

ОЦЕНКА СООТВЕТСТВИЯ СИСТЕМЫ ROPS ТРАКТОРА Б10 ТРЕБОВАНИЯМ БЕЗОПАСНОСТИ

И.П. Трояновская^{1,2}, Д.И. Нарядовый³, С.И. Серов¹

¹Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия,

²Южно-Уральский государственный аграрный университет, г. Челябинск, Россия,

³Уральский испытательный центр НАТИ, г. Чебаркуль, Россия

Безопасность водителя при опрокидывании машины является весьма актуальной задачей. Поэтому оценка безопасности защитных конструкций кабины ROPS является обязательным условием сертификации любого транспортного средства. Безопасность кабины тракторных агрегатов оценивается на основе результатов натурного эксперимента. Современное развитие компьютерных технологий позволило оценить безопасность кабины трактора на основе численного эксперимента. В статье приведена математическая модель оценки защитной конструкции ROPS на примере промышленного трактора Б10. Опрокидывание трактора имитируется последовательной серией статических нагрузок (боковое, вертикальное и продольное). Пластическая деформация защитной конструкции позволяет погасить предполагаемую энергию удара. Математическая модель имитационных испытаний составлена на основе метода конечных элементов. Для учета пластического состояния конструкции статическая задача решалась в постановке нелинейного анализа с учетом эффекта больших перемещений. Расчет показал, что для трактора Б10 массой 25 т энергия предполагаемого удара 40 867 Дж достигается при перемещении 261 мм и боковом усилии 229 кН. После вертикального усилия 500 кН и продольного усилия 170 кН конструкция сохранила свою работоспособность. Критерием работоспособности конструкции явилось сохранение неприкосновенным ограниченного объема предполагаемого расположения водителя. Для оценки адекватности математической модели был проведен натурный эксперимент, который подтвердил безопасность защитной конструкции. Экспериментально энергия удара набрана при перемещении 261 мм и боковом усилии 243 кН. Расхождение между экспериментальным значением усилия и расчетным значением не превысило 4 %. Дополнительно была проверена скорость набора энергии. Для этого построены экспериментальная и расчетная зависимости усилия от деформации конструкции. Энергия деформации рассчитывалась как площадь под этой кривой. Расхождение значений энергии не превысило 7,3 % во всем диапазоне исследуемых деформаций конструкции.

Ключевые слова: защита от опрокидывания, система ROPS, имитационное моделирование, математическая модель, натурный эксперимент.

Введение. Условия работы промышленных тракторов, производящих карьерные и горные работы, характеризуются сильной неоднородностью грунта, что усиливает угрозу опрокидывания машины [1, 2]. В связи с этим были выработаны требования к пассивной безопасности землеройной техники – защитная система ROPS (*Roll-over protective structures*).

Защита от опрокидывания ROPS представляет собой раму безопасности, предназначенную для уменьшения риска нанесения повреждений оператору при опрокидывании машины в условиях применения ремней безопасности [3].

На сегодняшний день производство кабин с использованием конструктивных элементов безопасности, отвечающих стандартам ROPS, является обязательным условием для допуска техники к работе в карьерах и открытой горной работе в условиях сложных и неоднородных грунтов. После вхождения в Таможенный союз условия сертификации на соответствие требованиям безопасности стали обязательным условием при производстве всей землеройной техники [4, 5].

В настоящее время наблюдается стремительное развитие компьютерной техники. Поэтому все чаще предпринимаются попытки оценки соответствия защитных устройств расчетным методом [6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13].

1. Расчетная модель. В последнее время наиболее широкое применение для решения различных физических задач получает метод конечных элементов (МКЭ). Он позволяет проводить имитационное моделирование работы исследуемой конструкции с учетом ее геометрии, применяемых материалов, эксплуатационных нагрузок и наложенных связей.

Суть МКЭ заключается в разбиении исследуемого изделия на некоторое число малых, но конечных по размерам элементов. Полученные в результате расчета кусочно-непрерывные функции определяются с помощью значений непрерывной величины в конечном числе точек рассматриваемой области.

Независимо от выбора программного обеспечения расчет МКЭ состоит из разработки конечно-элементной модели, проведения самого расчета и обработки результатов.

Защитная конструкция ROPS трактора Б10 представляет собой двухстоечную сварную конструкцию, выполненную отдельно от кабины. Посредством пакета Solid Works на основе конструкторской документации была построена ее геометрическая 3D-модель. При построении преднамеренно были сделаны некоторые упрощения (удалены лишние отверстия, скругления и фаски, сварные швы отдельно не выделялись), способные привести к необоснованной концентрации напряжений.

Геометрическая модель разбивалась на конечные твердотельные solid-элементы. Упрощенная геометрия позволила использовать структурированную упорядоченную сетку, где в качестве пространственных элементов выступали тетраэдры. Для оценки наиболее рационального размера конечного элемента предварительно был проведен ряд статических расчетов при одинаковой нагрузке, но различных размерах элементов: 10, 20 и 40 мм. Результаты расчетов при этом различались не более чем на 11 %. В результате анализа была выбрана сетка с размером элемента 20 мм. Количество узлов составило 263 807, число элементов равно 137 305, искаженные элементы (Якобиан) отсутствуют.

Крепление модели представлено в виде жесткой заделки, запрещающей все перемещения и повороты, на 3/4 высоты силовых уголков, что соответствует площади болтового крепления (рис. 1).

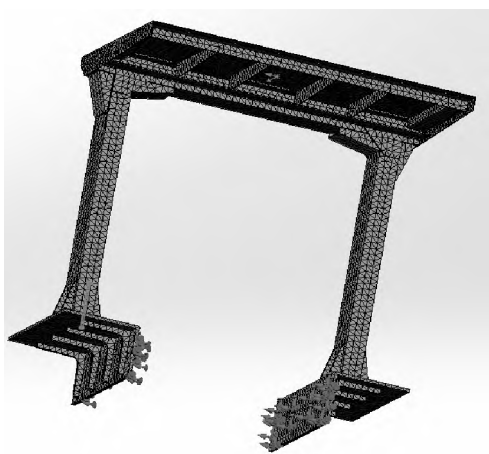


Рис. 1. Конечно-элементная модель с сеткой и закреплением

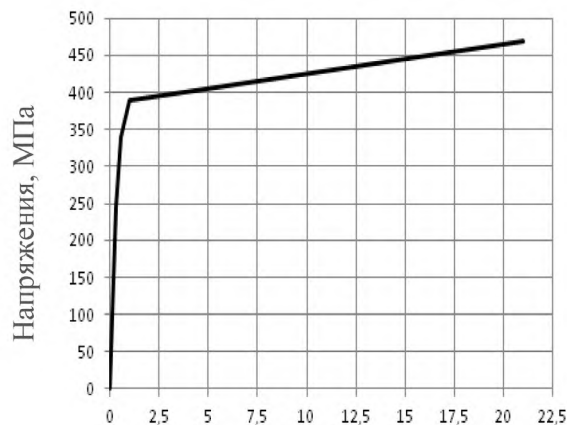


Рис. 2. Диаграмма деформирования стали 09Г2С

Для учета пластических деформаций конструкции был выбран нелинейный статический расчет с учетом эффекта больших перемещений [14]. Материал конструкции – сталь 09Г2С. Его предел текучести равен $\sigma_t \approx 245 \dots 345$ МПа, а предел прочности составляет $\sigma_b \approx 470$ МПа при пластичности $\delta = 21$ %. Упругопластические свойства материала задавались мультилинейным законом упрочнения (рис. 2) [15].

Порядок нагружения, имитирующий опрокидывание трактора, четко регламентирован ГОСТом: боковое нагружение, вертикальное и продольное. Все действующие на ROPS усилия зависят от массы машины и для трактора Б10 массой $m = 25$ т составляют:

– боковая сила

$$F_y = 70\,000(m/10000)^{1,2} = 210\,197 \text{ Н,}$$

– вертикальная сила

$$F_z = 19,6m = 490\,000\text{ Н},$$

– продольная сила

$$F_x = 56\,000(m/10000)^{1,2} = 168\,157\text{ Н}.$$

Согласно ГОСТу [4] исправление и приведение конструкции в порядок в процессе нагружения не допускается. Для учета остаточных деформаций и напряжений при вертикальном и продольном нагружении расчет был разбит на шаги с последовательным приложением нагрузки (рис. 3).

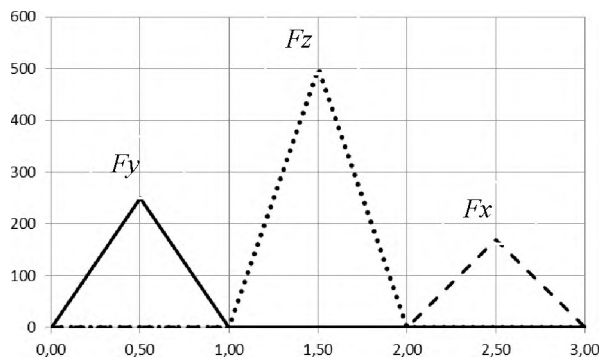


Рис. 3. График изменения нагрузок во времени

При деформации защитная конструкция должна поглотить необходимую энергию удара U . Для ROPS трактора Б10 требуемое значение энергии равно $U = 13\,000(m/10000)^{1,25} = 40\,867\text{ Дж}$.

Значение поглощенной энергии считается как площадь под кривой $F_y(\Delta)$ зависимости боковой силы F_y от соответствующей деформации Δ [16]:

$$U = 0,5(\Delta_1 F_{y1}) + 0,5(\Delta_2 - \Delta_1)(F_1 + F_2) + \dots + 0,5(\Delta_n - \Delta_{n-1})(F_{n-1} + F_n), \quad (1)$$

где F_y, Δ_i – усилие и деформация на i шаге нагружения ($i = 1 \dots n$).

Критерием оценки соответствия является неприкосновенность зоны DLV (*deflection-limiting volume*) предполагаемого расположения оператора, определяющей допустимую деформацию Δ .

Для учета пластического состояния конструкции статическая задача решалась в постановке нелинейного анализа при расчете пластичности по von Mises с учетом эффекта больших перемещений. Такая постановка задачи позволяет учесть два вида нелинейности:

- нелинейность материала (за счет введения диаграммы пластичности, см. рис. 2);
- нелинейность геометрии (обновление направления нагрузки с учетом полученных деформаций).

Решение нелинейной задачи осуществлялось пошагово с начальным интервалом 0,01 с. Число шагов нагружения выбиралось автоматически, из условий сходимости решения, малых приращений нагрузки и допустимых погрешностей линейного поведения конструкции.

1.1. Боковое нагружение. Боковая нагрузка прикладывалась к верхней части защитной конструкции и распределялась равномерно на 50 % ее длины. Нагружение конструкции проводилось пошагово с увеличением усилия на 10 кН. Значения деформации на каждом шаге нагружения записывались, что позволило сразу вычислять поглощенную ROPS энергию. Значения перемещений Δ и энергии деформации U при каждом шаге нагружения приведены в таблице.

Расчетные значения перемещений Δ и поглощенной энергии U на каждом шаге нагружения

F_{yx} , кН	5	15	25	35	45	55	65	75	85	95	105	115	125
Δ , мм	2,4	7,3	12,2	17,1	22,1	27,4	32,9	38,8	44,9	51,5	58,4	65,7	73,4
U , Дж	6,3	54	152	299	499	754	1094	1507	1995	2589	3279	4082	5006
F_{yx} , кН	135	145	155	165	175	185	195	205	215	225	235	245	250
Δ , мм	81,5	90,3	101	113	128	145	165	187	214	247	289	342	373
U , Дж	6059	7291	8896	10816	13366	16416	20216	23616	30336	37596	47256	59976	67949

По данным таблицы видно, что при требуемом ГОСТом значении бокового усилия $F_y = 210\text{ кН}$ перемещение составляет $\Delta \approx 201\text{ мм}$. Однако значение поглощенной энергии в этот момент меньше требуемого $U \approx 26\,976\text{ Дж}$. Необходимая по ГОСТу энергия $U = 40\,867\text{ Дж}$ набирается при боковой нагрузке $F_y \approx 229\text{ кН}$, что соответствует перемещению $\Delta \approx 261\text{ мм}$.

При достижении необходимых уровней нагрузки и энергии была проведена проверка на целостность зоны DLV (рис. 4).

Анализ напряженного состояния конструкции показал, что максимальные напряжения $\sigma_{\max} = 446\text{ МПа}$ наблюдаются в верхней части вертикальных стоек (рис. 5).

После снятия боковой нагрузки остаточная деформация составила 240 мм, а остаточные напряжения в верхней части конструкции упали до $\sigma_{\max} \approx 230\text{ МПа}$.

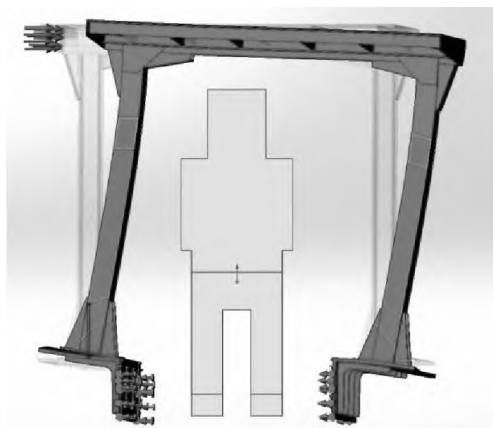


Рис. 4. Деформация ROPS при боковом нагружении

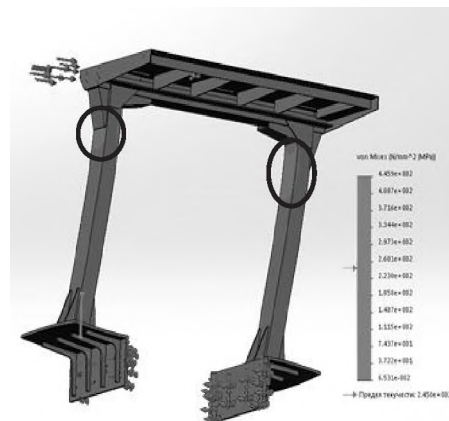


Рис. 5. Диаграмма напряжений при боковом нагружении ROPS

1.2. Вертикальное и продольное нагружение. К деформированной конструкции была приложена вертикальная сила, распределенная вдоль всей крыши на ширине 250 мм. Под действием вертикального усилия $F_z = 500$ кН конструкция получила дополнительное перемещение 40 мм, но осталась работоспособной (рис. 6). Напряжения в той же области поднялись до $\sigma_{\max} \approx 310$ МПа.

Продольная нагрузка $F_x = 170$ кН прикладывалась к верхней части конструкции сзади, в зоне наибольшей близости к DLV. Под действием этой нагрузки конструкция сместилась вперед на 72 мм (рис. 7).

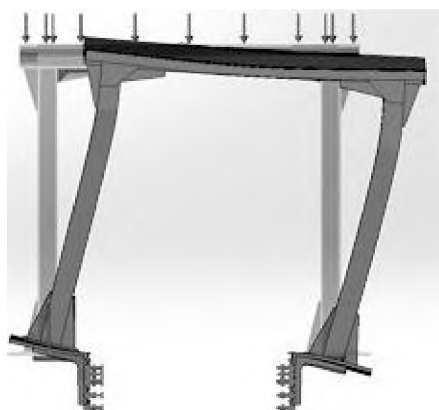


Рис. 6. Деформация при вертикальном нагружении ROPS



Рис. 7. Суммарная деформация при продольном нагружении ROPS

1.3. Выводы по расчетной части. В результате приложения силовых факторов конструкция сумела погасить необходимую величину энергии U . Полученные деформации не нарушили зону DLV (проникновение элементов конструкции в зону DLV не наблюдалось). На основании этого можно утверждать о соответствии ROPS требованиям пассивной безопасности при опрокидывании трактора весом 25 т.

Критерием адекватности любой расчетной модели является натурный эксперимент.

2. Натурные испытания. Натурные испытания защитной системы ROPS промышленного трактора Б10 проводились на полигоне Уральского испытательного центра НАТИ. Для испытаний использовался специальный стенд, выполненный в виде силовой рамы. Стенд представляет силовую раму, внутри которой располагают исследуемый объект (рис. 8). Гидроцилиндры стенда обеспечивают необходимые усилия. Стенд позволяет осуществлять постоянный контроль за прилагаемым усилием и соответствующей ему деформацией [17].

Вначале конструкция ROPS подвергалась боковому нагружению с усилием, практически равным весу трактора $F_y = 25$ т. Нагрузка прикладывалась горизонтально к верхней части ROPS со скоростью 4 мм/с и фиксировалась через каждые 10 мм деформации (рис. 9).



Рис. 8. Внешний вид испытательного стенда



Рис. 9. Боковое нагружение ROPS

Пошаговое нагружение позволило построить зависимость бокового усилия от деформации $F_y(\Delta)$, площадь под которой равна величине поглощенной энергии. Необходимая по ГОСТу энергия деформации $U = 40\,867$ Дж была набрана при усилии $F_y = 243$ кН и боковой деформации $\Delta = 261$ мм.

После снятия боковой нагрузки деформированная конструкция ROPS подвергалась статическому вертикальному и продольному нагружению. Вертикальная нагрузка в размере $F_z = 520$ кН прикладывалась в течение 5 мин (рис. 10). После снятия вертикальной нагрузки сзади было приложено усилие $F_x = 170$ кН (рис. 11).



Рис. 10. Вертикальное нагружение



Рис. 11. Продольное нагружение ROPS

В результате натурных испытаний защитная конструкция ROPS прошла полный цикл нагружения. В процессе деформации были достигнуты все необходимые значения усилий и поглощенной энергии [18]. При этом проникновение элементов конструкции ROPS в зону DLV не наблюдалось. На основании проведенных испытаний защитная конструкция получила сертификат соответствия требованиям пассивной безопасности на 5 лет.

3. Сравнение результатов. Сравнивая результаты численного и натурального эксперимента, можно отметить, что оба подтвердили соответствие защитной конструкции ROPS требованиям безопасности применительно к тракторным агрегатам массой до 25 т. При натурном и численном эксперименте достижение требуемого значения силы $F_y = 210$ кН наступает раньше, чем необходимый набор поглощенной энергии. В обоих случаях получен идентичный характер поведения конструкции под действием всех видов приложенных нагрузок и отсутствие проникновения частей конструкции ROPS в область ограниченного объема *DLV*.

Необходимая энергия деформации $U = 40\,867$ Дж при натурном и численном эксперименте набирается при перемещении $\Delta = 261$ мм. При этом значения усилий отличаются не более чем на 4 % (численное значение усилия – $F_y \approx 229$ кН, экспериментальное – $F_y = 243$ кН). Различия в усилиях объясняются расхождением кривых $F_y(\Delta)$ зависимости сила – перемещение (рис. 12).

По рис. 12 видно, что расчетная кривая $F_y(\Delta)$ вначале лежит выше экспериментальной. Это объясняется повышенной жесткостью математической модели за счет используемого закрепления. Впоследствии экспериментальные значения несколько опережают расчетные по набору деформации, что объясняется неоднородностью материала, неплотностью и погрешностью соединений и т. д.

Максимальные отклонения экспериментальных значений боковой силы F_y от расчетной кривой $F_y(\Delta)$ на протяжении всего действующего диапазона перемещений Δ находится в пределах 8 %, что является вполне допустимой погрешностью [19].

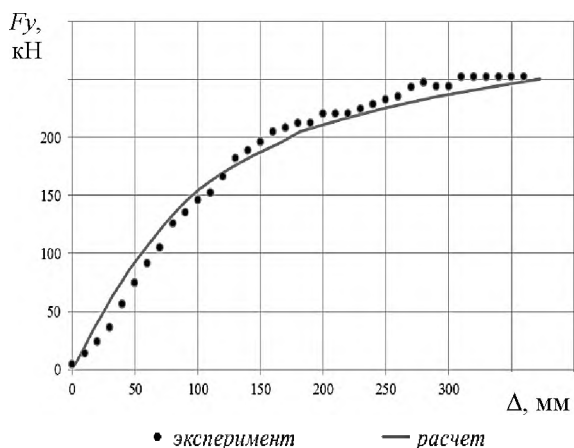


Рис. 12. Расчетная и экспериментальная зависимости $F_y(\Delta)$ сила – перемещение

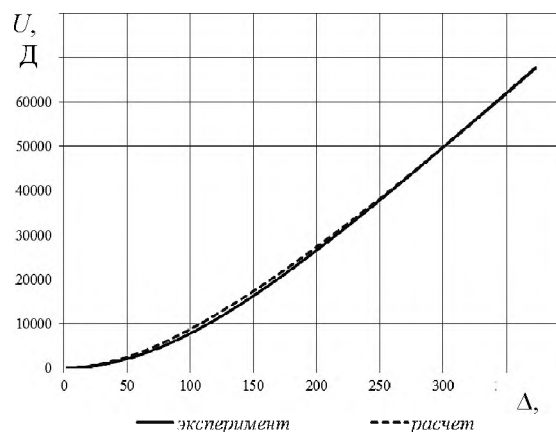


Рис. 13. Экспериментальная и расчетная зависимости $U(\Delta)$ энергии от перемещения Δ

Дополнительно построены зависимости погашенной энергии деформации U от перемещения Δ (рис. 13). Относительное отклонение экспериментальной и расчетной кривой $U(\Delta)$ во всем диапазоне исследуемых перемещений Δ составляет 7,3 %. Коэффициент корреляции кривых $U(\Delta)$ составляет $R^2 = 0,9998$.

4. Выводы. Защитная конструкция выдерживала все виды нагрузки без проникновения ее элементов в зону *DLV*. Оба результата подтвердили безопасность системы безопасности ROPS для 25-тонного трактора В10.

Расчетный метод оценки безопасности был менее дорогим и более информативным. Он позволил получить не только напряжение на каждой стадии нагрузки, но и напряжение в структуре. Вычислительная модель позволила нам найти слабые стороны структуры для ее дальнейшего совершенствования. Использование ресурсов суперкомпьютера SUSU позволит в будущем заменить дорогостоящие реальные тесты [20]. В автомобильной промышленности замена натуральных испытаний расчетным методом уже закреплена в соответствующих стандартах [21].

Литература

1. ГОСТ 12.2.019-2005. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности. – М.: Стандартинформ, 2005. – 28 с.

2. Myers, M.L. *Tractor Risk Abatement and Control as a Coherent Strategy* / M.L. Myers // *Journal of Agricultural Safety and Health*. – 2002. – Vol. 8, no. 2. – P. 185–198.
3. ТР ТС 010/2011. *О безопасности машин и оборудования. Технический регламент таможенного союза*. – Республика Казахстан, 2011. – 66 с.
4. ГОСТ Р ИСО 3471-2009. *Машины землеройные. Устройства защиты при опрокидывании. Технические требования и лабораторные испытания*. – М.: Стандартинформ, 2009. – 30 с.
5. *Standard Code for the Official Testing of Protective Structures on Agricultural and Forestry Tractor: Code 4 (Static Test)*, OECD, 2009.
6. Данилина, О.Н. *Проектирование защитного каркаса для обеспечения безопасности тракториста при опрокидывании трактора* / О.Н. Данилина // *Мир транспорта и технологических машин*. – 2009. – № 3 (26). – С. 58–64.
7. Журавлев, А.В. *Разработка математической модели несущей системы кабины с использованием современных систем инженерного анализа* / А.В. Журавлев // *Международ. науч. журнал*. – 2012. – № 1. – С. 100–103.
8. Зузов, В.Н. *Оценка пассивной безопасности кабин тракторов на стадии проектирования* / В.Н. Зузов, И.В. Маркин // *Тракторы и сельхозмашины*. – 2001. – № 4. – С. 26–27.
9. *Расчётные исследования несущего каркаса кабины трактора ВТ-200* / Д.А. Загарин и др. // *Журнал автомобильных инженеров*. – 2015. – № 3 (98). – С. 8–11.
10. Ayers P.D. *Model to evaluate exposure criteria during roll-over protective structures (rops) testing* / P.D. Ayers, M. Dickson, S. Warner // *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*. – 1994. – Vol. 37, no. 6. – P. 1763–1768.
11. *Finite Element Modeling of Rops in Static Testing and Rear Overturns* / J.R. Harris, V.H. Mucino, J.R. Etherton et al. // *Journal of Agricultural Safety and Health*. – 2000. – Vol. 6, no. 3. – P. 215–225.
12. Khorsandi F., Ayers P.D. *Developing a Finite Element (FE) Model to Predict the Roll-Over Protective Structure (ROPS) Behavior Under SAE J2194 Standard Test* / F. Khorsandi, P.D. Ayers // *American Society of Agricultural and Biological Engineers Annual International Meeting*. – 2015. – No. 3. – P. 2153–2160.
13. Manado J. *Design Calculation on Roll-Over Protection Structure for Agriculture Tractor* / J. Manado, J.I. Arana, C. Jaren // *Bio-system engineering*. – 2007. – Vol. 96. – P. 181–191.
14. *Non-Linear Static Analysis of Off-Road Vehicle Cabin ROPS Structure Using Finite Element Method* / K.T. Rajesh, R. Haridass, N.V. Dhandapani, M. Dinakar // *International Journal of Engineering and Technology (UAE)*. – 2018. – Vol. 7, no. 2. – P. 411–414. DOI: 10.14419/ijet.v7i2.24.12123
15. *Enhanced Non-Linear Material Modelling for Analysis and Qualification of Rollover Protective Structures* / D.J. Agius, K.I. Kourousis, M. Takla, A. Subic // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. – 2016. – Vol. 230, no. 11. – P. 1558–1568.
16. *Available Energy During the Rollover of Narrow-Track Wheeled Agricultural Tractors* / A.L. Guzzomi, V. Rondelli, A. Guarnieri et al. // *Biosystems Engineering*. – 2009. – Vol. 104, no. 3. – P. 318–323. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2009.07.005
17. *Стенд для испытаний защитных устройств промышленных тракторов* / Е.А. Шаталинская и др. // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. – 1989. – № 11. – С. 23–24.
18. Серов, С.И. *Испытания защитного устройства ROPS промышленного трактора* / С.И. Серов, Д.И. Нарядовый, И.П. Трояновская // *Тракторы и сельхозмашины*. – 2018. – № 3. – С. 68–72.
19. Franceschetti, B. *Comparison Between a Rollover Tractor Dynamic Model and Actual Lateral Tests* / B. Franceschetti, R. Lenain, V. Rondelli // *Biosystems Engineering*. – 2014. – Vol. 127, no. 1. – P. 79–91.
20. Костенецкий, П.С. *Ресурсы суперкомпьютеров SUSU* / С.П. Костенецкий, А.Ю. Сафонов // *10-я Международная научная конференция РТС*. – 2016. – № 1576. – С. 561–573.
21. *Assessing the Safety Provided by SAE J2194 Standard and Code 4 Standard Code for Testing ROPS, Using Finite Element Analysis* / J.R. Alfaro, I. Arana, S. Arazuri, C. Jarén // *Biosystems Engineering*. – 2010. – Vol. 105, no. 2. – P. 189–197. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2009.10.007

Трояновская Ирина Павловна, доктор технических наук, почетный машиностроитель РФ, профессор кафедры «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск; профессор кафедры «Прикладная механика», Южно-Уральский государственный аграрный университет, г. Челябинск, tripav63@mail.ru.

Наратовый Дмитрий Иванович, заместитель директора по производству, Уральский испытательный центр НАТИ, г. Чебаркуль, uralnati@rambler.ru.

Серов Сергей Иванович, инженер научно-образовательного центра «Энергетические и ресурсосберегающие технологии в дизельном двигателестроении для бронетехники и инженерных транспортных средств», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, chelobltop@mail.ru.

Поступила в редакцию 20 ноября 2018 г.

DOI: 10.14529/engin190107

ASSESSING SAFETY CONFORMANCE OF ROPS SYSTEM IN B10 TRACTORS

I.P. Troyanovskaya^{1,2}, tripav63@mail.ru,

D.I. Naradovy³, uralnati@rambler.ru,

S.I. Serov¹, chelobltop@mail.ru

¹South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation,

²South Ural State Agrarian University, Chelyabinsk, Russian Federation,

³Ural Test Center NATI, Chebarkul', Russian Federation

The driver's safety in the event of a vehicle rollover is a very important issue. Therefore, a mandatory certification requirement of any vehicle is to assess the safety of the protective structures of ROPS cabs. The safety of tractor cabs is assessed by full-scale experiments. Due to modern computer technologies, we managed to assess the safety of a tractor cab based on a numerical experiment. The paper presents a mathematical model for assessing the safety of protective ROPS structures of an industrial tractor B10. A tractor rollover is simulated with a series of static loads (lateral, vertical, and longitudinal). Plastic deformation of the protective structure makes it possible to minimize the expected crash-impact energy. A mathematical model of simulation tests was developed using the finite element method. To take into account the plastic state of the structure, the static problem was stated and solved by methods of nonlinear analysis taking into account the effect of large displacements. The calculation results showed that the expected crash-impact energy of 40,867 J for a 25-ton B10 tractor was achieved at a displacement of 261 mm and a lateral force of 229 kN. The structure remained functional under its subsequent loading with a vertical force of 500 kN and a longitudinal force of 170 kN. Its performance criterion was intact limited space of the driver's supposed location. A full-scale experiment confirmed the adequacy of the mathematical model and the safety of the protective structure.

The experimental crash-impact energy was achieved at a displacement of 261 mm with a lateral force of 243 kN. The value of the experimental force differed from that of the calculated force by less than 4%. The rate of energy gain was tested additionally. To this end, we plotted the force against the structure deformation. The deformation energy was calculated as the area under this curve. The value of the experimental energy differed from that of the calculated energy by less than 7.3% over the entire range of studied structural deformations.

Keywords: rollover protection, ROPS systems, simulation modeling, mathematical models, full-scale experiments.

References

1. GOST 12.2.019-2005. *Sistema standartov bezopasnosti truda (SSBT). Traktory i mashiny samokhodnyye sel'skokhozyaystvennyye. Obshchiye trebovaniya bezopasnosti* [Occupational Safety Standards System (OSSS). Tractors and Self-Propelled Agricultural Machines. General Safety Requirements]. Moscow, Standartinform Publ., 2005. 28 p.
2. Myers M.L. Tractor Risk Abatement and Control as a Coherent Strategy. *Journal of Agricultural Safety and Health*, 2002, vol. 8, no. 2, pp. 185–198.
3. TR TS 010/2011. *O bezopasnosti mashin i oborudovaniya. Tekhnicheskiy reglament tamozhennogo soyuza* [TR CU 010/2011 Technical Regulation of the Customs Union. On the Safety of Machinery and Equipment]. Republic of Kazakhstan, 2011. 66 p.
4. GOST R ISO 3471-2009. *Mashiny zemleroynyye. Ustroystva zashchity pri oprokidyvanii. Tekhnicheskiye trebovaniya i laboratornyye ispytaniya* [Earth-Moving Machines. Rollover Protection Devices. Technical Requirements and Laboratory Tests]. Moscow, Standartinform Publ, 2009. 30 p.
5. Standard Code for the Official Testing of Protective Structures on Agricultural and Forestry Tractor: Code 4 (Static Test), OECD, 2009.
6. Danilina O.N. [Designing a Protective Frame to Ensure the Safety of the Tractor Driver When Overturning the Tractor]. *World of Transport and Technological Machines*, 2009, no. 3 (26), pp. 58–64. (in Russ.)
7. Zhuravlev A.V. [Development of a Mathematical Model of the Cab Carrying System Using Modern Engineering Analysis Systems]. *International Journal of Science*, 2012, no. 1. pp. 100–103. (in Russ.)
8. Zuzov V.N., Markin I.V. [Assessment of Passive Safety of Tractor Cabs at the Design Stage]. *Tractors and agricultural machines*, 2001, no. 4. pp. 26–27. (in Russ.)
9. Zagarin D.A., Zhuravlev A.V., Rakhaev S.M., Kramer A.S. [Estimated Study of Carrying Cab System of VT-200 Tractor]. *Journal of Automotive Engineers*, 2015, no. 3 (98), pp. 8–11. (in Russ.)
10. Ayers P.D., Dickson M., Warner S. Model to Evaluate Exposure Criteria During Roll-Over Protective Structures (ROPS) Testing. *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, 1994, vol. 37, no. 6, pp. 1763–1768.
11. Harris J.R., Mucino V.H., Etherton J.R., Synder K.A., Means K.H. Finite Element Modeling of ROPS in Static Testing and Rear Overturns. *Journal of Agricultural Safety and Health*, 2000, vol. 6, no. 3, pp. 215–225.
12. Khorsandi F., Ayers P.D. Developing a Finite Element (FE) Model to Predict the Roll-Over Protective Structure (ROPS) Behavior Under SAE J2194 Standard Test. *American Society of Agricultural and Biological Engineers Annual International Meeting*, 2015, no. 3. pp. 2153–2160.
13. Manado J., Arana J.I., Jaren C. Design Calculation on Roll-Over Protection Structure for Agriculture Tractor. *Bio-System Engineering*, 2007, vol. 96, pp. 181–191.
14. Rajesh Kumar T., Haridass R., Dhandapani N.V., Dinakar M. Non-Linear Static Analysis of Off-Road Vehicle Cabin ROPS Structure Using Finite Element Method. *International Journal of Engineering and Technology (UAE)*, 2018, vol. 7, no. 2, pp. 411–414. DOI: 10.14419/ijet.v7i2.24.12123
15. Agius D.J., Kourousis K.I., Takla M., Subic A. Enhanced Non-Linear Material Modelling for Analysis and Qualification of Rollover Protective Structures. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2016, vol. 230, no. 11, pp. 1558–1568.
16. Guzzomi A.L., Rondelli V., Guarnieri A., Molari G., Molari P.G. Available Energy During the Rollover of Narrow-Track Wheeled Agricultural Tractors. *Biosystems Engineering*, 2009, vol. 104, no. 3, pp. 318–323. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2009.07.005
17. Shatalinskaya E.A. etc. [Stand for Testing Protective Equipment of Industrial Tractors]. *Tractors and agricultural machines*, 1989, no. 11, pp. 23–24. (in Russ.)
18. Serov S.I., Naradovy D.I., Troyanovskaya I.P. [Testing of the Protective Device ROPS of the Industrial Tractor B10]. *Tractors and agricultural machines*, 2018, no. 3, pp. 68–72. (in Russ.)
19. Franceschetti B., Lenain R., Rondelli V. Comparison Between a Rollover Tractor Dynamic Model and Actual Lateral Tests. *Biosystems Engineering*, 2014, vol. 127, no. 1, pp. 79–91.

20. Kostenetsky P.S., Safonov A.Yu. [SUSU Supercomputer Resources]. *The 10th annual international scientific conference PCT*, 2016, vol. 1576. pp. 561–573. (in Russ.)

21. Alfaro J.R., Arana I., Arazuri S., Jarén C. Assessing the Safety Provided by SAE J2194 Standard and Code 4 Standard Code for Testing ROPS, Using Finite Element Analysis. *Biosystems Engineering*, 2010, vol. 105, no. 2, pp. 189–197. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2009.10.007

Received 20 November 2018

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Трояновская, И.П. Оценка соответствия системы ROPS трактора Б10 требованиям безопасности / И.П. Трояновская, Д.И. Наратовый, С.И. Серов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2019. – Т. 19, № 1. – С. 68–77. DOI: 10.14529/engin190107

FOR CITATION

Troyanovskaya I.P., Naradovy D.I., Serov S.I. Assessing Safety Conformance of ROPS System in B10 Tractors. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2019, vol. 19, no. 1, pp. 68–77. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin190107
