

УДК 621.822.082

В.М. Липка, магистр,

В.Я. Копп, профессор, д-р техн. наук,

Ю.Л. Рапацкий, доцент, канд. техн. наук

Севастопольский национальный технический университет,

ул. Университетская, 33, г. Севастополь, Украина, 99053

u.l.rapatskiy@mail.ru

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА И НАДЁЖНОСТИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ В УСЛОВИЯХ СЕРИЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА СИЛОВЫХ АГРЕГАТОВ ДЛЯ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Исследуется совместное влияние факторов, снижающих качество и надежность резьбовых соединений в серийно выпускаемых силовых агрегатах для легковых автомобилей. Классифицированы возможные отказы резьбовых соединений, проанализированы причины возникновения и предложены меры по их предотвращению. Предлагаются мероприятия по комплексному повышению надежности резьбовых соединений с учетом специфики их работы в силовых агрегатах автомобилей.

Ключевые слова: *резьбовое соединение, силовой агрегат автомобиля, автоматизированная сборка, качество и надежность резьбовых соединений.*

Предотвращение отказов резьбовых соединений (РС) является одной из важнейших задач по обеспечению надежности силовых агрегатов автомобилей (САА), что позволяет предотвратить значительные материальные потери. В результате экспериментальных исследований, проведенных в Севастопольском национальном техническом университете (СевНТУ, г. Севастополь, Украина) и на Мелитопольском моторном заводе (МемЗ, г. Мелитополь, Украина), который серийно производит силовые агрегаты (СА) для легковых автомобилей «Сенс», «Ланос» и ведет сборку двигателей для моделей «Форзе», выпускаемых на ОАО «Запорожский автомобильный завод» совместно с КНР, было установлено, что в САА более 70% отказов РС вызваны технологическими причинами, имеющими место при изготовлении резьбовых деталей (РД) и сборке изделий.

При автоматизированной сборке САА контроль параметров РД осуществляется выборочно, что не исключает попадания на сборочную линию до 10÷12% бракованных деталей. Кроме того, существующее автоматизированное резьбосборочное оборудование не обеспечивает стабильность и равномерность момента затяжки групповых РС, что в совокупности с невозможностью контроля величины натяжения стержней болтов и шпилек создаёт условия для появления недотянутых либо перетянутых соединений [1, 2].

Проблемам обеспечения прочности и надёжности РС при изготовлении и последующей эксплуатации посвящены работы [3] и др. Вместе с тем, в большинстве публикаций недостаточно внимания уделено влиянию технологии изготовления деталей с резьбой и сборки РС на их надёжность при эксплуатации САА. До настоящего времени не решен в полной мере вопрос, как предотвратить релаксацию и раскрытие стыков в наиболее нагруженных РС в САА. Не всегда удается однозначно установить причины возникновения отказов некоторых РС в САА в процессе эксплуатации, в том числе в гарантийный период, при условии, что другие соединения, собранные из идентичных РД по одинаковой технологии, на одном и том же автоматизированном оборудовании, работают в таких же условиях безотказно.

Целью данной статьи является: 1) Проанализировать совместное влияние комплекса технологических факторов на надёжность РС при изготовлении РД и автоматизированной сборке изделий, учитывая при этом специфику условий эксплуатации САА. 2) По результатам анализа предложить мероприятия по повышению надёжности РС в САА.

Проанализируем подробнее условия работы РС в САА, который включает в себя бензиновый двигатель рабочим объемом 1,3л или 1,4л в сборе с коробкой передач, системой впрыска топлива и навесными агрегатами, его общая масса более 130 кг. Всего в САА более 50 РС, 19 наиболее ответственных из них являются групповыми и содержат от 2 до 10 болтов М8...М14, стопорение от самоотвинчивания обеспечивается усилием затяжки. Основным показателем надежности РС в САА является статическая и усталостная прочность, в том числе отсутствие релаксации, самоотвинчивания и повреждений соединяемых деталей в течение срока эксплуатации. Кроме того, для РС в САА существенное значение имеет такая составляющая надежности, как ремонтпригодность, в т.ч. возможность многократной сборки и разборки РС без потери его прочности и замены соединяемых деталей. Специфика работы РС в САА состоит в совместном действии ряда факторов, способных вызвать ослабление затяжки, таких, как перепады температуры в пределах до 150 °С, а в отдельных узлах

до 400÷500 °С, знакопеременные нагрузки и вибрации, действующие в течение длительного времени, а также пиковые нагрузки при нештатных и аварийных режимах работы (перегрев, детонация, калильное зажигание и т.д.). Классификация отказов РС в САА приведена на рисунке 1.



Рисунок 1 — Классификация отказов резьбовых соединений в САА

Экспериментальные исследования надежности РС были проведены на МеМЗе и в СевНТУ, на десяти САА МеМЗ—307, в момент начала наблюдений находившихся на гарантии. Конструкция рассматриваемого РС содержит чугунный блок цилиндров, головку цилиндров из алюминиевого сплава, металлизированную прокладку между ними и 10 специальных болтов М10х1,25-5g, в которых при затяжке создаются напряжения растяжения, близкие к пределу текучести материала болта. В ходе эксперимента за 1500 часов наработки момент затяжки каждого из десяти болтов крепления головки цилиндров к блоку цилиндров двигателя уменьшился в среднем на 3,5 Н·м, или на 4% от первоначальной номинальной величины. Такое ослабление затяжки не представляет опасности, если при сборке РС обеспечено требуемое натяжение стержня каждого из десяти болтов с необходимым запасом, однако, в течение длительного времени наработки, может произойти раскрытие стыка, что приводит к выходу САА и дорогостоящему ремонту. Вместе с тем на двух САА в ходе эксперимента произошли два случая ослабления затяжки болтов более, чем на 30% от номинальной величины, что привело к раскрытию стыка и отказу двигателей. Экспериментально подтверждено существенное влияние на надежность РС приведенного среднего диаметра и конусности резьбового отверстия, в совокупности характеризующих его точность [4]. В указанных случаях причинами отказа были завышенные зазоры между РД в РС, совместно с температурными и силовыми воздействиями.

Как показано в [2], затяжка групповых РС при автоматизированной сборке двигателя вносит существенные искажения в первоначально заданную форму рабочих поверхностей цилиндров. Экспериментами, проведенными на МеМЗ в ходе конструкторско – технологических мероприятий по увеличению рабочего объема серийного двигателя МеМЗ—307 с 1,3л до 1,4л подтверждено, что существующие технологические приемы автоматизированной сборки РС не гарантируют оптимального характера крепления головки к блоку цилиндров. Конструкторской документацией моменты затяжки всех болтов в рассматриваемом РС установлены равными, несмотря на явные различия локальной жесткости головки и блока цилиндров в различных зонах расположения крепежных элементов. Фактические значения моментов затяжки РС, как показали исследования на МеМЗе и в СевНТУ, из-за погрешностей изготовления РД и несовершенства технологии сборки могут отличаться на 25% и более. Эксперименты [2], позволили установить, что при затяжке болтов головки цилиндров происходит значительное изменение пространственного положения осей РД. Вместе с тем, после сборки двигателя, неперпендикулярность оси цилиндра плоскости разреза блока цилиндров не должна превышать 0,025 мм, нецилиндричность не более 0,01 мм, номинальный зазор между поршнем и цилиндром должен составлять 0,05 мм, а шероховатость зеркала цилиндра — не более 0,8 мкм. При отклонениях от указанных параметров возникает прорыв газов в картер, снижается компрессия, ускоряется износ деталей цилиндрико-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма, падает мощность двигателя и уменьшается его надежность.

Анализ деформации блока цилиндров от затяжки РС показал, что незначительное изменение положения оси резьбового отверстия по отношению к стенке блока цилиндров существенно изменяет величину и характер деформирующих усилий в последнем. [2] Среди причин такого явления следует отметить неточности литья и обработки резьбовых отверстий, наличие неперпендикулярности опорной поверхности головки болта его оси, изгиб стержня и другие погрешности изготовления РД. Подобные деформации блока цилиндров в большинстве случаев не угрожают непосредственно работоспособности двигателя, но существенно снижают его надёжность. Таким образом, даже незначительные отклонения зон расположения крепежа головки и блока цилиндров, неравномерность затяжки и изгиб осей болтов могут вызывать отказы РС.

Анализ влияния вибраций на надёжность РС в САА. При различных режимах работы в САА одновременно действуют несколько источников вибраций различной частоты. Например, на холостом ходу, распределительный вал двигателя, вращаясь с частотой 450 с^{-1} , является источником низкочастотных вибраций, которые ускоряют явление ползучести в гладкой части болтов и в несвинченной части резьбы, способствуя более интенсивной релаксации напряжений в РС головки и блока цилиндров. При этом на каждый болт действует суммарный отвинчивающий момент [1]:

$$M_{\Sigma} = M_{омв} + M_{мз} + M_p, \quad (1)$$

где $M_{омв} = 0,5F_0d_2 \frac{f_p}{\cos\psi}$; F_0 — сила затяжки, Н; f_p — коэффициент трения в резьбе; d_2 — средний диаметр резьбы, м; ψ — угол подъёма резьбы, $\psi = \arctg \frac{P}{\pi d_2}$, где P — шаг резьбы, м (для однозаходной резьбы), $M_{мз}$ — остаточный торсионный момент, возникающий в результате затяжки; M_p — момент трения в резьбе. При отсутствии вибрации отвинчивающий момент существенно меньше суммы моментов трения в резьбе M_p и по торцу болта (гайки) M_T :

$$M_{омв} \ll M_p + M_T, \quad (2)$$

где $M_p = Q_0 \frac{d_2}{2} \tg\beta$; $M_T = Q_0 R_T \mu_T$; β — угол между стороной профиля резьбы и перпендикуляром к оси резьбы, для метрической резьбы $\beta = 30^\circ$; R_T — радиус опорной поверхности гайки (головки болта); μ_T — коэффициент трения по торцу гайки (болта). Вибрационные и другие воздействия значительно усиливают действие отвинчивающего момента.

На рисунке 2 представлен график изменения отвинчивающего момента $M_{омв}$ от силы F_0 затяжки РС и коэффициента трения в резьбе f_p (при отсутствии вибраций), из которого виден сложный, нелинейный характер исследуемой зависимости.

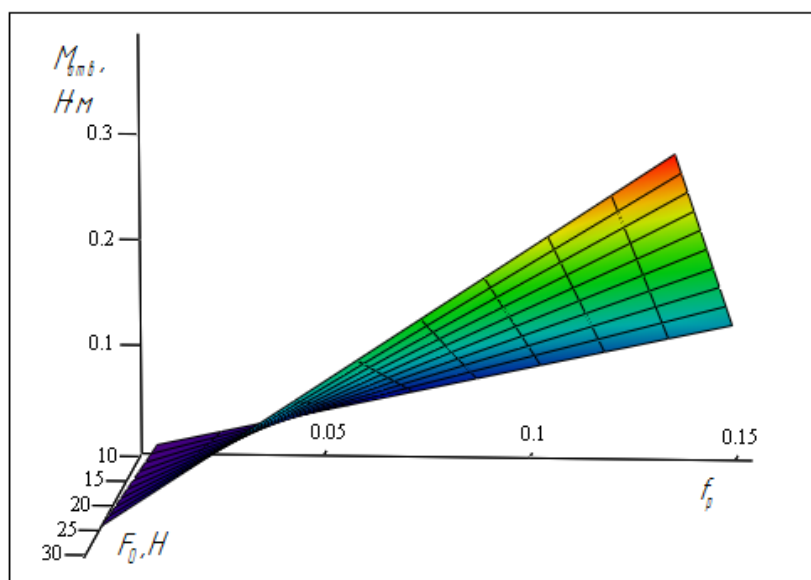


Рисунок 2 – График зависимости отвинчивающего момента от силы затяжки РС и коэффициента трения в резьбе

В результате совместного действия вибраций, силовых нагрузок и температурных деформаций, действующие значения силы натяжения стержня каждого болта в групповом РС и коэффициента трения в резьбах случайным образом изменяются, что может приводить к релаксации и раскрытию стыка.

Анализ влияния жесткости болтов и соединяемых деталей на эксплуатационную надёжность РС в САА. Используя известный подход, предложенный Г.Н. Кошкаряном и Г.Г. Шекином, рассмотрим влияние жесткости болтов и соединяемых деталей на надёжность РС головки блока цилиндров с блоком цилиндров при эксплуатации САА. Расчетная схема показана на рисунке 3, где РС заменено колебательной системой с одной степенью свободы. В качестве допущения примем, что расстояние между болтами крепления головки цилиндров достаточно велико и их взаимным влиянием можно пренебречь. Такое допущение основано на том, что ослабление затяжки любого из болтов в рассматриваемом РС вызывает его отказ.

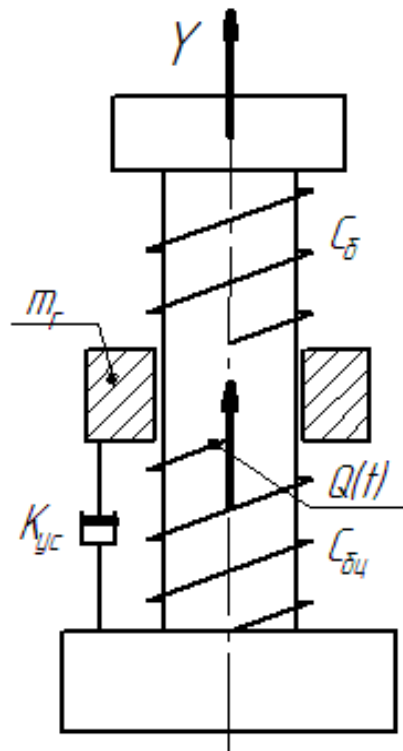


Рисунок 3 – Расчетная схема для моделирования РС под воздействием периодических нагрузок при работе САА

Пусть m , в данном случае, для группового РС, – часть массы присоединенной детали (головки цилиндров массой m_r), приходящаяся на один болт, $m = 0,1m_r$, совершает колебания вдоль оси Y под действием периодической возмущающей силы $Q(t) = Q_m \sin \omega t$, с амплитудой Q_m и частотой ω . Дифференциальное уравнение, приближенно описывающее движение в соединении «блок — головка цилиндров — болт», в комплексном виде можно записать следующим образом:

$$m y'' + (K_{yc} i + 1)(C_{бц} + C_{б}) y = Q(t), \quad (3)$$

где y — смещение головки цилиндров вдоль оси Y ; K_{yc} — коэффициент упругого сопротивления; i — мнимая единица; $C_{бц}$, $C_{б}$ — жесткость, соответственно, блока цилиндров и болта.

После разложения функции $Q(t)$ в ряд Фурье, решение уравнения (3) будет:

$$y = \frac{1}{C_{б} + C_{бц}} \left[\frac{G_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{G_n \cos(n\omega t - \gamma_n) - H_n \sin(n\omega t - \gamma_n)}{\sqrt{(1 - \frac{n^2 \omega^2}{p^2})^2 + \frac{K_{yc}^2 n^2 \omega^2}{p^2}}} \right], \quad (4)$$

где $p = \sqrt{\frac{C_{\delta} + C_{\delta u}}{m}}$ — частота собственных колебаний системы; $n=1,2,\dots$; γ_n — коэффициент характеризующий динамичность системы, равный:

$$\gamma_n = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega^2}{p^2}\right)\right]^2 + \left(\frac{\nu}{\pi}\right)^2 \cdot \left(\frac{\omega}{p}\right)^2}},$$

где ν — логарифмический декремент затухания колебаний; G_0, G_n, H_n — коэффициенты разложения:

$$G_n = \frac{2}{T} \int_0^T Q(t) \cos n\omega t dt; \quad H_n = \frac{2}{T} \int_0^T Q(t) \sin n\omega t dt,$$

где T — преобладающий период изменений внешней силы. Выражение для G_0 найдем из следующих соображений. Из (4) видно, что, если частота собственных колебаний системы совпадает с частотой одной из гармоник возмущающей силы, то в РС возникает резонанс. В этом случае амплитуда вынужденных упругих колебаний головки цилиндров превысит величину деформации от предварительного сжатия деталей, что приведет к падению давления на поверхностях стыка до нуля и отказу РС.

Превышение вынужденных упругих деформаций в РС над предварительными (т. е. раскрытие стыка) имеет место при определенных соотношениях $\frac{\omega}{p}$ к $\frac{Q_{\max}}{Q_0}$, где $Q_{\max}$ — максимальное значение возмущающей силы, Q_0 — усилие предварительной затяжки болта. Для нахождения зависимости между указанными величинами, рассмотрим пульсирующую нагрузку по оси y как преобладающую и наиболее опасную в рассматриваемом РС:

$$0 \leq Q(t) \leq Q_{\max}$$

Значения соответствующих коэффициентов разложения функции $Q(t)$ в ряде Фурье будут:

$$G_0 = \frac{Q_{\max}}{2}; G_1 = -\frac{Q_{\max}}{2}; G_2 = G_3 = \dots = 0; \quad H_1 = H_2 = \dots = 0.$$

Пренебрегая демпфированием, после соответствующих преобразований получим уравнение вынужденных колебаний головки цилиндров:

$$y = y_{\text{ст}} - y_0 \cos \omega t.$$

Амплитуда вынужденных колебаний y_0 головки цилиндров будет равна:

$$y_0 = \mu \cdot y_{\text{ст}}, \quad (5)$$

где $y_{\text{ст}}$ — статическое смещение головки цилиндров, соответствующее среднему значению возмущающей силы, равное:

$$y_{\text{ст}} = \frac{Q_{\max}}{2m \cdot p^2},$$

а μ — динамический коэффициент: $\mu = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}$.

Из выражений (3—5), следует, что условие раскрытия стыка в РС головки с блоком цилиндров, при известных значениях отношений $\frac{\omega}{p}$ и $\frac{Q_{\max}}{Q_0}$, для рассмотренного вида пульсирующей нагрузки по оси y , может быть представлено следующим образом:

$$\frac{Q_{\max}}{Q_0} \geq \frac{2(C_{\delta} + C_{\delta u})}{C_{\delta}} \cdot \frac{\frac{\omega^2}{p^2} - 1}{\frac{\omega^2}{p^2}}. \quad (6)$$

Для различных случаев действия внешней нагрузки, путем подбора значений коэффициентов C_{δ} и $C_{\delta_{ц}}$, можно предотвратить возникновение резонанса и отказа РС.

Таким образом, периодические силы произвольного характера вызывают в РС полигармонические колебания, состоящие из ряда гармоник. Одной из важнейших причин раскрытия стыка в рассматриваемом случае является резонанс из-за совпадения частоты собственных колебаний РС с одной из гармоник возмущающей силы. Вероятность такого раскрытия пропорциональна амплитуде колебаний и массе присоединяемой детали.

Анализ выражения (6) показывает, что путем увеличения жесткости болта C_{δ} и блока цилиндров $C_{\delta_{ц}}$, возможно уменьшить амплитуду колебаний системы «блок — головка цилиндров», чем гарантировать нераскрытие стыка и обеспечить уменьшение величины динамического усилия, передаваемого на болт. Поскольку жесткость блока цилиндров увеличить сложно, целесообразно применять болты повышенной жесткости, способные выдержать более высокие моменты затяжки.

Влияние фреттинга на надежность РС. Результаты экспериментов позволяют сделать вывод о том, что большинство ответственных РС в САА в процессе эксплуатации подвержены фреттингу, который является одной из важных причин износа, внезапных разрушений РД и раскрытия стыков. Наличие вибраций, значительные тепловые и силовые нагрузки на элементы САА, связанные между собой с помощью РД, приводят к взаимному перемещению деталей, образующих РС, что в совокупности вызывает фреттинг. Недостаточная затяжка и постепенная релаксация РС являются одними из главных факторов, провоцирующих возникновение фреттинга, в том числе при небольших сроках эксплуатации САА. Обобщенную фреттингостойкость различных РС можно приближенно оценить следующим образом:

$$t_{\phi} = k_1 \cdot R_a \cdot \exp\left(-\frac{k_2 \cdot A \cdot P_n \cdot f_g}{R_a}\right),$$

где t_{ϕ} — критерий фреттингостойкости - время, соответствующее моменту повышения силы трения в РС; R_a — среднее отклонение микропрофиля; A — амплитуда микропроскальзываний; P_n — номинал нагрузки; f_g — частота вибраций; k_1, k_2 — эмпирические коэффициенты, зависящие от состава и физико-механических свойств материала образцов, а также свойств среды [4]. Проникновение смазки в отдельные РС в САА, как показали исследования, не может гарантировать отсутствие фреттинга. Проблема обеспечения фреттингостойкости РС в полной мере еще не решена.

Выводы и рекомендации: 1) Отказы РС при эксплуатации САА возникают в результате совместного действия ряда стохастических факторов, таких, как: силовые, температурные и вибрационные воздействия, технологические погрешности изготовления РД и сборки РС, недостаточная жесткость болтов, фреттинг. Кроме того, раскрытие стыка нередко бывает вызвано ошибками в конструировании и расчете РС из-за пренебрежения влиянием вибраций, температурных деформаций и т.д. 2) Расчетным путем установлено и экспериментально подтверждено, что для увеличения резонансной частоты колебаний ω в рассматриваемом РС головки и блока цилиндров в 2 раза, достаточно увеличить жесткость болтов примерно в 4 раза, что позволяет существенно снизить вероятность раскрытия стыка. 3) Эффективным средством повышения надежности РС в САА является применение более прочных и жестких РД совместно с увеличением моментов затяжки, при условии обеспечения расчетных величин натяжения стержня болта и зазора между резьбовыми поверхностями. 4) Для предотвращения получения бракованных РС, имеющих пониженную прочность, при автоматизированной сборке САА эффективно применение винтовертов и гайковертов, позволяющих в ходе свинчивания и затяжки оперативно диагностировать значения силовых и динамических параметров и останавливать сборочный процесс, не допуская повреждения деталей и выпуска негодных изделий. 5) Целесообразно шире применять режущо-деформирующий инструмент и раскатники для повышения точности и качества внутренних резьб. 6) Применяемая технология изготовления РД с НР должна обеспечивать соответствие всего комплекса ее геометрических параметров, механических характеристик и свойств поверхностного слоя заданным значениям. 7) При изготовлении РД с НР и внутренних резьб необходимо учитывать технологическую наследственность. 8) Необходимо применять конструктивные и технологические приемы по предотвращению фреттинга, в том числе использовать резбонакатывание для получения деталей с наружной резьбой и раскатывание для резьбовых отверстий, специальные смазки, защитные покрытия, прокладки из полимерных материалов и т.д.

Предлагаемые технологические мероприятия позволяют повысить надежность РС и снизить потери от отказов САА на 6-7%.

Направление дальнейших исследований связано с разработкой технологических мероприятий по обеспечению автоматизированной сборки качественных и надежных РС в САА и предотвращению возникновения в них фреттинга.

Библиографический список использованной литературы

1. Рапацкий Ю.Л. Исследование влияния параметров резьбовых крепежных деталей на качество сборки изделий машиностроения / Ю.Л. Рапацкий, В.М. Липка. // Сборка в машиностроении, приборостроении. — 2010. — № 11 (124). — С. 20 – 27.
2. Кесарийский А.Г. Исследование деформирования резьбового соединения головки и блока цилиндров поршневого двигателя / А.Г. Кесарийский, Ю.А. Постол, В.В. Сатокин // Двигатели внутреннего сгорания. — 2010. — № 1. — С. 51 – 53.
3. Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения / И.А. Биргер, Г.Б. Иосилевич. — М.: Машиностроение, 1990. — 368 с.
4. Шевеля В.В. Трибохимия и реология износостойкости: монография / В.В. Шевеля, В.П. Олександренко. — Хмельницкий. ХНУ, 2006. — 378 с.

Поступила в редакцию 25.03.2013 г.

Липка В.М., Копп В.Я., Рапацкий Ю.Л., Підвищення якості та надійності різьбових з'єднань в умовах серійного виробництва силових агрегатів для легкових автомобілів

Досліджується спільний вплив чинників, що знижують якість і надійність різьбових з'єднань в силових агрегатах, які серійно випускаються для легкових автомобілів. Класифіковані можливі відмови різьбових з'єднань, проаналізовано причини виникнення та запропоновано заходи щодо їх запобігання. Пропонуються заходи щодо комплексного підвищення надійності різьбових з'єднань з урахуванням специфіки їх роботи в силових агрегатах автомобілів.

Ключові слова: різьбове з'єднання, силовий агрегат автомобіля, автоматизована складання, якість і надійність різьбових з'єднань.

Lipka V.M., Kopp V.Ya., Rapatskiy Yu.L. Improved quality and reliability of threaded connections in mass-produced of power units for cars

The combined effect of factors that reduce the quality and reliability of the threaded connections in the mass-produced power units for cars are considered. The possible failures of threaded connections are classified, the causes are analyzed and measures to prevent them are proposed. Some measures to improve the reliability of the threaded connections specific to their work in the power units of cars are proposed.

Keywords: fitting, powertrain vehicle, automated assembly, quality and reliability of threaded connections.