

УДК 621.822.082

**В.М. Липка, магистр,**

**В.В. Леонтьев, канд. техн. наук, доцент,**

**В.Я. Копп, д-р техн. наук, профессор,**

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

*Севастопольский национальный технический университет*

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

*E-mail: u.l.rapatskiy@mail.ru*

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ С ПОМОЩЬЮ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ И ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СИЛОВЫХ НАГРУЗОК НА НАДЕЖНОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ В СИЛОВЫХ АГРЕГАТАХ АВТОМОБИЛЕЙ**

*С помощью метода конечных элементов исследуются напряжения и перемещения в деталях затянутого резьбового соединения (РС) в силовом агрегате автомобиля (САА). Приводятся результаты моделирования и их анализ, позволяющий усовершенствовать процесс автоматизированной сборки САА и повысить эксплуатационную надежность РС.*

**Ключевые слова:** *резьбовое соединение, метод конечных элементов, моделирование, резьбовая деталь, напряжение, надежность, силовой агрегат автомобиля.*

**Введение.** Актуальной проблемой при производстве сложных изделий машиностроения, в том числе силовых агрегатов автомобилей (САА), является выпуск конкурентоспособной продукции, для чего необходимо обеспечить высокое качество сборки резьбовых соединений (РС) с учетом требований их эксплуатационной надежности [1, 2]. Исследования качества и надежности РС выполнены в ходе производственного эксперимента на гибкой автоматизированной линии сборки (ГАЛС) САА в сборочном цехе Производственного предприятия «Мелитопольский моторный завод» (ПП «МеМЗ») [3]. Выпускаемый на ГАЛС САА представляет собой инжекторный двигатель внутреннего сгорания рабочим объемом 1,3 либо 1,4 л в сборе с коробкой перемены передач, а также другими необходимыми узлами и поставляется на ПАО «ЗАЗ» для комплектации легковых автомобилей «Сенс», «Ланос», «Форза», «Вида».

Как показано в [1—5], надежность РС, получаемых автоматизированной сборкой, в течение их жизненного цикла наиболее существенно зависит от совокупности таких факторов, как качество изготовления (с учетом технологической наследственности) резьбовых деталей (РД), технологические возможности сборочного оборудования и применяемая технология сборки, а также ряда других. Низкая надежность РС является причиной более половины всех отказов САА в гарантийный и послегарантийный период. [5,6]. Ввиду нестабильности качества РД и невозможности селективной сборки РС в условиях крупносерийного производства САА, величины зазоров между сопрягаемыми резьбовыми поверхностями являются случайными величинами, значения которых во многих случаях выходят за поля допусков, соответствующие посадкам 6H/6g либо 6H/5g, предусмотренным конструкторской документацией [3,4]. В частности, при недостаточном, вплоть до нулевого, зазоре по среднему диаметру, либо натяге, даже незначительном, возникающие при затяжке РС контактные напряжения деформируют соединяемые детали и крепежные резьбовые элементы, вплоть до их разрушения [6]. При завышенном зазоре по среднему диаметру из-за недостаточной площади контакта резьбовых поверхностей могут происходить разрушения элементов резьбы в конце этапа затяжки [6]. Деформации и разрушения элементов резьбы неизбежно приводят к раскрытию стыка под действием рабочих нагрузок, что вызывает отказ САА при эксплуатации [5]. Приложение рабочих нагрузок, например, для РС головки блока цилиндров (ГБЦ) с блоком цилиндров (БЦ) таких, как давление газов в камере сгорания двигателя в конце такта сжатия и в начале рабочего хода поршня, приводит к возникновению в резьбовом узле дополнительных напряжений [5]. В связи со сложным, нелинейным характером распределения напряжений, возникающих в том числе из-за разброса значений момента затяжки и нестабильности зазора по среднему диаметру, в РС возможны локальные перегрузки отдельных участков РД вплоть до их разрушения и отказов РС [6], что также приводит к выходу из строя САА и дорогостоящему ремонту. Прогнозировать такие ситуации, применяя известные теоретические методики расчета, во многих случаях невозможно, в связи с чем представляется наиболее целесообразным применение метода конечных элементов (МКЭ) [7, 8] для моделирования работы РС под действием рабочих нагрузок.

Недостаточную эффективность имеющихся аналитических средств и методов исследования напряжений и перемещений в элементах затянутых РС в большинстве случаев приходится компенсировать применением при проектировании больших запасов прочности РД, что увеличивает стоимость изделий [5, 6].

**Цель исследований:** анализ с помощью МКЭ распределения напряжений и перемещений под действием рабочих нагрузок в РС ГБЦ с БЦ и оценка влияния различных факторов на надежность рассматриваемого соединения для совершенствования технологического обеспечения процесса автоматизированной сборки.

**Изложение основного материала.** Соединяемые детали (сборочные единицы) и крепежные элементы, входящие в состав резьбовых соединений (РС), после затяжки находятся под действием статических усилий, напряжения от которых в отдельных случаях могут приближаться к предельно допустимым значениям и приводить к деформации и частичному разрушению резьбовых деталей (РД) еще до начала эксплуатации САА, в отсутствие рабочих нагрузок. Вместе с тем наибольший теоретический и практический интерес представляет обеспечение нераскрытия и герметичности стыка под действием рабочих нагрузок, действующих на детали, входящие в РС, при эксплуатации САА. В качестве примера будем далее рассматривать наиболее нагруженное и ответственное в САА – РС ГБЦ с БЦ. Для анализа возникающих в исследуемом РС напряжений и перемещений было проведено моделирование с помощью МКЭ в программной среде «ABAQUS», ряд проверочных расчетов выполнены с помощью приложения «APM FEM» к системе КОМПАС-3D (АСКОН). Была использована методика, основанная на принципах, изложенных в [7, 8], с применением современных программных средств, рассмотренных в [8], сущность её состоит в следующем. Для моделирования выделим осесимметричную область внутри соединяемых деталей, содержащую болт. Для наглядности, упрощения и сокращения времени моделирования будем рассматривать четверть выделенной области показанной на рисунке 1, которую разобьем на элементы, т. е. покроем сеткой, аппроксимирующей исследуемый объект.

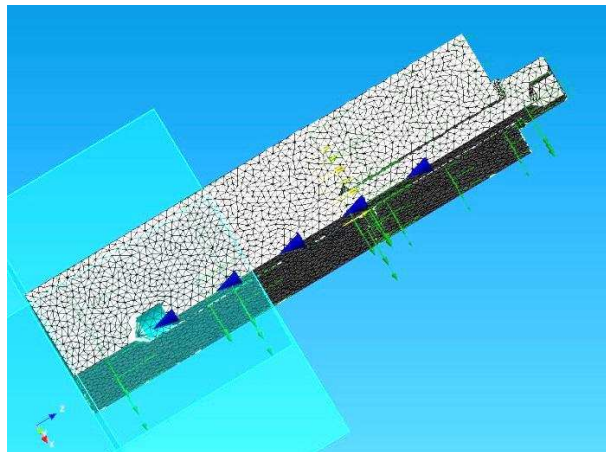


Рисунок 1 – Упрощенная расчетная схема приложения нагрузок в РС ГБЦ с БЦ для построения модели

Точки пересечения линий сетки на рисунке 1 являются узлами. Будем исследовать действие растягивающей нагрузки, приложенной к болту, как наибольшей по абсолютной величине в данном РС и наиболее опасной с точки зрения возможного раскрытия стыка и отказа САА. Будем считать, что растяжение болта происходит за счет натяжения его стержня после затяжки, а также давления в камере сгорания цилиндра, находящегося в непосредственной близости от исследуемого РС. С достаточной точностью, учитывая порядок работы цилиндров, можно считать, что на один болт приходится примерно 25 % нагрузки от силы давления, действующей на внутреннюю поверхность камеры сгорания в ГБЦ. Полную силу  $F_n$ , действующую на болт, в рассматриваемом случае можно выразить, используя результаты, приведенные в [9]

$$F_n = F_0 + \sum_{i=1}^n \int_{a_i}^{b_i} p(x)\chi(x)dx ,$$

где  $F_0$  — сила, растягивающая стержень болта после окончательной затяжки РС;  $\chi(x)$  — коэффициент основной нагрузки для выбранного сечения болта  $x$ , определяемый по методике [9];  $i$  — номер стыка, в рассматриваемом РС  $i=1,2$ , так как между БЦ и ГБЦ при сборке САА устанавливается специальная герметизирующая металлоасбестовая прокладка,  $p(x)$  — внешняя нагрузка на болт, отнесенная к единице его длины; вызванная давлением в камере сгорания САА;  $b_i, a_i$  — координаты рассматриваемого участка.

Зависимость смещений узлов сетки от действующих сил может быть представлена в виде [7]:

$$Ku = f, \quad (1)$$

где  $K$  — матрица жесткости;  $u$  и  $f$  — векторы-столбцы узловых перемещений и сил (внешних и контактных):

$$u = \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_n \end{pmatrix}; \quad f = \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_m \end{pmatrix};$$

здесь  $n$  и  $m$  — соответственно общее число узлов в модели и число узлов, в которых заданы внешние силы.

Из (1) следует, что перемещения узлов РД можно выразить следующим образом:

$$u = K^{-1}f, \quad (2)$$

где  $K^{-1} = \lambda$  — обращенная матрица жесткости (матрица податливости) [7].

Уравнение  $u = K^{-1}f$  равносильно системе линейных алгебраических уравнений, выражающих зависимость перемещений узлов модели от действующих сил. Каждое уравнение системы имеет вид [7]:

$$u_l = \sum_{k=1}^m \lambda_{lk} F_k = \lambda_{l1} F_1 + \lambda_{l2} F_2 + \dots + \lambda_{lm} F_m,$$

где  $\lambda_{l1}, \lambda_{l2}, \dots, \lambda_{lm}$  — коэффициенты матрицы податливости (функции влияния), которые показывают перемещение узла от единичных сил, приложенных соответственно в узлах 1, 2,  $m$ . Таким образом, зависимость учитывает влияние всех сил на перемещение узла.

Наиболее простого вида матрица жесткости  $K$  может быть сформирована в МКЭ [7]:

$$K = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \dots & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & \dots & K_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ K_{n1} & K_{n2} & \dots & K_{nn} \end{bmatrix},$$

Элемент  $K_{jk}$  входит в матрицу (3) и определяет реакцию в узле  $j$  единичного перемещения узла  $k$  при неподвижных других узлах. Он имеет блочную структуру, аналогичную вектору смещений.

Определив из (2) с учетом (3) перемещения узлов от заданных сил, найдем деформации и напряжения в каждом узле модели, которые показаны на рисунке 1. Соотношения между деформациями и перемещениями в рассматриваемой осесимметричной модели, используя результаты, приведенные в [7], можно представить следующим образом:

$$\varepsilon_z = \frac{\partial \omega}{\partial z}; \quad \varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r}; \quad \varepsilon_\theta = \frac{u}{r}; \quad \gamma_{rz} = \frac{\partial \omega}{\partial z} + \frac{\partial u}{\partial r}.$$

Здесь  $\omega$  и  $u$  — перемещения рассматриваемого узла в направлении осей  $z$  и  $r$  соответственно.

Напряжения в элементах РС можно определить в соответствии с законом Гука:

$$\sigma = D\varepsilon,$$

где матрица упругости имеет вид [7]:

$$D = \frac{E - (1 - \nu)}{(1 + \nu) + (1 - 2\nu)} \begin{bmatrix} 1 & \frac{\nu}{1 - \nu} & \frac{\nu}{1 - \nu} & 0 \\ \frac{\nu}{1 - \nu} & 1 & \frac{\nu}{1 - \nu} & 0 \\ \frac{\nu}{1 - \nu} & \frac{\nu}{1 - \nu} & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1 - 2\nu}{2(1 - \nu)} \end{bmatrix},$$

а компоненты векторов напряжений и деформации могут быть представлены следующим образом:

$$\sigma^T = \{\sigma_z \sigma_r \sigma_\theta \tau_{rz}\}; \quad \varepsilon^T = \{\varepsilon_z \varepsilon_r \varepsilon_\theta \gamma_{rz}\},$$

где индексом « $T$ » обозначена операция транспонирования.

Для расчета параметров в исследуемом РС неизвестную функцию распределения контактных напряжений заменим «ступенчатой» функцией с постоянными напряжениями в каждой ступени. В этом случае узловая сила в рассматриваемой осесимметричной модели будет иметь вид [7],

$$F_{ki} = q_i 2\pi r_i t_i,$$

где  $q_i$  — контактное напряжение в  $i$ -м узле;  $r_i$  — радиус узла;  $t_i$  — ширина ступени.

В сопряженных контактирующих узлах  $i$  и  $i'$  силы равны, т.е.

$$F_{ki} = F'_{ki}.$$

Осевая составляющая суммы узловых сил равна силе  $F_n$ , действующей на болт. Следовательно, в рассматриваемой модели силу  $F_n$  можно выразить следующим образом:

$$F_n = \sum_{i=1}^m F_{ki} \cos \frac{\alpha}{2}.$$

Коэффициенты матрицы податливости  $\lambda$  могут быть найдены обращением матрицы жесткости  $K$ , но с достаточной для практики точностью определим их, считая единичную нормальную силу приложенной последовательно в каждом контактирующем узле. Коэффициент податливости  $\lambda_{ii}^n$   $i$ -го узла найдем по его осевому  $\omega_i$  и радиальному  $u_i$  перемещению под действием единичной нормальной силы, приложенной в рассматриваемом узле:

$$\lambda_{ii}^n = \omega_i \cos \frac{\alpha}{2} + u_i \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Аналогично вычислим коэффициент податливости  $\lambda_{ij}$  в этом узле от единичной силы, приложенной в узле  $j$  (функцию влияния).

Нормальные перемещения узла  $i$  от контактных сил на всех витках резьбы определим следующим образом:

$$\delta_i^n = \sum_{j=1}^m \lambda_{ij}^n F_{kj}.$$

Для получения единственного решения при вычислении функций влияния необходимо закрепить исследуемую РД в начале местной системы координат, в узлах, к которым приложена внешняя сила  $F$ . В этом случае нет необходимости определения функций влияния внешней силы на перемещения контактирующих точек.

При завышенном зазоре в РС по среднему диаметру фактические площадки контакта оказываются меньше расчетных рабочих поверхностей витков. В этом случае то размеры площадок контакта можно более точно определить по методу последовательных приближений из условий равенства нулю контактных давлений вне зоны контакта. После решения контактной задачи и определения сил в узлах витков можно определить перемещения, затем вычислить деформации и напряжения в узлах модели при заданных силах (внешней и контактных). При нулевом зазоре по среднему диаметру решать контактную задачу нет необходимости, что существенно упрощает построение модели.

Контактные напряжения (давления) в узлах витков резьбы будем определять по формуле [7]:

$$q_i = 0,5 \frac{F_{ki}}{(\pi r_i t_i)}.$$

Для упрощения процедуры моделирования и сокращения времени расчетов при построении модели были приняты необходимые основные допущения, не оказывающие принципиального влияния на характер распределения напряжений и перемещений в РД.

1) Будем считать, что в исследуемом РС на РД, кроме силы натяжения стержня болта от затяжки, действует только растягивающая нагрузка, вызванная давлением в камере сгорания в конце такта сжатия и в начале рабочего хода поршня в цилиндре САА. Другими, существенно меньшими по абсолютной величине нагрузками, действующими в РС, пренебрегаем.

2) Шайбу под головкой болта будем считать частью последней, ввиду того, что её жесткость заведомо достаточна для равномерной передачи давления на сопрягаемую с ней поверхность ГБЦ.

3) Податливостью специальной металлоасбестовой прокладки между сопрягаемыми поверхностями ГБЦ и БЦ, сжатой в результате затяжки РС номинальным моментом, можно пренебречь.

4) Зазор по среднему диаметру в свинченной части затянутого болта и резьбового отверстия в БЦ считаем нулевым.

5) Влиянием других болтов на исследуемые РД в групповом десятиболтовом РС ГБЦ с БЦ можно пренебречь, поскольку они находятся на значительном расстоянии между собой.

**Анализ полученных результатов.** Примеры результатов моделирования исследуемого РС в среде «ABAQUS 12.1» приведены на рисунке 2. Проверка достоверности модели РС производилась путем моделирования идентичных объектов с помощью «КОМПАС-3D», совпадение результатов более 90 %.

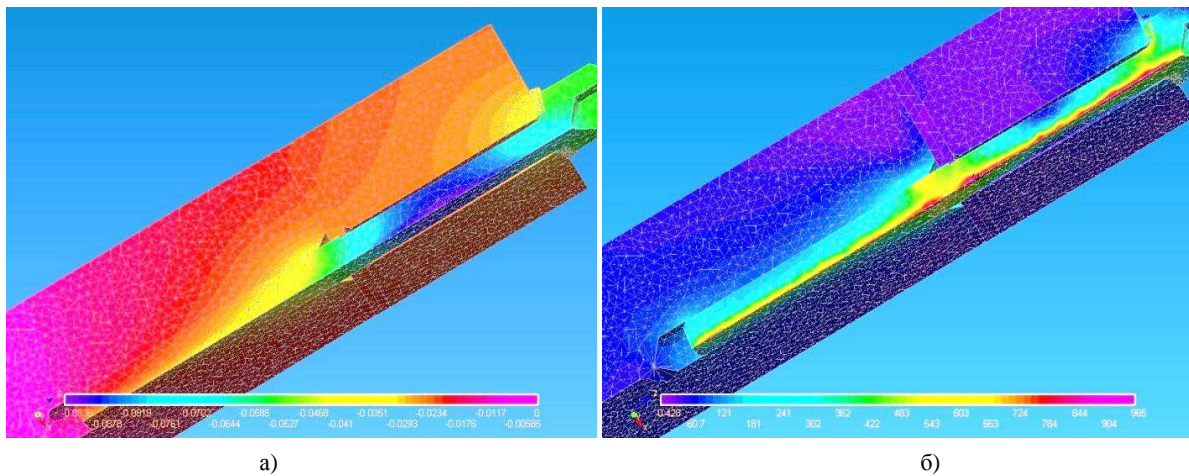


Рисунок 2 — Давление и осевая сила, перемещения по Z в РС ГБЦ с БЦ под действием рабочих нагрузок (а); давление и осевая сила, эквивалентные напряжения в РС ГБЦ с БЦ под действием рабочих нагрузок (б)

На рисунке 2, а видно, что под действием рабочих нагрузок в РС возникают значительные напряжения, вызывающие существенные перемещения в соединяемых и резьбовых деталях, как на рисунке 2, б. При моделировании были получены распределения напряжений в деталях РС, для наглядности они представлены на рисунке 2, б в виде эквивалентных напряжений по Мизесу [7, 8]. Представленные результаты, несмотря на упрощенную методику их получения, вполне удовлетворительно согласуются с данными производственного эксперимента, согласно которых разрушение болтов в исследуемом РС почти в 50 % случаев происходит вблизи перехода гладкого тела болта в резьбовую поверхность в месте сбега ролика при накатывании РД на двухроликном резьбонакатном станке [3, 4, 6].

Для более наглядного представления характера распределения напряжений и перемещений, возникающих в исследуемом РС от воздействия пиковых рабочих нагрузок, имеющих место, например, при наличии детонации в цилиндрах САА, либо при работе последнего в режиме максимальной мощности, было выполнено моделирование участка контактирующих РД в среде «Т-Flex». Результаты представлены на рисунке 3.

Состояние выбранного участка РД после свинчивания и затяжки РС, до приложения рабочей нагрузки и возникновения заметных перемещений и деформаций элементов резьбы, показано на рисунке 3, а. На рисунке 3, б показано распределение напряжений в участке РД под действием максимальной нагрузки, хорошо видны значительные деформации элементов резьбовых поверхностей на болте и в резьбовом отверстии. При таких величинах деформаций РД нарушается герметичность стыка в исследуемом РС, что вызывает отказ САА. На рисунке 3в наиболее наглядно показаны перемещения РД в исследуемом РС под действием максимальной растягивающей нагрузки, способные вызвать отказ САА. Выполненная в среде «Т-Flex» анимация процесса нагружения РС в рабочем режиме позволила подтвердить и визуально зафиксировать возникновение недопустимых деформаций и относительных перемещений РД, приводящих к раскрытию стыка и отказу САА.

#### **Выводы**

Выполненное исследование подтвердило высокую эффективность применения МКЭ для моделирования работы РС под нагрузкой.

Методика, принятая за основу при построении модели РС, несмотря на ряд принятых допущений, позволяет получить вполне достоверные, наглядные результаты и выявить возможные отказы РС, такие, как нарушение герметичности и раскрытие стыка при работе САА в рабочем режиме.

Результаты исследования подтверждают, что причинами отказов САА во многих случаях могут быть чрезмерные напряжения в РД и недопустимые взаимные перемещения деталей в РС.

Целесообразно рекомендовать проводить моделирование всех ответственных РС в САА с помощью МКЭ для прогнозирования возможных отказов при эксплуатации. В качестве исходных данных следует использовать не только номинальные величины силовых нагрузок, соответствующих нормальному режиму эксплуатации САА, но и возможные пиковые значения, возникающие при нештатных ситуациях (калийное зажигание, детонация, перегрев, неустойчивые режимы работы из-за перегрузки или сбоев в системе управления и т.д.).

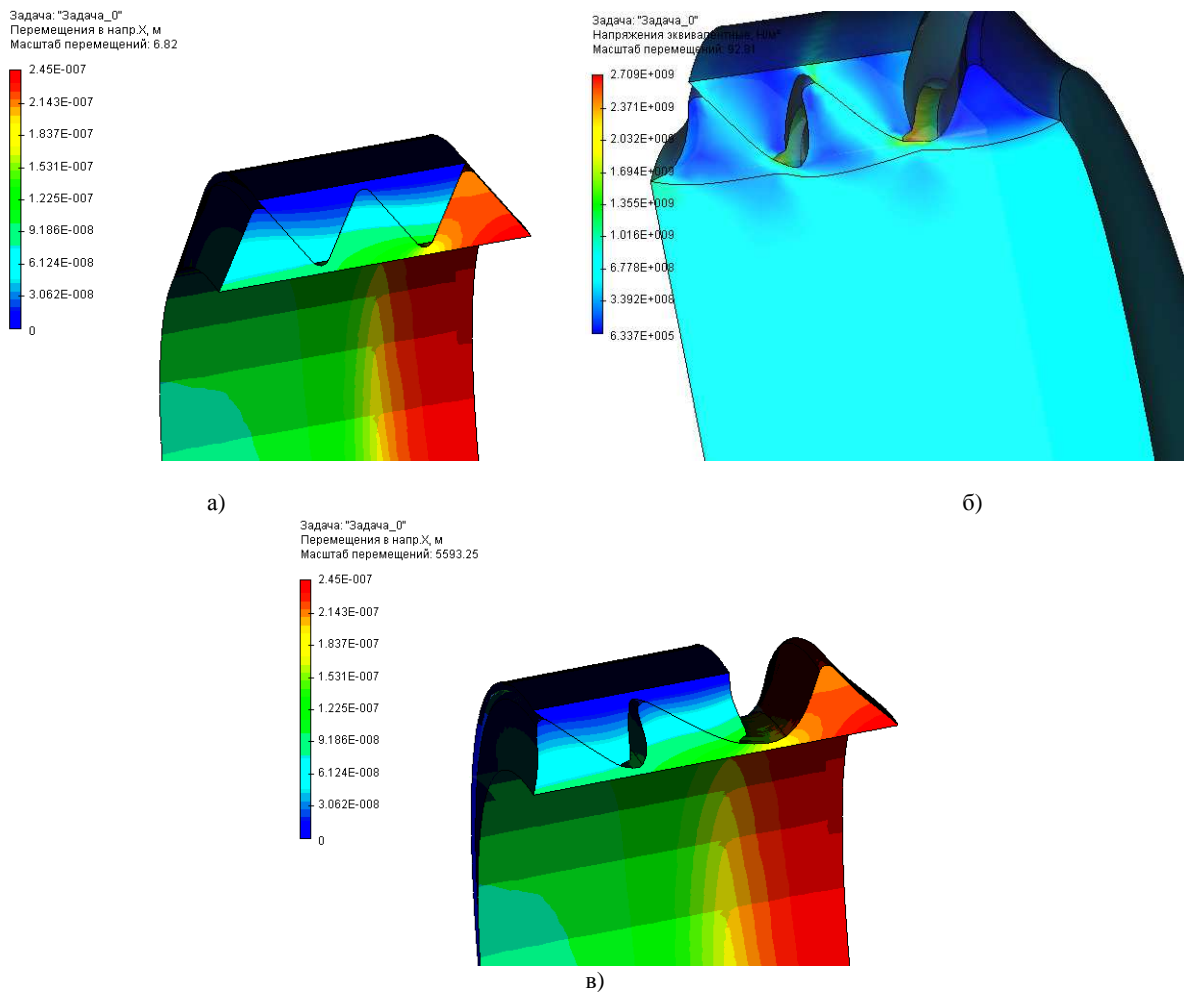


Рисунок 3 — Моделирование в T-Flex: перемещений в РС в направлении оси x в начальный момент времени под действием только усилия затяжки (а); напряжений в РД под действием максимальной растягивающей нагрузки (б); перемещений РД в РС под действием максимальной растягивающей нагрузки (в)

Предлагаемая модель позволяет при несложной доработке исследовать различные РС в САА и других сложных изделиях машиностроения.

**Направление дальнейших исследований.** Предполагается построение более совершенных моделей РС на основе МКЭ, обеспечивающих повышение точности моделирования с учетом различных силовых и динамических факторов, влияющих на надежность САА.

#### **Библиографический список использованной литературы**

1. Шабайкович В.А. Опережающая оценка качества и конкурентоспособности изделий при гибкой автоматической сборке / В.А. Шабайкович // Известия МГТУ «МАМИ» — 2008. — № 2 (6). — С. 323–329.
2. Технологические основы управления качеством машин / А.С. Васильев [и др.] — М.: Машиностроение, 2003. — 256 с.
3. Липка В.М. Анализ результатов производственного эксперимента по контролю качества резьбовых деталей, применяемых для сборки силовых агрегатов автомобилей / В.М. Липка, В.Я. Копп, Ю.Л. Рапацкий // Вестник СевНТУ. Сер. Машиноприборостроение и транспорт: сб. науч. тр. — Севастополь, 2013. — Вып. 140. — С. 58–62.
4. Липка В.М. Оценка влияния технологической наследственности на формирование погрешностей изготовления деталей с наружной резьбой и на надежность резьбовых соединений, получаемых автоматизированной сборкой / В.М. Липка, В.Я. Копп, Ю.Л. Рапацкий // Оптимизация производственных процессов: сб. науч. тр. — Севастополь, 2013. — Вып. 14. — С. 208–213.
5. Липка В.М. Повышение качества и надежности резьбовых соединений в условиях серийного производства силовых агрегатов для легковых автомобилей / В.М. Липка, В.Я. Копп, Ю.Л. Рапацкий //

Вестник СевНТУ. Сер.: Машиноприборостроение и транспорт: сб. науч. тр. — Севастополь, 2013. — Вып. 139. — С. 154–160.

6. Липка В.М. Исследование влияния параметров резьбовых крепежных деталей на качество сборки изделий машиностроения / В.М. Липка, Ю.Л. Рапацкий // Сборка в машиностроении, приборостроении. — М.: Машиностроение, 2010. — № 11. — С. 21–27.

7. Bathe K.J. Finite Element Procedures / K.J. Bathe. — Prentice Hall, 1986. — 528 p.

8. Криворучко Д.В. Моделирование процессов резания методом конечных элементов: методологические основы: монография / Д.В. Криворучко, В.А. Залого; под общ. ред. В.А. Залого. — Сумы: Университетская книга, 2012. — 435 с.

9. Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения / И.А. Биргер, Г.Б. Иосилевич. — М.: Машиностроение, 1990. — 365 с.

*Поступила в редакцию 04.01.2014 г.*

**Липка В.М., Леонтьев В.В., Копп В.Я., Рапацкий Ю.Л. Моделивання за допомогою методу кінцевих елементів і дослідження впливу силових навантажень на надійність різьбових з'єднань у силових агрегатах автомобілів**

За допомогою методу кінцевих елементів досліджуються напруження і переміщення в деталях затягнутого різьбового з'єднання (РЗ) в силовому агрегаті автомобіля (САА). Наводяться результати моделювання та їх аналіз, що дозволяє удосконалити процес автоматизованого складання САА і підвищити експлуатаційну надійність РЗ.

**Ключові слова:** різьбове з'єднання, метод кінцевих елементів, моделювання, різьбова деталь, напруження, надійність, силовий агрегат автомобіля.

**Lipka V.M., Leontiev V.V., Kopp V.J., Rapatskiy Ju.L. Modelling by means of final elements and research of influence of power loads on reliability of carving connections in power units of cars**

Using the method of final elements, pressure and moving in parts of tightened carving connection (CC) in the power unit of the car (PUC) are investigated. Results of modeling and their analysis are obtained, allowing to improve process of automated assembly PUC and to raise operational reliability of CC.

**Keywords:** carving connection, a method of final elements, modelling, a carving detail, a pressure, reliability, the power unit of the car.