

УДК 004.94

ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ТОПЛИВНЫХ БАКОВ С ОПОРАМИ КРЕПЛЕНИЙ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ МЕТОДОМ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

С. Г. КОРОТКЕВИЧ, В. А. КОВТУН

*Гомельский филиал Университета гражданской защиты
МЧС Беларуси, Республика Беларусь*

А. Н. ВЫРСКИЙ

*Научно-технический центр комбайностроения
ОАО «Гомсельмаш», Республика Беларусь*

Ключевые слова: топливный бак, опора крепления, компьютерное моделирование, напряженно-деформированное состояние, прочность, виброускорение, эксплуатационная надежность.

Введение

При проведении модернизации имеющихся технических объектов внедрение новых компонентов приводит к изменению напряженно-деформированного состояния механической системы, что определяет требования к переработке и оптимизации существующей конструкции [1]–[3]. Одним из путей решения проблемы оценки напряженно-деформированного состояния, надежности и эксплуатационного ресурса технических объектов является применение специализированного программного обеспечения, позволяющего на этапе проектирования моделировать все этапы производства и эксплуатации изделий, минимизировать количество натуральных испытаний многочисленных прототипов в процессе разработки. На основе анализа результатов проводимых расчетов возможно прогнозирование дефектов, возникающих при производстве, а также проведение оценки срока эксплуатации конструкции. Кроме того, численное моделирование позволяет разрабатывать мероприятия по оптимизации различных элементов в эксплуатируемой конструкции. При таком подходе значительно сокращается время, затрачиваемое на разработку проекта и количество прототипов, что является современным и экономически выгодным решением [4].

В настоящее время существует большое количество программных продуктов для компьютерного моделирования, которые используются в различных отраслях науки и производства. Работа значительного количества программных продуктов основана на использовании метода конечных элементов, который является численным методом решения дифференциальных уравнений с частными производными и интегральных уравнений, возникающих при решении задач прикладной физики.

Работа многих крупных компаний, производящих продукцию различного назначения, основана на следующем принципе: конструкторское бюро разрабатывает новый проект изделия, технологический отдел вносит корректировки и ограничения с экономической точки зрения и возможности производства по имеющимся технологиям. При этом задачами расчетчиков, использующих специализированное программное обеспечение, являются моделирование конструкции изделий и исследова-

ние их свойств при различных эксплуатационных режимах, а также разработка рекомендаций по их доработке и корректировке, например, с целью уменьшения уровня возникающих напряжений. В некоторых случаях после проведения исследований, основанных на компьютерном моделировании, возникает необходимость в полной конструктивной переработке нового проекта.

Программный комплекс ANSYS в течение более чем тридцати лет является одной из наиболее мощных конечно-элементных расчетных систем в мире, которую используют около 200 тыс. научно-исследовательских организаций, в число которых входят практически все крупнейшие промышленные корпорации мира, в том числе BMW, Boeing, General Electric, Volkswagen-Audi и др. Универсальность программного комплекса заключается в решении задач различных областей физики, материаловедения и других, в том числе имеются широкие возможности конечно-элементного решения линейных и нелинейных, стационарных и нестационарных пространственных задач механики деформируемого твердого тела и механики конструкций [5]–[6].

Разработка и внедрение в практику возможностей компьютерного моделирования методом конечных элементов позволяет производить расчеты различных конструкций. В итоге при проведении анализа полученных результатов расчетной модели появляется возможность разрабатывать конструкционные изменения технических объектов с целью их прогнозирования и оптимизации, в том числе снижения возникающих напряжений и деформаций в процессе эксплуатации.

Цель работы заключалась в исследовании напряженно-деформированного состояния топливного бака с опорой крепления зерноуборочного комбайна типа КЗС при различных режимах эксплуатации с применением подходов компьютерного моделирования и выработка конструкционных мероприятий для повышения эксплуатационной надежности.

Методика исследования напряженно-деформированного состояния

Создание расчетной модели внедряемого в эксплуатацию нового топливного бака зерноуборочного комбайна и его опоры крепления в масштабе 1:1 проводилось в программном комплексе ANSYS. Для проведения расчетов создавалась оптимальная в рамках решаемой задачи расчетная сетка, задавались начальные и граничные условия, присваивались физические свойства материалам.

Решение любой задачи методом численного моделирования предполагает разбиение расчетной области на дискретные элементы. Именно в узлах сетки определяются значения искомых переменных и накладываются граничные условия задачи. Форма элемента дискретизации определяется типом решаемой задачи, а степень дискретизации – характерным размером структурных компонентов.

Встроенный модуль Meshing позволил генерировать сетку дискретизации в автоматическом режиме, что явилось достаточным в случае решения задачи данного уровня. В процессе исследования напряженно-деформированного состояния конструкций оболочечного типа оптимальной формой элемента дискретизации был принят гексаэдр, это позволило ускорить процесс расчета, повысить его сходимость и устойчивость [7], [8]. На рис. 1 показана конечно-элементная сетка дискретизации с 88623 элементами. При этом отображаемая плотность и качество наложения являются достаточными для обеспечения необходимой точности получаемых результатов.



Рис. 1. Конечно-элементная сетка дискретизации топливного бака с опорой крепления

Согласно предоставленной производителем информации в расчете использованы следующие физико-механические свойства полимерного бака, выполненного из линейного полиэтилена низкой плотности на основе гексена: предел прочности 20 МПа, модуль продольной упругости 780 МПа, коэффициент Пуассона 0,41 [9]. Толщина стенок бака составляла 6 мм. Для конструкции опор крепления топливного бака применена сталь марки СтЗпс с пределом прочности на разрыв 250 МПа [10]. Для имитации заполнения топливного бака к стенкам прикладывалось гидростатическое давление в зависимости от векторного направления силы действия эксплуатационного режима движения с плотностью дизельного топлива $0,8 \text{ г/см}^3$.

Применение современных высокоточных приборов и оборудования с установкой специальных датчиков на необходимые для контроля места конструкции, в которых статистически наиболее вероятно возникновение критических напряжений, позволяет получать точную информацию о происходящих процессах. Для измерения виброускорений, возникающих при движении комбайна, использовался анализатор шума и вибрации «Ларсон Дэвис 2900», частотный диапазон входного фильтра составлял от 1 до 10 кГц, а также датчики вибрации 352С18, частотный диапазон $\pm 5\%$ – от 1 до 12 кГц (рис. 2).

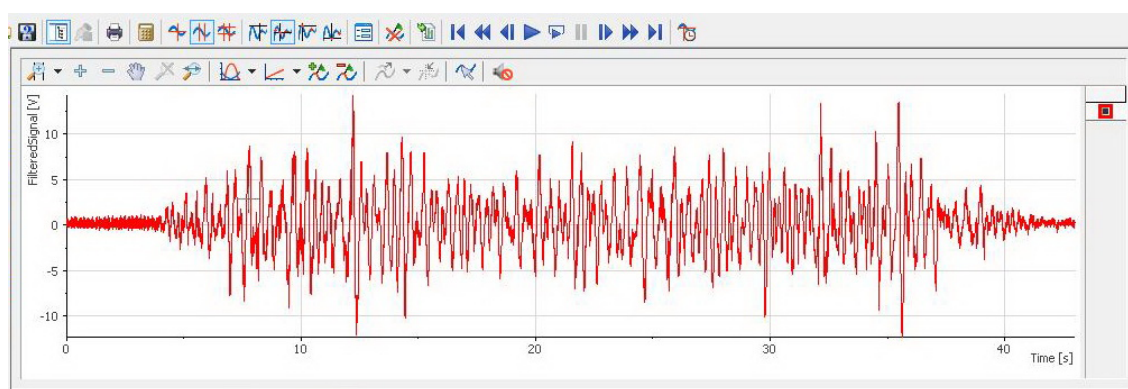


Рис. 2. Измеренное прибором значение виброускорения, м/с^2

Исследования проводились при различных эксплуатационных режимах на зерноуборочном комбайне типа КЗС:

– 1 режим – выполнение техпроцесса при движении вдоль борозды со скоростью около 5 км/ч;

- 2 режим – повороты для распределения массы в транспортном средстве с максимальной скоростью поворота;
- 3 режим – движение по прямому участку поля поперек борозды со скоростью около 5 км/ч;
- 4 режим – выезд из загонки с разворотом с учетом инерции 0,35g;
- 5 режим – ускорение с места и торможение комплекса с учетом инерции 0,35g.

Полученные результаты при установке двух измерительных датчиков представлены в табл. 1.

Таблица 1

Максимальные значения ускорений

Режим	Максимальное значение виброускорения (после обработки фильтром 30 Гц), м/с ²	
	Точка 1	Точка 2
1 режим	10,3	7,9
2 режим	14,4	10,7
3 режим	7,9	4,7
4 режим	9,7	7,6
5 режим	6,4	5,1

Виброускорение характеризует то силовое динамическое взаимодействие элементов внутри измеряемой конструкции, которое вызвало данную вибрацию. Поскольку абсолютные значения параметров, характеризующих вибрацию, изменяются в очень широких пределах, на практике используют понятие логарифмического уровня колебаний. Логарифмический уровень колебаний – характеристика колебаний, сравнивающая две одноименные физические величины, пропорциональные десятичному логарифму отношения оцениваемого и исходного значения величины. В качестве исходного используются опорные значения параметров, принятые за начало отсчета. Уровень виброускорения L_a , измеряемый в дБ, рассчитывался по формуле

$$L_a = 10 \lg \left(\frac{a}{a_0} \right)^2 = 20 \lg \left(\frac{|a|}{a_0} \right),$$

где a – виброускорение (в м/с²); $a_0 = 10^{-6}$ м/с² – опорный уровень.

Для измерений вибраций стандартно применяются текущие среднеквадратичные значения виброускорения с линейным усреднением. В нашем случае в виброметре реализованы три времени линейного усреднения: 1 с, 5 с, 10 с. Текущее среднеквадратичное значение виброускорения вычисляется по формуле

$$a_\tau(t) = \left[\left(\frac{1}{\tau} \right) \int_{t-\tau}^t a^2(\varepsilon) d\varepsilon \right]^{1/2}.$$

Эквивалентное значение виброускорения задается следующей формулой:

$$a_{eq} = \left[\left(\frac{1}{T} \right) \int_{t_1}^{t_2} a_w^2(t) dt \right]^{1/2},$$

где $a_w(t)$ – переменное значение виброускорения с выбранной частотной коррекцией; T – время интегрирования (измерения).

Используемый в расчете моделируемой конструкции коэффициент динамики необходим для учета воздействия на расчетную модель топливного бака различных эксплуатационных режимов, рельефа местности и получения данных о возникающих нагрузках. Его значение рассчитывается отношением полученных максимальных значений эквивалентных виброускорений с учетом заполненного топливного бака к линейному ускорению. При проведении расчета задавался полученный коэффициент динамики или воздействующей перегрузки при движении на конструкцию в параметрах настройки «Acceleratin» программного комплекса ANSYS.

Результаты исследований и их обсуждение

Для отображения возникающих нагрузок от воздействия заполненной жидкостью емкости необходимо учитывать атмосферную гравитацию. Это позволяет проводить наглядный сравнительный анализ возникающих напряжений на корпусе бака при стационарном расположении на зерноуборочном комбайне и в процессе эксплуатационного режима движения с учетом рельефа местности.

На рис. 3 показано, что давление от заполненной жидкости при стационарном расположении равномерно распределено по корпусу бака с постепенным увеличением действующей нагрузки ко дну конструкции.

После проведения расчета в программном комплексе ANSYS максимальные эквивалентные напряжения и коэффициент запаса прочности при стационарном расположении топливного бака на зерноуборочном комбайне составляют:

- корпус бака: $\sigma_{\max} = 6 \div 6,5$ МПа, запас прочности для материала бака $n = 3,07$;
- опоры крепления: $\sigma_{\max} = 155 \div 165$ МПа, коэффициент запаса прочности для стали ст3пс ($\sigma_{\text{п}} = 250$ МПа) с учетом снижения механических характеристик от сварных швов $n = 1,29$.

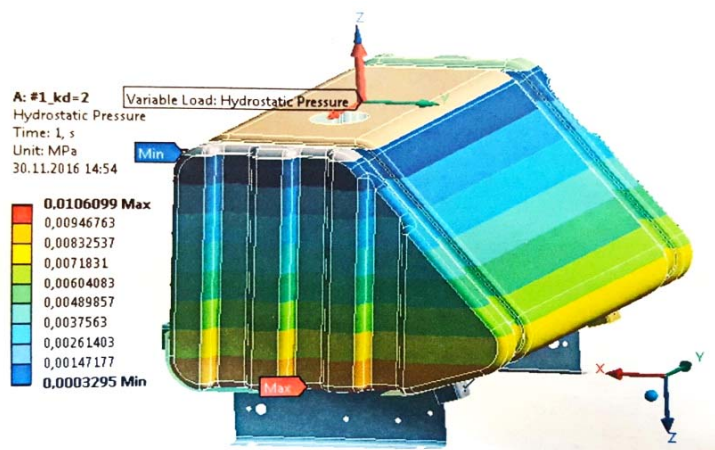


Рис. 3. Расчетная схема топливного бака с опорой крепления при стационарном режиме нагружения

Максимальные по модулю значения эквивалентных виброускорений в результате проводимых измерений анализатором шума и вибрации ($a_{eq} = 14,4$ м/с², табл. 1) были зафиксированы при движении зерноуборочного комбайна по прямому участку поля поперек борозды со скоростью около 5 км/ч. В целях разработки эффективной конструкции опорной рамы, обеспечивающей большой эксплуатационный ресурс, далее проведены расчеты для данного эксплуатационного режима. После ввода в параметрах настройки «Acceleratin» полученного расчетного значения коэффициента динамики ($K_d = 2,5$) во вкладке «Equivalent Stress» получаем поля эквивалентных на-

пряжений. Для удобства оценки возникающих напряжений и визуализации происходящих процессов рассчитываемую модель эффективней рассматривать в двух отдельных составных частях: корпус бака и опора крепления.

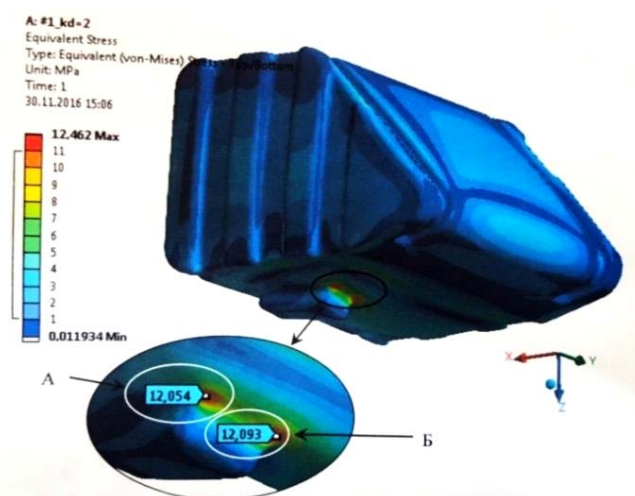


Рис. 4. Поля распределения эквивалентных напряжений, возникающих в топливном баке

Как видно из рис. 4 и 5, максимальные эквивалентные напряжения и коэффициент запаса прочности в исходной конструкции составляют:

- в зонах А и Б (рис. 4) $\sigma_{\max} = 11 \div 12$ МПа, коэффициент запаса прочности для материала бака $n = 1,66$;
- в зоне В (рис. 5) $\sigma_{\max} = 220 \div 230$ МПа, коэффициент запаса прочности для стали ст3пс ($\sigma_{\text{п}} = 250$ МПа) с учетом снижения механических характеристик от сварных швов $n = 0,92$;
- в зоне Г и Д (рис. 5) $\sigma_{\max} = 335 \div 350$ МПа, коэффициент запаса прочности для стали ст3пс ($\sigma_{\text{п}} = 250$ МПа) с учетом снижения механических характеристик от сварных швов $n = 0,61$.

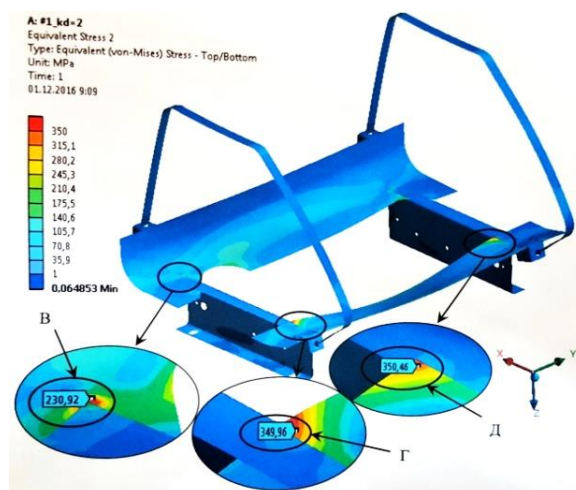


Рис. 5. Поля распределения эквивалентных напряжений, возникающих в опоре крепления топливного бака

После проведения расчета можно сделать вывод о том, что эксплуатационная надежность существующей конструкции не будет обеспечиваться должным образом,

так как запас прочности определенных элементов опоры крепления топливного бака для применяемой в конструкции стали по результатам расчета получился меньше единицы. Это означает, что от воздействия возникающих нагрузок будет происходить значительная деформация опор крепления с возможным повреждением целостности и герметичности самого топливного бака.

Анализ напряженно-деформированного состояния при различных режимах нагружения позволил разработать ряд конструктивных изменений для повышения запаса прочности при эксплуатации топливного бака и снижения передаваемых при движении нагрузок на опоры крепления. Предложенные изменения отражены на рис. 6.

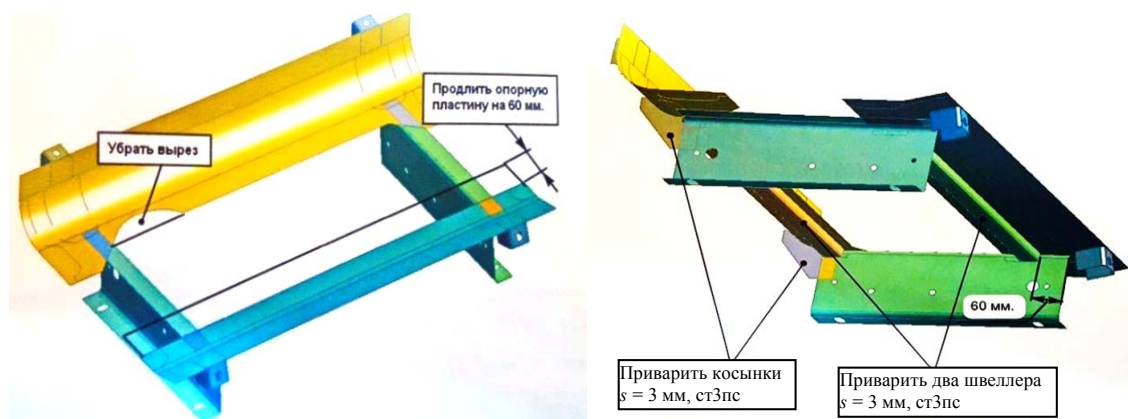


Рис. 6. Рекомендуемые изменения в конструкции опор крепления топливного бака

Как видно из рис. 7 и 8, после проведения изменений в конструкции максимальные эквивалентные напряжения и коэффициент запаса прочности составляют:

– в зоне Б (рис. 7) $\sigma_{\max} = 8 \div 9$ МПа, коэффициент запаса прочности для материала бака $n = 2,22$;

– в зоне Д (рис. 8) $\sigma_{\max} = 135 \div 150$ МПа, коэффициент запаса прочности для стали ст3пс ($\sigma_{\text{п}} = 250$ МПа) с учетом снижения механических характеристик от сварных швов $n = 1,42$.

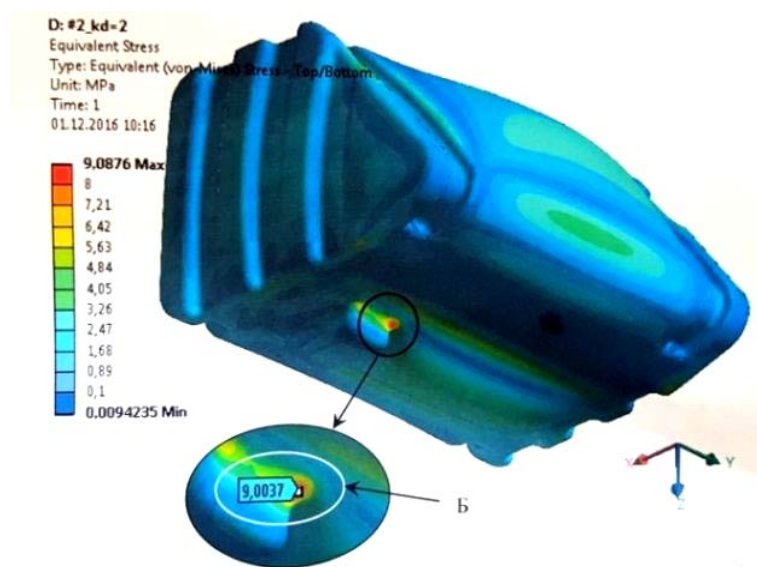


Рис. 7. Поля распределения эквивалентных напряжений, возникающих в топливном баке после изменения конструкции опоры крепления

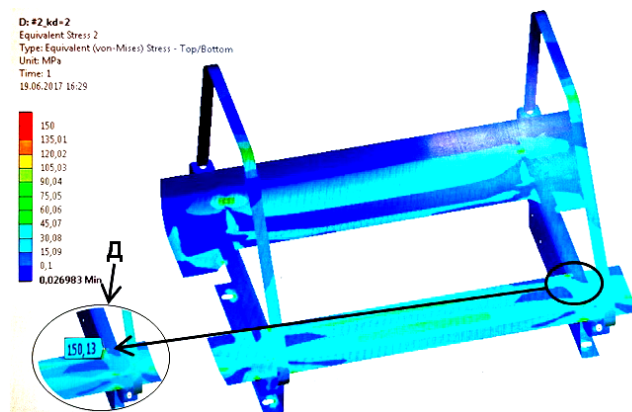


Рис. 8. Поля распределения эквивалентных напряжений, возникающих в измененной конструкции опоры крепления топливного бака

Сравнительный анализ полученных результатов показал, что проведенная оптимизация конструкции опор крепления бака позволила значительно снизить возникающие напряжения, что обеспечило повышение запаса прочности до технически необходимого уровня. При этом также значительно снизились напряжения, возникающие в полимерном топливном баке (табл. 2).

Таблица 2

Результаты проведенных исследований

Режим		Исходная конструкция				После проведения изменений	
		σ_{max} , МПа		Коэффициент запаса, n		σ_{max} , МПа	Коэффициент запаса, n
Стационарный режим	Корпус бака	6,5		3,07		—	—
	Опоры крепления	165		1,29		—	—
С учетом максимального значения коэффициента динамики	Корпус бака	12		1,66		9	2,22
	Опоры крепления	230	350	0,92	0,61	150	1,42

Заключение

На основании полученных результатов исследований можно сделать следующие выводы.

Представленные результаты исследований получены в области прочностных свойств и могут быть использованы при ремонте и модернизации технических объектов с целью оптимизации их конструкций, а также при проектировании новых образцов машин и механизмов.

Учет коэффициента динамики в расчете позволяет максимально точно определить возникающие нагрузки в реальных эксплуатационных режимах. Данный коэффициент интегрально суммирует факторы, влияющие на характер динамического процесса, в частности, характер движения механической системы технического объекта в зависимости от различных эксплуатационных условий.

Исследование и анализ напряженно-деформированного состояния конструкции данного типа на разработанной конечно-элементной модели позволил наглядно оце-

нить эффективность принятых конструкционных решений, которые позволили значительно снизить возникающие напряжения и обеспечили тем самым требуемый запас прочности.

Таким образом, проведение расчетных исследований технических элементов по описанной методике, основанной на научно обоснованных подходах, может быть использовано для решения задач по повышению эксплуатационной надежности объектов оболочечного типа. Данный подход позволяет оценить и спрогнозировать состояние рассчитываемых конструкций в зависимости от различных режимов эксплуатации, а также разработать ряд необходимых конструкционных мероприятий без изготовления многочисленных дорогостоящих прототипов.

Литература

1. Головченко, В. И. Основные положения расчета крепления цистерны к шасси автомобиля автотопливозаправщика / В. И. Головченко, Н. Л. Иванина // Вестн. НТУ «ХПИ». – 2012. – № 22. – С. 40–47.
2. Шимановский, А. О. Обеспечение безопасности движения автоцистерн на основе оптимизации конструкции кузова / А. О. Шимановский, М. Г. Кузнецова // Механика машин, механизмов и материалов. – 2013. – № 3 (63). – С. 142–148.
3. Жалнин, Э. В. Отечественные и зарубежные зерноуборочные комбайны – как они есть / Э. В. Жалнин // Сельскохозяйств. машины и технологии. – 2008. – № 2. – С. 14–19.
4. Короткевич, С. Г. Использование компьютерного моделирования для контроля и прогнозирования свойств материалов и изделий в пожарной аварийно-спасательной технике / С. Г. Короткевич, В. А. Ковтун // Пожарная безопасность: проблемы и перспективы : сб. ст. VI Всерос. науч.-практ. конф., Воронеж, 23–24 сент. 2015 г. / ФГБОУ ВПО ГПС МЧС России. – Воронеж, 2015. – С. 318–321.
5. Ерохин, Г. Н. Изменение надежности зарубежных зерноуборочных комбайнов в процессе эксплуатации / Г. Н. Ерохин, В. В. Коновский // Машинно-технолог. станция. – 2009. – № 2. – С. 14–15.
6. Богомаз, Г. И. Колебания жидкости в баках. Методы и результаты экспериментальных исследований / Г. И. Богомаз, С. А. Сирота. – Днепропетровск : Ин-т техн. механики НАН Украины и НКА Украины, 2002. – 306 с.
7. Елисеев, К. В. Вычислительный практикум в современных САЕ-системах / К. В. Елисеев, Т. В. Зиновьева // Компьютерное моделирование. – Санкт-Петербург. гос. политехн. ун-т, 2008. – С. 36–54.
8. Чигарев, А. В. ANSYS для инженеров : справ. пособие / А. В. Чигарев, А. С. Кравчук, А. Ф. Смалюк. – М. : Машиностроение-1, 2004. – 512 с.
9. Компания производитель. – Режим доступа: <http://petanks.ru/images/ICORENE1613BK85.pdf>. – Дата доступа: 20.07.2017.
10. Марочник стали и сплавов. – Режим доступа: <http://splav-kharkov>. – Дата доступа: 20.07.2017.

Получено 26.10.2017 г.