

Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет»
Кафедра «Технология машиностроения»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

для выполнения контрольной работы по курсу
«Технология производства и ремонта автомобилей»
для студентов специальности
I-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»
заочной формы обучения

Брест 2009

УДК 621.75.002

В методических указаниях приведены основные теоретические сведения по темам: «Восстановление коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания автомобиля ВАЗ» и «Размерный анализ сборки изделий», приведены примеры по выполнению контрольной работы на данные темы. Методические указания предназначены для студентов специальности 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей» заочной формы обучения.

Составитель: Ю. Н. Саливончик, старший преподаватель

Рецензент: П.И. Макаревич, инженер-конструктор I-й категории ЧУМП
«Компо»

Определение ремонтных размеров коленчатого вала

Конструкторско-технологическая характеристика детали.

Коленчатый вал автомобиля ВАЗ – пятиопорный кривошип, отлит из чугуна и предназначен для преобразования поступательного движения поршней двигателя во вращательное движение первичного вала коробки переключения скоростей. Поверхности шеек вала закалены токами высокой частоты на глубину 2-3 мм для увеличения износостойкости в процессе эксплуатации. В заднем конце коленчатого вала выполнено гнездо под передний подшипник первичного вала коробки переключения скоростей, по наружному диаметру которого центрируется маховик (рисунок 1).

Шатунные и коренные шейки коленчатого вала соединяются каналами, по которым подводится масло для смазки шатунных подшипников. Технологические выходы каналов закрыты колпачковыми заглушками, которые запрессованы и для надежности зачеканены в трех точках.

Для продления срока службы коленчатого вала предусмотрена возможность перешлифовки шеек коленчатого вала при износе или повреждении их поверхностей. Шлифованием диаметры шеек уменьшаются на 0,25; 0,5; 0,75 и 1,00 мм (соответственно I, II, III и IV-й ремонтные размеры).

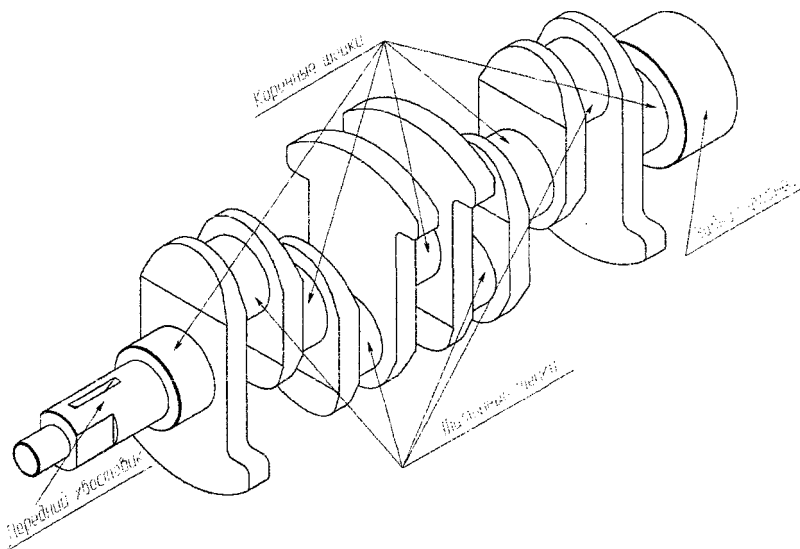


Рисунок 1 – Основные конструктивные элементы коленчатого вала двигателя автомобиля ВАЗ

Требования к точности размеров коленчатого вала: в пределах квалитетов IT 4 – IT 5 для шеек валов и квалитетов IT 6 – IT 7 для остальных конструктивных элементов. Отклонения формы и расположения поверхностей не должны выходить за пределы поля допуска 5-го квалитета. Отклонения радиуса кривошипа не должны превышать значения $\pm 0,05$ мм. Шероховатость поверхностей шеек не грубее $Ra = 0,32$ мкм. Коленчатые валы должны быть динамически сбалансированы.

Установочными базами при изготовлении и ремонте служат фаски центральных отверстий в переднем хвостовике и заднем фланце вала.

Вид и характер дефектов.

В процессе работы на коленчатый вал воздействуют силы трения, вибрация, знакопеременные нагрузки, изменения температуры работы и др. Это вызывает появление следующих дефектов:

- 1) износ шеек (изменяются как размеры, так и форма поверхностей);
- 2) нарушение качества поверхности шеек (задиры, риски, коррозия);
- 3) механические повреждения (трещины, срыв резьбы, замятие шпоночных канавок);
- 4) износ поверхностей, воспринимающих усилие в осевом направлении (проточки под упорные полукольца);
- 5) износ посадочных поверхностей под маховик, шкивы, подшипник первичного вала коробки передач;
- 6) нарушение качества (износ) поверхностей под сальниковые уплотнения;
- 7) отклонение расположения шеек: изгиб и (или) скручивание коленчатого вала.

Способы выявления дефектов.

Износ шеек и посадочных поверхностей вала контролируется с помощью микрометров с ценой деления 0,001 и 0,01 мм. Поскольку износ шеек коленчатого вала неравномерный, то их диаметр необходимо контролировать в двух взаимно перпендикулярных продольных сечениях и в двух поперечных сечениях (см. рисунок 2).

Нарушение качества поверхности шеек, посадочных поверхностей и механических повреждений вала осуществляется визуально, с помощью лупы.

Скрытые дефекты (трещины) определяются при помощи люминесцентных, магнитных или ультразвуковых дефектоскопов. При обнаружении на коленчатом валу трещин необходимо заменить его новым, т.к. установка такого вала в двигатель недопустима.

Проверка биения поверхностей вала осуществляется в призмах индикатором часового типа, при этом определяется:

- биение коренных шеек (максимально допустимое значение - 0,03 мм);
- биение посадочных поверхностей под звездочку и подшипник первичного вала коробки передач (максимально допустимое - 0,04 мм);
- смещение осей шатунных шеек от плоскости, проходящей через оси шатунных и коренных шеек (максимально допустимое - $\pm 0,35$ мм);
- неперпендикулярность по отношению к оси коленчатого вала торцевой поверхности фланца. При проворачивании вала индикатор, установленный сбоку на расстоянии 34 мм от оси вала, не должен показывать биения более 0,025 мм.

Радиусы кривошипов определяются с помощью штангенрейсмаса при установке вала в центрах.

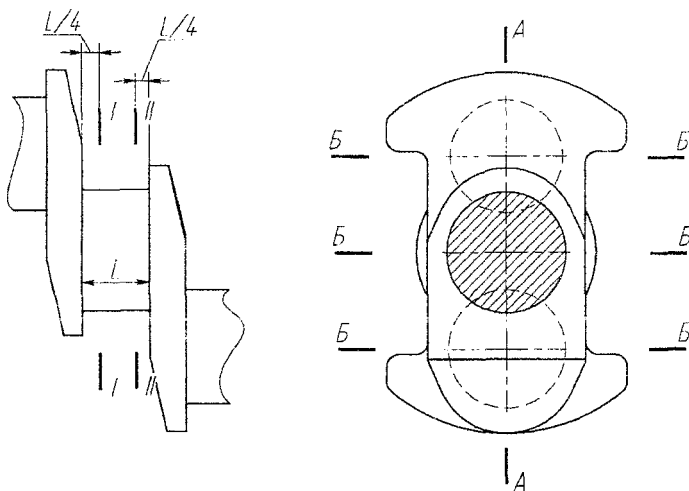


Рисунок 2 - Схема измерения диаметров шеек коленчатых валов

Определение ремонтных размеров.

При способе восстановления путем пригонки под ремонтный размер одну из изношенных деталей сопряжения (коленчатый вал) подвергают механической обработке, придавая ей заданный ремонтный размер и устраняя при этом искажения геометрической формы, дефекты поверхности (риски, задиры), обеспечивая необходимую шероховатость. Другую деталь сопряжения (вкладыш подшипника скольжения) заменяют новой, необходимого ремонтного размера. Ремонтный размер шейки вала определяют по следующей формуле:

$$D_p = D_n - 2 \cdot U - Z_{\min} \quad (1)$$

где D_n — номинальный диаметр новой шейки вала, мм;

U — величина максимального износа на сторону, мм;

Z_{\min} — минимальный припуск на обработку (на диаметр), мм.

Однако на практике детали изнашиваются неравномерно, поэтому определить их максимальный износ на сторону без специального приспособления или инструмента невозможно. Для определения износа на сторону коренных шеек коленчатого вала потребовалось бы использовать приспособление с центрами, а для шатунных шеек — с центросместителями.

Поэтому при контроле износа коленчатого вала определяют максимальный износ на диаметр U_{\max} . Для этого универсальным измерительным инструментом (для шеек коленчатого вала — микрометром) измеряют диаметр в максимально изношенных местах (D_{\min}), а затем, зная их номинальное значение, вычисляют износ U_{\max} :

$$U_{\max} = D_n - D_{\min} \quad (2)$$

где D_n , D_{\min} — номинальный и минимальный диаметр измеряемой шейки вала соответственно, мм

Соотношение износа на сторону U и максимального износа на диаметр U_{max} можно выразить через коэффициент неравномерности износа:

$$\beta = \frac{U}{U_{max}} \quad (3)$$

При равномерном износе $U=0,5U_{max}$, тогда $\beta=0,5$; при одностороннем износе $U=U_{max}$, а $\beta=1$. Таким образом, $\beta=0,5 \dots 1,0$. Для шеек коленчатого вала величина неравномерности износа принимается $\beta=0,6$. С учетом соотношения (3) формула (1) принимает вид:

$$D_p = D_n - 2 \cdot U_{max} \cdot \beta - Z_{min} \quad (4)$$

Определенный таким образом ремонтный размер округляют до ближайшего меньшего (т.е. в сторону увеличения припуска) стандартного ремонтного размера. Если для разных шеек коленчатого вала по расчетам получаются различные ремонтные размеры, то необходимо принять единый размер по наименьшему из них для одноименных шеек вала.

Наряду с определением ремонтного размера шеек вала рассчитывается величина овальности (погрешность формы в поперечном сечении) и конусности (погрешность формы в продольном сечении) по следующим формулам:

$$\Delta_{ов} = |D_{А-А} - D_{Б-Б}|, \quad (5)$$

$$\Delta_{кон} = |D_{Г-Г} - D_{Д-Д}|, \quad (6)$$

где $D_{А-А}$, $D_{Б-Б}$, $D_{Г-Г}$, $D_{Д-Д}$ — диаметры шеек вала в соответствующих сечениях, мм.

В случае попадания всех определенных величин (диаметры, овальность и конусность шеек) в поле допустимых значений от перешлифовки отказываются и принимают коленчатый вал в сборку двигателя внутреннего сгорания. Если же расчетный ремонтный размер окажется меньше допустимых значений последнего ремонтного размера, то такой вал выбраковывается и утилизируется.

Восстановление размеров шеек коленчатых валов.

Коренные и шатунные шейки шлифуют на круглошлифовальном станке, уменьшая диаметр на 0,25 мм так, чтобы получить в зависимости от степени износа, диаметры, соответствующие значениям, приведенным в приложении А, а радиусы галтелей шеек должны находиться в следующих пределах: для коренных шеек — 2,8-3 мм; для шатунных шеек — 2,7-3 мм.

После шлифования и последующей доводки шеек коленчатый вал промывается для удаления остатков абразива. Каналы для смазки с удаленными заглушками несколько раз промываются бензином под давлением. На первой щеке коленчатого вала маркируется величина уменьшения коренных и шатунных шеек (например, А 0,25; Ш 0,5).

Овальность и конусность коренных и шатунных шеек после шлифования должны быть не боле 0,007 мм.

Пример 1

Измеренные диаметры коренной шейки коленчатого вала:

сечение I-A – 50,562 мм

сечение II-A – 50,554 мм

сечение I-B – 50,528 мм

сечение II-B – 50,544 мм

Измеренные диаметры шатунной шейки коленчатого вала:

сечение I-A – 47,326 мм

сечение II-A – 47,330 мм

сечение I-B – 47,334 мм

сечение II-B – 47,342 мм

Решение:

Величина максимального износа шеек (формула 2) составляет:

$$\text{коренная шейка } U_{\max} = 50,775 - 50,528 = 0,247 \text{ мм}$$

$$\text{шатунная шейка } U_{\max} = 47,814 - 47,326 = 0,488 \text{ мм}$$

Овальность (формула 5) и конусность (формула 6) шеек:

$$\text{коренная шейка } \Delta_{\text{ов}}^I = |50,562 - 50,528| = 0,034 \text{ мм}$$

$$\Delta_{\text{ов}}^{II} = |50,554 - 50,544| = 0,010 \text{ мм}$$

$$\Delta_{\text{кон}}^A = |50,562 - 50,554| = 0,008 \text{ мм}$$

$$\Delta_{\text{кон}}^B = |50,528 - 50,544| = 0,016 \text{ мм}$$

$$\text{шатунная шейка } \Delta_{\text{ов}}^I = |47,326 - 47,334| = 0,008 \text{ мм}$$

$$\Delta_{\text{ов}}^{II} = |47,330 - 47,342| = 0,012 \text{ мм}$$

$$\Delta_{\text{кон}}^A = |47,326 - 47,330| = 0,004 \text{ мм}$$

$$\Delta_{\text{кон}}^B = |47,334 - 47,342| = 0,008 \text{ мм}$$

Так как полученные значения максимального износа шеек превышают допустимые величины (для коренной шейки – 0,013 мм, для шатунной – 0,011 мм), а также некоторые значения погрешностей формы больше 0,007 мм, делаем вывод о том, что данный вал нуждается в перешлифовке шеек. Следовательно, определяем расчетный ремонтный размер шеек вала (формула 4):

$$\text{коренная шейка } D_p = 50,775 - 2 \cdot 0,247 \cdot 0,6 - 0,05 = 50,4286 \text{ мм}$$

$$\text{шатунная шейка } D_p = 47,814 - 2 \cdot 0,488 \cdot 0,6 - 0,05 = 47,1784 \text{ мм}$$

Согласно приложению А для коренной шейки принимаем II-й ремонтный размер (50,275_{-0,013} мм), а для шатунной – III-й (47,064_{-0,011} мм).

Те же расчеты производятся для остальных шеек вала, и делается общий вывод о ремонтнопригодности исследуемого объекта, а также назначаются, если это возможно, ремонтные размеры отдельно для шатунных и коренных шеек по минимальному значению расчетной величины.

Достижение заданной точности при сборке и расчет размерных цепей

Теоретические положения

При проектировании технологических процессов изготовления какого-либо изделия возникают задачи расчета операционных допусков и размеров, а также припусков на обработку заготовок. В случаях невозможности совмещения технологических, конструкторских и измерительных баз, а также необходимо-

сти смены баз технолог вынужден устанавливать операционные размеры и производить перерасчет допусков, обычно сопровождающийся их ужесточением. Все эти задачи решаются на основе расчета соответствующих размерных цепей.

Взаимное расположение деталей сборочных соединений или расположение сборочных элементов изделий, а также отдельных поверхностей деталей определяется линейными и угловыми размерами, устанавливающими расстояния между соответствующими поверхностями или осями отдельных деталей или сборочных элементов и образующими замкнутые размерные цепи.

Размерной цепью называется совокупность размеров, расположенных по замкнутому контуру, определяющих взаимное расположение поверхностей или осей поверхностей одной детали или нескольких деталей сборочного соединения.

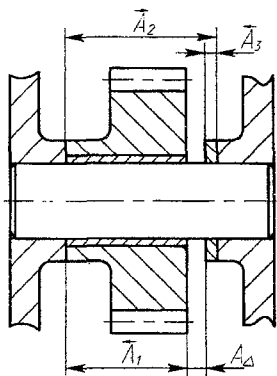


Рисунок 3 - Конструкторская размерная цепь, определяющая зазор A_4

Необходимо отметить и то, что размерную цепь образует замкнутый контур не любых размеров, а только тех, которые непосредственно участвуют в решении поставленной задачи. Например, если поставлена задача обеспечить зазор между зубчатым колесом и торцом дистанционного кольца, то только размеры, нанесенные на чертеж (рисунок 3), участвуют в обеспечении необходимого зазора и никакие другие (например, ширина корпусной детали).

Размерные цепи принято обозначать прописными буквами русского алфавита (A, B, B, \dots), если образованы линейными размерами, и строчными буквами греческого алфавита $\beta, \gamma, \epsilon, \dots$ (кроме букв $\alpha, \delta, \lambda, \xi, \omega$), если их составляют угловые размеры.

Размеры, образующие размерную цепь, называют звеньями размерной цепи. Так, все размеры, образующие размерную цепь A на рисунке 3, являются ее звеньями. Для обозначения звеньев размерных цепей используют те же буквы, что и для обозначения самих размерных цепей, с добавлением соответствующих индексов.

В любой размерной цепи одно из звеньев является замыкающим, все остальные – составляющие звено. Замыкающим или исходным называют звено размерной цепи, являющееся исходным при постановке задачи или получающееся последним в результате ее решения.

В замыкающем звене заключен смысл решаемой задачи независимо от того, является ли задача прямой или обратной. Задача – обеспечить зазор между зубчатым колесом и торцом кольца (рисунок 3). В данном случае зазор будет являться замыкающим звеном, так как именно он интересует инженера. В процессе проектирования или при разработке технологического процесса изготовления механизма все действия по обеспечению зазора будут исходить от его за-

данного значения. Однако свойства зазора как замыкающего звена сохраняются и тогда, когда он будет получен последним в размерной цепи в результате сборки механизма.

В обозначении замыкающее звено отличается от составляющих индексом A . Составляющим звеном называют звено размерной цепи, функционально связанное с замыкающим звеном. Обозначается составляющее звено той же буквой, что и сама размерная цепь, с индексом, соответствующим порядковому номеру составляющего звена.

С точки зрения влияния на значение замыкающего звена, составляющие звенья подразделяются на увеличивающие и уменьшающие. Увеличивающим называют составляющее звено размерной цепи, с увеличением которого и неизменными значениями остальных замыкающее звено увеличивается (звено A_2 на рисунке 3). Уменьшающим называют составляющее звено размерной цепи, с увеличением которого и неизменными значениями остальных замыкающее звено уменьшается (звенья A_1 и A_3).

Обозначают увеличивающее звено стрелкой над буквой, обозначающей звено, направленной вправо, уменьшающее звено – стрелкой, направленной влево.

В зависимости от расположения размеров размерные цепи подразделяются на: линейные размерные цепи, состоящие из взаимно параллельных линейных размеров; угловые размерные цепи, звеньями которых являются угловые размеры; плоские размерные цепи, звенья которых расположены в одной или нескольких параллельных плоскостях; пространственные размерные цепи, звенья которых находятся в непараллельных плоскостях.

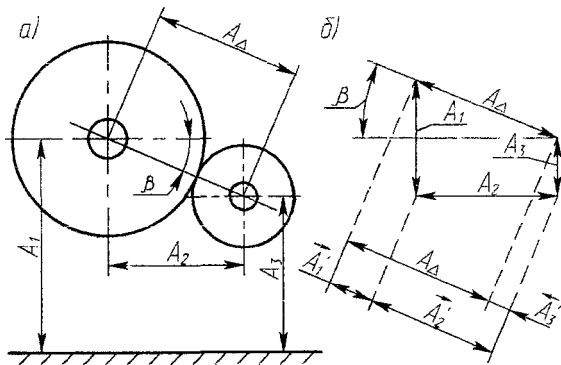


Рисунок 4 - Приведение плоской размерной цепи к линейной

На рисунке 4 показано, что плоская размерная цепь (рисунок 4, а), часть звеньев которой расположены под некоторым углом β к остальным звеньям, может быть приведена к обычной линейной размерной цепи с параллельными звеньями (рисунок 4, б). В этом случае степень влияния размеров и погрешностей составляющих звеньев на размер и погрешность замыкающего звена меньше, чем в линейных размерных цепях с параллельными звеньями, так как в расчет размерной цепи при этом включаются не сами размеры и погрешности

составляющих звеньев A_1, A_2, A_3 , а их проекции на направление замыкающего звена, т.е.:

$$A_1 = A_1 \cdot \sin \beta \quad (7)$$

$$A_2 = A_2 \cdot \cos \beta \quad (8)$$

$$A_3 = A_3 \cdot \sin \beta \quad (9)$$

Коэффициент, характеризующий степень влияния размера и отклонения составляющего звена на размер, а также отклонение замыкающего звена, называется передаточным отношением ξ . Для цепей с непараллельными звеньями передаточные отношения изменяются в пределах: $0 \leq \xi \leq 1$ — для увеличивающих составляющих звеньев; $-1 \leq \xi \leq 0$ — для уменьшающих составляющих звеньев.

Для плоских линейных цепей с параллельными звеньями передаточные отношения равны: $\xi = +1$ для увеличивающих и $\xi = -1$ для уменьшающих составляющих звеньев.

В зависимости от характера решаемых задач размерные цепи подразделяют на конструкторские, технологические и измерительные.

Конструкторской называют размерную цепь, определяющую расстояние или относительный поворот поверхностей или осей поверхностей в изделии (рисунок 3).

Технологической называют размерную цепь, обеспечивающую требуемое расстояние или относительный поворот поверхностей изделия в процессе его изготовления.

Технологические размерные цепи могут отображать связи между операциями (переходами) технологического процесса в получении того или иного размера, образовании размера или выполнении операции (перехода) или роль отдельных этапов операции в обеспечении точности выдерживаемого размера. Примером таких цепей могут быть те связи, которые возникают между операциями технологического процесса обработки детали при получении размера K (рисунок 5).

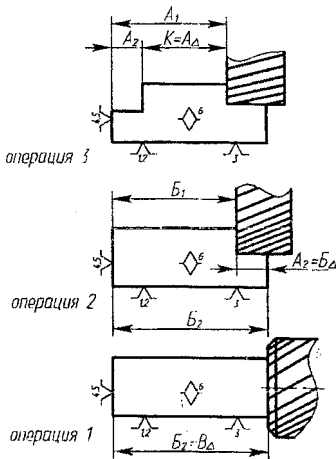


Рисунок 5 – Технологические размерные цепи

Измерительной называют цепь, с помощью которой познается значение измеряемого размера, расстояния, относительного поворота поверхностей или их осей изготавливаемого или изготовленного изделия (рисунок 6).

Расчету размерных цепей предшествует их выявление по сборочным и детальным чертежам и операционным эскизам технологических процессов механической обработки и сборки.

В соответствии с ГОСТ 16320—80 в зависимости от решаемой задачи изображаются схемы изделия технологической системы (обрабатываемая заго-

товка – приспособление – станок – инструмент), технологического процесса или измерения, на которых наносится размерная цепь или размерные цепи. При этом допускается для каждой размерной цепи изображать отдельную схему.

Исходя из поставленной задачи, определяется замыкающее звено размерной цепи. Обычно замыкающим звеном является расстояние между поверхностями (их осями) или их относительный поворот, которые требуется обеспечить при конструировании изделия, достичь в процессе его изготовления или определить измерением. В технологических размерных цепях в качестве замыкающего звена часто принимается припуск на обработку заготовки.

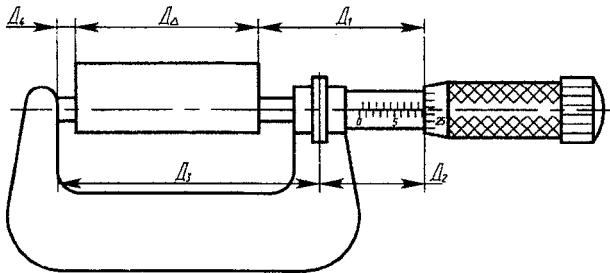


Рисунок 6 Измерительная размерная цепь

Построение схемы размерной цепи начинается от одной из поверхностей (осей), ограничивающих замыкающее звено; при этом устанавливаются составляющие звенья размерной цепи, непосредственно участвующие в решении поставленной задачи, и доходят до второй поверхности (оси), ограничивающей замыкающее звено.

В общем случае целью расчета размерных цепей является решение одной из двух нижеследующих задач:

1. Прямая задача (проектная). По заданным параметрам замыкающего звена определяются параметры составляющих звеньев. Практически при этом по известным предельным отклонениям и допуску замыкающего звена, называемому в этом случае исходным, рассчитываются допуски и предельные отклонения размеров составляющих звеньев.

2. Обратная задача (проверочная). По известным параметрам составляющих звеньев определяются параметры замыкающего звена. Практически при этом по известным номинальным размерам и их предельным отклонениям, допускам и характеристикам рассеяния размеров составляющих звеньев рассчитываются: номинальный размер замыкающего звена, его допуск или поле рассеяния и предельные отклонения.

В процессе решения обратной задачи определяются также величина, допуск и предельные отклонения размера одного из составляющих звеньев по известным характеристикам других составляющих и замыкающего (исходного) звеньев, а также некоторые другие технологические задачи.

В зависимости от поставленной задачи и производственных условий, технологические размерные цепи рассчитываются следующими способами: на

максимум и минимум; вероятностным методом; методом групповой взаимозаменяемости (при селективной сборке); с учетом регулирования размеров при сборке; с учетом пригонки размеров отдельных деталей при сборке. Выбор конкретного способа расчета в первую очередь зависит от принятого в его основу метода достижения требуемой точности изделия по принципам полной или неполной взаимозаменяемости.

Метод полной и неполной взаимозаменяемости.

Метод полной взаимозаменяемости обеспечивает достижение требуемой точности замыкающего звена размерной цепи путем включения в нее составляющих звеньев без выбора, подбора или изменения их значений. При этом любая деталь, изготовленная по принципу полной взаимозаменяемости, может быть использована при сборке без всяких подгонки или подбора при сохранении требуемых эксплуатационных свойств изделия.

Сборка изделий при использовании метода полной взаимозаменяемости сводится к механическому соединению взаимозаменяемых деталей. При этом у 100 % собираемых объектов автоматически обеспечивается требуемая точность замыкающих звеньев размерных цепей.

Широкое использование метода полной взаимозаменяемости в жизни объясняется следующими его преимуществами:

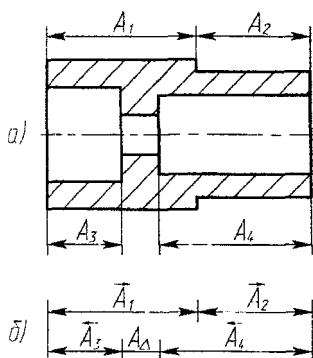


Рисунок 7 Построение размерной цепи

- относительная простота достижения требуемой точности замыкающего звена, так как формирование размерной цепи сводится практически к простому соединению ее составляющих звеньев;

- возможность широкого кооперирования различных цехов и заводов при изготовлении отдельных деталей или сборочных единиц машин;

- возможность выполнения технологических процессов изготовления деталей и особенно сборки машин рабочими невысокой квалификации;

- простота нормирования технологических процессов во времени.

При работе по принципу полной взаимозаменяемости производится расчет размерных цепей на максимум и минимум, учитывающий только предельные отклонения звеньев и самые неблагоприятные их сочетания. Расчет на максимум и минимум начинается с построения размерной цепи (рисунок 7б), определяющей размерные связи рассматриваемого сборочного соединения или торцовых поверхностей детали (рисунок 7а).

При решении обратной задачи используется уравнение размерной цепи, выражающее зависимость номинального размера замыкающего звена A_Δ от номинальных размеров составляющих звеньев в виде:

$$A_\Delta = (A_1 + A_2 + \dots + A_n) - (A_{n+1} + A_{n+2} + \dots + A_{m-1}), \quad (10)$$

где m – общее количество звеньев цепи, включая и замыкающее;
 n – количество увеличивающих звеньев цепи.

Предыдущее равенство в общем виде можно записать следующим образом:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \overline{A_i} - \sum_{i=1}^{m-1} \underline{A_i} \quad \text{или} \quad A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_{A_i} \cdot \overline{A_i}, \quad (11)$$

где $\overline{A_i}$ – увеличивающее звено размерной цепи;

$\underline{A_i}$ – уменьшающее звено размерной цепи;

ξ_{A_i} – передаточное отношение i -го составляющего звена; для плоских размерных цепей с параллельными звеньями равно 1 для увеличивающих составляющих звеньев и равно -1 для уменьшающих составляющих звеньев.

Разность наибольшего и наименьшего предельных размеров замыкающего звена определяет величину его допуска TA_{Δ} , который выражается в виде:

$$TA_{\Delta} = A_{\Delta}^{\max} - A_{\Delta}^{\min} = (A_1^{\max} - A_1^{\min}) + (A_2^{\max} - A_2^{\min}) + \dots + (A_n^{\max} - A_n^{\min}) + (A_{n+1}^{\max} - A_{n+1}^{\min}) + \dots + (A_{m-1}^{\max} - A_{m-1}^{\min}) \quad (12)$$

При замене слагаемых в скобках соответствующими допусками получаем:

$$TA_{\Delta} = TA_1 + TA_2 + \dots + TA_{m-1} \quad \text{или} \quad TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i \quad (13)$$

Исходя из вышесказанного, также необходимо отметить, что при проверочном расчете размерной цепи (решение обратной задачи), наряду с проверкой условия равенства номинальных размеров (формула 11), требуется проверить, вытекающее из равенства 13, необходимое условие применения метода полной взаимозаменяемости для имеющихся предельных отклонений звеньев размерной цепи, выражающееся следующим неравенством:

$$TA_{\Delta} \geq \sum_{i=1}^{m-1} TA_i \quad (14)$$

Верхнее предельное отклонение замыкающего звена ESA_{Δ} и нижнее предельное отклонение EIA_{Δ} линейной размерной цепи могут быть определены по формулам, приведенным ниже:

$$ESA_{\Delta} = \sum_{i=1}^n ES \overline{A_i} - \sum_{i=1}^{m-1} EI \underline{A_i} \quad (15)$$

$$EIA_{\Delta} = \sum_{i=1}^n EI \underline{A_i} - \sum_{i=1}^{m-1} ES \overline{A_i} \quad (16)$$

Таким образом, верхнее предельное отклонение замыкающего звена ESA_{Δ} равняется разности суммы верхних отклонений увеличивающих звеньев и суммы нижних отклонений уменьшающих звеньев.

Нижнее предельное отклонение замыкающего звена размерной цепи EIA_{Δ} равняется разности суммы нижних отклонений увеличивающих звеньев и суммы верхних отклонений уменьшающих звеньев.

Предельные отклонения ESA_{Δ} и EIA_{Δ} размера замыкающего звена могут быть определены и по значениям координаты середины поля допуска EcA_{Δ} . Координатой середины поля допуска i -го звена EcA_i называется расстояние от середины поля допуска размера этого звена до его номинального значения и определяется по следующей формуле:

$$EcA_i = \frac{ESA_i + EIA_i}{2} \quad (17)$$

Предельные отклонения составляющих звеньев цепи определяем:

$$ESA_i = EcA_i + \frac{TA_i}{2} \quad (18)$$

$$EIA_i = EcA_i - \frac{TA_i}{2} \quad (19)$$

Аналогично определяются предельные отклонения для замыкающего звена размерной цепи:

$$ESA_{\Delta} = EcA_{\Delta} + \frac{TA_{\Delta}}{2} \quad (20)$$

$$EIA_{\Delta} = EcA_{\Delta} - \frac{TA_{\Delta}}{2} \quad (21)$$

Координата середины поля допуска EcA_{Δ} размера замыкающего звена линейной размерной цепи определяется формулой:

$$EcA_{\Delta} = \sum_{i=1}^n EcA_i - \sum_{i=1}^{m-1} EcA_i \quad \text{или} \quad EcA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \cdot EcA_i \quad (22)$$

Необходимо отметить и то, что условие 22 также является необходимым для осуществления метода полной и неполной взаимозаменяемости.

Вероятностный метод расчета учитывает рассеяние размеров и вероятность различных сочетаний отклонений составляющих звеньев размерной цепи.

Теоретическую основу для установления связи между полем допуска замыкающего звена и полями допусков составляющих звеньев размерной цепи дают положения теории вероятностей, касающиеся функции случайных аргументов. Согласно этим положениям

$$TA_{\Delta} = t_{\lambda} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \cdot \lambda_i^2 \cdot TA_i^2}, \quad (23)$$

где t_{λ} - коэффициент риска, характеризующий процент выхода значений замыкающего звена (его отклонений) за пределы установленного на него допуска;

λ_i - коэффициент, характеризующий выбираемый теоретический закон рассеяния значений i -го составляющего звена (его отклонений).

Метод полной взаимозаменяемости, учитывающий возможность сочетаний крайних отклонений составляющих звеньев, часто приводит к неэкономичным допускам. Считается, что экономически оправданной областью использования метода полной взаимозаменяемости являются малозвенные размерные цепи и размерные цепи с относительно широким полем допуска замыкающего звена.

Очень малая вероятность сочетания в размерной цепи крайних отклонений составляющих звеньев приводит порой к отрицанию права метода полной взаи-

мозаменяемости на существование. Такие категоричные утверждения не только неверны, но и опасны, так как существуют области, для которых единственно приемлемым является метод полной (абсолютной) взаимозаменяемости. К числу таковых, например, относят стрелковое оружие, в котором отклонения диаметральных размеров канала ствола и пули во избежание отказов допустимы в пределах, установленных только по методу полной взаимозаменяемости.

Тем не менее в расчетах размерных цепей следует всегда стремиться к выбору метода достижения требуемой точности замыкающего звена, дающего экономическое решение задачи в соответствующих производственных условиях.

Сущность метода неполной взаимозаменяемости заключается в том, что требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается с некоторым, заранее обусловленным риском получения брака путем включения в нее составляющих звеньев без выбора, подбора или изменения их значений.

Преднамеренный риск выхода значений замыкающего звена за пределы допуска, определяемого условиями задачи, обычно незначителен. Однако этот риск предоставляет возможность расширить допуски составляющих звеньев в сравнении с их значениями, установленными при достижении точности замыкающего звена методом полной взаимозаменяемости. Эта возможность создается малой вероятностью возникновения крайних отклонений составляющих звеньев и сочетаний таких отклонений при формировании значений замыкающего звена.

Таким образом, метод неполной взаимозаменяемости не гарантирует получения 100% изделий с отклонениями замыкающего звена в пределах заданного допуска. Однако дополнительные затраты труда и средств на исправление небольшого числа изделий, размеры которых вышли за пределы допуска, в большинстве случаев малы по сравнению с экономией труда и средств, получаемых при изготовлении изделия, размеры которого имеют более широкие допуски. При сборке изделий дополнительные затраты труда и средств вызываются разборкой изделий с отклонениями замыкающего звена, выходящими за пределы поля допуска, и возвращением их деталей в тары в расчете на то, что в сочетании с другими деталями эти детали окажутся пригодными для других экземпляров собираемых изделий.

Экономический эффект, получаемый от использования метода неполной взаимозаменяемости вместо метода полной взаимозаменяемости, возрастает по мере повышения точности замыкающего звена и увеличения числа составляющих звеньев в размерной цепи.

При расчете полей допусков по методу неполной взаимозаменяемости используют формулу 23, в которой учтены вероятностные явления, сопровождающие процесс изготовления машины. При проверочном расчете вышеуказанная формула трансформируется в необходимое условие осуществления метода неполной взаимозаменяемости путем замены знака равенства на знак \geq (больше либо равно), т.е.:

$$TA_s \geq t_A \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} \xi_i^2 \cdot \lambda_i^2 \cdot TA_i^2}, \quad (24)$$

Значение коэффициента t_A выбирают из таблиц значений функции $\Phi(t)$

Лапласа в зависимости от принятого риска P в %. При нормальном законе распределения и равновероятном их выходе за обе границы поля допуска

$$P = 100 \cdot [1 - 2\Phi(t)] \quad (25)$$

Некоторые значения коэффициента t_{λ} приведены в приложении Б. Значение коэффициента λ можно назначать, а можно выбирать. Если бы производителям был дан метод управления законом распределения отклонений составляющих звеньев, что, в принципе, вполне возможно, то значения λ не выбирали, а назначали, как это делают с допусками. Пока же значения λ приходится выбирать с учетом возможных условий, в которых будут осуществляться технологические процессы.

Практика показывает, что наиболее распространенными законами, которым подчинено рассеяние отклонений, являются нормальный закон (закон Гаусса), где $\lambda^2 = 1/6$, закон треугольника (закон Симпсона), где $\lambda^2 = 1/6$, закон равной вероятности, где $\lambda^2 = 1/3$.

Координаты середин полей допусков рассчитывают по формуле 22 так же, как и при методе полной взаимозаменяемости.

Правильность установленных допусков может быть проверена сопоставлением предельных отклонений замыкающего звена с заданными его значениями:

$$EIA_{\lambda} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \cdot EcA_i - t_{\lambda} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \cdot \lambda_i^2 \cdot (0,5TA_i)^2} \quad (26)$$

$$ESA_{\lambda} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \cdot EcA_i + t_{\lambda} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \cdot \lambda_i^2 \cdot (0,5TA_i)^2} \quad (27)$$

Пример 2

На основе размерного анализа установить возможность достижения заданной точности сборки механизма (рисунок 8), осевой зазор которого, обусловленный служебным назначением изделия, должен быть в пределах от 0 до 0,25 мм, методом полной или неполной взаимозаменяемости. Номинальные значения и допуски составляющих звеньев согласно заданию соответственно равны:

$$A_1 = 535_{+0,175}^{0,175} \text{ мм};$$

$$A_2 = 90_{-0,054}^{0,054} \text{ мм};$$

$$A_3 = 110_{-0,087}^{0,087} \text{ мм};$$

$$A_4 = 250_{-0,115}^{0,115} \text{ мм};$$

$$A_5 = 85_{+0,047}^{0,134} \text{ мм}.$$

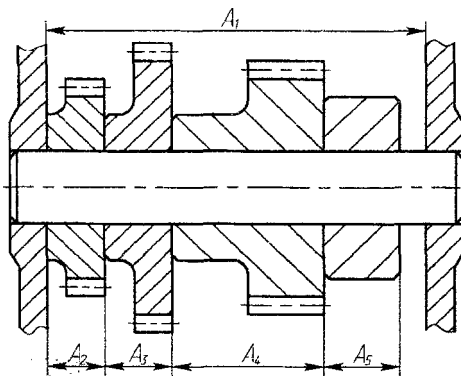


Рисунок 8 Проверяемая сборочная единица

Решение:

Для того чтобы определить возможность осуществления сборки, представленной на рисунке 8 сборочной единицы, по методу полной или неполной взаимозаменяемости строим размерную цепь линейных размеров изделия и определяем каждый из них в соответствующую группу звеньев цепи.

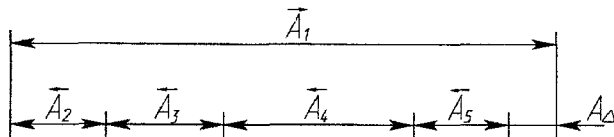


Рисунок 9 – Размерная цепь сборочной единицы

Из рисунка 9 имеем то, что замыкающим звеном размерной цепи является размер выдерживаемого в сборочной единице зазора; увеличивающим составляющим звеном цепи является размер A_1 , а уменьшающими составляющими звеньями – размеры A_2 , A_3 , A_4 и A_5 .

По следующей формуле определим величину поля допуска звеньев цепи:

$$T_{A_i} = E S_{A_i} - E I_{A_i} \quad (28)$$

$$T_{A_1} = 0,175 - 0 = 0,175 \text{ мм}; \quad T_{A_2} = 0 - (-0,054) = 0,054 \text{ мм}; \quad T_{A_3} = 0 - (-0,087) = 0,087 \text{ мм};$$

$$T_{A_4} = 0 - (-0,115) = 0,115 \text{ мм}; \quad T_{A_5} = 0,134 - 0,047 = 0,087 \text{ мм}; \quad T_{A_6} = 0,25 - 0 = 0,25 \text{ мм}.$$

По формуле 17 определяем координаты середины полей допусков составляющих звеньев:

$$E c_{A_1} = \frac{0,175 + 0}{2} = 0,0875 \text{ мм}; \quad E c_{A_2} = \frac{0 + (-0,054)}{2} = -0,027 \text{ мм};$$

$$E c_{A_3} = \frac{0 + (-0,087)}{2} = -0,0435 \text{ мм}; \quad E c_{A_4} = \frac{0 + (-0,115)}{2} = -0,0575 \text{ мм};$$

$$E c_{A_5} = \frac{0,134 + 0,047}{2} = 0,0905 \text{ мм}; \quad E c_{A_6} = \frac{0,25 + 0}{2} = 0,125 \text{ мм}.$$

Нетрудно видеть, что замыкающим звеном размерной цепи является выдерживаемый при сборке изделия размер зазора A_6 , а размеры A_1 , A_2 , A_3 , A_4 , A_5 – составляющие звенья. При чем размер A_1 – увеличивающий, а размеры A_2 , A_3 , A_4 , A_5 – уменьшающие звенья размерной цепи.

Так как метод полной взаимозаменяемости более предпочтителен, проверяем возможность его осуществления при заданных условиях задачи:

- 1) проверяем условие сходимости номинальных размеров по уравнению 11

$$A_6 = 0 \text{ мм}$$

$$\sum_{i=1}^{m-1} E_{A_i} \cdot A_i = 535 - 90 - 110 - 250 - 85 = 0 \text{ мм}$$

$$0 \text{ мм} = 0 \text{ мм}$$

Условие выполняется, следовательно осуществляем проверку далее;

- 2) проверяем условие 14 о не превышении суммы полей допусков составляющих звеньев поля допуска замыкающего звена

$$T_{A_6} = 0,250 \text{ мм}$$

$$\sum_{i=1}^{m-1} T_{A_i} = 0,175 + 0,054 + 0,087 + 0,115 + 0,087 = 0,518 \text{ мм}$$

Так как $0,250 \text{ мм} < 0,518 \text{ мм}$, то полная взаимозаменяемость невыполнима при заданных величинах полей допусков составляющих звеньев. Чтобы обеспечить полную взаимоза-

меняемость, необходимо уменьшить сумму полей допусков составляющих звеньев более чем в два раза, что автоматически приведет к увеличению себестоимости обработки деталей и времени их изготовления.

Следовательно, проверим возможность сборки изделия по методу неполной взаимозаменяемости. Воспользуемся вероятностным методом. При помощи уравнения 23 определяем риск появления бракованных изделий в процентном отношении. Но так как приложение Б содержит неполный список коэффициентов риска, воспользуемся неравенством 24 и определим минимальное значение риска, при котором это условие будет выполняться.

Принимаем риск получения брака $P = 0,2\%$; тогда коэффициент $t_{\beta} = 3,12$. Полагая, что детали обрабатываются на настроенных станках и распределение размеров подчиняется закону Гаусса, принимаем $\lambda_i^2 = 1/9$. Тогда допуск замыкающего звена должен быть больше или равен следующей величине:

$$3,12 \sqrt{1/9 \cdot (0,175^2 + 0,054^2 + 0,087^2 + 0,115^2 + 0,087^2)} = 0,259 \text{ мм} \quad 0,250 < 0,259$$

условие не выполняется, следовательно ведем расчет далее

Риск получения брака $P = 0,27\%$ - коэффициент $t_{\beta} = 3,0$

$$3,0 \sqrt{1/9 \cdot (0,175^2 + 0,054^2 + 0,087^2 + 0,115^2 + 0,087^2)} = 0,249 \text{ мм} \quad 0,250 > 0,249$$

условие выполняется.

Далее определяем положение середины полей допусков составляющих звеньев по отношению к середине поля допуска замыкающего звена при помощи выражения 22:

$$E c A_i = 0,125 \text{ мм}$$

$$\sum_{i=1}^{m-1} \xi \cdot E c A_i = 0,0875 + (-1) \cdot (-0,027) + (-1) \cdot (-0,0435) + (-1) \cdot (-0,0575) + (-1) \cdot 0,0905 = 0,125 \text{ мм}$$

$$0,125 \text{ мм} = 0,125 \text{ мм}$$

условие выполняется

Делаем вывод о том, что при заданных условиях задачи сборка данной единицы осуществима по методу неполной взаимозаменяемости с риском получения брака в $0,27\%$.

Метод групповой взаимозаменяемости.

Сущность метода заключается в том, что требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается путем включения в размерную цепь составляющих звеньев, принадлежащих к одной из групп, на которые они предварительно рассортированы.

При применении метода групповой взаимозаменяемости поле допуска T_{A_d} замыкающего звена, заданное условиями задачи, увеличивается в целое число n раз. Расширенное поле допуска, часто называемое производственным допуском, используют для ограничения отклонений составляющих звеньев размерной цепи и рассчитывают по формуле:

$$T_{A_d} \cdot n = n \cdot T_{A_i} \quad (29)$$

Детали, изготовленные по более широким допускам, в сравнении с методами полной или неполной взаимозаменяемости, сортируют на n групп. Изделия собирают из деталей, принадлежащих к соответственным группам, что обеспечивает точность изделий в пределах заданного поля допуска T_{A_d} и взаимозаменяемость деталей в границах каждой группы.

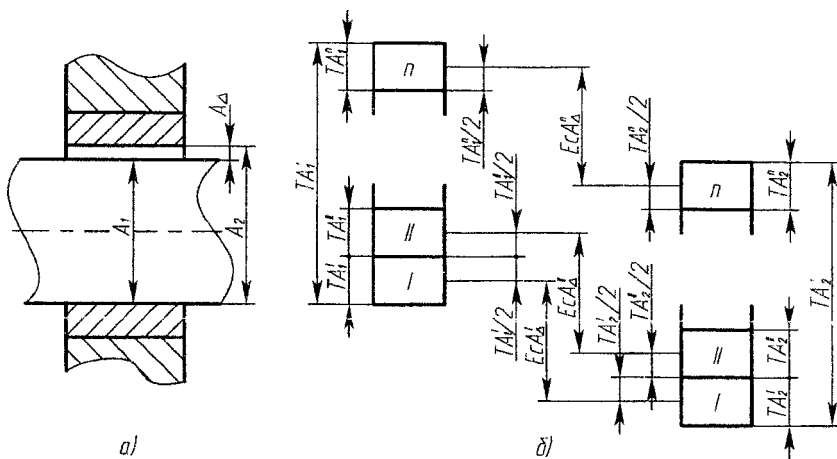


Рисунок 10 – Достижение точности методом групповой взаимозаменяемости при равенстве полей допусков составляющих звеньев

При распределении поля допуска TA'_Δ между составляющими звеньями должно быть обязательно соблюдено условие: сумма полей допусков увеличивающих составляющих звеньев должна быть равна сумме полей допусков уменьшающих звеньев:

$$\sum_{i=1}^k |\bar{\varepsilon}_i| \cdot T\bar{A}'_i - \sum_{k+1}^{m-1} |\bar{\varepsilon}_i| \cdot T\bar{A}'_i \quad (30)$$

Непрерывность соблюдения этого условия можно пояснить на примере трехзвенной размерной цепи, к которой можно свести любую многозвенную цепь путем суммирования её звеньев в каждой из ветвей.

На рисунке 10, а изображена размерная цепь A , определяющая зазор A_Δ между валом и отверстием во втулке: $A_\Delta = \bar{A}_1 - \bar{A}_2$.

Поле допуска TA_Δ замыкающего звена увеличено в n раз. В соответствии с ним установлены производственные поля допусков TA'_1 и TA'_2 составляющих звеньев. Согласно требованию $TA'_1 = TA'_2$.

Каждое из полей допусков TA'_1 и TA'_2 разделено на n интервалов (рисунок 10, б) так, что

$$TA'_1 = TA_1^I = \dots = TA_1^n; \quad (31)$$

$$TA'_2 = TA_2^I = \dots = TA_2^n; \quad (32)$$

$$TA'_1 + TA'_2 = TA_1^I + TA_2^I = \dots = TA_1^n + TA_2^n = TA_\Delta \quad (33)$$

Таким образом, соединение деталей, взятых из соответствующих групп, обеспечит соблюдение поля допуска TA_Δ точно так же, как и при методе полной взаимозаменяемости.

Координата середины поля допуска замыкающего звена для первых интервалов TA_1^I и TA_2^I

$$EcA_1^I = EcA_1^I - EcA_2^I \quad (34)$$

Для вторых интервалов TA_1^{II} и TA_2^{II}

$$EcA_1^{II} = (EcA_1^I + TA_1^I) - (EcA_2^I + TA_2^I) \quad \text{или} \quad EcA_2^{II} = EcA_1^I - EcA_2^I = EcA_1^{II} - EcA_2^{II},$$

т.к. $TA_1^I = TA_2^I$, а также $EcA_1^I + TA_1^I = EcA_1^{II}$ и $EcA_2^I + TA_2^I = EcA_2^{II}$ (35)

Для последующих интервалов полей допусков TA_1^I и TA_2^I (рисунок 10,б) координата середины поля допуска замыкающего звена будет оставаться неизменной: $EcA_1^I \pm EcA_2^{II} = \dots = EcA_3^I = EcA_3$ (36)

Другими словами, при соединении деталей, взятых из соответствующих группы, отклонения замыкающего звена A_d будут находиться в пределах допуска, определяемого заданными значениями TA_d и EcA_d . Этого не произойдет, если установить $\bar{TA}_1^I \neq \bar{TA}_2^I$, но при этом соблюдено равенство $TA_1^I + TA_2^I = TA_3^I$.

Экономично использовать метод групповой взаимозаменяемости для малозвенных размерных цепей, к точности замыкающих звеньев которых предъявляются высокие требования. Возможность значительного расширения полей допусков составляющих звеньев и доведение их до экономически достижимых значений делает этот метод в ряде случаев единственно приемлемым для производства высокоточных изделий (отдельных видов подшипников, соединений пальцев и поршней двигателей и т.п.).

При определении экономической эффективности данного метода необходимо учитывать дополнительные расходы, необходимые для точного измерения и сортировки деталей на группы, четкой организации хранения и доставки рассортированных деталей на сборку, исключения путаницы деталей при сборке.

При достижении точности замыкающего звена методом групповой взаимозаменяемости необходимо соблюдать еще некоторые условия.

Первым из них являются требования к точности формы и относительного поворота поверхностей деталей, соответствующие не производственным (расширенным) допускам на размеры, а групповым допускам, т.е. T_i/n . Объясняется это тем, что точность замыкающего звена при методе групповой взаимозаменяемости характеризуется полем допуска T_d , а не $T_d' = n \cdot T_\lambda$. Ему и должно соответствовать ограничение допусками отклонения формы и относительного поворота поверхностей деталей, образующих соответствующее звено размерной цепи.

Вторым требованием, во многом определяющим экономичность метода групповой взаимозаменяемости, является идентичность формы и расположения кривых рассеяния отклонений относительно полей допусков. Только при соблюдении этого условия будет обеспечиваться комплектность изделий, не будет избытка одних и нехватки других деталей в группах.

Это требование создает дополнительные трудности для изготовителей деталей, которые должны соблюдать не только допуски, но и управлять законами распределения отклонений выдерживаемых размеров.

Пример 3

При помощи размерного анализа для представленного на рисунке 11 узла двигателя автомобиля проверить возможность осуществления метода групповой взаимозаменяемости при сборке для заданных величин полей допусков и предельных величинах выдерживаемого зазора, а также распределить поля допусков по группам.

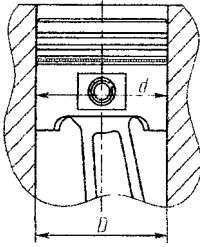


Рисунок 11 – Сборочный узел двигателя автомобиля

Номинальные размеры деталей:
 Поршень – $d = 80$ мм
 Цилиндр – $D = 80$ мм
 Величина поля допуска деталей:
 Поршень – $Td = 0,03$ мм
 Цилиндр – $TD = 0,03$ мм
 Номинальная величина и предельные отклонения выдерживаемого зазора:
 $S = 0^{+0,025}_{+0,005}$ мм

Для того чтобы провести размерный анализ, строим размерную цепь узла двигателя автомобиля.

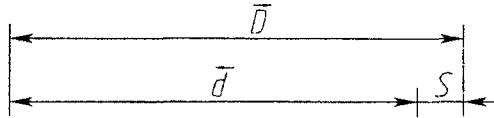


Рисунок 12 – Размерная цепь для сборочного узла двигателя автомобиля

Размерная цепь состоит из минимального числа звеньев, из которых: S – замыкающее; D – составляющее увеличивающее и d – составляющее уменьшающее. Исходя из этого, проверим возможность реализации метода групповой взаимозаменяемости для предоставленных данных при помощи равенств 11 и 30:

$$S = 0 \text{ мм} \quad D - d = 80 - 80 = 0 \text{ мм} \quad 0 \text{ мм} = 0 \text{ мм}$$

$$0,03 \text{ мм} = 0,03 \text{ мм}$$

Условия выполняются, следовательно проводим дальнейшие расчеты.

Определяем величину поля допуска и координату середины поля допуска для замыкающего звена по формулам 28 и 17:

$$TS = 0,025 - 0,005 = 0,020 \text{ мм}$$

$$EcS = \frac{0,025 + 0,005}{2} = 0,015 \text{ мм}$$

Для метода групповой взаимозаменяемости применимы законы метода полной взаимозаменяемости, значит для определения производственного поля допуска замыкающего звена можем воспользоваться уравнением 13:

$$TS' = TD + Td \quad TS' = 0,03 + 0,03 = 0,06 \text{ мм}$$

При помощи формулы 29 определяем число групп, на которое необходимо рассортировать детали:

$$n = \frac{TS'}{TS} \quad n = \frac{0,06}{0,02} = 3$$

Полученное число является целым, следовательно делаем вывод о том, что метод групповой взаимозаменяемости при заданных условиях реализуем без каких-либо ограничений.

Величину поля допуска группы деталей можно определить по следующей формуле:

$$TD' = \frac{TD}{n}, \quad TD' = \frac{0,030}{3} = 0,010 \text{ мм},$$

либо:

$$TD' = \frac{TS}{m-1} \quad TD' = \frac{0,020}{3-1} = 0,010 \text{ мм}$$

Далее предполагаем, что допуск отверстия цилиндра расположен по полю допуска "H", а затем назначаем координату середины поля допуска первой группы деталей: +0,005 мм;

Определяем координаты середин полей допусков остальных групп, воспользовавшись равенствами 35:

$$1) 0,005 \text{ мм}; \quad 2) 0,005 + 0,010 = 0,015 \text{ мм};$$

$$3) 0,015 + 0,010 = 0,025 \text{ мм}.$$

Определить координаты середин полей допусков для групп деталей другого составляющего звена не представляется трудным, имея равенство 34:

$$Ecd^i = EcD^i - EcS$$

$$1) 0,005 - 0,015 = -0,010 \text{ мм}; \quad 2) 0,015 - 0,015 = 0 \text{ мм};$$

$$3) 0,025 - 0,015 = 0,010 \text{ мм}.$$

Имея в наличии координаты середин полей допусков всех групп составляющих звеньев, при помощи формул 18 и 19 определяем верхние и нижние границы допустимых размеров деталей различных групп. Результаты расчетов сводим в следующую таблицу:

Таблица 1 - Распределение полей допусков групп деталей сборочного узла

Группа деталей	Размер D , мм			Размер d , мм			Зазор S , мм	
	δ_i	Ec_i	$\frac{ES}{EI}$	δ_i	Ec_i	$\frac{es}{ei}$	δ_S	Ec_S
I	0,01	0,005	+ 0,010 0	0,01	- 0,010	- 0,005 - 0,015	0,02	0,015
II	0,01	0,015	+ 0,020 + 0,010	0,01	0	+ 0,005 - 0,005	0,02	0,015
III	0,01	0,025	+ 0,030 + 0,020	0,01	0,010	+ 0,015 + 0,005	0,02	0,015

В результате групповой взаимозаменяемости имеем возможность достижения заданной точности при сборке узла, не прибегая к уменьшению производственных допусков на размеры составляющих звеньев, что привело бы к увеличению себестоимости и времени производства изделия.

Проверить правильность решения задачи нетрудно при помощи метода, рассмотренного в примере 2.

Литература:

1. Колесов И.М. Основы технологии машиностроения. – М.: «Высшая школа», 1999.
2. Лабораторный практикум по технологии машиностроения. / Под ред. В.В. Бабука. - Мн.: «Высшая школа», 1983.
3. Ландо С.Я. Восстановление автомобильных деталей. – М.: «Транспорт», 1987.
4. Маталин А.А. Технология машиностроения. – Л.: «Машиностроение», 1985.
5. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т./Под ред. А.М. Дальского, А.Г. Сулова, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова – 5-е изд. – М.: «Машиностроение», 2001.
6. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: / Пособие по курсовому и дипломному проектированию/ Б.Н. Суханов, И.О. Борчих, Ю.Ф. Бедарев – М.: «Транспорт», 1985.
7. Шадричев В. А. Основы технологии автостроения и ремонт автомобилей. – Л.: «Машиностроение», 1976.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Приложение А – Номинальные и ремонтные размеры коленчатого вала двигателя автомобиля ВАЗ 2101

Шейка	Номинальный размер, мм	Ремонтный размер, мм			
		I	II	III	IV
коренная	50,775 _{-0,013}	50,525 _{-0,013}	50,275 _{-0,013}	50,025 _{-0,013}	49,775 _{-0,011}
шатунная	47,814 _{-0,011}	47,564 _{-0,011}	47,314 _{-0,011}	47,064 _{-0,011}	46,814 _{-0,011}

Приложение Б – Некоторые значения коэффициента риска t_d

Процент риска Р	0,01	0,1	0,2	0,27	0,5
Коэффициент t_d	3,89	3,29	3,12	3,0	2,8
Процент риска Р	1,0	2,0	3,0	4,0	4,5
Коэффициент t_d	2,57	2,33	2,17	2,06	2,0
Процент риска Р	5,0	10,0	32,0		
Коэффициент t_d	1,96	1,65	1,0		

Учебное издание

СОСТАВИТЕЛЬ: Саливончик Юрий Николаевич

Методические указания

для выполнения контрольной работы по курсу
«Технология производства и ремонта автомобилей»
для студентов специальности
1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»
заочной формы обучения

Ответственный за выпуск: Саливончик Ю.Н.

Редактор: Строкач Т.В.

Компьютерная верстка: Кармаш Е.Л.

Корректор: Никитчик Е.В.

Подписано к печати 25.04.2009 г. Формат 60×84¹/₁₆. Бумага «Снегурочка». Усл. п. л. 1,4. Уч. изд. л. 1,5. Заказ №489. Тираж 200 экз. Отпечатано на ризографе учреждения образования «Брестский государственный технический университет». 224017 г. Брест, ул. Московская, 267.