

УДК 621.757

В.М. Липка,**Ю.Л. Рапацкий, доцент, канд. техн. наук***Севастопольский национальный технический университет**ул. Университетская, 33, г. Севастополь, Украина, 99053**u.l.rapatskiy@sevntu.com.ua***ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ РЕЗЬБОВЫХ КРЕПЕЖНЫХ ИЗДЕЛИЙ
НА КАЧЕСТВО СБОРКИ СИЛОВЫХ АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЕЙ**

Анализируется влияние различных параметров резьбовых крепежных изделий на работоспособность резьбовых соединений, являющихся одним из важнейших факторов, определяющих качество сборки автомобильных силовых агрегатов.

Ключевые слова: болт, шпилька, гайка, резьба, соединение, качество, затяжка, усилие натяжения, сборка.

Современные автомобильные силовые агрегаты, выпускаемые ХРП «АвтоЗАЗ-Мотор» (г. Мелитополь), являются сложными, высокотехнологичными изделиями, надежность и долговечность которых во многом определяется качеством изготовления узлов и деталей, а также качеством сборки. Обеспечение высокого качества продукции имеет первостепенное значение для конкурентоспособности предприятия на мировом рынке, который в достаточной мере насыщен автомобильными двигателями с рабочим объемом 1,3–1,4 л. Среди причин отказов автомобильных двигателей и коробок передач, как в гарантийный, так и в послегарантийный период, практически независимо от фирмы-изготовителя, значительную долю составляют неисправности резьбовых соединений. Например, при наличии существенного, более 30% от номинального, разброса значений усилий натяжения болтов крепления головок цилиндров к блоку цилиндров, неизбежно возникают недопустимые остаточные деформации сопрягаемых поверхностей, приводящие к нарушению герметичности соединения и отказу двигателей. Устранение неисправностей резьбовых соединений в большинстве случаев приводит к существенным материальным и временным издержкам, ухудшающим экономические показатели предприятия.

Проблемам обеспечения выпуска качественных изделий машиностроения, исследованию параметров процесса затяжки резьбовых соединений посвящены многие отечественные и зарубежные публикации, например, [1, 2], однако, в них не рассмотрено влияние параметров резьбовых крепежных изделий на качество сборки готовой продукции.

Целью исследования является анализ причин неисправностей резьбовых соединений, оценка влияния параметров резьбовых изделий на качество сборки готовой продукции.

При сборке каждого автомобильного силового агрегата производится затяжка, с применением механизированных и автоматизированных приспособлений, до 100 и более резьбовых соединений, для которых в большинстве случаев нормируется момент затяжки, который сравнительно несложно проконтролировать в ходе технологического процесса. Реже нормируется угол поворота ключа, поскольку его существенно сложнее контролировать на существующем механизированном и автоматизированном резьбозавертывающем оборудовании. По значению момента затяжки принято однозначно судить о величине натяжения болта или шпильки [1], при этом считается, что связь между этими параметрами всегда однозначно определена и характер её остается неизменным, однако, по данным, полученным на ХРП «АвтоЗАЗ-Мотор», указанный подход к оценке параметров затяжки резьбовых соединений не всегда правомерен. При массовом производстве резьбовых крепежных изделий их качество не может длительное время оставаться стабильным, учитывая множество факторов, негативно влияющих на ход технологического процесса их изготовления [3]. Например, согласно конструкторской документации ХРП «АвтоЗАЗ-Мотор» на двигатель мод. 307 рабочим объемом 1,3 л, посадки на наиболее ответственные резьбовые соединения заданы 6Н/6h либо 5Н/6h, что не всегда удается выполнить в производственных условиях.

Вместе с тем, даже при соблюдении указанных посадок, с учетом возможных отклонений формы болта, коэффициент трения в соединении болт – резьбовое отверстие в блоке цилиндров может колебаться от 0,1 до 0,14, что приводит к значительному разбросу величин натяжения десяти болтов крепления головки цилиндров на одном двигателе. При затяжке резьбовых соединений крутящий момент $M_{кл}$, прикладываемый к ключу, уравнивается суммой двух моментов [1]:

$$M_{кл} = M_p + M_T, \quad (1)$$

где $M_{кл}$ – крутящий момент на ключе; M_p – момент в резьбе; M_T – момент сил трения по торцу головки болта.

Момент в резьбе определим по следующей приближенной зависимости:

$$M_p = Q \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho'), \quad (2)$$

где Q – усилие натяжения болта; d_{cp} – средний диаметр резьбы; β – угол подъема винтовой линии; ρ' – угол трения в резьбе,

$$\rho' = \operatorname{arctg} \mu',$$

где μ' – приведенный коэффициент трения в резьбе,

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \alpha/2},$$

где μ – коэффициент трения фрикционной пары болт-гайка; α – угол профиля резьбы.

Момент трения по торцу головки болта при равномерном распределении давлений, что наблюдается в большинстве практических случаев, определим из выражения:

$$M_T = \frac{1}{3} Q \mu_0 \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}, \quad (3)$$

где μ_0 – коэффициент трения на кольцевой опорной поверхности болта (гайки) с диаметрами D и d_0 . Если в соединении используется шайба, либо конструкция болта содержит шайбу, выполненную заодно с головкой болта, то D берется равным наружному диаметру шайбы, а d_0 – диаметру стержня болта. Формулы (1–3) удовлетворительно описывают как болтовые, так и шпильчные соединения, с учетом соответствующих конструктивных параметров.

Анализ формул (1–3) показывает сложную и многофакторную зависимость усилия натяжения болта либо шпильки, которое является основной характеристикой затянутого резьбового соединения, от прилагаемого момента. Изменения характера зависимости между моментом $M_{кл}$ и усилием Q вызываются большими пределами колебаний коэффициентов трения μ' и μ_0 и неточностями геометрических размеров резьбовых поверхностей и кольцевой опорной поверхности болта [3], либо гайки при рассмотрении шпильчных соединений. На практике пользуются обычно упрощенными вариантами формул (1–3), что вносит дополнительные погрешности в расчеты параметров резьбовых соединений.

Кроме того, при затяжке резьбового соединения, по данным [1], примерно 90% работы тратится на преодоление сил трения и упругое закругление элементов соединения и только около 10% непосредственно связано с созданием в болте необходимого усилия натяжения. Поэтому при контроле прилагаемого крутящего момента с большой вероятностью возможно появление недотянутых или перетянутых болтов и гаек, что, в конечном итоге, приводит к преждевременному выходу из строя собираемых изделий [1]. Разброс усилий натяжения иллюстрируется графиками, полученными экспериментальным и расчетным путем и приведенными на рисунке 1.

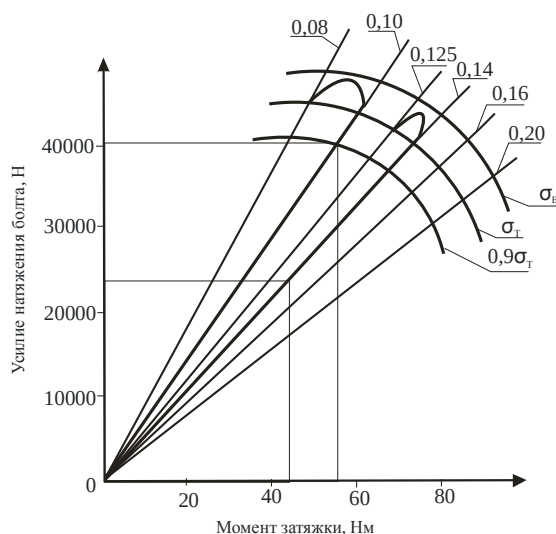


Рисунок 1 – Изменения величины усилия натяжения болта в зависимости от прилагаемого момента затяжки

Максимальное усилие натяжения болта достигается при наибольшем значении прилагаемого момента и наименьших значениях коэффициентов трения. Усилие натяжения болта будет иметь минимальное значение при минимальном моменте и наибольших значениях коэффициентов трения. На величину коэффициента трения в каждом резьбовом соединении будет влиять совокупность многих факторов, среди которых наиболее существенными являются величины полей допусков резьб, отклонения формы и профиля резьбовых изделий, шероховатость поверхностей резьб, наличие и толщина покрытий на резьбовых изделиях, наличие на них смазки, различных посторонних частиц, металлической пыли, стружки и т.д.

Из приведенных графиков видно, что изменение значения коэффициентов трения от 0,10 до 0,14 при колебаниях прилагаемого момента в пределах 44–56 Н·м приводит к изменениям усилия натяжения болта от 23000 до 40000 Н. Если максимальное значение усилия натяжения болта, как это было показано на рисунке 1, вызывает напряжение затяжки, не превосходящие $0,9 \sigma_T$ (σ_T – предел текучести материала болта), то в собранном узле могут наблюдаться незатянутые соединения. Если же максимальное усилие натяжения болта вызывает напряжения, превосходящие σ_T , то уже в процессе сборки могут происходить разрушения затягиваемых соединений. Разрушение болта, например, в резьбовом отверстии в блоке цилиндров, приводит к необходимости замены блока либо выполнения достаточно сложного ремонта, что приводит к росту внутрипроизводственных издержек предприятия.

Следует отметить, что во всех исследованиях параметров трения в резьбовых соединениях наблюдается большой разброс величин μ' и μ_0 . Величина μ' имеет более значительный разброс, что свидетельствует о менее стабильном качестве резьбовой поверхности, по сравнению с качеством изготовления торца болта или гайки.

Оценим возможность повышения точности параметров процесса затяжки резьбовых соединений. Для этого сначала определим максимальное и минимальное значения моментов на ключе, исходя из значений коэффициентов трения и заданных пределов колебания Q .

Значения моментов определяются по следующим выражениям:

$$M_{KL}^{\max} \leq \frac{F v_n \sigma_T \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho')^{\min} + \frac{1}{3} \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} \mu_0^{\min} \right]}{\sqrt{1 + 0,75 \left[d_{cp} \frac{F}{W_p} \operatorname{tg}(\beta + \rho')^{\max} \right]^2}}; \quad (4)$$

$$M_{KL}^{\min} = 0,5 F \sigma_T \left[\frac{d_{ch}}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho')^{\max} + \frac{1}{3} \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} \mu_0^{\max} \right], \quad (5)$$

где max, min – индексы, означающие наибольшее или наименьшее значение величины; F – площадь сечения болта; v_n – коэффициент использования предела текучести материала болта; W_p – полярный момент инерции сечения болта.

Если сумма верхнего и нижнего отклонений на технологический сборочный инструмент не больше разницы $M_{KL}^{\max} - M_{KL}^{\min}$, то с вероятностью P можно утверждать, что фактическая величина усилия натяжения болта будет в следующих заданных пределах:

$$\frac{M_{KL}^{\max}}{\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho')^{\max} + \frac{1}{3} \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} \mu_0^{\min}} \geq Q \geq \frac{M_{KL}^{\min}}{\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho')^{\max} + \frac{1}{3} \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} \mu_0^{\max}}. \quad (6)$$

Величина вероятности P определяется по произведению вероятностей того, что величина $\operatorname{tg}(\beta + \rho')$ и μ_0 находится в интервалах:

$$\operatorname{tg}(\beta + \rho')^{\min} \div \operatorname{tg}(\beta + \rho')^{\max} \text{ и } \mu_0^{\min} \div \mu_0^{\max}$$

Если разница $M_{KL}^{\max} - M_{KL}^{\min}$ меньше суммы верхнего и нижнего отклонения на инструмент, то целесообразно уменьшить интервалы $\operatorname{tg}(\beta + \rho')$ и μ_0 и определить новое значение вероятности.

Выражения (4–6) могут быть использованы для расчета значений M_{KL} и Q , которые необходимо обеспечить при сборке изделий. Благодаря дифференцированной оценке коэффициентов трения (в резьбе и по торцу болта либо гайки), пользуясь результатами расчетов по (4–6), возможно обеспечить проведение процесса затяжки с большей точностью и существенно снизить потери от брака, возникающие при изготовлении силовых агрегатов автомобилей. Для практической реализации результатов расчетов целесообразно применять современное оборудование, позволяющее осуществлять затяжку резьбовых соединений с точным соблюдением расчетных параметров.

Рассмотрим более подробно влияние различных причин на изменение величины показателей качества резбовых изделий. Поскольку замена основного технологического оборудования для массового производства резбовых изделий на более точное в большинстве случаев нереальна, то будем считать, что на значение интегрального показателя качества изделий, помимо большого числа второстепенных факторов, влияют, главным образом, два основных фактора: изменение свойств материала и износ инструмента, предполагая, что настройки станка и режимы обработки остаются постоянными для партии деталей, а износом оборудования в пределах времени, необходимого для выпуска партии деталей, можно пренебречь.

Можно считать, что износ инструмента случайным образом влияет на величину показателя качества изделий, но в этом влиянии практически всегда обнаруживается тенденция изменить эту величину в одну сторону. В качестве примера рассмотрим технологический процесс массового производства болтов крепления головки цилиндров, в которой финишной операцией является бесцентровое шлифование наружной поверхности стержня. Материал для изготовления болтов – прутки 40ХН, годовая программа выпуска около 750000 шт. Показателем качества готовых изделий, для наглядности, будем считать один параметр – величину диаметра стержня болта. Поскольку процесс бесцентрового шлифования всей партии болтов выполняется одинаковыми технологическими приемами, то по мере износа шлифовального круга наружный диаметр готовой детали увеличивается. На практике из-за неоднородности материалов шлифовального круга и заготовки детали, а также из-за целого ряда других причин осуществить полноценную компенсацию износа инструмента не представляется возможным. Абсолютная величина изменения наружного диаметра каждой последующей детали по отношению к предыдущей меняется в широких пределах и теоретически возможны случаи, когда последующая деталь имеет меньший наружный диаметр, чем предыдущая. Поэтому, примем гипотезу, что изменение показателя качества изделий для данного технологического процесса имеет тенденцию к увеличению, характер этого изменения близок к линейному, величина изменения показателя качества является случайной.

Предположим, что измерены величины показателя качества для n деталей, например, $n \geq 30$, выпущенных одна за другой, в соответствии с маршрутным техпроцессом. Пусть номинальное значение показателя качества $Z_{ном} = r$ и допустимые по техническим условиям его отклонения $r \pm l$. Детали считаются годными, если показатель качества находится в пределах

$$r - l \leq Z < r + l.$$

В противном случае детали считаются бракованными.

Усредненные результаты измерений показателя качества позволяют сделать вывод о том, что наблюдается тенденция к увеличению показателя качества, хотя отдельные его значения носят случайный характер. В данном случае имеет место стохастическая связь между значениями показателя качества последовательно выпущенных деталей. Выдвигая гипотезу, что эта связь линейна, и пользуясь методами теории корреляции, можно определить уравнения линейной регрессии зависимости показателя качества от времени, и найти их коэффициенты [2, 4].

Определим уравнение линейной регрессии:

$$Z_1(n) = d + cn \quad (7)$$

таким образом, чтобы выражение:

$$J = \frac{1}{\mu} \sum_{n=1}^{\mu} [Z(n) - d - cn]^2 \rightarrow \min, \quad (8)$$

где $Z(n)$ – значение показателя качества в n -й момент времени; μ – общее число измерений, $n = 1, 2, 3, \dots, \mu$.

Коэффициенты уравнения (7) определим из условия (8), с помощью метода наименьших квадратов, для чего приравняем частные производные по этим коэффициентам нулю:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial J}{\partial d} &= -\frac{2}{\mu} \sum_{n=1}^{\mu} [Z(n) - d - cn] = 0; \\ \frac{\partial J}{\partial c} &= -\frac{2}{\mu} \sum_{n=1}^{\mu} [Z(n) - d - cn]n = 0 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

После несложных преобразований из выражения (9) получим два уравнения для определения коэффициента уравнения (7):

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\mu} \sum_{n=1}^{\mu} Z(n) - \frac{c}{\mu} \sum_{n=1}^{\mu} n &= d; \\ \frac{1}{\mu} \sum_{n=1}^{\mu} Z(n)n - \frac{d}{\mu} \sum_{n=1}^{\mu} n - \frac{c}{\mu} \sum_{n=1}^{\mu} n^2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Введем следующие обозначения:

$$\left. \begin{aligned} \hat{Z}(n) &= \frac{1}{\mu} \sum_{n=1}^{\mu} Z(n); \\ \hat{n} &= \frac{1}{\mu} \sum_{n=1}^{\mu} n; \\ \hat{\sigma}_n^2 &= \frac{1}{\mu} \sum_{n=1}^{\mu} [n]^2 - n^2; \\ \hat{\sigma}_z^2 &= \frac{1}{\mu} \sum_{n=1}^{\mu} [Z(n)]^2 - [\hat{Z}(n)]^2, \\ \hat{\rho}_{zn} &= \frac{\frac{1}{\mu} \sum_{n=1}^{\mu} Z(n)n - \hat{Z}(n)\hat{n}}{\hat{\sigma}_z \hat{\sigma}_n}, \end{aligned} \right\}, \quad (11)$$

где $\hat{Z}(n), \hat{n}$ – оценки математических ожиданий величин $Z(n)$ и n соответственно; $\hat{\sigma}_z^2, \hat{\sigma}_n^2$ – оценки дисперсий величин $Z(n)$ и n соответственно; $\hat{\rho}_{zn}$ – оценка коэффициента корреляции величин z и n .

Решая совместно уравнения (10), определим значения коэффициентов в выражении (7):

$$\left. \begin{aligned} c &= \hat{\rho}_{zn} \frac{\hat{\sigma}_z}{\hat{\sigma}_n}; \\ d &= \hat{Z}(n) - \hat{\rho}_{zn} \frac{\hat{\sigma}_z}{\hat{\sigma}_n} \hat{n} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Уравнение для определения показателя качества можно представить в виде суммы двух некоррелированных величин:

$$Z(n) = Z_1(n) + N_1(n), \quad (13)$$

где $Z_1(n)$ – детерминированная составляющая показателя качества, определяемая из выражений (7) и (12); $N_1(n)$ – случайная составляющая показателя качества.

Будем считать, что отклонения от линейности показателя качества связаны со случайными ошибками, то есть, что $N_1(n)$ есть случайная нормальная стационарная последовательность с некоррелированными значениями и нулевым математическим ожиданием, для которой справедливы следующие соотношения:

$$\left. \begin{aligned} M [N_1(n)] &= 0; \\ M [N_1^2(n)] &= D_N; \\ M [N_1^2(n) N_1(n + \theta)] &= 0 \text{ при } \theta \neq 0 \end{aligned} \right\}, \quad (14)$$

где M – знак математического ожидания; D_N – дисперсия случайной величины D_1 .

Определим числовые характеристики случайной последовательности $D_1(n)$. Из уравнения (13) получим:

$$\left. \begin{aligned} N_1(n) &= Z(n) - Z_1(n); \\ M[N_1(n)] &= M[Z(n) - Z_1(n)]; \\ M[N_1^2(n)] &= M\{[Z(n) - Z_1(n)]^2\} \end{aligned} \right\}. \quad (15)$$

Предположим, что уравнения (12) мы получили в результате обработки большого массива результатов измерения показателя качества изделий и, следовательно, оценки (11) соответствуют

действительным значениям числовых характеристик. Тогда, подставляя в формулы (15) значения из выражений (7) и (12), получим

$$\left. \begin{aligned} M[N_1(n)] &= 0; \\ M[N_1^2(n)] &= \sigma_z^2(1 - \rho_{zn}^2) \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Таким образом, для данного технологического процесса можно считать, что показатель качества n -го изделия определяется по уравнению (13) как сумма детерминированной и случайной составляющей, причем детерминированной составляющей соответствуют линейные уравнения (7), (12), а числовым характеристикам случайной составляющей – уравнения (16). Повторим опыт по измерению показателя качества последовательности готовых изделий p раз в разных условиях, и результаты каждого опыта обработаем методом, описанным выше. Тогда для каждого опыта получим уравнение для определения показателя качества:

$$Z_k(n) = d_k + c_k n + N_{1k}(n), \quad (17)$$

где $k = 1, 2, \dots, p$ – номер опыта; d_k, c_k – коэффициенты линейной регрессии для k -го опыта; N_{1k} – случайная составляющая показателя качества с числовыми характеристиками $M[N_{1k}] = 0$ и $M[N_{1k}^2] = D_{Nk}$.

В нашем примере мы приняли гипотезу о линейном изменении детерминированной составляющей показателя качества. Однако в некоторых случаях более справедлива гипотеза о нелинейной зависимости для детерминированной составляющей. Тогда детерминированную составляющую можно представить как линейную комбинацию известных функций времени, и уравнение для определения величины показателя качества можно записать как

$$Z(n) = \sum_{i=1}^n u_i \phi_i(n) + N(n), \quad (18)$$

где $\phi_1(n), \dots, \phi_n(n)$ – известные функции времени; $u_1(n), \dots, u_n(n)$ – случайные величины с заданными законами распределения либо просто неизвестные величины, для которых известны пределы изменения; $N(n)$ – стационарная случайная последовательность с нулевым математическим ожиданием и некоррелированными значениями.

Для технологических процессов массового производства, у которых случайные изменения величины показателя качества в основном обусловлены износом инструмента, для определения показателя качества может быть использовано следующее выражение

$$Z(n) = d + c * n + N(n), \quad (19)$$

где $d = \text{const}$; c^* – неизвестный коэффициент, для которого заданы пределы изменения; $N(n)$ – случайная, стационарная последовательность с некоррелированными значениями, нулевым математическим ожиданием и нормальным законом распределения случайных величин. Погрешности формы (овальность, конусность, огранка и др.) и погрешности взаимного положения поверхностей или осей деталей (непараллельность, неперпендикулярность, биение, эксцентриситет осей и т.п.) являются случайными величинами.

Для установления закона распределения погрешности формы или взаимного положения поверхностей необходимо на основании данных большой выборки построить эмпирическую кривую распределения и по ее внешнему виду предварительно определить закон распределения. Затем, при помощи критерия χ^2 или λ , проверить гипотезу о предполагаемом законе распределения. Если это будет закон распределения эксцентриситета, то зону практического рассеивания погрешностей R , которую обозначим через ΔR , можно принять равной

$$\Delta R = 3,5\sigma. \quad (20)$$

При этом вероятность выхода значений R за пределы ΔR будет равна 0,0022, что для практических целей является пренебрежимо малой величиной. Коэффициент 3,5 определен по литературным данным, откуда следует, что $F(R) = 0,9978$ для $\frac{R}{\sigma} = 3,5$. Так как R – допускаемое максимальное значение погрешности, имеющееся в пределах от 0 до R , то зона практического рассеивания погрешностей $\Delta R = R - 0 = R$ и принята равной $3,5\sigma$.

Учитывая, что $\sigma = \frac{\sigma_R}{\sqrt{2 - \frac{\pi}{2}}}$ и $\sigma = \frac{\bar{R}_0}{\sqrt{\frac{\pi}{2}}}$, то формулу (20) можно заменить следующими

формулами:

$$\left. \begin{aligned} \Delta R &= 5,35\sigma_R; \\ \Delta R &= 2,80\bar{R}_0. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Приняв в качестве оценок σ , σ_R и $\bar{R}_0$ статистические характеристики эмпирического распределения s , s_R и $\bar{R}$, можно по формулам (20), (21) определить суммарную погрешность обработки ΔR и сравнить ее с заданным по чертежу допуском $2\delta_R$. При достаточной точности процесса необходимо выполнение следующего условия [4]:

$$\Delta R \leq 2\delta_R. \quad (22)$$

Если это условие не выполняется, найдем вероятный процент брака:

$$q = [1 - F(R)] \cdot 100. \quad (23)$$

Для рассматриваемого примера вероятный процент бракованных болтов, вычисленный по (23), составил $q = 12,6\%$. Учитывая, что контроль качества болтов осуществляется выборочно, не более 5% от объема выпуска, на сборочную линию неизбежно попадает значительное количество некачественных резьбовых изделий. Таким образом, проблема обеспечения качества резьбовых изделий, по крайней мере, для наиболее ответственных соединений, при массовом производстве сложной машиностроительной продукции является очень острой.

Направление дальнейших исследований связано с разработкой способов управления качеством изготовления резьбовых изделий, совершенствованием контроля параметров процесса затяжки резьбовых соединений, обеспечением их безотказности в процессе эксплуатации автомобильных силовых агрегатов.

Библиографический список

1. Иосилевич Г.Б. Затяжка и стопорение резьбовых соединений: Справочник / Г.Б. Иосилевич, Ю.В. Шарловский. — 2-е изд. — М.: Машиностроение, 1985. — 224 с.
2. Роткоп Л.Л. Автоматическое управление процессами массового производства / Л.Л. Роткоп. — М.: Машиностроение, 1972. — 240 с.
3. Липка В.М. Анализ возможностей повышения качества деталей типа тел вращения, выпускаемых ХРП «АвтоЗАЗ-Мотор» (г. Мелитополь), на основе оптимизации процесса шлифования / В.М. Липка, Ю.Л. Рапацкий, Д.А. Каинов // Автоматизация: проблемы, идеи, решения: матер. междунар. науч.-техн. конф., Севастополь, 12–16 сент. 2009 г. — Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2009. — С. 216–218.

Поступила в редакцию 10.04.2010 г.