкающего звена, мм	Средний допуск составляющего звена при $m-1$													
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
0,01	4	4	3	3	3	3	3	3	2	2				
0,02	8	7	7	6	6	5	5	5	5	4	4			
0,03	12	11	10	9	9	8	8	7	7	7	7	6		
0,04	16	14	13	12	11	11	10	10	10	9	9	8	8	8
0,05	20	18	17	16	15	14	13	12	12	11	11	11	11	10
0,06	25	22	20	19	17	16	16	15	14	14	13	13	12	12
0,07	29	25	24	22	20	19	18	17	17	16	16	15	15	14
0,08	33	29	27	25	23	22	21	20	19	18	18	17	16	16
0,09	37	33	29	28	26	25	23	22	21	20	20	19	18	18
0,1	41	36	33	31	29	27	26	25	24	23	22	21	21	21
0,2	82	72	67	62	58	55	52	49	47	46	44	42	41	40
0,3	123	109	100	93	87	82	78	74	71	68	66	64	62	60
0,4	165	145	134	124	116	110	105	100	95	91	88	85	82	80
0,5	205	180	170	155	145	140	130	125	120	115	110	105	103	100
0,6	146	220	200	185	170	165	155	150	140	137	131	127	124	119
0,7	287	250	235	220	200	190	180	170	166	160	150	148	144	140
0,8	328	290	270	250	230	220	207	198	190	182	175	170	165	159
0,9	370	325	300	280	260	246	230	220	213	205	197	191	185	180
1,0	410	360	335	310	290	270	260	250	240	230	220	210	206	200
1,5	600	550	500	470	430	400	390	370	350	340	320	310	300	300
2,0	820	725	670	620	580	560	520	490	470	460	440	420	410	400

Зак. 99/17. Объем 3,25 п.л.

РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»