УДК 539.3

А.А. АТРОШЕНКО, асп. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ", Харьков

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МНОГОСЛОЙНЫХ ПАНЕЛЕЙ, СОЕДИНЕННЫХ БОЛТОВЫМ КРЕПЕЖОМ, В ГЕОМЕТРИЧЕСКИ НЕЛИНЕЙНОЙ ПОСТАНОВКЕ

Данная работа посвящается численному анализу контактных задач для многослойных панелей. Особенности представленной задачи заключаются в исследовании напряженно-деформированного состояния разновидности компоновок панелей, соединенных между собой болтовым крепежом с зазором и нагруженных равномерно распределенным по верхней кромке поперечным усилием. Металлические зернохранилища состоят из набора тонкостенных гофрированных панелей, которые соединяются между собой болтовыми крепежами в различных компоновках. В качестве опорных конструкций служат поперечные ребра жесткости. Болтовое соединение выполнено с зазором и предварительной затяжкой, во время нагружения происходит выборка зазора, которая влечет за собой возникновение контактного взаимодействия между цилиндрической частью болтов и внутренними поверхностями отверстий. Рассматривается два вида компоновок тонкостенных панелей в виде плоских полос, которые соединяются между собой по две и более в группе в первом варианте и в виде последовательного чередования во втором варианте. В данной постановке задачи присутствуют геометрическая и структурная нелинейности.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, металлические зернохранилища, метод конечных элементов, система полос, реакции в опорах, геометрическая нелинейность.

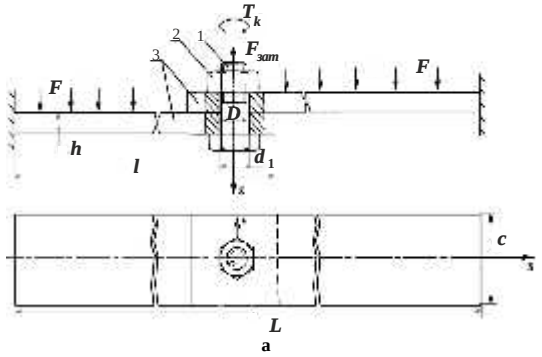
Введение. Металлические зернохранилища (элеваторные сооружения) имеют широкое применение в современном агрокомплексе. В ранее написанных статьях [1-3] относительно сооружений такого типа отмечаны ряд преимуществ: простота сборки, дешевизна, простота в обслуживании и др. При эксплуатации металлических зернохранилищ необходимо учитывать тот фактор, что данные конструкции подвергаются различным многоцикловым нагрузкам (загрузка/выгрузка сыпучих продуктов, сейсмическое воздействие, давление зерна, масса навесного оборудования и др.). В связи с этим необходимо проводить анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) тонкостенных элементов конструкции.

Металлические зернохранилища состоят из набора тонкостенных гофрированных панелей, которые соединяются между собой болтовыми крепежами в различных компоновках. В качестве опорных конструкций служат поперечные ребра жесткости. Болтовое соединение выполнено с зазором и предварительной затяжкой, во время нагружения происходит выборка зазора, которая влечет за собой возникновение контактного взаимодействия между цилиндрической частью болтов и внутренними поверхностями отверстий. Такая постановка задачи учитывает геометрическую, структурную и физическую нелинейности. Решение данного типа задач позволяет более детально рассмотреть поведение исследуемой конструкции силоса. В качестве тестового варианта в работе предложено исследовать контакт не гофрированных панелей, а четырех полос, соединенных разными компоновками и

скрепленных болтовым крепежом. Исходя из этого, получается модель контактного взаимодействия ряда тел с натягом, трением и контактом с зазором. Результаты решения задачи с использованием этой модели сравниваются с результатами, полученными для традиционно используемых моделей фрагмента конструкции зернохранилища в виде сплошной полосы.

Цель данной работы заключается в разработке усовершенствованной расчетной модели для решения геометрически нелинейных контактных задач для системы из четырех полос, соединенных болтовым крепежом с зазором и нагруженных равномерно распределенным по верхней грани поперечным усилием. В данной работе учет делается на варьирование разновидности компоновок тонкостенных полос между собой. Также проводится анализ влияния учета геометрической и структурной нелинейности, использование болтового крепежа с определенными ранее коэффициентами трения в соединениях между пластинами и пластиной/болтом [2, 3], а также эффекта скольжения между контактирующими поверхностями полос при различных способах нагружения.

Постановка задачи. Данную задачу предлагается решить на базе тестовой системы (рисунок 1, а) [2], в которой используется соединение полос двумя видами: по две и более панелей в группе (см. рисунок 1, б) и методом последовательного чередования (см. рисунок 1, в). Геометрические параметры данной системы: длина l = 0,5 м, ширина C = 0,05 м, толщина h = 0,002 м, общая длина соединенных пластин L = 0,96 м. Диаметр отверстия d_1 = 0,012 м, диаметр болта D = 0,01 м. Болтовое соединение представляет собой следующую компоновку: болт 1 вставлен с зазором в отверстия полос 3 и затянут гайкой 2 до момента затяжки, равного $T_к$ (рисунок 1). Растягивающая нагрузка, возникающая в местах заделки, уравновешивается на начальных этапах нагружения силами трения в стыках, которые создаются силой затяжки болта $F_{зат}$. Если растягивающая сила превысит силы трения, произойдет сдвиг полос вплоть до выборки зазора, когда вступят в работу контактирующие цилиндрические поверхности болта и отверстий полос.



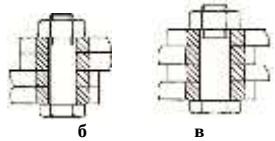


Рисунок 1 – Система полос с болтовым соединением: а – общая постановка из двух полос; б – соединение по две полосы в группе; в – соединение методом последовательного чередования полос

Схема нагружения модели показана на рисунке 2. Рассматривается конструкция в рассеченном виде (симметричная относительно плоскости xOz). Полосы по

краям жестко закреплены. Вдоль плоскости симметрии *xz* задается ограничение перемещения вдоль оси *y*. Поперечное усилие, распределенное по верхней кромке полос, задается силой F (нагружается система пошагово от 0 до 1200 Н). Момент затяжки моделируется в виде силы затяжки болта $F_{зат}$ = 1000 Н. Болтовой крепеж моделировался в следующей постановке: задавался контакт между контактирующими поверхностями полос, шляпкой болта и гайкой болта с полосой и внутренними поверхностями отверстий в полосах и цилиндрической частью болта [4, 5].

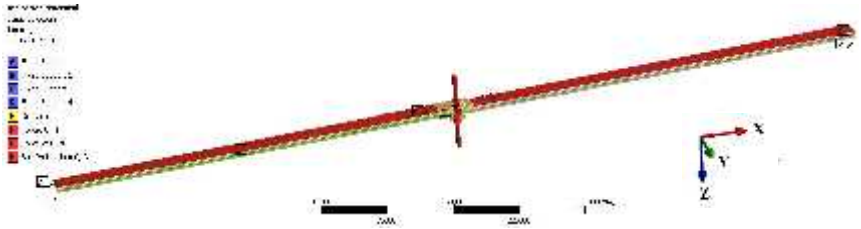


Рисунок 2 – Исследуемая модель с граничными условиями

Настройки контакта (таблица 1) задавались согласно ранее исследуемым задачам в виде двух полос [2, 3]. Данная таблица показывает варианты реализации контактного взаимодействия с различными компоновками полос. Первый вариант, показанный в таблице, относятся к компоновке первого типа, в которой соединение происходит по две полосы в группе, а второй вариант относится к соединению последовательного чередования.

Таблица 1 – Виды контактного взаимодействия

№	Компоновка полос	Нагрузка *F* (Н)	Сила затяжки $F_{зат}$ (Н)	Типы контакта		
				Friction пластина – пластина	Friction пластина – болт	Frictionless отверстие – болт
1	Четыре полосы, один болт (соед. группами)	1200	1000	0,2	0,2	+
2	Четыре полосы, один болт (соед. черед.)					

Математическая модель. Рассмотрим более детально расчетные зависимости болтового соединения, следуя работам [2, 3]. При затягивании болтового крепежа в стержне болта возникают напряжения растяжения от силы $F_{зат}$ и силы кручения от момента завинчивания $T_к$ (см. рисунок 1). Силу сдвига в исследуемой системе будем рассматривать равной реакции в опоре вдоль оси *X* (*Rx1*, *Rx2*, *Rx3*, *Rx4)* (рисунок 3). Таким образом, при увеличении силы *F* реакции в опорах будут увеличиваться до тех пор, пока реакция не превысит силу трения покоя в болтовом крепеже, и затем, соответственно, произойдет сдвиг. Сила трения покоя на каждой стороне составляет 1000 Н [7-11]. Таким образом, сдвиг должен произойти в том случае, когда сила в опорах (*Rx1*, *Rx2*, *Rx3*, *Rx4*) превысит 1000 Н. В свою очередь, реакции, возникающие в опорах в направлениях *Rz1*, *Rz2*, *Rz3* и *Rz4* будут соответственно суммарно равны распределенной силе *F*, действующей на пластины. Таким же образом рассчитываются соотношения и для второго варианта компоновок полос [6].

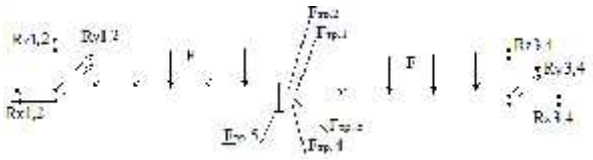


Рисунок 3 – Расчетная схема исследуемой задачи

Поскольку в рассматриваемом случае предполагаются большие прогибы полос, нагруженных поперечной нагрузкой, то в первом приближении для оценки НДС можно применить геометрически нелинейные соотношения для связанного изгиба и растяжения стержней. При этом для вычисления деформаций ε_x при изгибе используется соотношения [8-12]:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} - z\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2,$$

где *z* – расстояние по толщине от срединной линии стержня, u, w – компоненты перемещения точек стержня вдоль оси *x* и *z* соответственно. Кроме того, можно записать условия $u_{Л}^{Б} - u_{Л}^{П} \geq \delta$, $u_{П}^{П} - u_{П}^{Б} \geq \delta$, которые означают непроникновение левой контактирующей кромки пластины (вследствие перемещения вдоль оси *x*) в левую часть тела болта (аналогично для правых частей).

При использовании пространственной постановки данные соотношения определяют геометрически нелинейное поведение исследуемой системы, дополняемое структурной нелинейностью (контакт), и, кроме того, дополнительным соединением с натягом (болт) и трением.

Результаты расчетов. Рассмотрим полученные результаты для первого и второго вариантов компоновок полос, в которых крепеж болтового соединения реализован с коэффициентом трения, равным 0,2. На рисунках 4-5 показаны графики зависимости максимальных прогибов исследуемых сис-

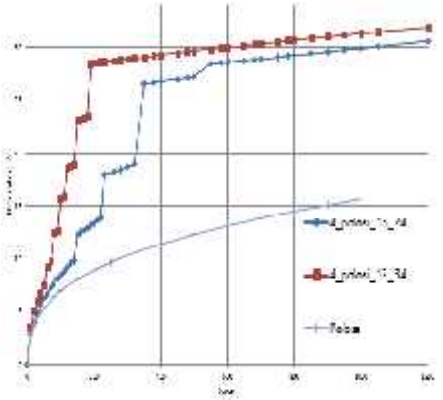


Рисунок 4 – Максимальная стрела прогибов системы полос (мм)

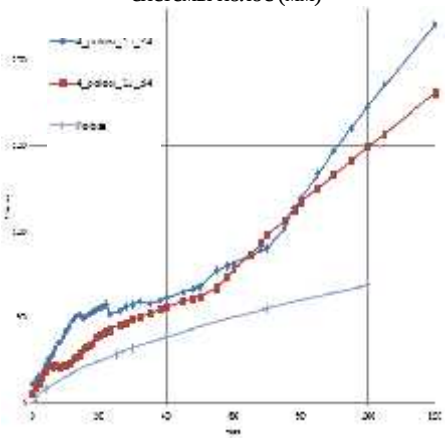


Рисунок 5 – Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу (МПа)

тем вдоль оси z от нагрузки, а также показаны максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу, а на рисунках 6-7 проиллюстрированы изображения модели в моменты выборки зазора с выведением максимальных эквивалентных напряжений по Мизесу, возникающих в контакте болта и полос.

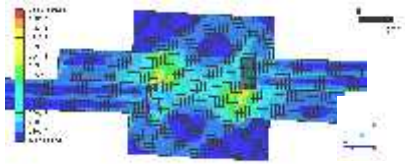


Рисунок 6 – Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу (МПа) – вар. 1

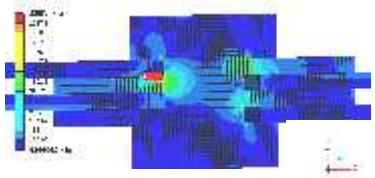


Рисунок 7 – Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу (МПа) – вар. 2

Исходя из полученных результатов можно заключить, что наблюдается нелинейный характер зависимости прогиба систем полос, сопровождающийся ступенчатой выборкой зазора в болтовом крепеже от действующей нагрузки. Между двумя вариантами наблюдается отличие при полном выбранном зазоре, в первом варианте зазор выбирается полностью при 200 Н, во втором варианте зазор выбирается при 600 Н. Величина выборки зазора составляет 0,002 м в обоих случаях (рисунок 8). Максимальные эквивалентные напряжения составили в первом варианте около 1800 МПа, во втором варианте – около 2200 МПа.

По сравнению с традиционной методикой решения задач в линейной постановке данного типа, при использовании сплошной полосы с учетом больших перемещений, но без учета болтового соединения, максимальный прогиб составил 0,016 м, а максимальные напряжения составляют около 600 МПа. Для проверки по-

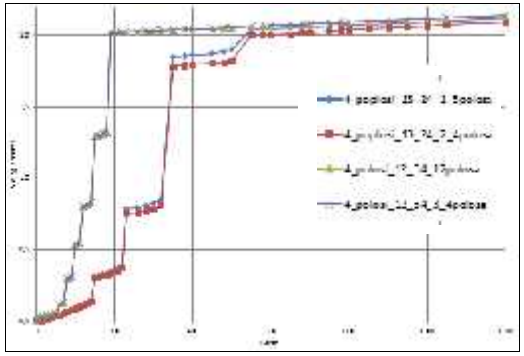


Рисунок 8 – Смещение контактирующих поверхностей полос относительно друг друга

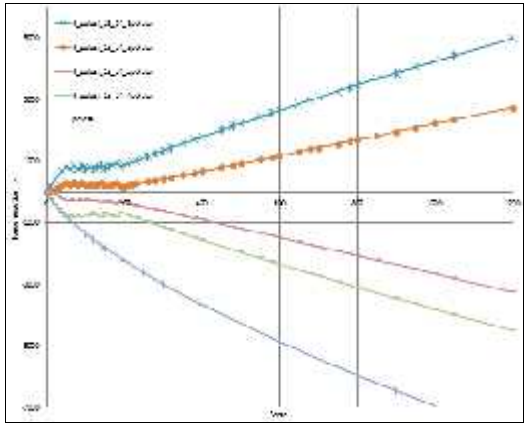


Рисунок 9 – Продольные реакции в опорах *Rx1, Rx2, Rx3, Rx4* (вар. 1)

лученных результатов рассмотрим реакции в опорах (рисунки 9-12). В первом варианте продольные компоненты реакции, в отличие от поперечных, изменяются существенно нелинейно, но с ростом нагрузки после наступления контакта компоненты реакции *Rx1*, *Rx2* и *Rx3*, *Rx4* увеличиваются приблизительно линейно. Такое же поведение наблюдается и во втором варианте.

Рассмотрим причины возникновения нелинейного поведения компонент реакции опор. Во время нагружения полос, когда сила нагружения превышает силу трения в соединении, возникает сдвиг. Возрастание силы нагружения по отношению к силе трения связано с тем, что происходит деформация болта вследствие перекоса, тем самым увеличивается затяжка болтового крепежа. Для более детального анализа рассмотрим реакцию, возникающую в болте (рисунок 13). Из представленного графика следует, что реакция начинает возрастать из-за деформации болта и полос, наблюдается нелинейное увеличение, которое сопровождается увеличением силы затяжки болтового крепежа от 1000 Н до 6000 Н. При выборке зазора поверхность болта начинает взаимодействовать с внутренней поверхностью отверстия в пластинах, таким образом, болт начинает работать на срез. Поперечные реакции в опорах существенно отличаются от исследуемых вариантов компоновок полос между собой. В первом варианте (рисунок 10) на первых шагах нагружения наблюдается равновесие системы, затем при увеличении нагрузки вторая (*Rz2*) и третья полосы (*Rz3)* отклоняются в отрицательное значение, это связано с тем, что выборка зазора и контакт

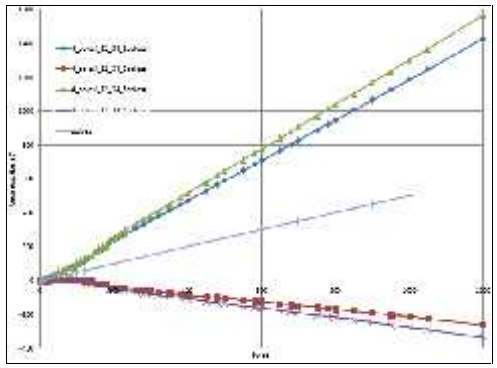


Рисунок 10 – Поперечные реакции в опорах *Rz1, Rz2, Rz3, Rz4* (вар. 1)

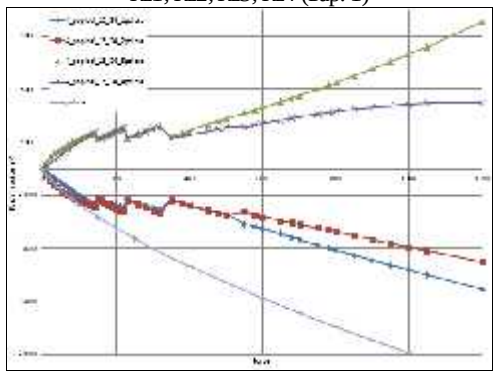


Рисунок 11 – Продольные реакции в опорах *Rx1, Rx2, Rx3, Rx4* (вар. 2)

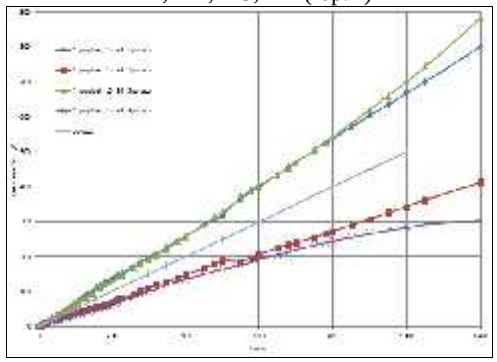


Рисунок 12 – Поперечные реакции в опорах *Rz1, Rz2, Rz3, Rz4* (вар. 2)

полос с болтом происходит неравномерно. Следовательно, реакции *Rz1* и *Rz4* возрастают на величину отрицательного значения, что тем самым уравновешивает систему. Во втором варианте (рисунок 12) в начальной стадии нагружения системы полос происходит равномерное увеличении значений реакций, а при увеличении нагрузки величины реакций расходится таким образом, что равновесие в системе все же сохраняется.

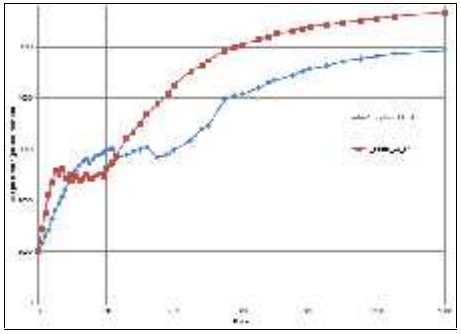


Рисунок 13 – Реакции, возникающие в болте

Проанализировав полученные результаты, можно сделать следующие выводы: от компоновки тонкостенных элементов (соединение группами и методом чередования) зависит характер поведения прогибов системы полос; при первом варианте компоновки выборка зазора наступает при меньшем уровне нагрузки, чем во втором варианте. Это связано с тем, что в первом варианте количество контактирующих поверхностей с трением равно трем, а во втором варианте – пяти. Напряжения по Мизесу находятся в одном диапазоне. Большое отличие возникает при выведении значений реакций в опорах.

При сравнении результатов расчетов со сплошной полосой наблюдается большое отличие между перемещениями, эквивалентными напряжениями и компонентами реакций в опорах. Поведение сплошной полосы отображается на графиках более плавно и линейно, в то время как в исследованных и описанных выше системах полос проявляется существенно нелинейный характер поведения. Во время нагружения сплошной полосы перемещения более чем в два раза меньше прогибов в системе полос с болтовым крепежом. Это связано с тем, что в системе полос с болтовым крепежом присутствует структурная нелинейность, причем существуют значительные зазоры, соизмеримые с величинами перемещений точек полос вследствие упругих деформаций. Таким образом, традиционная постановка решения данного класса задач с расчетной схемой в виде сплошной полосы, без учета болтового крепежа, зазоров, натяга и трения дает значительную неточность в полученных результатах.

Выводы. Исходя из полученных результатов, можно сделать выводы, что геометрически нелинейная постановка задачи дает более точный результат при определении НДС полос, соединенных болтовым крепежом с зазором, с различной компоновкой. Выявлены дополнительные факторы, влияющие на НДС исследуемой системы, а именно: возникновение перекоса болта, что ведет за собой увеличение растягивающего усилия в болте, тем самым увеличивая силу затяжки болтового крепежа. Во время нагружения системы полос проявляется нелинейный сдвиг с трением между поверхностями контактирующих полос. Определены большие продольные и поперечные перемещения при выборке зазора в болтовом крепеже,

соизмеримые с соответствующими перемещениями, наблюдаемыми в сплошной пластине только вследствие упругих ее деформаций.

Определен характер выборки зазора при использовании наборных панелей более двух в соединении. Выявлен нелинейный характер сдвига полос относительно друг друга при групповой и последовательной компоновках в зависимости от роста нагрузки.

Таким образом, при решении данного типа задач в дальнейших исследованиях предлагается использовать предложенную методику, которая позволяет рассматривать решения для более широкого диапазона действующих нагрузок. Решение же подобных задач с использованием геометрически линейной и нелинейной постановок для исследуемого объекта, представленного в виде сплошной полосы, не дает достоверных результатов.

Список литературы: 1. *Атрошенко О.О.* Обгрунтування розрахункових моделей елементів силосу / *В.Б. Третьяков, И.И. Иванцов, О.В. Веретельник, О.О. Атрошенко* // Вісник НТУ "ХПІ".– Харьков: НТУ "ХПИ", 2013. – № 1. – С. 139-154. **2.** *Атрошенко А.А.* Численное исследование контактных задач для системы пластин, соединенных болтовым крепежом. в геометрически нелинейной постановке / *А. А. Атрошенко* // Вісник НТУ "ХПІ".– Харьков: НТУ "ХПИ", 2013. №1 (975). – С. 3-14. **3.** *Атрошенко А.А.* Анализ влияния геометрической нелинейности на решение задачи об изгибе полосы / *А.А. Атрошенко* // Вісник НТУ "ХПІ".Серія.: Транспортне машинобудування. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2014. №22 (1065). – С. 84-89. **4.** *Басов К.А.* ANSYS: справочник пользователя / *К.А. Басов.* – М. ДМК Пресе, 2005. – 640с. **5.** *Каплун А.Б.* ANSYS в руках инженера / *А.Б. Каплун*. – М.: Единотриал, 2003. – 272 с. **6.** *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. / *В.И. Анурьев* – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с. **7.** *Васидзу К.* Вариационные методы в теории упругости и пластичности: Пер. с англ. / *К. Васидзу* – М.: Мир, 1987. – 542 с. **8.** *Биргер И.А.* Сопротивление материалов: учебное пособие / *И.А. Биргер, Р.Р. Мавлютов*/ – М.: Наука. Гл. Ред.. физ.-мат. лит., 1986 – 560 с. **9.** *Архипов В.Н.* К моделированию пологих ортотропных гибких пластин и оболочек / *В.Н. Архипов, Ю.С. Гордеев* // Сб. Расчет пространственных систем в строительной механике. Саратов: СГУ, 1972. - С. 25-29. **10.** *Атрошенко А. А.* Изгиб полосы с учетом больших перемещений и влияниея продольных усилий/ *А.А. Атрошенко* // Вісник НТУ "ХПІ". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2014. – №29 (1072). – С. 3-13. **11.** *Бурдун Е.Т.,* Напряженно-деформированное состояние гофрированніх пластин и пологих оболочек при действии поверхностніх загрузок / *Бурдун Е.Т., Кочанов В.Ю., Куприевич А.Б., Коссе В.К.* // Зб. наук. пр. нац. ун-ту кораблебудування. – 2009 р. – №5(428). –С. 45-53. **12.** *Короткий О.А.* Совершенствование конструкции цилиндрических силосов, используемых в сельском хозяйстве / *О.А. Короткий* // Автореферат дис. канд. тех. наук., Москва, 2009 г. – 24 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Atroshenko O.O.* Obgruntuvannja rozrahunkovih modelej elementiv silosu / V.B. Tretjakov, I.I. Ivancov, O.V. Veretel'nik, O.O. Atroshenko // Visnik NTU "KhPI". Serija: Mashinoznavstvo ta SAPR. – Kharkov: NTU "KhPI", 2013. – No 1. – P. 139-154. **2.** *Atroshenko A.A.* Chislennoe issledovanie kontaktnyh zadach dlja sistemy plastin, soedinennyh boltovym krepezhom. v geometricheski nelinejnoj postanovke / A. A. Atroshenko // Visnik NTU "KhPI". Tem.vip.: Mashinoznavstvo ta SAPR. – Kharkov: NTU "KhPI", 2013. №1 (975). – P. 3-14. **3.** *Atroshenko A.A.* Analiz vlijanija geometricheskoj nelinejnosti na reshenie zadachi ob izgibe polosy / A.A. Atroshenko // Visnik NTU "KhPI".Serija.: Transportne mashinobuduvannja. – Kharkov: NTU "KhPI", 2014. – No 22 (1065). – P. 84-89. **4.** *Basov K.A.* ANSYS: spravochnik pol'zovatelja / K.A. Basov. – Moscow: DMK Prese, 2005. – 640 p. 5. Kaplun A.B. ANSYS v rukah inzhenera / A.B. Kaplun. – Moscow: Edinotrial, 2003. – 272 p. **6.** *Anur'ev V.I.* Spravochnik konstruktora-mashinostroitelja: v 3-h t. / V.I. Anur'ev – Moscow: Mashinostroenie, 2006. – 928 p .**7.** *Vasidzu K.* Variacionnye metody v teorii uprugo-sti i plastichnosti: Per. s angl. / K. Vasidzu – Moscow: Mir, 1987. – 542 p. **8.** *Birger I.A.* Soprotivlenie materialov: uchebnoe posobie / I.A. Birger, R.R. Mavljutov/ – Moscow: Nauka. Gl. Red.. fiz.-mat. lit., 1986 – 560 p. **9.** *Arhipov V.N.* K modelirovaniju pologih ortotropnyh gibkih plastin i obolochek / V.N. Arhipov, Ju.S. Gordeev // Sb. Raschet prostranstvennyh sistem v stroitel'noj mehanike. Saratov: SGU, 1972. - P. 25-29. **10.** *Atroshenko A.A.*

Izgib polosy s uchetom bol'shih peremeshhenij i vlijanieja prodol'nyh usilij/ A.A. Atroshenko // Visnik NTU "KhPI". Serija: Mashinoznavstvo ta SAPR. – Kharkov: NTU "KhPI", 2014. – No 29 (1072). – P. 3-13.
11. *Burdun E.T.* Naprjazhenno-deformirovannoe sostojanie gofrirovannih plastin i pologih obolochek pri dejstvii poverhnostnih zagruzok / Burdun E.T., Kochanov V.Ju., Kuprievich A.B., Kosse V.K. // Zb. nauk. pr. nac. yn-tu korablebuduvannja. – 2009. – No5(428). – 45-53 p. **12.** *Korotkij O.A.* Sovershenstvovanie konstrukcii cilindricheskih silosov, ispol'zuemyh v sel'skom hozjajstve / O.A. Korotkij // Avtoreferat dis. kand. teh. nauk., Moscow, 2009 g. – 24 p.

Поступила (received) 04.06.2015

УДК 623.438

С.П. БІСИК, к.т.н., ст. наук. співроб., нач. наук.-досл. лаб. Центрального наук.-досл. ін-та озброєння та військової техніки Збройних Сил України (ЦНДІ ОВТ ЗСУ), Київ;
О.М. КУПРІНЕНКО, к.т.н., ст. наук. співроб., докторант ЦНДІ ОВТ ЗСУ, Київ;
В.Г. КОРБАЧ, к.т.н., доц., наук. співроб. ЦНДІ ОВТ ЗСУ, Київ

ОЦІНКА ПРОТИМІННОЇ СТІЙКОСТІ ЛЕГКОЇ БОЙОВОЇ КОЛІСНОЇ МАШИНИ

У роботі розглянуто проблему підвищення рівня захисту бойових броньованих машин в сучасних умовах їх бойового застосування. На підставі результатів теоретичних досліджень визначено рівень протимінної стійкості легкої бойової колісної машини та розроблено пропозиції щодо його забезпечення. Запропоновано виготовляти днище в зоні розташування двигуна не з броньової сталі. Крім того, рекомендується встановлювати протимінні сидіння. Між пластинами подвійного днища доцільно розміщувати енергопоглюнаючі елементи.

Ключові слова: бойові броньовані машини, рівень захисту, протимінна стійкість, легка бойова колісна машина

Постановка проблеми. Характерне для сучасної збройної боротьби різке зростання ефективності систем озброєння, обумовлене широким використанням у військовій сфері досягнень в області інформаційних технологій, змінило характер її ведення та суттєво розширило просторові та скоротило часові показники вирішення задач. Це привело до відмови від лінійної взаємодії конфліктуючих сторін, яка закладена в основу концепцій створення та бойового застосування існуючих типів бойових броньованих машин (ББМ) – танків, БМП, БТР. Характерними особливостями сучасної збройної боротьби, які безпосередньо впливають на формування концепцій перспективних типів ББМ, є:

1. Розосередження і автономні дії невеликих інформаційно взаємодіючих невеликих підрозділів (бойових груп). Суттєвий дисбаланс між рівнем розвитку засобів ураження ББМ та рівнем розвитку засобів їх захисту, а також зміна законів розподілу влучень за кутами обстрілу викликали гостру необхідність підвищення мобільності підрозділів та пріоритетності неконтактних дій (дальнього вогневого ураження) [1-3].

2. Необов'язковість реалізації високих значень показників бойових властивостей в одному зразку, що, як правило, збільшує його складність та вартість. Доцільність розподілу бойових задач між різними просторово розосередженими засобами (розвідки, управління, ураження) з метою створення мережі інформаційно взаємодіючих засобів, що складають бойову систему [1, 2, 4]. Це пояснюється протиріччям між необхідністю вирішення бойових задач зі значно розширеними просторовими показниками, з одного боку, та економічною недоцільністю зосередження та застосування на великих територіях високовартісних зразків.

3. Абстрагування від особливостей платформ. Це значить, що вести збройну боротьбу можна озброєнням та військовою технікою, розміщеним на різних не обов'язково спеціалізованих, складних, високовартісних платформах, успішне функціонування яких передбачає наявність спеціальної інфраструктури забезпечення [4].

Антитерористична операція на сході України, як і бойові дії в Афганістані, підтверджують необхідність забезпечення захисту легкоброньованих машин від бронебійних куль Б-32 калібру 12,7 мм. БМП та БТР, які перебувають сьогодні на озброєнні ЗС України, були створені у 60-70-х роках минулого століття для ведення глибоких наступальних фронтових та армійських операцій на усій території Європи в умовах застосування зброї масового ураження і забезпечують захист від куль Б-32 калібру 12,7 мм тільки у фронтальну проекцію. Недостатній рівень балістичного та протимінного захисту БМП та БТР унеможливлює виконання ними бойових задач під час безпосереднього зіткнення (вогневого контакту) з противником, навіть при перевезенні особового складу – основної бойової задачі, що лежить в основі концепції їх створення. Підтвердженням цього є 36-річний досвід бойових дій починаючи з Афганістану і закінчуючи антитерористичною операцією на сході України, в яких особовий склад, як правило, перевозиться "на броні" (зверху на корпусі бойової машини).

Для виходу з цієї ситуації учасники бойових дій на сході України змушені використовувати легкі автомобілі, що дозволяють зменшити ймовірність ураження особового складу за рахунок постійної зміни вогневої позиції та пересування з великими швидкостями (більше 60 км/год.). Яскравим прикладом, що підтверджує ефективність використання легких автомобілів, є Чадсько-Лівійський конфлікт (1978-1987 рр.) – так звана війна "тойот", воєнні конфлікти останніх десятиріч в Іраку, Сирії та Лівії.

Зазначені обставини призвели до зміни поглядів на застосування ББМ в нових умовах ведення збройної боротьби та виникнення нових концепцій створення та бойового застосування перспективних типів ББМ [5-7], які, на відміну від існуючих, характеризуються іншим поєднанням бойових властивостей, зокрема, забезпеченням захисту ББМ шляхом підвищення рухомості.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В 2012 році на виставці Eurosatory