

Рис. 3. Результаты компьютерного моделирования каркаса кабины:
а – деформированный вид; б – график изменения энергии удара и ударной нагрузки

Библиографические ссылки

1. Основы разработки конечно-элементных моделей кузовных конструкций автотранспортных средств. Расчеты на безопасность и прочность : учеб. пособие / Л. Н. Орлов [и др.] ; под ред. Л. Н. Орлова. – Н. Новгород : НГТУ, 2009. – 153 с.

2. Тумасов А. В., Орлов Л. Н., Багичев С. А. Расчетно-экспериментальная оценка несущей способности кабины грузового автомобиля в условиях опрокидывания // Известия вузов. Машиностроение. – 2008. – № 4. – С. 41–44.

3. Оценка пассивной безопасности кабин грузовых автомобилей по результатам компьютерного моделирования / Л. Н. Орлов [и др.] // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2009. – № 6(59). – С. 26–28.

S. A. Bagichev, Applicant for a Candidate, Nizhny Novgorod State Technical University after R. Ye. Alekseev
L. N. Orlov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Nizhny Novgorod State Technical University after R. Ye. Alekseev
A. V. Tumasov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Nizhny Novgorod State Technical University after R. Ye. Alekseev
A. V. Gerasin, Postgraduate Student, Nizhny Novgorod State Technical University after R. Ye. Alekseev
K. S. Ivshin, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Udmurt State University

Track Cabs Safety Estimation by Results of Computer Simulation

The results of calculations of track cabs with comparison of safety regulations in case of front obstacle collision are presented. The description of cabs finite element models is given. The type of model loading of cabs and their fixation are shown. The expression of pendulum kinetic energy determination is given. The deformed cabs, and kinetic energy and impact load diagrams are presented as calculation results.

Key words: finite element model, front obstacle collision, track cabs, loading model.

УДК 629.113

С. А. Багичев, соискатель, Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева
Л. Н. Орлов, доктор технических наук, профессор, Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева
К. С. Ившин, кандидат технических наук, доцент, Удмуртский государственный университет, Ижевск

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЫБОРА БЕЗОПАСНОЙ СИЛОВОЙ СХЕМЫ КАБИНЫ

Приведено описание методики проектирования безопасной конструкции кабины грузового автомобиля, которая включает в себя пять этапов. Дана характеристика каждого этапа. Для первого этапа проектирования представлена последовательность выбора силовой схемы кабины. Разработана программа расчета разрушающих нагрузок, позволяющая в автоматизированном режиме выбирать силовую схему кабины или оценивать существующую на соответствие нормативным требованиям безопасности. Приведена блок-схема программы и алгоритм расчета. В качестве примера представлена зависимость (выражение для расчета) разрушающей нагрузки кабины от ее геометрических параметров в случае действия кососимметричной нагрузки в передней части кабины.

Ключевые слова: проектирование кабин грузовых автомобилей, схема нагружения кабины, требования безопасности, кососимметричное нагружение.

Одним из важных требований при создании грузового автомобиля является обеспечение его пассивной безопасности. При этом из-

вестно, что пассивная безопасность грузового автомобиля в основном обеспечивается конструкцией его кабины. Согласно существующим требованиям она

должна иметь соответствующую прочность и несущую способность по разрушающим нагрузкам. Эти требования должны быть учтены уже при проектировании конструкции.

В последнее время повысился интерес к расчетным методам и компьютерному моделированию [1]. На начальных этапах проектирования, доводки и экспертной оценки работоспособности кабин при внесении возможных изменений в их конструкцию наиболее эффективным является использование инженерного метода расчета по предельному состоя-

нию [2]. При этом определяется действительный механизм разрушения кабины. Для него записывается уравнение равенства работ внешних аварийных сил и внутренних усилий, возникающих в зонах пластичности (пластических шарнирах), выводится выражение разрушающей нагрузки, определяется энергоемкость кабины и оценивается ее безопасность.

Предлагаемая методика выбора безопасной конструкции кабины грузового автомобиля с применением расчетных методов оценки предусматривает наличие пяти основных этапов (рис. 1).



Рис. 1. Блок-схема методики выбора безопасной конструкции кабины

На первом этапе методики выбирается безопасная силовая схема конструкции с использованием разработанного алгоритма и программы расчета. Известно, что проектирование безопасной кабины начинается с разработки внешних геометрических форм и поверхностей. Затем формируется силовая схема кабины и разрабатывается стержневая модель с заданными характеристиками силовых элементов. При этом первоначальное условное распределение характеристик сечений силовых элементов может быть выбрано по прототипу (аналогу) или на основе опыта и интуиции конструктора, или принято с одинаковыми значениями, равными характеристике одного из элементов, например стойки лобового окна.

Далее проводятся расчеты возможных вариантов механизмов разрушения схемы с использованием программы расчета разрушающих нагрузок. Результаты расчетов рассмотренных механизмов анализируются, и определяется механизм с наименьшей разрушающей нагрузкой, который и является действительным. После этого проводится проверка полученного значения нагрузки $F_{р.д}$ по условиям безопасности с учетом того, что разрушающая нагрузка должна быть на 30 % выше регламентируемой $P_{рег.}$. В этом случае конструкция будет иметь запас по условиям безопасности.

Найденный механизм разрушения проверяется по остальным критериям безопасности [1]:

$$F_{р.д} > F_{рег.} K_3; S < S_{доп}; E_k = F_p S_{доп} \geq U_{рег.}$$

где S – деформация кабины (модели) в направлении действия нагрузки; $S_{доп}$ – допускаемая деформация; E_k – энергоемкость конструкции кабины; $U_{рег.}$ – регламентированное значение энергии удара.

При невыполнении хотя бы одного из критериев безопасности ведется автоматизированный поиск безопасной силовой схемы конструкции (рис. 2). Он проводится путем перераспределения геометрических параметров сечений конструкции. Проверка по критериям безопасности ведется до полного их удовлетворения. Только тогда можно считать, что найдена безопасная силовая схема конструкции.

Разработанный алгоритм и программа предназначены для выполнения расчетов разрушающих нагрузок кабин при различных видах нагружения, определения несущей способности конструкций по предельному состоянию и решения задач оценки безопасности. Программа также позволяет выбирать необходимые соотношения сечений силовых элементов кабин и безопасные силовые схемы на начальных этапах проектирования. В программе имеются две основные опции расчета: оценка безопасности и проектирование безопасной кабины.

Для оценки безопасности существующей кабины в программе предусмотрена вкладка задания исходных данных по ее модели: геометрии конст-

рукции, длинам ее силовых элементов, характеристикам материала (σ_T), пластическим моментам сопротивления сечений ($W_{плi}$) элементов. Также имеется возможность выбора типа модели (пространственной или плоской), вида нагружения

(в соответствии с существующими требованиями или заданными). По результатам расчета определяется наиболее вероятная (действительная) схема разрушения конструкции, и выводится значение разрушающей нагрузки.

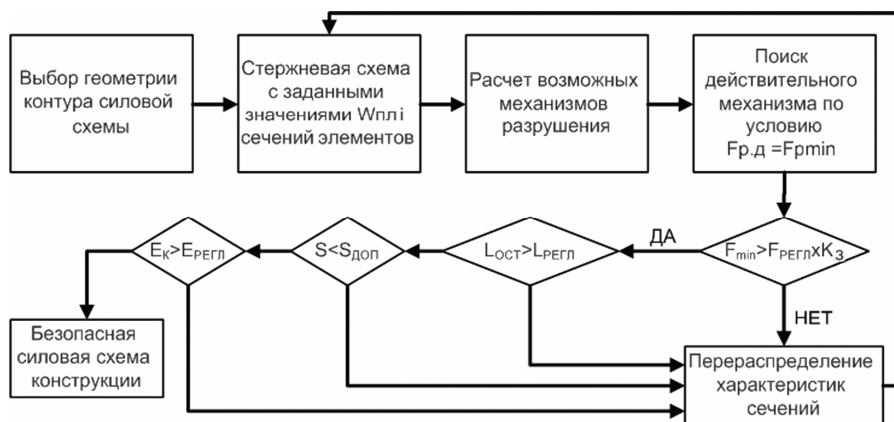


Рис. 2. Структурная схема выбора безопасной силовой схемы кабины

Инженерный метод расчета кузовных конструкций [2] предусматривает осуществлять вывод разрушающих нагрузок из уравнения равенства работ внешних A и внутренних U усилий:

$$A = U; \int_L (pr + S)^T t dL = \int_L Q^T (U) H(U) dL,$$

где p – внешние силы; r – вектор проекций единичной временной нагрузки; S – вектор проекции внешней нагрузки; t – вектор, касательный к траектории L ; dL – положительная мера (дифференциал) длины траектории L ; A_L и U_L – работы внешних и внутренних усилий; Q – обобщенные внутренние усилия; H – матрица кинематических связей.

С учетом того, что количество внутренних пластических деформаций (шарниров) конечно и равно m , внешних нагрузок – k , а вариации работ всех усилий на малых деформациях представляют линейные функции, основное уравнение [2] инженерного метода можно записать в вариациях

$$\delta A = \delta U; \sum_{j=1}^k P_{pj} \delta S_j = \sum_{i=1}^m Q_i \delta \theta_i,$$

где S_j – деформация конструкции по направлению действия j -й внешней разрушающей силы F_{pj} ; θ_i – угол относительного поворота силовых элементов в i -м пластическом шарнире. В общем случае под обобщенными внутренними усилиями Q_i , возникающими в пластических зонах (шарнирах), подразумевается действие пластических изгибающих и крутящих моментов, нормальных сил, вызывающих появление этих шарниров. Последнее уравнение соответствует учету только изгибающих моментов.

В случае рассмотрения фронтального кососимметричного нагружения кабины (рис. 3) выражение для расчета разрушающей нагрузки запишется в виде

$$P_p = \sigma_T \frac{W_{пл1} \theta_1 + W_{пл2} \theta_2 + W_{пл3} \theta_3 + W_{пл4} \theta_4}{L_{1-2} \operatorname{tg} \theta_1 / 2} + \frac{2(W_{пл2} \theta_{11} + W_{пл2} \theta_{12} + W_{пл2} \theta_{13} + W_{пл2} \theta_{14})}{L_{1-2} \operatorname{tg} \theta_1 / 2}, \quad (1)$$

где $W_{плi}$ – пластический момент сопротивления i -го сечения. С целью автоматизации вычислений углы θ_i в формуле (1) вычисляются численно. Углы поворота θ_i элементов в пластических шарнирах механизма вычисляются с использованием известных тригонометрических зависимостей. Перемещение третьего узла при деформировании модели определяется путем нахождения координат (X_3, Z_3) как точки пересечения дуг, проведенных из второго и четвертого узлов. Выражения X_3, Z_3 имеют вид

$$X_3 = X_c \pm \frac{h}{b} (Z_c - Z_4); \quad Z_3 = Z_c \mp \frac{h}{b} (X_c - X_4),$$

где $X_c = X_2 + \frac{a}{d} (X_4 - X_2)$; $Z_c = Z_2 + \frac{a}{d} (Z_4 - Z_2)$;

$$d = \sqrt{(X_2 - X_4)^2 + (Z_2 - Z_4)^2}; \quad b = \frac{L_{3-4}^2 - L_{2-3}^2 + d^2}{2d};$$

$$a = d - b; \quad h = \sqrt{L_3^2 - b^2}.$$

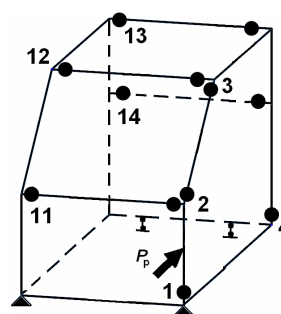


Рис. 3. Механизм разрушения стержневой модели кабины

Разработанная программа расчета разрушающих нагрузок, блок-схема которой приведена на рис. 4, состоит из трех блоков.

В первом блоке вводятся исходные данные. Выбираются возможные схемы разрушения кабины, допустимые значения регламентированных нагрузок (F_A, F_B, F_C, F_{III}), данные по отдельным элементам силовой схемы: пластические моменты сопротивления начала $W_{пл.н}$, конца $W_{пл.к}$ элементов, их длины L_i , характеристики материалов σ_T , угол наклона стойки лобового окна относительно вертикальной плоскости. Затем осуществляется формирование координат узлов схемы X_{0i}, Z_{0i} . Во втором блоке для каждого возможного механизма разруше-

ния вычисляются координаты шарниров механизма X_i, Z_i , значения характеристик материала σ_T элементов и пластических моментов сопротивления $W_{пл.i}$ сечений, определяется минимальная разрушающая нагрузка $P_{рmin}$, строится действительный механизм разрушения схемы кабины. Из всех моментов сопротивления сечений элементов, сходящихся в узле, выбирается тот из них, который имеет минимальное значение. В третьем блоке проводится оценка соответствия схемы кабины требованиям безопасности. При этом минимальные разрушающие нагрузки для различных видов нагружения $F_{рA}, F_{рB}, F_{рC}, F_{рIII}$ сравниваются с регламентируемыми значениями F_A, F_B, F_C, F_{III} .

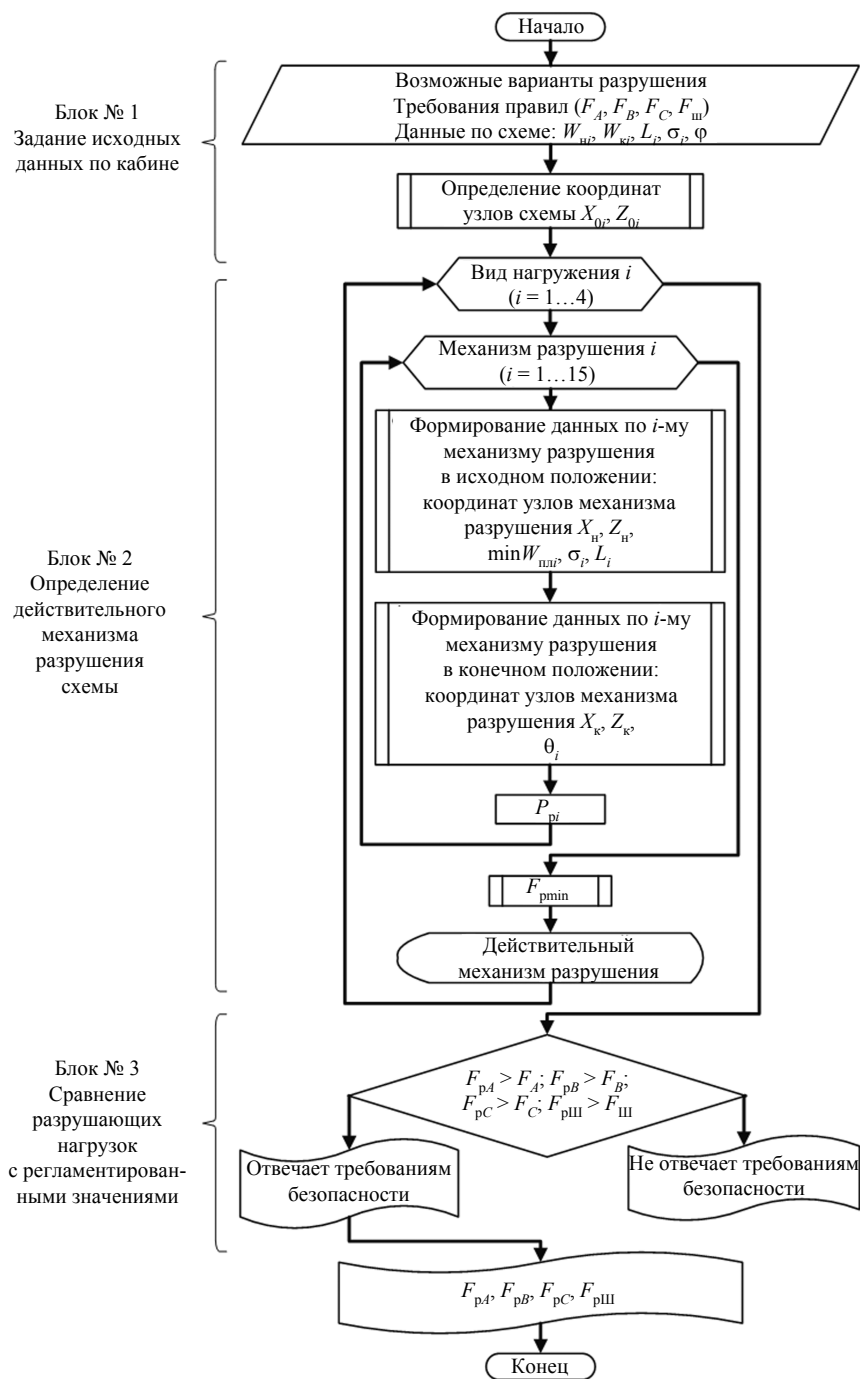


Рис. 4. Блок-схема программы расчета разрушающих нагрузок

На втором этапе методики (см. рис. 1) выполняются работы по разработке конечно-элементных моделей отдельных участков конструкции кабины. Они должны вестись параллельно с проектированием.

На третьем этапе проводится сравнительный анализ результатов расчетов и испытаний отдельных образцов узлов и участков конструкции кабины, который необходим для обоснования правомерности выбора подробных моделей. После этого разрабатывается подробная конечно-элементная модель всей кабины.

На четвертом этапе проводится расчет выбранной подробной модели кабины грузового автомобиля на соответствие требованиям ГОСТ Р 41.29–99, оценивается ее работоспособность. Компьютерное моделирование условий аварийного нагружения и деформирования кабины [3, 4, 5] проводится на основе метода конечных элементов в нелинейной постановке с использованием современных программных комплексов. В случае необходимости разрабатываются рекомендации по совершенствованию конструкции кабины.

На завершающем пятом этапе создается опытный образец кабины, проводятся его расчеты, по результатам которых дается оценка его пассивной безопас-

ности. Рассмотренная методика может использоваться при проектировании и доводке безопасных конструкций кабин. Получаемые при этом результаты могут являться основой при проведении сертификации грузовых автомобилей.

Библиографические ссылки

1. Орлов Л. Н. Оценка пассивной безопасности, прочности кузовных конструкций автомобилей и автобусов : монография. – Нижний Новгород : НГТУ, 2005. – 130 с.
2. Орлов Л. Н. Пассивная безопасность и прочность кузовов, кабин автотранспортных средств. Методы расчета и оценки : учеб. пособ.. – Нижний Новгород : НГТУ, 2005. – 230 с.
3. Тумасов А. В., Орлов Л. Н., Багичев С. А. Расчетно-экспериментальная оценка несущей способности кабины грузового автомобиля в условиях опрокидывания // Известия вузов. Машиностроение. – 2008. – № 4. – С. 41–44.
4. Оценка пассивной безопасности кабин грузовых автомобилей по результатам компьютерного моделирования / Л. Н. Орлов [и др.] // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2009. – № 6(59). – С. 26–28.
5. Calculative estimation of passive safety of the truck's cab / A. Tumasov [& oth] // FISITA 2010. World Automotive Congress : book of abstracts. – Budapest, Hungary, 2010. – P. 306.

S. A. Bagichev, Applicant for a Candidate, Nizhny Novgorod State Technical University after R. Ye. Alekseev
L. N. Orlov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Nizhny Novgorod State Technical University after R. Ye. Alekseev
K. S. Ivshin, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Udmurt State University

Theoretical Basis of Selection of the Truck Cab Safety Loading Structure

The paper presents methods of safety track cab designing consisting of five stages with the description of each stage. For the first stage the sequence of the cab loading scheme selection is given. The program of breaking loads calculation that allows selection of the cab loading scheme or estimation of existing scheme concerning safety regulations norms. The flow chart of the program and algorithm of calculation are given. As an example, the dependence of the breaking load upon the cab geometrical parameters in case of antisymmetric loading of the cab front part is presented.

Key words: track cab designing, cab loading scheme, safety regulations, antisymmetric loading.

УДК 621. 833. 6

А. В. Овсянников, аспирант, Ижевский государственный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ КОМБИНИРОВАННОЙ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ЕЕ МАССОГАБАРИТНЫЕ И СИЛОВЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Приведен аналитический метод определения зависимости массогабаритных и силовых показателей комбинированной планетарной передачи от ее передаточного отношения на базе расчета зубьев колес на прочность.

Ключевые слова: планетарная передача, внутреннее зацепление, передаточное отношение, прочность.

В настоящее время к редукторам общемашиностроительного применения предъявляются высокие требования, и заключаются они как в получении хороших массогабаритных показателей и высокого КПД, так и в реализации большого диапазона передаточных отношений.

Данным требованиям достаточно полно удовлетворяют планетарные передачи с одним или двумя внутренними зацеплениями колес и небольшой разницей в числах их зубьев [1, 2, 3].

Наиболее простой и эффективной из указанных передач является передача К-Н-V с внутренними