

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Меньшутина, Н. В. Инновационные технологии и оборудование фармацевтического производства / Н. В. Меньшутина, Ю. В. Мишина, С. В. Алвес. – М.: Издательство БИНОМ, 2012. – Т. 1. – 328 с.
2. Вайтехович, П. Е. Влияние конструктивных и технологических параметров на динамические нагрузки в элементах планетарной мельницы с ременным приводом / П. Е. Вайтехович, Г. М. Хвесько, Д. Н. Боровский, Е. О. Ильяшенко // Механика машин, механизмов и материалов. – 2017. – № 4(41). – С. 43–50.
3. Балкин, А. А. Планетарные шаровые мельницы, измельчение до наноразмеров // Наноиндустрия №2/32/2012. – С. 32–33.
4. Пантелеенко, Е. О. Сравнительный анализ процесса помола в роторной и планетарной мельницах / Е. О. Пантелеенко // 69-я научно-техническая конференция студентов и магистрантов: сб. науч. работ: в 4-х ч. – Минск: БГТУ, 2018. – Ч. 2. – С. 549–552.
5. Боровский, Д. Н. Влияние способа обкатки помольных барабанов в планетарной мельнице на разрушающую способность мелющих тел / Д. Н. Боровский, П. Е. Вайтехович // Химическая технология и техника: тезисы 82-й НТК профессорско-преподавательского состава, научных сотрудников и аспирантов (с международным участием), Минск, 1–14 февраля 2018 г. – [Электронный ресурс] / УО «БГТУ»; редкол.: И. В. Войтов [и др.]. – Минск: БГТУ, 2018. – С. 41.

Материал поступил в редакцию 10.01.2019

PANTELEENKO E. O. BOROVSKY D. N., GARABAZHIU A. A. Comparative analysis of the process of grinding fibrous material in planetary and rotary mills

The object of the research was rotor and planetary mills. The purpose of the work is to analyze the effect of destructive influences on the milling material. Experimental studies of the milling process showed that more fragile components of the initial product – leaves – are crushed faster due to the impact in the rotary milling unit. In a planetary mill, fibrous materials are well crushed, since the main types of impact are micro impact, abrasion and crushing, which, in this case, allows the branches and twigs to be more fully crushed. On the basis of the experiments, the technological succession of the use of rotary and planetary mills was proposed. It was established that the highest yield of the finished product occurred with the following combination of milling aggregates, when at first the material is ground in a rotor mill, and then in a planetary mill.

УДК 621.91.002

Медведев О. А.

СНИЖЕНИЕ ТРУДОЕМКОСТИ СБОРКИ ПУТЕМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДОЛИ ИЗДЕЛИЙ, НЕ ТРЕБУЮЩИХ ПРИГОНКИ ИЗНАЧАЛЬНО ИЗГОТОВЛЕННЫХ КОМПЕНСАТОРОВ

Критический анализ существующих методик расчета размеров компенсаторов для достижения точности сборки машин методом пригонки и постановка задач исследования. В случае длинных сборочных размерных цепей, когда для достижения точности сборки невозможно использовать методы полной или неполной взаимозаменяемости, попадание замыкающего звена в пределы малого допуска можно обеспечить изменением одного из составляющих звеньев, выделенного в качестве компенсатора. Размер компенсатора для отдельного экземпляра изделия в большинстве случаев определяется измерением полости под компенсатор, сформированной при предварительной сборке изделия, когда на место замыкающего звена размерной цепи устанавливается его эталон, а компенсатор не используется. Затем компенсатор пригоняется к измеренному размеру каким-либо методом мехобработки, соответствующим его форме и материалу (фрезерованием, шлифованием, точением и т. п.). При окончательной сборке изделия без эталона и с пригнанным компенсатором замыкающее звено должно быть равно размеру эталона. При использовании пригонки компенсатора нет прямой зависимости отклонения замыкающего звена от отклонений остальных составляющих звеньев. Оно зависит лишь от отклонения размера пригнанного компенсатора от размера полости под компенсатор при предварительной сборке. Таким образом, пригонка позволяет получать высокую точность замыкающего звена при малой точности остальных составляющих звеньев. Однако большая трудоемкость предварительной сборки-разборки изделия, измерения и пригонки не позволяют экономически эффективно применять этот метод при больших объемах выпуска изделий.

На роль пригоняемого компенсатора рекомендуется принимать деталь, которая пригоняемым размером входит лишь в одну рассматриваемую размерную цепь, расположена в месте, доступном для измерения, имеет простую форму и малые габариты, изготавливается из хорошо обрабатываемого материала. Обычно это прокладки, пластины, шайбы, дистанционные кольца и т. п.

Решение размерных цепей в случае использования метода при-

гонки, заключается в расчете величины компенсации (части суммы допусков составляющих звеньев, подлежащей компенсации пригонкой компенсатора), размера первоначально изготовленных для всех экземпляров изделия компенсаторов, диапазона изменения размера компенсаторов при пригонке (максимального припуска на пригонку). Эти параметры должны определяться с учетом обеспечения минимальной металлоемкости первоначально изготовленных компенсаторов и минимальной трудоемкости их последующей пригонки.

В большинстве литературных источников, содержащих описание расчетов размерных цепей [1, 2, 3, 4, 5, 6 и др.], приводится следующая формула для определения величины компенсации

$$T_K = \sum_{j=1}^n TA_j - TA_{\Delta}, \quad (1)$$

где TA_j – экономически приемлемый допуск j -го составляющего звена, TA_{Δ} – заданный допуск замыкающего звена, n – число составляющих звеньев в цепи.

В сумму допусков составляющих звеньев рекомендуется включать и экономически приемлемый допуск компенсатора, назначенный по 10...12 качеству, аналогично допускам других составляющих звеньев. При этом не учитывается то, что величина компенсации и требуемый размер компенсатора формируются в результате предварительной сборки изделия, когда компенсатор не используется. Такой расчет величины компенсации приводит к необоснованному увеличению припуска на пригонку и среднего времени пригонки. Кроме того, указанная методика не учитывает влияние на точность замыкающего звена конструкторской размерной цепи погрешностей, возникающих при определении размера требуемого компенсатора (погрешности сборочной оснастки и погрешности сборочных работ), то есть отсутствует условие достижения точности сборки.

Так же следует отметить, что назначение большого допуска первоначально изготовленных компенсаторов исключает возможность их использования для сборки какой-либо части изделий без пригонки.

Более полно условия достижения точности сборки методом при-

Медведев Олег Анатольевич, к.т.н., доцент кафедры машиностроения и эксплуатации автомобилей Брестского государственного технического университета.

Беларусь, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

Машиностроение

гонки учтены в методике, изложенной в [7]. Однако в качестве ее недостатков следует отметить:

- не выявлены возможности минимизации максимального припуска на пригонку;
- в величину компенсации необоснованно включаются погрешности сборочной технологической оснастки, которые не могут быть компенсированы пригонкой компенсатора, так как влияют на получение размера пригнанного компенсатора и их значения варьируются при сборке отдельного экземпляра изделия. Включение этих погрешностей в величину компенсации ведет к неоправданному завышению величины компенсации и припуска на пригонку и не позволяет составить объективное условие достижения точности сборки;
- допуск изначально изготовленных компенсаторов назначается без учета погрешностей сборочных работ, и, следовательно, не гарантируется точность сборки той доли изделий, для которых не требуется пригонка.

Отмеченные недостатки и неточности свидетельствуют о том, что существующие методики расчета компенсаторов недостаточно объективны и рациональны и требуют усовершенствования. С целью устранения отмеченных недостатков при разработке усовершенствованной методики расчета компенсаторов необходимо решить следующие задачи:

- на основе тщательного анализа влияния компенсаторов и погрешностей сборочных пригоночных работ на замыкающее звено разработать рациональные схемы компенсации погрешностей составляющих звеньев и определения предельных размеров компенсатора с учетом возможностей минимизации максимального припуска на пригонку;
- составить объективное условие достижения точности замыкающего звена при методе пригонки с учетом погрешностей пригоночных работ и компенсатора, учитывая то, что погрешности сборочных работ и оснастки влияют на формирование размера пригнанного компенсатора, следовательно, они формируют фактическое поле рассеяния замыкающего звена конструкторской размерной цепи и могут быть компенсированы только за счет его допуска;
- составить уравнения для расчета рациональных предельных размеров компенсатора и максимального припуска на пригонку в зависимости от параметров звеньев размерной цепи и погрешностей пригоночных работ;
- составить уравнения для расчета доли изделий, для которых не требуется пригонка первоначально изготовленного компенсатора.

Решение этих задач позволит обоснованно установить требования к точности сборочных работ и сборочной оснастки, а также рационально определить предельные размеры изначально изготовленных компенсаторов, максимально достаточный припуск на пригонку и долю изделий, не требующих пригонки компенсатора.

Разработка схем компенсации допусков составляющих звеньев конструкторских сборочных размерных цепей, обеспечивающих сокращение затрат на пригонку компенсаторов. Схема компенсации должна наглядно показывать влияние изменения составляющих звеньев в пределах их допусков, компенсатора, погрешностей пригоночных работ на величину замыкающего звена сборочной конструкторской размерной цепи. Для сокращения числа элементов схемы компенсации (с целью повышения ее наглядности) принято решение о замене в ней большого числа составляющих звеньев (кроме компенсатора) на суммарное составляющее звено, оказывающее равноценное влияние на замыкающее звено.

Тщательный анализ влияния компенсаторов на замыкающие звенья линейных сборочных конструкторских размерных цепей для машин разного назначения позволил разработать три типовые схемы компенсации допусков составляющих звеньев, наглядно отражающих это влияние для всех возможных случаев, встречающихся на практике. Каждая из таких схем построена на основе трехзвенной линейной размерной цепи, математически равноценной множеству реальных сборочных размерных цепей, характеризующихся одинаковым влиянием компенсатора (увеличивающий или уменьшающий) и одинаковым суммарным влиянием остальных составляющих зве-

ньев (увеличивающее или уменьшающее суммарное составляющее звено) на замыкающее звено. Суммарное составляющее звено является алгебраической суммой всех увеличивающих и уменьшающих составляющих звеньев реальной цепи (кроме компенсатора), а его допуск TA_{Σ} равен арифметической сумме допусков составляющих звеньев (кроме компенсатора).

$$A_{\Sigma} = \sum_{j=1}^n \bar{A}_j - \sum_{j=1}^m \bar{A}_j. \quad (2)$$

Если при расчете по формуле (2) получится положительное значение суммарного составляющего звена A_{Σ} , то оно является увеличивающим звеном, а если получится отрицательное значение, то оно является уменьшающим звеном.

Предельные значения увеличивающего суммарного составляющего звена можно определить по формулам, аналогичным тем, которые используются для расчета предельных размеров замыкающего звена методом максимума – минимума:

$$\bar{A}_{\Sigma \max} = \sum_{j=1}^n \bar{A}_{j \max} - \sum_{j=1}^m \bar{A}_{j \min}; \quad (3)$$

$$\bar{A}_{\Sigma \min} = \sum_{j=1}^n \bar{A}_{j \min} - \sum_{j=1}^m \bar{A}_{j \max}, \quad (4)$$

где $A_{j \max(\min)}$ – предельный размер j -го уменьшающего или увеличивающего звена конструкторской цепи; n и m – число увеличивающих и уменьшающих составляющих звеньев, соответственно (кроме компенсатора).

При определении предельных значений уменьшающего суммарного составляющего звена по формулам (3) и (4) будут получаться отрицательные значения. Чтобы использовать в дальнейших расчетах положительные предельные значения уменьшающего суммарного составляющего звена, так, как это принято в традиционных расчетах размерных цепей методом максимума-минимума, их следует определять по формулам:

$$\bar{A}_{\Sigma \max} = \sum_{j=1}^m \bar{A}_{j \max} - \sum_{j=1}^n \bar{A}_{j \min}; \quad (5)$$

$$\bar{A}_{\Sigma \min} = \sum_{j=1}^m \bar{A}_{j \min} - \sum_{j=1}^n \bar{A}_{j \max}. \quad (6)$$

При этом уменьшающее влияние \bar{A}_{Σ} на замыкающее звено будет учтено соответствующим его расположением в трехзвенной математически равноценной цепи относительно замыкающего звена и компенсатора.

Таким образом, любая реальная сборочная конструкторская размерная цепь может быть преобразована в математически равноценную цепь, состоящую из суммарного составляющего звена A_{Σ} , компенсатора K и замыкающего звена A_{Δ} .

При этом все многообразие реальных сборочных конструкторских цепей сводится к трем вариантам математически равноценных трехзвенных цепей, характеризующихся следующим сочетанием составляющих звеньев:

- 1) увеличивающие суммарное составляющее звено и увеличивающий компенсатор ($\bar{A}_{\Sigma} u \bar{K}$);
- 2) увеличивающие суммарное составляющее звено и уменьшающий компенсатор ($\bar{A}_{\Sigma} u \bar{K}$);
- 3) уменьшающее суммарное составляющее звено и увеличивающий компенсатор ($\bar{A}_{\Sigma} u \bar{K}$).

Сочетание уменьшающего суммарного составляющего звена и уменьшающего компенсатора ($\bar{A}_{\Sigma} u \bar{K}$) в трехзвенных размерных цепях невозможно.

Подробно рассмотрим построение схемы компенсации суммарного допуска составляющих звеньев для рационального определения предельных размеров компенсатора на примере варианта равноценной трехзвенной размерной цепи с увеличивающим суммар-

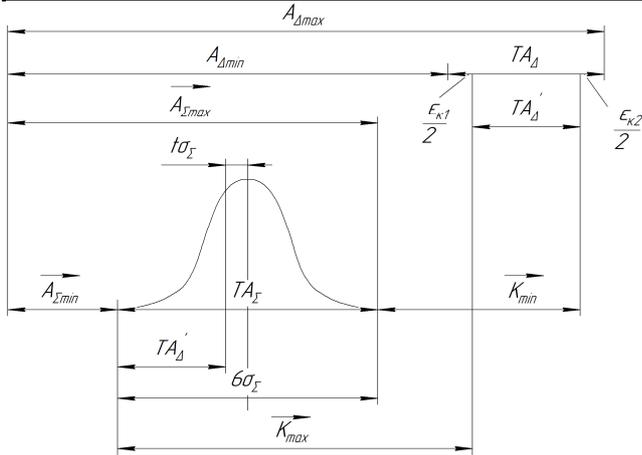


Рисунок 3 – Схема компенсации суммарного допуска составляющих звеньев путем пригонки увеличивающего компенсатора при увеличивающем суммарном составляющем звене

Условие достижения точности замыкающего звена сборочной конструкторской размерной цепи методом пригонки. Как отмечалось ранее, поле рассеяния замыкающего звена конструкторской сборочной цепи для изделий после окончательной сборки будет равно полю рассеяния компенсаторов после пригонки (ϵ_{k2}), которое сформировано в результате измерений полостей под компенсатор при предварительных сборках изделий и пригонки компенсаторов к измеренным размерам, или полю рассеяния предварительно изготовленного компенсатора (для экземпляров изделий, не требующих пригонки компенсатора). Для определения ϵ_{k2} после пригонки следует выявить и решить технологическую сборочную размерную цепь, которая формируется на этапе предварительной сборки изделия. Замыкающим звеном в ней является размер полости под компенсатор, а составляющими звеньями, кроме размеров деталей изделия, также являются размеры используемой сборочной оснастки (эталоны замыкающего звена конструкторской цепи) и погрешности выполнения сборочных работ. При окончательной сборке экземпляра изделия из комплектующих деталей и пригнанного компенсатора отклонение замыкающего звена конструкторской цепи от эталона \mathcal{E} будет равно отклонению размера пригнанного компенсатора от размера полости под компенсатор, сформированной и измеренной при предварительной сборке. Это отклонение складывается из отклонений тех звеньев технологической цепи, которые при предварительной сборке конкретного изделия могут приобретать случайные значения, отличающиеся от их значений в конструкторской цепи и звеньев, отсутствующих в конструкторской цепи. К ним относятся: погрешность изготовления эталона замыкающего звена ϵ_3 , погрешность установки эталона ϵ_{y3} , погрешность измерения полости под компенсатор ϵ_u , погрешность пригонки компенсатора ϵ_n . Допуск (погрешность) первоначально изготовленного компенсатора обозначим ϵ_{k1} .

Таким образом, с учетом изложенного и составленных схем компенсации допусков составляющих звеньев, условие достижения точности замыкающего звена A_Δ , отражающее требуемое соотношение допусков и погрешностей сборочных работ, можно записать следующим образом:

$$TA_\Delta \geq TA'_\Delta + \frac{\epsilon_{k1}}{2} + \frac{\epsilon_{k2}}{2} \geq TA'_\Delta + \frac{\epsilon_{k1}}{2} + \frac{\epsilon_3}{2} + \frac{\epsilon_{y3}}{2} + \frac{\epsilon_u}{2} + \frac{\epsilon_n}{2}. \quad (12)$$

Учитывая допущение о том, что параметры формулы (12) являются случайными величинами, зависящими от большого числа случайных факторов, и поэтому подчиняются нормальному закону распределения, то для их сложения можно использовать правила сложения случайных величин [2, 9]. Тогда условие достижения точности замыкающего звена можно записать следующим образом:

$$TA_\Delta \geq \sqrt{(TA'_\Delta)^2 + \frac{\epsilon_{k1}^2}{4} + \frac{\epsilon_3^2}{4} + \frac{\epsilon_{y3}^2}{4} + \frac{\epsilon_u^2}{4} + \frac{\epsilon_n^2}{4}}. \quad (13)$$

Выражения (2.11) или (2.12) следует использовать для оценки приемлемости выбора точности первоначально изготовленного компенсатора, точности сборочной оснастки (эталоны и средства измерения полости под компенсатор) и метода пригонки компенсатора для достижения точности замыкающего звена A_Δ . Численные значения ϵ_{k1} и ϵ_n можно определять по таблицам точности мехобработки [9, 10] для принятых методов изготовления и пригонки компенсаторов. Погрешность эталона следует принимать равной допуску размера эталона по 7...10 качеству с последующим уточнением для соблюдения условий (12) или (13). Погрешность установки эталона следует определять, как возможный перекося его рабочих поверхностей относительно сопрягаемых с ним поверхностей комплектующих деталей, или как погрешность формы рабочих поверхностей эталона при невозможности такого перекося. Погрешность измерения полости под компенсатор следует принимать по таблицам справочников [4, 8]. Погрешность пригонки следует определять по таблицам точности обработки [9].

При анализе выражений (12) и (13) возможен крайний случай, когда сумма погрешности первоначально изготовленного компенсатора и погрешностей пригоночных работ равна допуску замыкающего звена и, следовательно, $TA'_\Delta = 0$. В этом случае все экземпляры собираемых изделий потребуют пригонки компенсатора, то есть отсутствуют резервы сокращения затрат на пригонку.

Выражения для расчета предельных размеров компенсаторов, максимального припуска на пригонку и эталона замыкающего звена. В соответствии со схемой компенсации, изображенной на рисунке 1, номинал первоначально изготовленного уменьшающего компенсатора K_{max} и номинал минимального компенсатора K_{min} можно определить по следующим формулам:

$$\bar{K}_{max} = \bar{A}_{\Sigma max} - A_{\Delta max} + \frac{\epsilon_{k1}}{2}; \quad (14)$$

$$\bar{K}_{min} = \bar{A}_{\Sigma min} - A_{\Delta min} - \frac{\epsilon_{k2}}{2}. \quad (15)$$

Максимально возможный припуск на пригонку Z_{max} придется снять, в том случае, если компенсатор с первоначальным размером K_{max} потребуется пригнать в размер K_{min} . Выражение для Z_{max} получим, вычитая почленно формулу (15) из (14):

$$Z_{max} = TA_\Sigma - TA_\Delta + \frac{\epsilon_{k1}}{2} + \frac{\epsilon_{k2}}{2}. \quad (16)$$

Для схемы компенсации на рисунке 2 с увеличивающим компенсатором и уменьшающим суммарным составляющим звеном уравнения для предельных размеров компенсаторов и максимального припуска на пригонку получаются аналогично

$$\bar{K}_{max} = \bar{A}_{\Sigma max} + A_{\Delta min} + \frac{\epsilon_{k1}}{2}; \quad (17)$$

$$\bar{K}_{min} = \bar{A}_{\Sigma min} + A_{\Delta max} - \frac{\epsilon_{k2}}{2}. \quad (18)$$

Вычитая почленно формулу (17) из (18) получим уравнение для расчета Z_{max} , полностью совпадающее с уравнением (16).

Размер эталона замыкающего звена для схемы на рисунке 2 следует определять по формуле

$$\mathcal{E} = \bar{A}_{\Delta min} + \frac{\epsilon_{k1}}{2}. \quad (19)$$

Для схемы компенсации на рисунке 3 с увеличивающим компенсатором и увеличивающим суммарным составляющим звеном уравнения для предельных размеров компенсаторов и максимального припуска на пригонку получаются аналогично

$$\bar{K}_{max} = A_{\Delta min} + \frac{\epsilon_{k1}}{2} - \bar{A}_{\Sigma min}; \quad (20)$$

$$\bar{K}_{min} = A_{\Delta max} - \frac{\epsilon_{k2}}{2} - \bar{A}_{\Sigma max}. \quad (21)$$

Вычитая почленно формулу (21) из (20), получим уравнение для расчета Z_{\max} , полностью совпадающее с уравнением (16).

Размер эталона замыкающего звена для схемы на рисунке 3 следует определять по формуле

$$\Theta = \bar{A}_{\Delta \min} + \frac{\varepsilon_{k1}}{2} \quad (22)$$

Как видно из равенства (16) для расчета Z_{\max} , с увеличением допуска суммарного составляющего звена, допуска первоначально изготовленного компенсатора, погрешностей пригоночных работ увеличивается максимальный припуск на пригонку, и, как следствие, растет средняя трудоемкость пригонки.

Определение доли собираемых изделий, не требующих пригонки изначально изготовленного компенсатора. Указанные ранее положения по определению номинального размера первоначально изготовленного компенсатора K_{\max} обеспечивают возможность дополнительного снижения затрат на пригонку компенсаторов для партии собираемых изделий, так как, в соответствии со схемой компенсации, компенсатор с размером $K_{\max} \pm \varepsilon_{k1}/2$ без пригонки гарантирует попадание замыкающего звена в пределы допуска TA_{Δ} для экземпляров изделия, у которых суммарное составляющее звено находится в диапазоне от $A_{\Sigma \max}$ до $A_{\Sigma \max} - (TA_{\Delta} - \varepsilon_{k1}/2 - \varepsilon_{k2}/2)$. Для таких изделий размер полости под компенсатор K_u , измеренный при предварительной сборке, будет соответствовать условию

$$\bar{K}_{\max} - \left(TA_{\Delta} - \varepsilon_{k1}/2 - \varepsilon_{k2}/2 \right) \leq K_u \leq K_{\max} \quad (23)$$

Доля изделий, для которых выдерживается условие (23) и не требуется пригонка компенсатора, может быть определена на основе известных положений теории вероятностей. Рассматривая суммарный составляющий размер как случайную величину, являющуюся суммой большого числа слагаемых случайных величин, можно считать, что его значения подчиняются нормальному закону распределения в пределах поля рассеяния $6\sigma_{\Sigma}$ [3, 4, 5]. Тогда среднеквадратическое отклонение суммарного составляющего звена можно определить по формуле

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{TA_{\Sigma}}{6} \quad (24)$$

На схеме компенсации (рисунок 1) представлена кривая нормального распределения значений A_{Σ} с указанием на оси абсцисс отрезка TA'_{Δ} , в который попадают значения тех экземпляров изделий, для которых не требуется пригонка компенсатора. Для определения доли таких экземпляров в партии собираемых изделий можно воспользоваться функцией Лапласа, которая показывает вероятность попадания нормально распределенной случайной величины в интервал, выраженный числом среднеквадратических отклонений и отсчитываемый от середины поля рассеяния случайной величины [3, 4]. Применительно к схеме на рисунке (1) функцию Лапласа можно использовать для определения вероятности попадания значений A_{Σ} в интервал между серединой TA_{Σ} и значением $A_{\Sigma \max} - TA'_{\Delta}$. Аргументом функции Лапласа $\Phi(t)$ является коэффициент риска t , который в нашем случае можно определить делением указанного интервала на среднеквадратическое отклонение σ_{Σ}

$$t = \frac{TA_{\Sigma}/2 - TA'_{\Delta} + \varepsilon_{k1}/2 + \varepsilon_{k2}/2}{\sigma_{\Sigma}} \quad (25)$$

Значение функции Лапласа $\Phi(t)$ для полученного аргумента t можно определить по специальной таблице [1, 2, 3]. Учтя, что вероятность попадания значений A_{Σ} в половину поля его допуска равна 0,5, выражение для определения доли изделий, для которых не требуется пригонка компенсатора, получим вычитая из этой величины значение $\Phi(t)$

$$P = 0,5 - \Phi(t) \quad (26)$$

Применение разработанной методики для расчета размеров компенсаторов и доли изделий, не требующих пригонки для типовых конструкций редукторов подъемно-транспортных машин, показало возможность снижения трудоемкости пригонки компенсаторов на 10...15%.

Заключение. В результате тщательного анализа влияния составляющих звеньев на замыкающие звенья сборочных конструкторских размерных цепей и влияния погрешностей выполнения сборочных пригоночных работ на точность сборки машин были разработаны рациональные схемы компенсации экономически целесообразных допусков составляющих звеньев сборочных конструкторских размерных цепей. На основе полученных схем компенсации составлены условия достижения точности сборки методом пригонки компенсаторов, уравнения для расчета рациональных предельных размеров компенсаторов, максимального припуска на пригонку, рационального размера эталона замыкающего звена, размера компенсатора, требуемого в конкретном экземпляре изделия, доли изделий, для которых пригонка компенсатора не потребует. Применение этих зависимостей позволяет сократить металлоемкость первоначально изготовленных компенсаторов и трудоемкость из пригонки. Данная методика может быть полезна инженерам-технологам, занимающимся проектированием техпроцессов сборки машин.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Палей, М. А. Допуски и посадки: справочник: в 2 ч. / М. А. Палей [и др.] – 8-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2001. – Ч. 2. – 608 с.
2. Маталин, А. А. Технология машиностроения / А. А. Маталин – Л.: Машиностроение, 1985 – 496 с.
3. Солонин, И. С. Расчет сборочных и технологических размерных цепей / И. С. Солонин, С. И. Солонин – М.: Машиностроение, 1980 – 110 с.
4. Справочник контролера машиностроительного завода / Под ред. А. И. Якушева – М.: Машиностроение, 1980 – 527 с.
5. Никифоров, А. Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: учебное пособие для вузов. – 4-е издание – М.: Высшая школа, 2007. – 295 с.
6. Евстигнеев, Н. А. Технические измерения в машиностроении: учебное пособие. – М.: Academia, 2007. – 67 с.
7. Гусев, А. А. Технология машиностроения: учебник для машиностроительных специальностей вузов / А. А. Гусев [и др.] – М.: Машиностроение, 1986. – 480 с.
8. Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении: справочник в 2 т. – М.: Издательство стандартов, 1989. – Т 2: Контроль деталей – 208 с.
9. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. / Под ред. А. М. Дальского, А. Г. Сулова, А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова. – 5-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2001.
10. Технология машиностроения. Курсовое проектирование: учеб. пособие / М. М. Кане [и др.]; под ред. М. М. Кане, В. К. Шелега. – Минск: Выш. шк., 2013. – 311 с.

Материал поступил в редакцию 31.10.2018

MEDVEDEV O. A. Reduction of the assembly by determining the percentage of products that do not require adjustment originally manufactured compensators

The aim of this work is to develop a methodology for determining rational size compensators the precision Assembly machines fit method. Developed rational compensation scheme of tolerances of the constituent parts and mathematical expressions for determining the expansion joints with small metal, allowance for fit, size benchmark closing level, the proportion of products that do not you want to fit the Compensator.