

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДЕФОРМИРОВАНИЯ УЗЛА РАМЫ АВТОМОБИЛЯ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Г.В. Мусаелян

Национальный политехнический университет Армении

Методом конечных элементов разработана расчетная модель для исследования процесса деформирования узла рамы грузового автомобиля. В рассмотренном узле рамы продольные и поперечные балки соединены с помощью косынок. Полки продольных и поперечных балок связаны с косынками заклепочными соединениями. Осуществлена оценка необходимых наименьшего количества узлов и наибольших размеров конечных элементов вокруг отверстий заклепочных соединений. Рассмотрена задача кручения узла рамы, определены наиболее опасные участки. Разработанная расчетная модель дает возможность путем изменения конструктивных параметров исследуемого узла уменьшить действующие напряжения.

Ключевые слова: узел рамы грузового автомобиля, метод конечных элементов, расчетная модель, продольные и поперечные балки, заклепочное соединение.

Введение. К раме грузового автомобиля вплоть до окончания срока его службы предъявляются требования безотказной работы. Особенно высокие требования предъявляются к ее прочности и долговечности. Кроме того, рама автомобиля не должна иметь большого запаса прочности, что может привести как к повышению металлоемкости и цены, так и к росту эксплуатационных затрат. Для обеспечения вышеупомянутых требований важную роль играют узлы рам грузовых автомобилей (места соединения продольных и поперечных балок), которые могут иметь разные конструктивные решения.

Необходимость увеличения ресурса автомобиля, уменьшения объема работ, связанных с его техническим обслуживанием и ремонтом, требует совершенствования методов расчета агрегатов автомобилей. В настоящее время в ведущих автомобильных фирмах мира широко применяют программные пакеты, разработанные на основе расчетного метода конечных элементов [1], в том числе и программный пакет Ansys [2, 3], который использован в представленной работе.

Постановка задачи. Целью данной работы является разработка расчетной модели узла рамы грузового автомобиля с применением метода конечных элементов, что дает возможность исследовать ее процесс деформирования при различных режимах нагружения, а также определить наиболее опасные ее

участки. При исследовании процесса нагружения рамы в их узлах применены расчетные модели, разработанные вышеупомянутым методом, и предложены рекомендации по конструктивному улучшению рамы путем определения точных мест и размеров заклепочных соединений, а также изменения размеров структурных элементов.

Методы исследования. В рассмотренном примере в узле рамы автомобиля поперечная балка соединена с продольной с помощью косынок, связанных с их полками. На рис. 1 показана схема узлы рамы, разработанной с помощью программного пакета “Ansys12.0”.

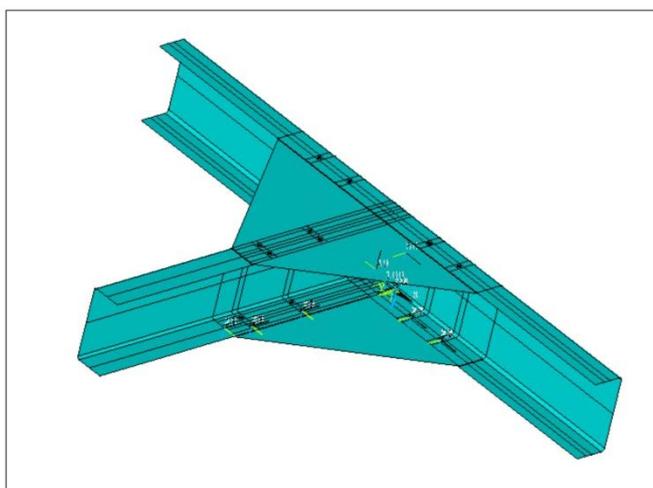


Рис. 1. Схема узла рамы грузового автомобиля

Структурные элементы узла рамы грузового автомобиля, тонкостенные балки открытого профиля, косынки, их связывающие заклепочные соединения моделированы с помощью конечного элемента [4] оболочечного типа “Shell181”, позволяющего учитывать все нагрузки, действующие в плоскости оболочки и перпендикулярно к ней.

На схеме рассмотренного узла рамы грузового автомобиля (рис. 1) стены и полки продольных и поперечных балок, а также косынки представлены в виде плоскостей. При этом учтены их размеры, толщина, свойства применяемого материала (сталь): модуль Юнга и коэффициент Пуассона. Количество, размеры и местоположение отверстий, предусмотренных для заклепочных соединений на полках продольных и поперечных балок и косынок, соответствуют рассмотренной реальной конструкции. При разработке расчетной модели все размеры структурных элементов представлены (Ansys 12.0, Mechanical APDL) в параметрической форме, что дает возможность при исследовании совершать конст-

руктивные многочисленные изменения и определять оптимальные значения их размеров.

Известно, что во время эксплуатации при кручении рамы грузового автомобиля в заклепочных соединениях его узлов действуют контактные напряжения, которые быстро уменьшаются по мере удаления от них. Обеспечение необходимой точности расчета разработанной модели узла осуществляется путем сравнения их с известными решениями в теории упругости [5].

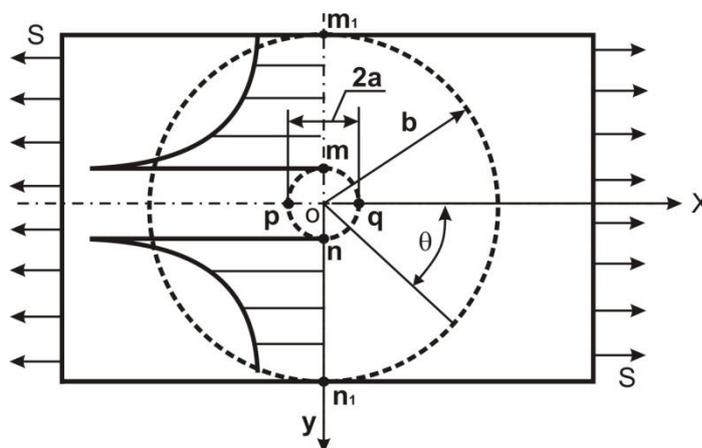


Рис. 2. Распределение нормальных напряжений в поперечном сечении при равномерном растяжении диска с малым отверстием

При решении задач методом конечных элементов для получения необходимой точности распределения напряжений вокруг отверстий заклепочных соединений важную роль имеет обоснование необходимого наименьшего количества узлов конечных элементов на окружностях и наибольших размеров конечных элементов вокруг окружностей отверстий. Результаты расчетов, полученные методом конечных элементов, сравнивают с решением [5] задачи, показанной на рис. 2. Распределение нормального σ_x напряжения в направлении оси Ox вокруг круглого отверстия диска (сечение $m_1 - n_1$), находящегося под нагрузкой равномерно растягивающего напряжения S , определяется с использованием известных (1) формул [5]. Если расстояние рассмотренной точки r от центра отверстий большое, то значения напряжений σ_r и $\tau_{r\theta}$ приближаются к значениям, полученным из выражений

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{S}{2} \left(1 - \frac{a^2}{b^2} \right) + \frac{S}{2} \left(1 + \frac{3a^4}{r^4} - \frac{4a^2}{r^2} \right) \cos 2\theta, \\ \sigma_\theta = \frac{S}{2} \left(1 + \frac{a^2}{b^2} \right) - \frac{S}{2} \left(1 + \frac{3a^4}{r^4} \right) \cos 2\theta, \\ \tau_{r\theta} = -\frac{S}{2} \left(1 - \frac{3a^4}{r^4} + \frac{2a^2}{r^2} \right) \sin 2\theta. \end{cases} \quad (1)$$

На границе отверстий, когда $r = a$, получаем

$$\sigma_r = \tau_{r\theta} = 0, \quad \sigma_\theta = S - 2S \cos 2\theta. \quad (2)$$

Наибольшее напряжение σ_θ будет на граничных точках m и n диагонали,

перпендикулярной к направлению растяжения, для которых $\theta = \frac{\pi}{2}$ или $\theta = \frac{3}{2}\pi$.

Наибольшие растягивающие напряжения в три раза больше напряжений, действующих на границе диска. В точках p и q , где $\theta = \pi$ и $\theta = 0$, получается $\sigma_\theta = -S$.

В сечении, проходящем через центр отверстий диска и перпендикулярно к оси Ox , в случаях, когда $\theta = \frac{\pi}{2}$, напряжения определяются в виде

$$\tau_{r\theta} = 0, \quad \sigma_\theta = \frac{S}{2} \left(2 + \frac{a^2}{r^2} + 3 \frac{a^4}{r^4} \right). \quad (3)$$

Как следует из (3), влияние отверстий носит локальный характер, и с увеличением расстояния r напряжение σ_θ быстро приближается к величине S .

На рис. 2 распределение $\sigma_x = \sigma_\theta$ напряжений показано в виде поверхности со штиховкой. Локальный характер напряжений вокруг отверстий оправдывает применение решения (3), которое получается для бесконечно большого диска с конечной шириной.

Для обоснования необходимого наименьшего количества узлов конечных элементов на окружности отверстия рассмотрена задача равномерного растяжения диска заданной толщины и с отверстием диаметром $d_0 = 2a$ (рис. 3а, б, в). Рассмотрены примеры разделения окружности на равномерный четырехугольник, шестиугольник и восьмиугольник (а также случай их поворота под разными углами). При применении метода конечных элементов был использован конечный элемент оболочечного типа "Schell181".

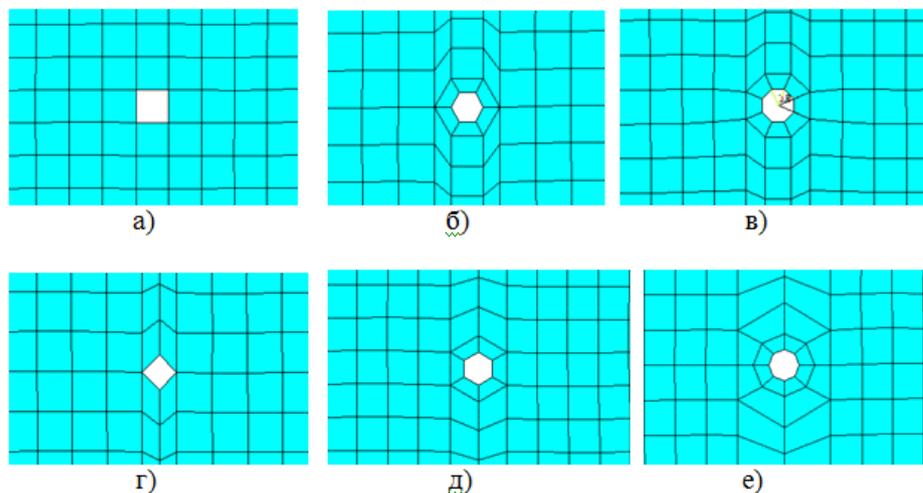
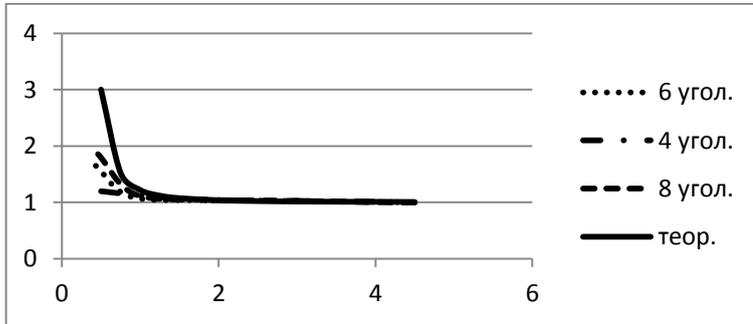


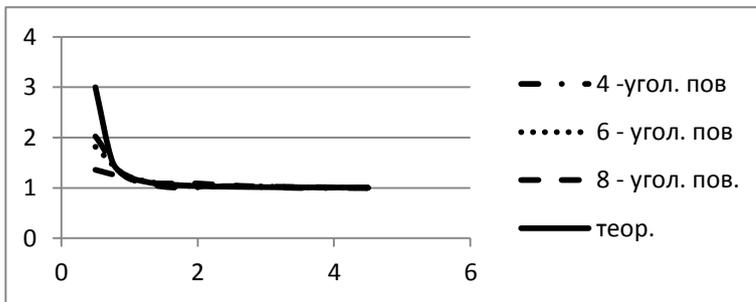
Рис. 3. Примеры разделения окружности отверстия на узлы конечных элементов: а - четырехугольник, б- шестиугольник, в - восьмиугольник, г - четырехугольник, развернутый под углом 45° , д - шестиугольник, развернутый под углом 90° , е - восьмиугольник, развернутый под углом $22,5^{\circ}$

Для упомянутых шести схем методом конечных элементов рассчитаны распределения напряжений. На рис. 4 показаны результаты их сравнения с решениями, полученными выражением (3). Сравнительная высокая точность обеспечивается в случае разделения окружности на восьмиугольник (рис. 3в, е). К такому выводу пришли в работе [6], что и было рекомендовано для применения. Как показывают результаты дальнейшего расчета, на точность вычислений большое влияние оказывают также размеры конечных элементов вокруг отверстий.

В представленной работе разработаны новые схемы разделения окружности отверстий заклепочного соединения на узлы конечных элементов, которые приведены на рис. 5а, в. В обоих случаях окружность представлена с помощью восьмиугольника, причем отрезки линий от центра отверстий по горизонтальным и вертикальным направлениями на расстоянии от $d_0/2$ до d_0 разделены на три равномерные части (рис. 5 б, г). В случае применения таких схем результаты расчетов методом конечных элементов и с помощью выражения (3) дают сходство решений со сравнительно высокой точностью (см. рис. 6).



а)



б)

Рис. 4. Зависимость σ_x/S от величины r/d_0 :

а - четырехугольник, шестиугольник, восьмиугольник, б - четырехугольник, развернутый под углом 45° , шестиугольник, развернутый под углом 90° , восьмиугольник, развернутый под углом $22,5^\circ$

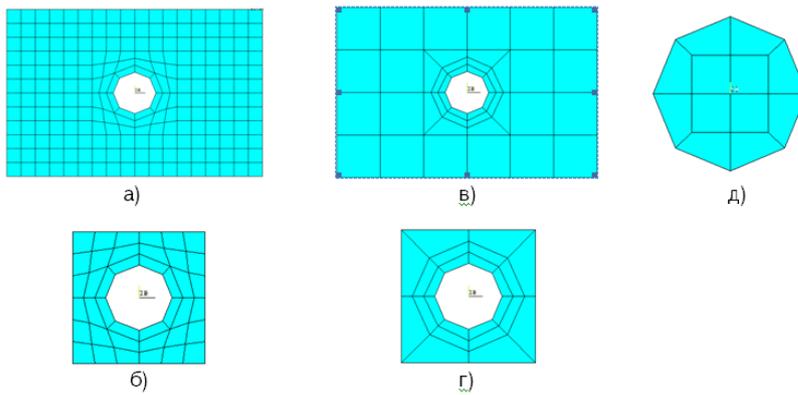


Рис. 5. Схема разделения вокруг отверстий заклепки на конечные элементны:
а - мелкая сетка, б - схема, разработанная с помощью маленьких конечных элементов, в - сетка, г - схема, разработанная с помощью конечных элементов, д - разработанная схема разреза заклепки

На рис. 7 показано распределение узла рамы на конечные элементы. В задаче кручения узла рамы применены следующие граничные условия: оба конца части продольной балки неподвижные, в свободном сечении конца части поперечной балки приложен заданный крутящий момент.

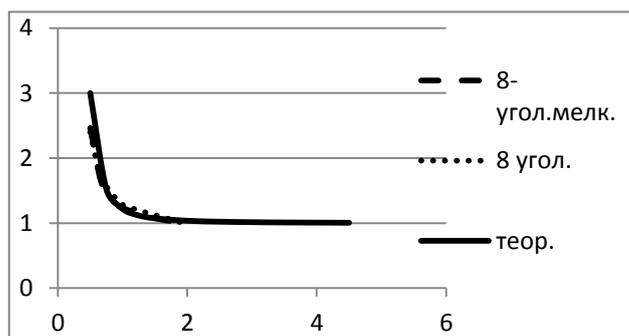


Рис. 6. Зависимость σ_x/S от величины r/d_0 :

1 - восьмиугольник, случай рис. 5 а, б; 2 - восьмиугольник, случай рис. 5 в, г

В результате решения задачи кручения узла рамы получаются перемещения любой точки конструкции, углы поворотов, распределения деформаций и напряжений. На рис. 8 показано распределение эквивалентного напряжения (Мизеса).

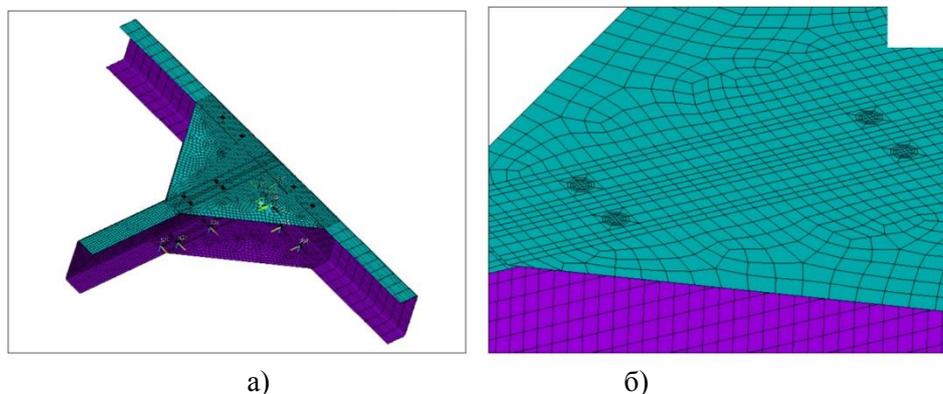


Рис. 7. Распределение узла рамы автомобиля на конечные элементы:
а - общий вид, б - часть узла

Взаимодействие соединенных в узле рамы полок, стенок и косынок обусловлено также примыкающими между собой поверхностями. Очевидно, что при кручении и изгибе в вертикальной поверхности рамы грузового автомобиля, что

обусловлено неровностями поверхностей дорог, условия примыкания составных частей в узле рамы меняются.

Для оценки роли конечных элементов типа “Conta”, применяемых в примыкающих между собой составных частях разработанной расчетной модели, представленные на рис. 8 результаты показаны без их использования. Здесь очевидны процессы проникновения (например, косынка проникает в нижнюю полку продольной балки, полка поперечной балки проникает в косынку и т.п.).

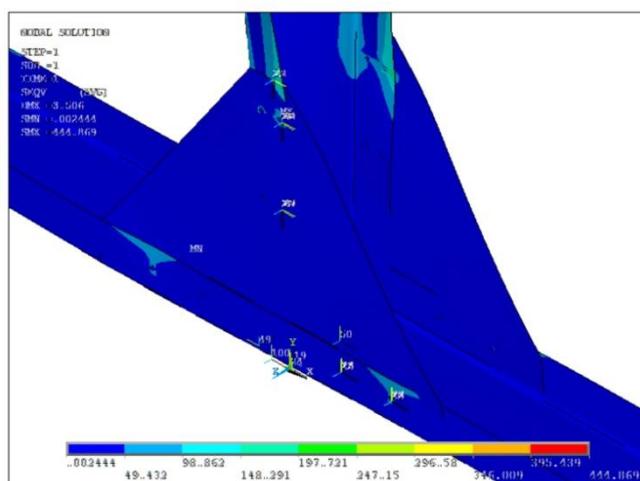


Рис. 8. Распределение эквивалентных напряжений (Мизеса)

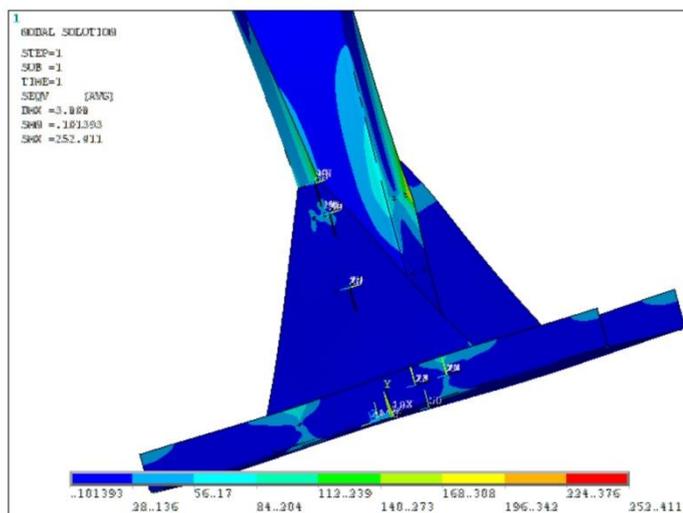


Рис. 9. Распределение эквивалентных напряжений (Мизеса)

Для предотвращения проникновения между полками составных балок и косынок рамы в расчетной модели используются конечные элементы типа “Conta”, которые дают возможность применять изменяющиеся граничные условия в точках примыкания. В случае их применения к узлам предъявляют условия равенства перемещений в направлении возможных проникновений. В результате применения конечных элементов типа “Conta” решение рассмотренной задачи становится нелинейным.

На рис. 9 показано распределение эквивалентного напряжения (Мизеса) в узле рамы с учетом реальных условий примыкания поверхностей составных элементов.

В результате моделирования остальных узлов аналогичным способом, объединяя их между собой и учитывая изменения размеров продольных и поперечных балок, можно получить расчетную модель рамы автомобиля.

Выводы

1. Расчетная модель узла рамы грузового автомобиля дает возможность исследовать процесс деформирования, определить распределения напряжений и наиболее опасные участки конструкции.

2. Применение разработанной расчетной модели узла рамы грузового автомобиля показывает удовлетворительную точность процесса разделения на конечные элементы участков вокруг отверстий заклепочных соединений.

3. С применением конечных элементов типа “Conta” в разработанной модели расчета становится возможным исключить процесс проникновения составных поверхностей, обеспечивая для них изменяющиеся граничные условия.

4. Изменение конструктивных параметров узла рамы способствует улучшению конструкции.

Литература

1. **Зенкевич О.** Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1976.- 541 с.
2. **Mueller G.** FEM fuer Praktiker, - Expert Verlag, 1997. - 859 s.
3. **Басов К.А.** Ansys: Справочник пользователя. - М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.
4. **Մուսաբեյլյան Գ.Վ.** Վերջավոր տարրերի մեթոդով ավտոմոբիլի շրջանակի հանգույցի հաշվարկման մոդելի մշակում // ՀՊՃՀ (Պոլիտեխնիկ) Լրաբեր-75. Գիտամեթոդական հոդվածների ժողովածու. Մաս 2. - Երևան, 2008. - էջ 272-275:
5. **Тимошенко С.П., Гудьер Дж.** Теория упругости /Перевод с англ.; Под ред. Г.С. Шапиро - М.: Наука, 1979. – 560 с.
6. **Vassilios Lakovakis L.** Knotensubstrukturen zur Analyse und Auslegung von Nutzfahrzeugrahmen: VDI Reihe 12, Vohkehrstechnik/Fahrzeugtechnik. – Duesseldorf, VDI-Verlag, 1994. –№ 207. - 104 s.

*Поступила в редакцию 15.12.2014.
Принята к опубликованию 26.05.2015.*

**ԱՎՏՈՄՈՒԲԻԼԻ ՇՐՋԱՆԱԿԻ ՀԱՆԳՈՒՅՑԻ ԴԵՖՈՐՄԱՑԻԱՆ ԳՈՐԾԸՆԹԱՑԻ
ՀԵՏԱԶՈՏՈՒՄԸ ՎԵՐՋԱՎՈՐ ՏԱՐՐԵՐԻ ՄԵԹՈԴՈՎ**

Գ.Վ. Մուսայելյան

Վերջավոր տարրերի մեթոդով մշակվել է բեռնատար ավտոմոբիլի շրջանակի հանգույցի դեֆորմացիան գործընթացի հետազոտման հաշվարկային մոդել: Քննարկվող հանգույցում երկայնական և լայնական ձողերը միացված են անկյունաթերթերի կիրառմամբ: Ձողերի դարակները և անկյունաթերթերը կապված են գամային միացություններով: Կատարվել է գամային միացության անցքերի շուրջը վերջավոր տարրերի հանգույցների անհրաժեշտ նվազագույն քանակի և առավելագույն չափերի գնահատում: Դիտարկվել է շրջանակի հանգույցի ոլորման խնդիր, որոշվել են առավել վտանգավոր տեղամասերը: Մշակված հաշվարկային մոդելը հնարավորություն է տալիս հետազոտվող հանգույցի կառուցվածքային պարամետրերի փոփոխման միջոցով փոքրացնել առաջացող լարումները:

Առանցքային բառեր. բեռնատար ավտոմոբիլի շրջանակի հանգույց, վերջավոր տարրերի մեթոդ, հաշվարկային մոդել, լայնական և երկայնական ձողեր, գամային միացում:

**INVESTIGATING THE DEFORMATION PROCESS OF A TRUCK FRAME UNIT
BY FINITE ELEMENT METHOD**

G.V. Musayelyan

By the finite element method, a computational model for studying the process of deformation of the truck frame unit is developed. In the considered node of the frame, the longitudinal and transverse beams are connected by gussets. The shelves of longitudinal and transverse beams are connected with gussets of rivetted joints. The required minimal number of nodes and maximal dimensions of finite elements around the holes of rivetted joints are estimated. The problem of torsion of the frame node is considered, the most dangerous areas are identified. The developed calculation model allows to reduce the operating stress by changing the design parameters of the studied node.

Keywords: node of the truck frame, finite element method, computational model, the longitudinal and transverse beams, rivetted joint.