

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»

# ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ  
«ХПІ»

*Серія: «Машинознавство та САПР»*

**31 (1140)'2015**

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків  
НТУ «ХПІ», 2015

Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2015. – № 31 (1140). – 146 с. ISSN 2079-0775.

Державне видання. Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України КВ № 5256 від 2 липня 2001 року.

Збірник виходить українською та російською мовами.

*Вісник Національного технічного університету "ХПІ" внесено до "Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук", затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., № 1 – 05/4 (Бюлетень ВАК України, № 6, 2010 р., с. 3, № 20).*

**Координаційна рада:** Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України (голова); К. О. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц. (секретар); А. П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Є. І. СОКОЛ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України; Є. Є. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.; А. В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.; Ф. Ф. ГЛАДКИЙ, д-р техн. наук, проф.; М. Д. ГОДЛЕВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; А. І. ГРАБЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В. Г. ДАНЬКО, д-р техн. наук, проф.; В. Д. ДМИТРИЄНКО, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. ДОМНІН, д-р техн. наук, проф.; В. В. СЛІФАНОВ, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук, проф.; П. О. КАЧАНОВ, д-р техн. наук, проф.; В. Б. КЛЕПІКОВ, д-р техн. наук, проф.; С. І. КОНДРАШОВ, д-р техн. наук, проф.; В. М. КОШЕЛЬНИК, д-р техн. наук, проф.; В. І. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Г. В. ЛІСАЧУК, д-р техн. наук, проф.; О. К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; В. І. НІКОЛАЄНКО, канд. іст. наук, проф.; П. Г. ПЕРЕРВА, д-р екон. наук, проф.; В. А. ПУЛЯЄВ, д-р техн. наук, проф.; М. І. РИЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф.; Г. М. СУЧКОВ, д-р техн. наук, проф.; Ю. В. ТИМОФІЄВ, д-р техн. наук, проф.; М. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

**Редакційна колегія серії:** М. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф. (відповідальний редактор); Г. В. ТКАЧУК, канд. техн. наук, ст. н. с. (відповідальний секретар); Є. Є. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.; В. О. МАЛАЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.; А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, канд. техн. наук, доц.; Г. М. ЖОЛТКЕВИЧ, д-р техн. наук, проф.; А. О. ЗАРУБІНА, канд. техн. наук, проф.; Г. І. ЛЬВОВ, д-р техн. наук, проф.; А. Д. ЧЕПУРНИЙ, д-р техн. наук, проф.

*У квітні 2013 р. Вісник Національного технічного університету "ХПІ", серія "Машинознавство та САПР", включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**.*

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ "ХПІ".  
Протокол № 7 від 3 липня 2015 р.

© Національний технічний університет «ХПІ», 2015

*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 панели 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  $T_k$  (рисунок 1). Растягивающая нагрузка, возникающая в местах заделки, уравнивается на начальных этапах нагружения силами трения в стыках, которые создаются силой затяжки болта  $F_{зам}$ . Если растягивающая сила превысит силы трения, произойдет сдвиг полос вплоть до выборки зазора, когда вступят в работу контактирующие цилиндрические поверхности болта и отверстий полос.

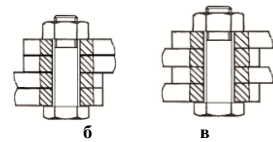
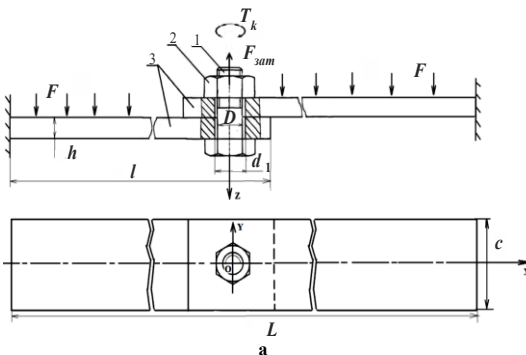


Рисунок 1 – Система полос с болтовым соединением: а – общая постановка из двух полос; б – соединение по две полосы в группе; в – соединение методом последовательного чередования полос

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  $F_{зам} = 1000$  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].

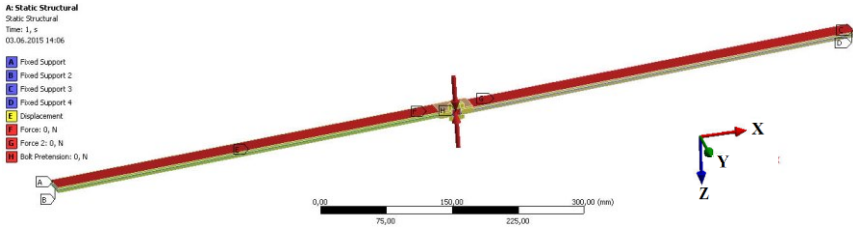


Рисунок 2 – Исследуемая модель с граничными условиями

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, относится 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 $F_{зам}$ (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  $F_{зам}$  и силы кручения от момента завинчивания  $T_k$  (см. рисунок 1). Силу сдвига в исследуемой системе будем рассматривать равной реакции в опоре вдоль оси  $X$  ( $R_{x1}$ ,  $R_{x2}$ ,  $R_{x3}$ ,  $R_{x4}$ ) (рисунок 3). Таким образом, при увеличении силы  $F$  реакции в опорах будут увеличиваться до

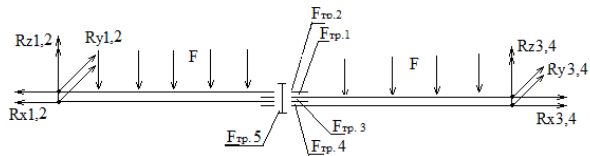


Рисунок 3 – Расчетная схема исследуемой задачи

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 ( $R_{x1}, R_{x2}, R_{x3}, R_{x4}$ ) превысит 1000 Н. В свою очередь, реакции, возникающие в опорах в направлениях  $R_{z1}, R_{z2}, R_{z3}$  и  $R_{z4}$  будут соответственно суммарно равны распределенной силе  $F$ , действующей на пластины. Таким же образом рассчитываются соотношения и для второго варианта компоновок полос [6].

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  $\varepsilon_x$  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 средней линии стержня,  $u, w$  – компоненты перемещения точек стержня вдоль оси  $x$  и  $z$  соответственно. Кроме того, можно записать условия  $u_{II}^B - u_{II}^P \geq \delta$ ,  $u_{II}^P - u_{II}^B \geq \delta$ , 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-

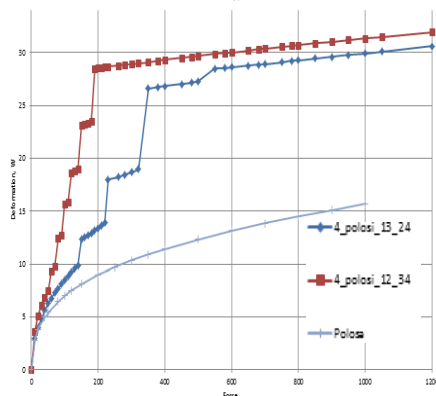


Рисунок 4 – Максимальная стрела прогибов системы полос (мм)

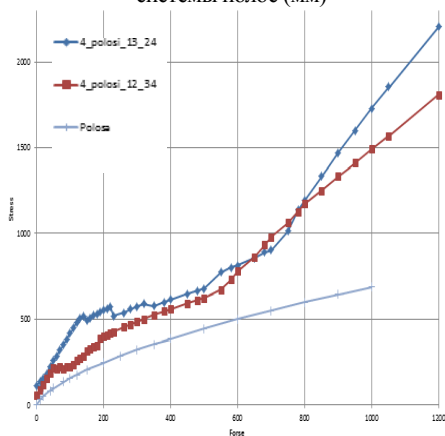


Рисунок 5 – Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу (МПа)

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.

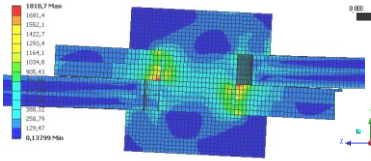


Рисунок 6 – Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу (МПа) – вар. 1

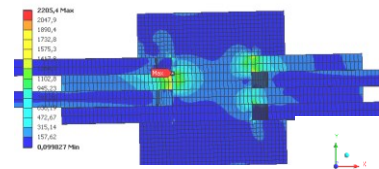


Рисунок 7 – Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу (МПа) – вар. 2

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-

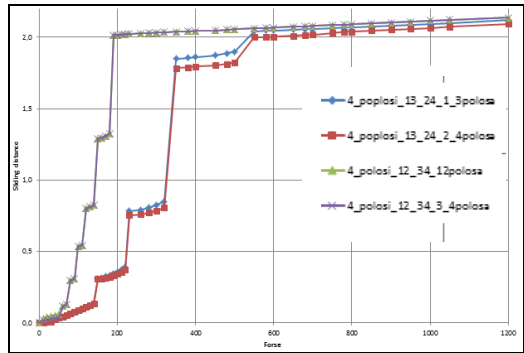


Рисунок 8 – Смещение контактирующих поверхностей полос относительно друг друга

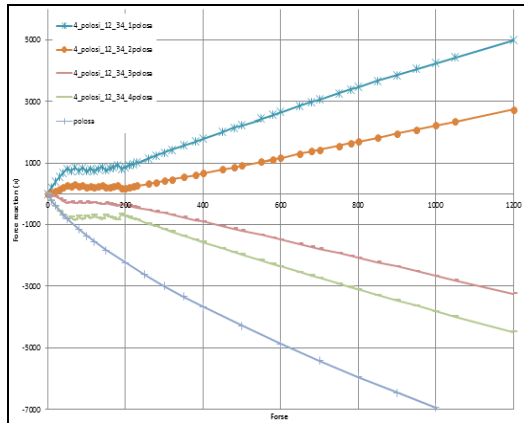


Рисунок 9 – Продольные реакции в опорах  $Rx1, Rx2, Rx3, Rx4$  (вар. 1)

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  $R_{x1}$ ,  $R_{x2}$  и  $R_{x3}$ ,  $R_{x4}$  увеличиваются приблизительно линейно. Такое же поведение наблюдается и во втором варианте.

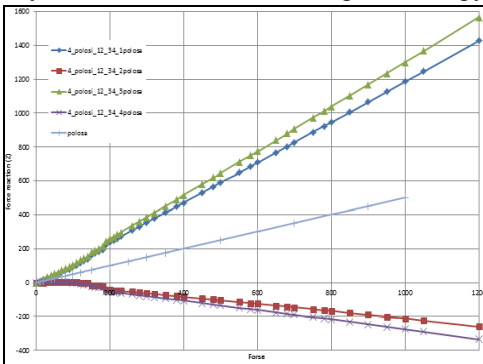


Рисунок 10 – Поперечные реакции в опорах  $R_{z1}$ ,  $R_{z2}$ ,  $R_{z3}$ ,  $R_{z4}$  (вар. 1)

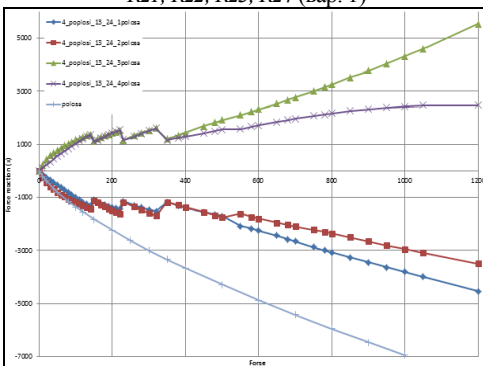


Рисунок 11 – Продольные реакции в опорах  $R_{x1}$ ,  $R_{x2}$ ,  $R_{x3}$ ,  $R_{x4}$  (вар. 2)

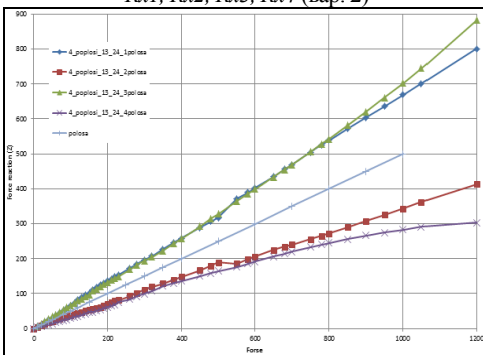


Рисунок 12 – Поперечные реакции в опорах  $R_{z1}$ ,  $R_{z2}$ ,  $R_{z3}$ ,  $R_{z4}$  (вар. 2)

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 ( $R_{z2}$ ) и третья полосы ( $R_{z3}$ ) отклоняются в отрицательное значение, это связано с тем, что выборка зазора и контакт



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

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,

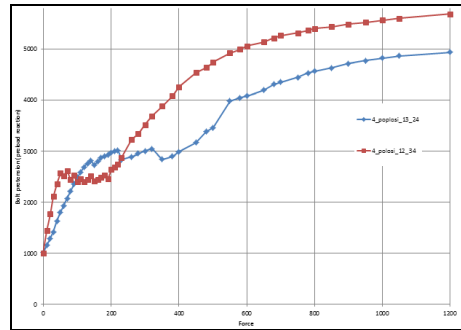


Рисунок 13 – Реакции, возникающие в болте

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. Третяков, І.І. Іванцов, О.В. Веретельник, О.О. Атрошенко* // Вісник НТУ "ХПІ", 2013. – № 1. – С. 139-154. 2. *Атрошенко А.А.* Численне дослідження контактних задач для системи пластин, соединенних болтовим кріпленням, в геометрически нелінійній постановці / *А. А. Атрошенко* // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2013. №1 (975). – С. 3-14. 3. *Атрошенко А.А.* Аналіз впливу геометрически нелінійності на рішення задачі об ізгибі полоси / *А.А. Атрошенко* // Вісник НТУ "ХПІ". Серія.: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2014. №22 (1065). – С. 84-89. 4. *Басов К.А.* ANSYS: справочник пользователя / *К.А. Басов*. – М. ДМК Пресс, 2005. – 640с. 5. *Каплун А.Б.* ANSYS в руках інженера / *А.Б. Каплун*. – М.: Единотріал, 2003. – 272 с. 6. *Анурьев В.І.* Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. / *В.І. 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 влияния продольных усилий / *А.А. Атрошенко* // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2014. – №29 (1072). – С. 3-13. 11. *Бурдун Е.Т.*, Напряженно-деформированное состояние гофрированных пластин и пологих оболочек при действии поверхностных нагрузок / *Бурдун Е.Т., Кочанов В.Ю., Куприянов А.Б., Коссе В.К.* // Зб. наук. пр. нац. ун-ту кораблебудування. – 2009 г. – №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.* Obgruntuvannya rozrahunkovih modelej elementiv silosu / *V.B. Tret'jakov, 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 kontaktnykh zadach dlja sistemy plastin, soedinyennykh boltovym krepizhom, 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 vlijaniya geometricheskoj nelinejnosti na reshenie zadachi ob izgibe polosy / *A.A. Atroshenko* // Visnik NTU "KhPI". Serija.: Transportne mashinobuduvannya. – 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: Edinotriial, 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 uprugosti 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 modelirovaniyu plogih ortotropnyh gibkikh plastin i obolochek / *V.N. Arhipov, Ju.S. Gordeev* // Sb. Raschet prostanstvennyh sistem v stroitel'noj mehanike. Saratov: SGU, 1972. - P. 25-29. 10. *Atroshenko A.A.* Izgib polosy s

uchetom bol'shikh peremeshhenij i vlijanija 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 gofirovannykh 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 cilindricheskikh 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 ОБТ ЗСУ), Київ;

**О.М. КУПРІНЕНКО**, к.т.н., ст. наук. співроб., докторант ЦНДІ ОБТ ЗСУ, Київ;

**В.Г. КОРБАЧ**, к.т.н., доц., наук. співроб. ЦНДІ ОБТ 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 розмішувати енергопоглинаючі 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 роз-

---

© С.П. Бісик, О.М. Купрінєнко, В.Г. Корбач, 2015

поділу 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, розмішеним 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 унеможливило 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

французька компанія Panhard General Defense запропонувала реалізацію своєї концепції – бойову розвідувальну броньовану баггі CRAB (англ. Combat Reconnaissance Armoured Buggy) [7]. В 2013 р. Центральним науково-дослідним інститутом озброєння та військової техніки Збройних Сил України (ЦНДІ ОВТ ЗС України) запропоновано концепцію легкої бойової колісної машини (ЛБКМ) [6]. Зазначені концепції схожі за такими принципами: зменшення габаритних розмірів та бойової маси; відсутність десанту, збільшення швидкості руху та маневреності, модульність побудови комплексу озброєння.

Необхідно окремо зазначити, що однією з основних особливостей концепції ЛБКМ є реалізація принципу технологічно спрощеного виконання та комплектації. Це обумовлюється обмеженими економічними можливостями України, а також необхідністю її масового виробництва та бойового застосування в усіх формах та способах ведення збройної боротьби підрозділами державних силових структур. Велика, у порівнянні з ЛБКМ, бойова маса машини CRAB (в межах 8...10 т, ЛБКМ – до 5 т), а також застосування більш потужного озброєння, новітніх технологічних рішень, високовартісних матеріалів для забезпечення захисту викликають сумнів в заявленій розробником "невеликій" вартості, яка на сьогоднішній день ще остаточно не визначена. Примітно, що в 2014 році концепцію створення легких ББМ зі схожими принципами під назвою GXV-T (англ. Ground X-Vehicle Technology) почали обговорювати в Агентстві передових оборонних науково-дослідних розробок МО США (англ. DARPA – Defense Advanced Research Projects Agency) [5]. Станом на лютий 2015 р. ця концепція розробляється, тому неможливо провести її порівняльний аналіз з вже розглянутими.

В [8] на підставі результатів натурних випробувань визначено залежності стійкості двохперешкодної (рознесеної) броні ЛБКМ від її конструктивних параметрів при обстрілі кулями Б-32 калібру 12,7 мм. Але оцінка протимінної стійкості (ПМС) ЛБКМ на сьогоднішній день не проводилась. Тому проведення оцінки ПМС та розроблення пропозицій щодо її забезпечення є метою статті.

**Теоретичні дослідження** оцінки ПМС ЛБКМ проводились з метою визначення значень: 1) показників деформування конструкції машини; 2) навантажень, що виникають при підриві, та прогнозування їх можливого впливу на ступінь травмування членів екіпажу. За основу визначення допустимих навантажень на членів екіпажу ЛБКМ прийняті критерії, сформульовані в STANAG 4569 (таблиця 1) [9]. Для оцінки значень навантажень на членів екіпажу внаслідок дії вибухового навантаження використовуються скінченно-елементні моделі (СЕМ) антропометричних манекенів людини, що інтегровані в програмний комплекс LS-DYNA (рисунок 1). На

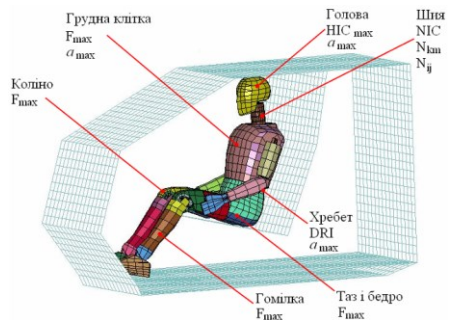


Рисунок 1 – СЕМ антропометричного манекену людини Hybrid III в броньованій капсулі ЛБКМ із зазначеними критеріями оцінки ПМС

початкових етапах оцінка ПМС ЛБКМ проводилась по значенням перевантажень сидінь членів екіпажу та прогинах в контрольних точках конструкції.

Таблиця 1 – Критерії оцінки ПМС ББМ та їх гранично допустимі значення для організму людини

Частина тіла	Критерій оцінки		Значення
Голова	Head Impact Criterion		700 ( $t \leq 15$ мс), 1000 ( $t \leq 30$ мс)
Шия	Стискаюча осьова сила	$F_z$	4,0 кН ( $t=0$ мс), 1,1 кН ( $t \leq 7$ мс)
	Згинаючий момент	$M_{y+}$	190 Нм
		$M_{y-}$	57 Нм
Грудна клітина	Швидкість		3,6 м/с
Поперековий відділ хребта	Dynamic Response Index		$\leq 17,7$
Ступня	Стискаюча осьова сила ( $-F_z$ )		5,4 кН

На всіх етапах дослідження ПМС ЛБКМ використовувалася розроблена математична модель для числового розв'язання задачі вибухового навантаження конструкції, що включає закони збереження маси, кількості руху й енергії:

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0; \quad \frac{dv_i}{dt} = f_i + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j}; \quad \frac{de}{dt} = -\frac{p}{\rho} \frac{\partial v_i}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} s_{ij} \dot{\epsilon}_{ij},$$

де  $i, j = 1, 2, 3$ ;  $\rho$  – густина матеріалу;  $\sigma_{ij}$ ,  $s_{ij}$ ,  $\dot{\epsilon}_{ij}$  – компоненти тензора напружень Коші, діватора напружень і тензора швидкості деформацій відповідно;  $x$  – переміщення;  $f_i$  – щільність об'ємних зусиль;  $e$  – енергія;  $p$  – тиск;  $t$  – час;  $v$  – швидкість.

Для дослідження поведінки матеріалу конструкції ББМ при вибуховому навантаженні з урахуванням залежності пластичності матеріалу від температурних змін використовувалася модель пластичності матеріалу Джонсона-Кука (англ. *Johnson-Cook*) [10]:  $\sigma_y = \left( A + B \bar{\epsilon}^n \right) \left( 1 + c \ln \dot{\epsilon}^* \right) \left( 1 - T^{*m} \right)$ , де  $A, B, C, n$  і  $m$  – константи матеріалу;  $\bar{\epsilon}^n$  – ефективна пластична деформація;  $\dot{\epsilon}^* = \dot{\epsilon}^p / \dot{\epsilon}_0$  швидкість ефективної пластичної деформації для  $\dot{\epsilon}_0 = 1 \text{ s}^{-1}$ ;  $T^* = (T - T_{room}) / (T_{melt} - T_{room})$  – гомологічна температура.

Деформація при руйнуванні задається залежністю [10]:

$$\epsilon^f = \left[ D_1 + D_2 \exp D_3 \sigma^* \right] \cdot \left[ 1 + D_4 \ln \dot{\epsilon}^* \right] \cdot \left[ 1 - T^* \right]$$

де  $\sigma^* = p / \sigma_{eff}$  – співвідношення тиску до ефективних напружень.

Руйнування відбувається за умови, якщо параметр руйнування  $D = \sum \bar{\epsilon}^p / \epsilon^f$  досягає значення 1 [10].

При використанні об'ємних елементів застосовувалося рівняння стану Мі-Грюнайзена [10]:

$$p = \left[ \frac{\rho_0 \cdot C^2 \cdot \mu \left[ 1 + (1 - \gamma_0 / 2) \mu - a / 2 \mu^2 \right]}{1 - (S_1 - 1) \mu - S_2 \frac{\mu^2}{\mu + 1} - S_3 \frac{\mu^3}{(\mu + 1)^2}} \right] + (\gamma_0 + a \mu) E,$$

де  $C$  – кутовий коефіцієнт кривої  $v_s - v_p$ ;  $S_1, S_2, S_3$  – коефіцієнти нахилу кривої  $v_s - v_p$ ;  $\gamma_0$  – постійна Грюнайзена;  $a$  – корекція об'єму першого порядку  $\gamma_0$ ;  $\mu = \rho / \rho_0 - 1$ .

Для зменшення часу обчислення та об'ємів зберігаємих даних у значній частині розрахунків використовувалася модель матеріалу Купера-Саймондса (англ. *Cowper-Symonds*) [10]:

$$\sigma_T = \left[ 1 + \left( \frac{\dot{\varepsilon}}{C} \right)^{1/p} \right] \left( \sigma_0 + \beta E_p \varepsilon_{eff}^p \right), \quad E_p = E_{tg} E / (E - E_{tg}), \quad \varepsilon_{eff}^p = \int_0^t \left( \frac{2}{3} \dot{\varepsilon}_{ij}^p \right)^{1/2} dt,$$

де  $p$  і  $C$  – параметри швидкості деформацій;  $\dot{\varepsilon}$  – швидкість деформацій;  $\sigma_0$  і  $\sigma_T$  – статична та динамічна границі плинності;  $E$  – модуль пружності;  $E_{tg}$  – модуль зміцнення.

Швидкість пластичних деформацій визначається як різниця між швидкостями повних і пружних деформацій  $\dot{\varepsilon}_{ij}^p = \dot{\varepsilon}_{ij} - \dot{\varepsilon}_{ij}^e$ .

Для скорочення часу розрахунків дія ударної хвилі на конструкцію ЛБКМ описана рівнянням залежності тиску фронту ударної хвилі від відстані та маси заряду ВР. При цьому значення тиску фронту ударної хвилі задається у вигляді сили, що прикладається за обраним законом до об'єкта дослідження. Урахування геометричних кутів та кутів підходу ударної хвилі до об'єкту дослідження проходить використовуючи елементи векторної алгебри.

Для моделювання дії вибухового навантаження на корпус ЛБКМ в LS-DYNA використана функція `LOAD_BLAST`, в основу якої закладена модель вибухового навантаження `CONWER` [11]. Функція тиску `CONWER` задається часовою експоненціальною залежністю:  $P(t) = P_{SO} \cdot (1 - (t - t_a) / t_d) \cdot \exp(-A \cdot (t - t_a) / t_d)$ , де  $P(t)$  – тиск УХ на момент часу  $t$ ;  $P_{SO}$  – максимальний тиск падаючої УХ;  $t_a$  – час досягнення УХ корпусу;  $t_d$  – час дії позитивної фази УХ;  $A$  – коефіцієнт затухання. При цьому тиск, що діє на конструкцію, розраховується за емпіричними залежностями, отриманими на основі експериментальних даних. Застосування цього підходу дозволяє моделювати вибухове навантаження з достатньою точніс-

ттю без проведення трудомістких розрахунків моделювання детонації ВР. Необхідно звернути увагу на те, що у цій функції ігнорується від'ємна стадія ударної хвилі через незначний її вплив на реакцію конструкції [12]. Реалізація способу моделювання вибухового навантаження ґрунтується на звіті [13], що доводить адекватність моделі для вивчення реакції ББМ до дії наземних мін.

Адекватність розробленої математичної моделі реальним фізичним процесам підтверджується порівнянням із експериментальними дослідженнями та проведена в роботі [14]. Похибка між теоретичними й експериментальними результатами не перевищує 10%.

**Результати досліджень.** Оцінка ПМС ЛБКМ проводилась у відповідності до [9]. При проведенні досліджень на основі геометричної твердотілої моделі корпусу ЛБКМ створено СЕ-модель (рисунки 2, 3). СЕМ утворена оболонковими та об'ємними чотирьохвузловими елементами. Деталі конструкції ЛБКМ розбиті скінченними елементами з характерними розмірами 0,02-0,07 м. Характеристики СЕ-моделі корпусу та капсули ЛБКМ: кількість деталей – 36 шт.; кількість вузлів близько 45600; кількість елементів близько 66500; маса моделі – 4050 кг.

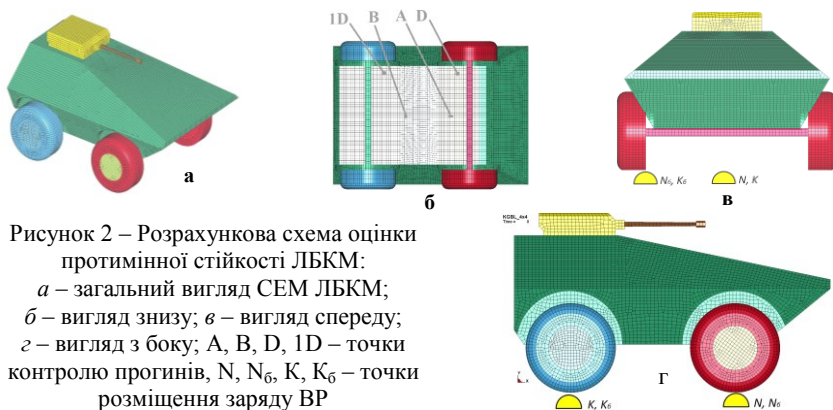


Рисунок 2 – Розрахункова схема оцінки протимінної стійкості ЛБКМ:  
 а – загальний вигляд СЕМ ЛБКМ;  
 б – вигляд знизу; в – вигляд спереду;  
 з – вигляд з боку; А, В, D, 1D – точки контролю прогинів, N, N<sub>6</sub>, K, K<sub>6</sub> – точки розміщення заряду ВР

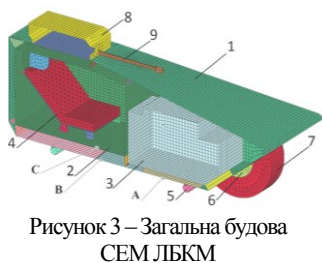


Рисунок 3 – Загальна будова СЕМ ЛБКМ

- 1 – броньовий корпус, 2 – броньова капсула, 3 – двигун, 4 – сидіння члена екіпажу, 5 – міст,
- 6 – бортовий редуктор, 7 – шина, 8 – бойовий модуль, 9 – ствол;
- A, B, C – точки контролю прогинів

При проведенні розрахунків прийнято, що напівсферичний заряд ВР (тринітролоуол) установлений на жорсткій поверхні. Маса заряду ВР 5 кг. Заряд розташовувався під центром (точка N) та колесом (точка N<sub>6</sub>) носової частини ЛБКМ, центром (точка K) та колесом (точка K<sub>6</sub>) кормової частини ЛБКМ (рисунки 2, в, г). При проведенні досліджень прийняті значення механічних характеристик конструкції ЛБКМ наведені в



таблиці 2. Прийнято, що матеріал корпусу та капсули виконано із сталі з механічними характеристиками, що відповідають характеристикам основних броньових сталей, внутрішні перемички, елементи кріплення броньової капсули, двигуна та передня зона днища виконано зі сталі з механічними характеристиками загальнотехнічної покращеної сталі.

Днище корпусу виконано із сталі із різними фізико-механічними характеристиками в його різних зонах. Матеріал шин – гума з відповідними фізико-механічними характеристиками. Отримані результати математичного моделювання при підриві заряду ВР масою 5 кг у різних зонах днища машини наведено на рисунках 4-8. Отримані значення перевантажень сидіння членів екіпажу є в межах допустимих медико-технічних вимог.

Таблиця 2 – Характеристики матеріалу корпусу та капсули ЛБКМ

Властивість	Корпус, капсула	Інші металеві деталі
Густина, кг/м <sup>3</sup>	7850	7850
Модуль пружності, ГПа	210	210
Межа плинності, МПа	1220	400
Коефіцієнт Пуассона	0,3	0,3
Критерій руйнування (відносне подовження)	0,1-0,2	0,25

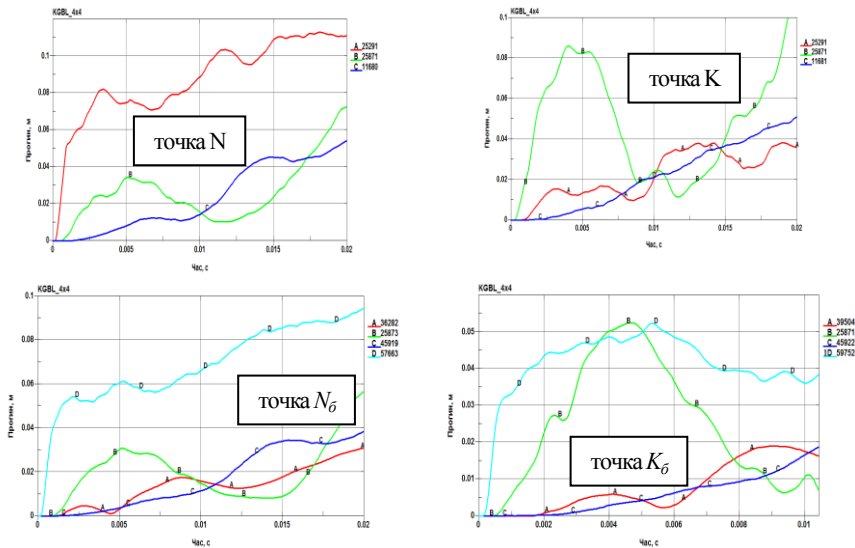


Рисунок 4 – Значення прогинів у точках А, В та С при підриві заряду ВР у різних точках під днищем ЛБКМ

**Висновки.** Аналіз результатів математичного моделювання ПМС ЛБКМ показав, що за рахунок використання броньової капсули та раціонального вибору відстані між капсулою та броньовим корпусом динамічний контакт обох деталей внаслідок вибухового навантаження відсутній, що позитивно впливає на прогини в зоні розташування ніг екіпажу та прискорення сидіння.

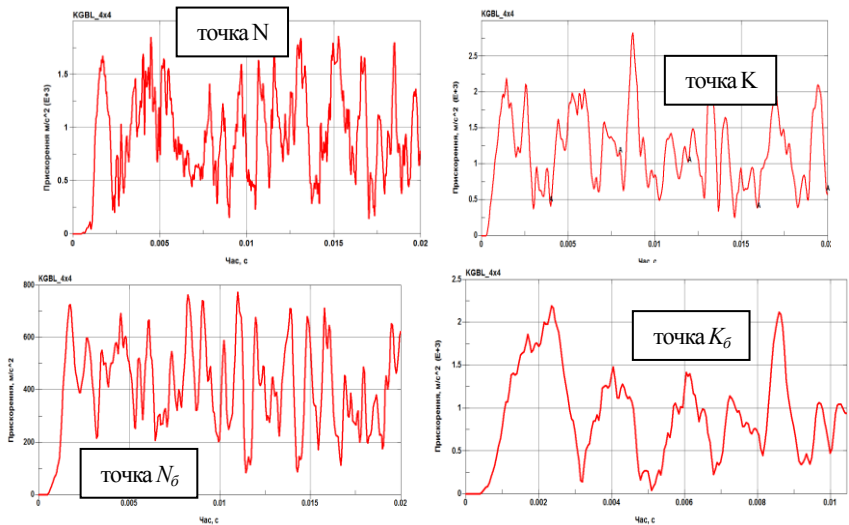


Рисунок 5 – Значення прискорень сидіння екіпажу зі сторони розміщення заряду ВР при його підриві у різних точках під днищем ЛБКМ

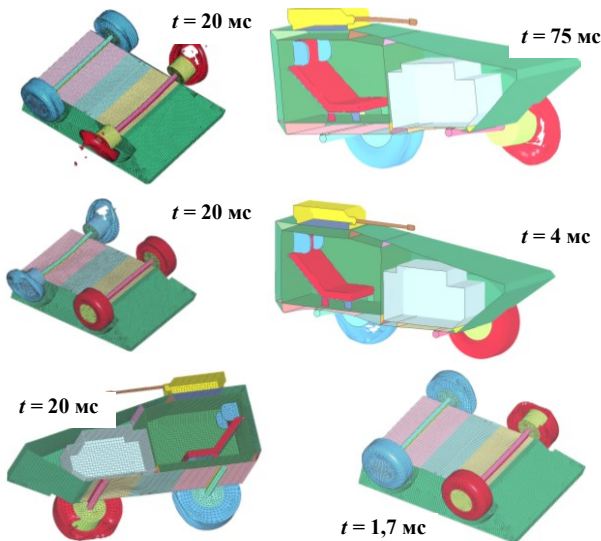


Рисунок 6 – Деформування конструкції ЛБКМ при підриві заряду ВР у точці N в залежності від часу

Рисунок 7 – Деформування конструкції ЛБКМ при підриві заряду ВР у точці K в залежності від часу

Рисунок 8 – Деформування конструкції ЛБКМ при підриві заряду ВР у точці N<sub>6</sub> в залежності від часу

Результати проведених досліджень показують, що ВР масою 5 кг є граничною, при якій може забезпечуватись збереження життя екіпажу із заданою імовірністю травмування при прийнятих технічних рішеннях. Внаслідок вибуху ВР під переднім колесом ЛБКМ, що можна вважати типовим при її наїзді на протитанкову міну, прискорення сидіння члена екіпажу зі сторони підриву не перевищує 70 g, що є допустимими значеннями при такому часові впливу.

При підриві ВР під центром корпусу ЛБКМ значення прискорень  $\epsilon$  на межі норми із імовірністю отримання травми 0,2-0,3. Однак при підриві заряду ВР у будь-якій зоні днища не спостерігалось наскрізного руйнування корпусу ЛБКМ.

Результати проведених досліджень дозволили розробити наступні пропозиції щодо підвищення ПМС ЛБКМ. По-перше, це встановлення протимінних сидінь, з обов'язковим використанням ременів безпеки, що забезпечить поглинання значної частини енергії від вибуху ВР, що передалась на броньову капсулу. По-друге, виконання днища в зоні двигуна (передній частині БТР) не з броньової сталі. Це дозволить зменшити значення прискорень корпусу при підриві заряду ВР у носовій частині. По-третє, результати проведених числових експериментів показали, що в деякому діапазоні відстаней між пластинами подвійного днища, які для кожної конструкції різні, при умові динамічного контакту пластин подвійного днища величина імпульсу прискорення на тильній стороні верхньої пластини зростає. Тому для її зменшення доцільно використовувати між пластинами енергопоглинаючі елементи.

**Список літератури:** 1. The Changing Face of War: Into the Fourth Generation. / William S. Lind, Keith Nightengale, John F. Schmitt, Joseph W. Sutton, Gary I. Wilson // Marine Corps Gazette. – October, 1989. – P. 22-26. 2. Arquilla J. The new rules of war / J. Arquilla // Foreign Policy. – 2010. – №2. – P.4-11. 3. Солов'єв В.П. Состояние и перспективы обеспечения защищенности гусеничных и колесных бронированных машин. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://btvt.narod.ru/1/protection.htm>. 4. Шеремет И. Компьютеризация как путь к победе в вооруженной борьбе. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [http://nvo.ng.ru/concepts/2005-11-11/4\\_computers.html](http://nvo.ng.ru/concepts/2005-11-11/4_computers.html). 5. DARPA GXV-T. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [http://en.wikipedia.org/wiki/DARPA\\_GXV-T](http://en.wikipedia.org/wiki/DARPA_GXV-T). 6. Купріненко О.М. Обгрунтування концепцій перспективних типів бойових броньованих машин / О.М. Купріненко // Зб. наук. пр. ЦНДІ ОБТ ЗС України. – 2013. – №4(51). – С.5-16. 7. Чобиток В. В. Семейство "крабовых". – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://armor.kiev.ua/Tanks/Modern/crab/crab.php>. 8. Купріненко О.М. Обгрунтування пропозицій щодо забезпечення рівня захисту легкої бойової колісної машини / Купріненко О.М., Лапицький С.В., Голуб В.А., Бісик С.П. // Зб. наук. пр. ЦНДІ ОБТ ЗС України. – 2014. – №4(55). – С.84-93. 9. Protection levels for occupants of logistic and light armoured vehicle: STANAG 4569 Land (Edition 1). NATO/PFP Unclassified, 2004. – 10 p. 10. LS-DYNA Theory Manual. – Livermore: LSTC, 2006. – 680 c. 11. CONWEP: Conventional weapons effects program / [Prepared by D.W. Hyde]. – Vicksburg: ERDC, 1991. – 63 c. 12. External blast load on structures – Empirical approach [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.dynalook.com/>. 13. Randers-Pehrson G. Airblast loading model for DYNA 2D and DYNA 3D / G. Randers-Pehrson, K. A. Bannister. – Army Research Laboratory, 1997. – 97c. 14. Дослідження навантаження вибухом макетів днищ бойових машин / К.Б. Круковський-Сіневич, І.Б.Чепков, С.П.Бісик [та інш. // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – №2. – С. 110-118.

**Bibliography (transliterated):** 1. The Changing Face of War: Into the Fourth Generation. / William S. Lind, Keith Nightengale, John F. Schmitt, Joseph W. Sutton, Gary I. Wilson. // Marine Corps Gazette. – October, 1989. – P. 22-26. 2. Arquilla J. The new rules of war / J. Arquilla // Foreign Policy. – 2010. – No 2. – P.4-11. 3. Solov'ev V.P. Sostoyaniye u perspektivy obeshchenuya zashchyshtennosti husenychnykh u kolosnykh bronirovannykh mashyn. – [Elektronnyy resurs]. – Rezhym dostupu: <http://btvt.narod.ru/1/protection.htm>. 4. Sheremet Y. Komp'yuteryzatsiya kak put' k po-bede v vooruzhennoy bor'be. – [Elektronnyy resurs]. – Rezhym dostupu: [http://nvo.ng.ru/concepts/2005-11-11/4\\_computers.html](http://nvo.ng.ru/concepts/2005-11-11/4_computers.html). 5. DARPA GXV-T. – [Elektronnyy resurs]. – Rezhym dostupu: [http://en.wikipedia.org/wiki/DARPA\\_GXV-T](http://en.wikipedia.org/wiki/DARPA_GXV-T). 6. Kuprinenko O.M. Obruntuvannya kontseptsiy perspektivnykh tyviv boyovykh bron'ovanykh mashyn / O.M. Kuprinenko // Zb. nauk. prats' TsNDI OVT ZS Ukrainy. – 2013. – No 4(51). – P.5-16. 7. Chobytok V.V. Semeystvo "krabovykh". – [Elektronnyy resurs]. – Rezhym dostupu: <http://armor.kiev.ua/Tanks/Modern/crab/crab.php>. 8. Kuprinenko O.M. Obruntuvannya propozyziy shchodo zabezpechennya rivnya zakhystu lehkoyi boyovoyi kolisnoyi mashyny / Kuprinenko O.M., Lapyts'kyy S.V., Holub V.A., Bisyk S.P. // Zbimyk naukovykh prats' TsNDI OVT ZS Ukrainy. – 2014. – No 4(55). – P.84-93. 9. Protection levels for occupants of logistic and light armoured vehi-cle: STANAG 4569 Land (Edition 1). NATO/PFP Unclassified, 2004. – 10 p. 10. LS-DYNA Theory Manual. – Livermore: LSTC, 2006. – 680 p. 11. CONWEP: Conventional weapons effects program / [Prepared by D.W. Hyde]. – Vicksburg: ERDC, 1991. –

63 p. 12. External blast load on structures – Empirical approach [Elektronnyy resurs]. – Rez-hym dostupu: <http://www.dynalook.com/> 13. Randers-Pehrson G. Airblast loading model for DYNA 2D and DYNA 3D / G. Randers-Pehrson, K. A. Bannister. – Army Research Laboratory, 1997. – 97 p. 14. Doslidzhennya navantazhennya vybukhom maketiv dnyshch boyovykh mashyn / [K.B. Krukovskyy-Sinevych, I.B. Chepkov, S.P. Bisyk, L.O. Volhin, V.A. Holub, O.Yu. Larin] – Mekhanika ta mashynobuduvannya. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. – No 2. – P. 110-118.

*Надійшло (received) 05.03.2015*

УДК 685.7

**О.В. БОНДАРЕНКО**, к.т.н., ст. викл. каф. ТММ і САПР НТУ "ХПІ"

## **ПРОЕКТУВАННЯ ЗАСОБІВ ОРГАНІЗАЦІЇ ШТУЧНИХ ТОЧОК СТРАХОВКИ ТА ОПОРИ ДЛЯ АЛЬПІНІЗМУ**

Розглянуто основні сучасні засоби організації штучних точок страховки та штучних точок опори. Описано їх конструктивні особливості та аспекти використання, надано перелік переваг та недоліків. Виділено основні напрямки конструктивних пошуків поліпшення характеристик існуючих та проектування нових засоби організації штучних точок страховки та штучних точок опори для альпінізму та скелелазіння з огляду на сучасні вимоги поліфункціональності та безпеки. Описано конструктивні рішення та їх силовий розрахунок, як існуючих моделей так і запропонованої. Розглянуто підхід побудови робочого профілю запропонованої моделі ексцентрикового елемента. Описано основні конструктивні особливості запропонованої моделі ексцентрикового елемента.

**Ключові слова:** альпінізм, елементи страховки, організація точок опори, робочий профіль, ексцентриковий елемент.

**Вступ. Актуальність задачі.** Багато сучасних людей, беручи до уваги гіподинамічний характер життя, невід'ємно пов'язують своє життя зі спортом. Деякі обирають екстремальні види спорту, до останніх належать альпінізм та скелелазіння. Правилами Федерації альпінізму та скелелазіння України обумовлено пересування по скелястому рельєфу виключно з організацією страховки. Одними з основних складових альпіністського спорядження є штучні точки страховки та штучні точки опори (ШТС та О) [1], які дозволяють фіксувати на скельному рельєфі елементи страховки. Різноманітність та складність скелястого рельєфу, а також ріст вимог до безпеки, призвели до появи цілого "спектру" ШТС та О. При цьому вони займають значну фінансову частину затрат при екіпуванні спортсмена. Виробництвом ШТС та О займаються багато фірм з різних країн: США ("Black Diamond"), Німеччини ("Petzl", "Vaude"), Франції ("Societe de Prospection et d'Inventi Techniques") та Італії ("СAMP").

Таким чином, аналіз конструкцій ШТС та О, модернізація існуючих конструкцій та розробка нових з раціональними геометричними параметрами, що дає змогу підвищити їх функціональність та безпечність, є актуальними.

У межах даної статті розглянемо основні найбільш розповсюджені ШТС та О та основні моменти розрахунку геометрії робочих поверхонь ексцентриків, як існуючих конструктивних рішень, так і запропонованих.

---

© О.В. Бондаренко, 2015

**Огляд сучасних ШТС та О.** Існує велике різноманіття ШТС та О, але широко застосовуються лише ті, що відповідають вимогам безпеки та зручності використання [2, 3].

**Скельні гаки** (рисунок 1) – металеві клини з вушком, яке спирається на поверхню скелі після забиття у тріщину. Виготовляються гаки з сталевих, титанових, алюмінієвих, молібденових сплавів. Відносно розташування площин клину гака та вушка виділяють: вертикальні, горизонтальні та універсальні скельні гаки. За профілем поперечного перетину клину гаки поділяються на: плоскі, V-подібні, Z-подібні, П-подібні. Навантаження на цю точку страхівки може досягати 2000 кг, але зазвичай воно дорівнює 500-700 кг [1] (рисунок 2).

**Шлямбурні гаки** – використовуються на технічно важких сходженнях, при прокладанні нових маршрутів та рятувальних роботах. Існує багато моделей шлямбурних гаків (рисунок 2), але зазвичай вони складаються з втулки (алюмінієві сплави, рідше латунь та сталь), елементів, що її розклинюють, провущини та кріплення. Принцип дії побудовано на встановленні втулки у спеціально зроблений в скелі отвір (глибина – 20-70 мм, діаметр – 8(10) мм), розклинювання її за допомогою конуса, закріплення провущини болтом чи гайкою. Правильно встановлений, він може витримати поперечне навантаження 4-5 тонн, що є суттєвою перевагою при їх використанні. Але встановлення цих гаків потребує використання додаткового спорядження у вигляді пробійника, дрилі та перфоратора. Вказаний недолік був ліквідований фірмою "Societe de Prospection et d'Inventi Techniques" (Франція), яка впровадила "SPIT" – шлямбурні гаки з коронкою на втулці, якою користуються у якості пробійника. Суттєвими недоліками є неможливість повторного використання більшості моделей та значна ціна.

Одним з різновидів є шлямбурні гаки, що не розклинюються ("Collinox", "Bat'Innox" фірми "Petzl" (Німеччина)). Вони встановлюються в спеціально зроблений отвір у скелі, фіксація здійснюється за допомогою клею (навантаження до 5 т.).

**Закладні елементи** – вид спорядження, призначені для організації ШТС та О шляхом заклинення чи розклинення головки, до якої кріпиться тросова або мотузкова петля, між стінками тріщини. Головки виготовляють з алюмінієвих сплавів, рідше з міді, сталі, пластмаси. Різновиди форм головок обумовлені характером скельної породи. Далі представлені більш розповсюджені типи.

**Стоппер** – головка у вигляді піраміди чи клину з ку-



Рисунок 1 – Скельні гаки: а – горизонтальний, б – П-подібний, в – універсальний

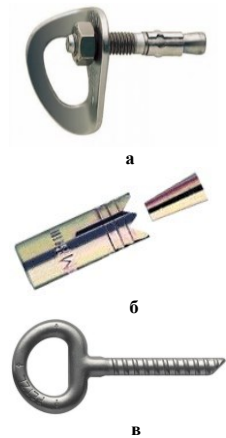


Рисунок 2 – Шлямбурні гаки: а – звичайний, б – "SPIT", в – "Collinox"

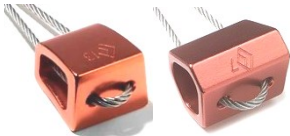


Рисунок 3 – Стоппер-парус та гекса

зрізані під кутом (див. рисунок 3). Протилежні грані гекс утворюють різні кути заклинення, що дає змогу дієво застосовувати їх у більш широкому діапазоні кутів тріщин, а зміщене відносно центру тріщини кріплення тросу чи мотузки дає додатковий обертовий момент, що підвищує заклинення. Зрізані під кутом основи дають змогу встановлювати гексу подібно до стоппера. Вищесказане робить гекси універсальним елементом альпіністського спорядження, але висока технологічність значно підвищує їх вартість.



Рисунок 4 – TRI-CAM та ексцентрик Абалакова

Циліндричні, Т-подібні закладні елементи, скельні якоря та інш. відносяться до менш розповсюджених елементів спорядження і зазвичай виготовляються спортсменами самотужки.

*Ексцентрики* – головка виконана з криволінійною поверхнею (рисунок 4), яка дає змогу надійно заклинюватися в тріщинах з рівними стінками, що розташовані паралельно. На поверхні криволінійної робочої поверхні прорізано паз-канавку в яку закладається стропа, яка кріпиться за верхів'я. Заклинення проводиться натягом петлі донизу. Більш розповсюдженими є ексцентрики конструкції В.М. Абалакова [4] та TRI-CAM [5, 6]. Перші сьогодні промислово не випускаються, а другі виробляються фірмою CAMP (Італія).

*Френди* — кулачковий елемент з геометрією, що змінюється. Використовуються в спортивному скелелазінні та альпінізмі для організації ШТС та О в щілинах. Френди складаються з міцного стержня (може бути гнучким), до якого на вісі закріплюються рухомі кулачки (ексцентрики), та тяг. Кулачків зазвичай 3-4, вони підпружені та можуть рухатися незалежно один від одного. Тяги потрібні для зміни відносного положення кулачків, що дає змогу змінювати діапазон розкриття останніх. Вказані аспекти дають змогу френдам розклинюватися в щілинах з певним діапазоном ширини та нерівними стінками. Френди чутливі до ривків, що поперечні стержню. Тому їх встановлюють таким чином, щоб стержень співпадав з напрямком можливого ривка. Френди виготовляються багатьма європейськими та американськими фірмами, на теренах України – фірма "Крок". Різновидом френдів є *камалоти* (рисунок 5) — торгова марка фірми "Black Diamond". Відрізняються тим, що кулачки кріпляться на двох окремих вісях, це дає змогу реалізувати більш стійке розташування в тріщинах та більш широкий діапазон розкриття.

Аналіз існуючих конструкцій ШТС та О показав, що більш перспективними для подальшого удосконалення є закладні елементи типів ексцентрик та френд. Ці типи елементів спорядження мають ряд переваг та недоліків. До переваг можна віднести можливість реалізації певного діапазону перекриття – відношення максимальної до мінімальної ширини тріщини, у яких може бути заклинена ШТС та О. Діапазон перекриття є важливою експлуатаційною характеристикою, покращення якої є необхідним. До недоліків – відносно велика вартість, велика кількість рухомих елементів (френди), місця з'єднання яких забиваються брудом та піском при експлуатації. З точки зору практичного застосування, ексцентрик повинен заклинюватися у тріщинах з паралельними стінками та зі стінками, що розширюються у напрямку ривка – властивість, яка не досягнута існуючими конструкціями та може бути обрана у якості основного критерія при проектуванні.



Рисунок 5 – Френд

Виділимо основні вимоги до засобів ШТС та О: відносно мала вага, поліфункціональність, невелика кількість рухомих елементів, менша ціна порівняно з аналогами. У якості основного критерія проектування обрано можливість заклинюватися у тріщинах зі стінками, що розширюються у напрямку ривка.

**Конструктивні рішення та їх силовий розрахунок.** Для вибору геометричних параметрів ексцентрика необхідно розглянути схему його навантаження, яка будується відповідно до умов його роботи, відносно бажаних властивостей, що закладає проектувальник. З точки зору практичного застосування, ексцентрик повинен заклинюватися у тріщинах з паралельними стінками та зі стінками, що розширюються у напрямку ривка. Розглянемо випадок заклинення ексцентриків типу TRI-CAM та Абалакова для довільного положення у тріщині з паралельними стінками (схема навантаження зображена на рисунку 6, прийняті наступні позначення:  $Q$  – сила навантаження від спортсмена;  $N_1, N_2$  – сили реакції опор відповідно в точках  $B_1$  та  $A_1$ ;  $F_{mp1}, F_{mp2_i}$  – сила тертя відповідно в точках  $B_1$  та  $A_1$ ;  $b_i$  – ширина тріщини;  $c_i$  – відстань від точки  $B_1$  до  $A_1$  вздовж стінки;  $a_i$  – глибина паза ексцентрика).

Відповідно до рисунку 6 та прийнятих позначень знайдемо основні залежності, що характеризують геометричні співвідношення параметрів профілю ексцентрика, необхідних для його заклинення. Для цього розглянемо рівняння рівноваги сил та моментів. Сума моментів відносно точки  $B_1$ :

$$\sum M_{B_1} = 0; Q \cdot (b_i - a_i) - N_{2_i} \cdot c_i - F_{mp2_i} \cdot b_i = 0. \quad (1)$$

З урахуванням, що  $F_{mp2_i} = N_{2_i} \cdot f$ , де  $f$  – коефіцієнт тертя, виразимо силу  $Q$ :

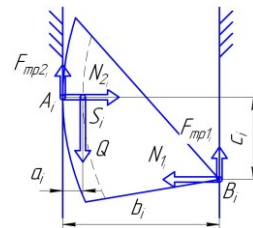


Рисунок 6 – Схема навантаження ексцентрика

$$Q = \frac{N_{2_i} \cdot (c_i + f \cdot b_i)}{b_i - a_i}. \quad (2)$$

Сума сил на горизонтальну вісь:

$$\sum F_x = 0; N_{1_i} - N_{2_i} = 0; N_{1_i} = N_{2_i} = N_i. \quad (3)$$

Сума сил на вертикальну вісь:

$$\sum F_y = 0; F_{mp1_i} + F_{mp2_i} - Q = 0; f \cdot (N_{1_i} + N_{2_i}) - Q = 0; Q = 2 \cdot f \cdot N_i. \quad (4)$$

Прирівняємо вирази (2), (4) та з урахуванням (3) знайдемо взаємозв'язок між геометричними параметрами ексцентрика:

$$\frac{N_i \cdot (c_i + f \cdot b_i)}{b_i - a_i} = 2 \cdot f \cdot N_i; c_i = f \cdot (b_i - 2 \cdot a_i). \quad (5)$$

Залежність (5) можна використати при проектуванні ексцентрика, але проектування може проходити двома шляхами: а) задавшись значенням  $a_i = const$  та задаючи з відповідним кроком значення  $b_i$ , знаходимо  $c_i$  (випадок відповідає ексцентрику Абалакова); б) задавшись мінімальним значенням  $a_{min}$ , що відповідає

максимальній розрахунковій ширині тріщини ( $b_{max}$ ), знаходимо відношення  $\frac{c_i}{b_i}$ ,

яке для подальших розрахунків приймається константою, задаючи з відповідним кроком значення  $b_i$ , знаходимо  $c_i$  та  $a_i$  (тобто глибина канавки для стропи буде змінною в залежності від положення ексцентрика).

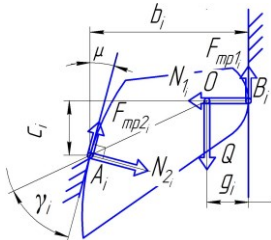


Рисунок 7 – Схема навантаження запропонованого ексцентрика

Зпропоновано відмовитись від ексцентриків з канавкою та застосувати інше конструктивне рішення – ексцентрик з незмінною точкою прикладання навантаження від спортсмена, додавши йому властивість, яка підвищить функціональність цього елемента – заклинення в тріщинах, що розширюються у напрямку навантаження. Зробимо припущення, що одна зі стінок такої тріщини є вертикальною. Розглянемо конструктивну схему та схему навантаження (рисунок 7, прийняті наступні позначення:  $Q$  – сила навантаження від спортсмена;  $N_{1_i}$ ,  $N_{2_i}$  – сили реакції опор відповідно в точках  $B_i$  та  $A_i$ ;  $F_{mp1_i}$ ,  $F_{mp2_i}$  – сили тертя відповідно в точках  $B_i$  та  $A_i$ ;  $b_i$  – відстань по горизонталі від вертикальної стінки тріщини до точки контакту ( $A_i$ ) криволінійного профілю з протилежною



стілкою;  $c_i$  – відстань від точки  $B_i$  до  $A_i$  вздовж вертикальної стінки;  $g_i$  – відстань від точки  $B_i$  до  $O$  (точка прикладання навантаження) вздовж вертикальної стінки;  $\gamma_i$  – кут між нахильною стінки тріщини та відрізком  $OA_i$ ;  $\mu$  – кут нахилу стінки тріщини (найбільш розповсюджені кути 8-12 град.).

Розглянемо рівняння рівноваги сил та моментів опираючись на схему навантаження та прийняті позначення. Сума моментів відносно точки  $B_i$ :

$$\begin{aligned} \sum M_{B_i} &= 0; \\ Q \cdot g_i + b_i \cdot N_{2_i} \cdot \sin(\mu) + c_i \cdot N_{2_i} \cdot \cos(\mu) + \\ &+ c_i \cdot N_{2_i} \cdot f \cdot \sin(\mu) - b_i \cdot N_{2_i} \cdot f \cdot \cos(\mu) = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Звідкіля маємо:

$$N_{2_i} = \frac{Q \cdot g_i}{b_i \cdot f \cdot \cos(\mu) - b_i \cdot \sin(\mu) - c_i \cdot \cos(\mu) - c_i \cdot f \cdot \sin(\mu)}. \quad (7)$$

Сума сил на горизонтальну вісь:

$$\sum F_x = 0; N_{1_i} - N_{2_i} \cdot \cos(\mu) - N_{2_i} \cdot f \cdot \sin(\mu) = 0. \quad (8)$$

Сума сил на вертикальну вісь:

$$\sum F_y = 0; Q - N_{1_i} \cdot f - N_{2_i} \cdot f \cdot \cos(\mu) + N_{2_i} \cdot \sin(\mu) = 0. \quad (9)$$

Підставимо (8) в (9) та знайдемо  $N_{2_i}$ :

$$N_{2_i} = \frac{Q}{f \cdot (f \cdot \sin(\mu) + \cos(\mu)) + f \cdot \cos(\mu) - \sin(\mu)}. \quad (10)$$

Прирівняємо вирази (7) та (10) і знайдемо взаємозв'язок між геометричними параметрами ексцентрика:

$$c_i = \frac{b_i \cdot f \cdot \cos(\mu) - b_i \cdot \sin(\mu) - g \cdot (f \cdot (f \cdot \sin(\mu) + \cos(\mu)) + f \cdot \cos(\mu) - \sin(\mu))}{f \cdot \sin(\mu) + \cos(\mu)}. \quad (11)$$

Залежність (11) використовуємо при проектуванні ексцентрика, прийнявши значення  $g$  та  $\mu$ , задаємо з відповідним кроком значення  $b_i$ , знаходимо  $c_i$ .

**Побудова робочого профілю ексцентрика.** Задача побудови робочого профілю ексцентрика подібна до задачі синтезу кулачкового механізму. Для побудови профілю ексцентрика необхідно мати певний набір даних, а саме: довжин відрізків  $OA_i$  та кутів  $\gamma_i$  (ці параметри визначаються з силових співвідношень), а також функцію зміни довжини відрізка  $OA$  в залежності від кута повороту тіла ексцентрика. Але вказаної функції не існує, і запропоновано наступний підхід розв'язання цієї задачі.

Розглянемо частину робочого профілю (рисунок 8) і виконаємо заміну математично ідеальної кривої на лому лінію, бо побудова профілю здійснюється за набором дискретних точок. Вказана лому лінія складається з відрізків  $K_i K_{i+1}$ , у межах яких лежать точки  $A_{i+1}$ . Точки  $K_i$  є точками перетину ліній  $p_i - p_i$  та  $p_{i+1} - p_{i+1}$ . Точки  $K_i$  повинні розташовуватися між точками  $A_i$  та  $A_{i+1}$ , що обумовлено необхідністю уникнення відсікання тіла ексцентрика. Положення точок  $K_i$  визначає кут  $\xi_i$  ( $\angle A_i O A_{i+1}$ ), який треба визначити. Задамо умову рівності відрізків  $K_i A_i = K_i A_{i+1}$ , яка дає змогу пов'язати  $O A_i$  та  $O A_{i+1}$ .

Розглянемо два трикутника  $\Delta A_i O K_i$  та  $\Delta A_{i+1} O K_i$  та, взявши до уваги вказану вище умову, отримаємо залежність для кута  $\xi_i$ :

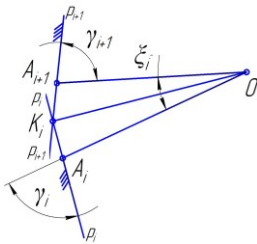


Рисунок 8 – Схема частини робочого профілю

$$\xi_i = \arccos \left( \frac{(O A_i)^2 + (O K_i)^2 - (K_i A_i)^2}{2 \cdot O A_i \cdot O K_i} \right) + \arccos \left( \frac{(O A_{i+1})^2 + (O K_i)^2 - (K_i A_i)^2}{2 \cdot O A_{i+1} \cdot O K_i} \right) \quad (12)$$

$$\text{Здесь } K_i A_i = \frac{(O A_{i+1})^2 - (O A_i)^2}{2 \cdot O A_{i+1} \cdot \cos(180 - \gamma_i) - 2 \cdot O A_i \cdot \cos(\gamma_i)};$$

$$O K_i = \sqrt{(K_i A_i)^2 + (O A_i)^2 - 2 \cdot K_i A_i \cdot O A_i \cdot \cos(\gamma_i)}.$$

Таким чином, маємо всі необхідні геометричні параметри для побудови робочого профілю ексцентрика. Задаючи значення  $b_i$  в деякому діапазоні з необхідним кроком, зможемо отримати довжини радіус-векторів та кутів між ними. Задачу зручно розв'язувати в програмних продуктах, створених самотужки, чи використовувати комерційні, які дозволяють реалізовувати математичні алгоритми, наприклад, Mathcad.

**Приклад побудови робочого профілю ексцентрика.** Задамося переліком вхідних даних:  $b_i$  – відстань по горизонталі від вертикальної стінки тріщини до точки контакту ( $A_i$ ) криволінійного профілю з протилежною стінкою, початкове

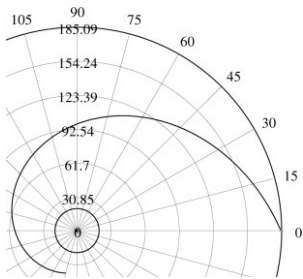


Рисунок 9 – Розрахований профіль ексцентрика

значення  $b_{\max} = 200$  мм, кінцеве значення  $b_{\max} = 60$  мм;  $g_i = \text{const} = 20$  мм – відстань від точки  $B_i$  до  $O$  (точка прикладання навантаження) вздовж вертикальної стінки;  $\mu = 10^\circ$  (середнє значення). Розрахунок було виконано з кроком  $\Delta b = 0,1$  мм. Вказаний вище алгоритм було реалізовано в середовищі Mathcad. У результаті розрахунків було отримано профіль, зображений на рисунку 9.

Для подальшої роботи з отриманим профілем, а саме – визначення геометричних параметрів ексцентрика, розглянемо рисунок 10. На рисунку 10 прийняті наступні позначення:  $\beta_i$  – кут від горизонталі до відрізка  $A_iO$ ,  $\beta_i = \sum_{i=1}^i \xi_i$ ;  $\sigma_i$  – кут від горизонталі до дотичної кривої,  $\sigma_i = 180^\circ - (\gamma_i - \beta_i)$ ;  $\delta$  – кут від горизонталі до дотичної кола радіусом  $g$ , що проходить через точку  $A_1$ ,  $\delta = \arccos(g / A_1O)$ .

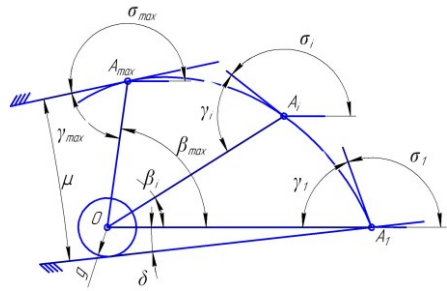


Рисунок 10 – Частина робочого профілю ексцентрика

Обрання геометричних параметрів ексцентрика, тобто можливого діапазону перекриття, обмежується можливістю встановлення ексцентрика у тріщину мінімального розміру (точки  $A_1$  та  $A_{\max}$  на рисунку 10). Таким чином, задавшись початковим значенням  $A_1O$ , можна використовувати всі точки отриманої кривої доти, поки

$\sigma_i = \sigma_{\max} \geq (180^\circ + \mu + \delta)$ , що відповідає куту  $\beta_i = \beta_{\max}$ . Використання точок кривої після  $A_{\max}$  нерационально для даного номіналу ексцентрика, бо неможливо здійснювати контакт зі стінкою. Але остаток кривої можливо використати для іншого номіналу ексцентрика, що забезпечить діапазон перекриття тріщин менших розмірів.

Для випадку вказаних вхідних даних було отримано наступні результати, що характеризують крайні точки (першу та max):  $\delta = 6,203^\circ$ ,  $\sigma_1 = 113,598^\circ$ ,  $\beta_1 = 0^\circ$ ,  $\gamma_1 = 66,401^\circ$ ,  $b_1 = 200$  мм,  $c_1 = 43,54$  мм,  $AO_1 = 185,191$  мм,  $\sigma_{820} = 196,621^\circ$ ,  $\beta_{820} = 85,559^\circ$ ,  $\gamma_{820} = 68,937^\circ$ ,  $b_{820} = 118,1$  мм,  $c_{820} = 19,179$  мм,  $AO_{820} = 99,957$  мм. Діапазон перекриття дорівнює:  $b_1 / b_{820} = 1,6934$ .

Загальний вигляд профілю ексцентрика представлений на рисунку 11, де подвійною лінією відображено частини профілю, що стикаються зі стінками тріщини. Конструктивні особливості: в т.  $O$  розташовується вісь, навколо якої вільно проходить стропа для прикладання навантаження; тіло кулачка може мати розвантажувальні отвори, або виконано з двох пластин – бокових поверхонь, з'єднаних штифтами; також для збільшення тертя поверхня робочого профілю може бути рифленою. Питання стійкості при встановленні та загальної міцності будуть розглянуті у наступній роботі.

### Висновки:

1. Проведено огляд основних сучасних засобів організації ШТС та О для альпінізму та скелелазіння.

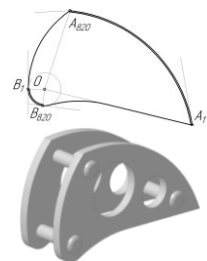


Рисунок 11 – Профіль та загальний вигляд ексцентричного кулачка для організації ШТС та О

2. Обрано ряд вимог до ШТС та О та основний критерій при проектуванні - заклинюватися у тріщинах із паралельними стінками та зі стінками, що розширюються у напрямку ривка.

3. Обрано певні види засобів ШТС та О, які потребують більш детального розгляду для розширення їх функціональності та проектування нових моделей.

4. Записано основні залежності між геометричними параметрами запропонованої моделі засобу ШТС та О, які отримано завдяки аналізу силових співвідношень, що визначаються з умови заклинювання у тріщинах зі стінками, що розширюються у напрямку ривка. Запропоновано підхід побудови робочого профілю ексцентрикового кулачка.

5. Описано основні конструктивні особливості запропонованої моделі ексцентрикового кулачка для організації ШТС та О.

**Список літератури:** 1. Начальная подготовка альпинистов. Часть 1. Введение / Под ред. Захарченко П.П. – М.: СпортАкадемПресс, 2003. – 296 с. 2. *Пит Хилл, Стюарт Джонстон* Навыки альпинизма. Курс тренировок. – М.: Гранд-фаир, 2005. – 192 с. 3. *Хаттинг Гарт* Скалолазание: Базовое руководство по снаряжению и техническому оснащению. – М.: Изд-во Фаир, 2006. – 96 с. 4. *Лукочанов П.И.* Самодельное туристическое снаряжение. – М.: Книга по требованию, 2012. – 240 с. 5. *Хаттинг Гарт* Альпинизм: Техника восхождений, ледолазания, скалолазания: Базовое руководство. – М.: Изд-во Фаир, 2006. – 160 с. 6. *Хуберг Гарт* Альпинизм сегодня. – М.: Физкультура и спорт, 1980. – 263 с. 7. *Хуберг Герман.* Альпинизм сегодня. – М.: Физкультура и спорт, 1980. – 263 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Nachal'naja podgotovka al'pinistov. Chast' 1. Vvedenie \ Pod red. Zaharchenko P.P. – Moscow: SpotrAkademPress, 2003. – 296 p. 2. Pit Hill, Stuart Dzhonston Navyki al'pinizma. Kurs trenirovok. – Moscow: Grand-fair, 2005. – 192 p. 3. Hatting Gart Skalolazanie: Bazovoe rukovodstvo po snarjazheniju i tehniceskomu osnashheniju. – Moscow: Izdatel'stvo Fair, 2006. – 96 p. 4. Lukocjanov P.I. Samodel'noe turisticheskoe snarjazhenie. – Moscow: Kniga po trebovaniju, 2012. – 240 p. 5. Hatting Gart Al'pinizm: Tehnika voshozhdenij, ledolazanija, skalolazanija: Bazovoe rukovodstvo. – Moscow: Izdatel'stvo Fair, 2006. – 160 p. 6. Huberg Gart Al'pinizm segodnja. – Moscow: Fizkul'tura i sport, 1980. – 263 p. 7. Huberg German Al'pinizm segodnja. – Moscow: Fizkul'tura i sport, 1980. – 263 p.

*Надійшла (received) 09.03.2013*

УДК 623

**Р.Г. БУДЯНУ**, к.т.н., нач. наук.-досл. лаб. Акад. сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, Львів

## **ОБҐРУНТУВАННЯ ТАКТИКО-ТЕХНІЧНИХ ВИМОГ ДЛЯ РОЗРОБКИ ПЕРСПЕКТИВНИХ ЗРАЗКІВ І ПОДАЛЬШОЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ ВІТЧИЗНЯНИХ “ЛЕГКИХ” БРОНЬОВАНИХ АВТОМОБІЛІВ**

Проведена оцінка рівня технічної досконалості вітчизняних “легких” броньованих автомобілів із найкращими однотипними закордонними зразками. Наведений порівняльний аналіз засвідчує про те, що вітчизняні зразки “Дозор-Б” та “Козак” відповідають сучасним вимогам і несуттєво поступаються у своєму класі

© Р.Г. Будяну, 2015

кращим однотипним закордонним зразкам. Наочно обґрунтовані напрями удосконалення тактико-технічних характеристик для зразків, які існують, з метою їх модернізації та розроблення перспективних зразків. Показано, що при відповідній та збалансованій технічній політиці і належному фінансуванню з боку держави є можливість у стислі терміни при тісній кооперації між вітчизняними підприємствами (за потребою й закордонними), налагодити виробництво модельного ряду уніфікованого сімейства “легких” броньованих автомобілів для забезпечення потреб як Збройних Сил України так і інших силових структур.

**Ключові слова:** “легкі” броньовані автомобілі, модернізація, рівень технічної досконалості, уніфікований зразок.

**Вступ. Актуальність.** У арміях провідних країн світу достатня увага приділяється створенню і вдосконаленню мобільних сил швидкого реагування, в яких кожна окремо взята одиниця бойової техніки повинна володіти достатньою захищеністю, рухомістю і вогневою потужністю. За чисельністю і різноманітністю модифікацій автомобілі військового призначення є найбільш масовим видом техніки, що перебуває на озброєнні. Наприклад, тільки в армії США станом на 2012 р. легких по масі автомобілів військового призначення типу “Хамві” нараховувалося 200 тис. одиниць, зокрема 160 тис. у сухопутних військах.

В умовах сучасних збройних конфліктів (“малої” або “гібридної” війни), а також під час проведення антитерористичних (контртерористичних) та міжнародних миротворчих операцій широке застосування та все більшу значущість отримали броньовані автомобілі. Відповідно до особливостей конструкції (в основному визначаються масо-габаритними та вантажними можливостями) сучасні зразки броньованих автомобілів прийнято поділяти на три типи: “легкі”, “середні” і “важкі”. Як правило, вони створюються на шасі легкових автомобілів підвищеної прохідності (колісна формула 4×4, вантажністю 0,75–2 т) та вантажних автомобілів підвищеної прохідності (колісна формула 4×4, 6×6 вантажністю 3–7 т та 8×8 і 10×10 вантажністю до 100 т), обладнані протикульовою і протимінною бронєю, що забезпечує захист екіпажу і десанту, основних вузлів і агрегатів машини, озброєння та військово-технічного майна, яке перевозиться. Тому обґрунтування тактико-технічних характеристик для розроблення перспективних зразків та подальшої модернізації вітчизняних броньованих автомобілів з метою забезпечення потреб підрозділів і частин Збройних Сил України є актуальним.

**Аналіз попередніх публікацій.** Сьогодні у галузі розроблення нових зразків броньованої техніки найдинамічніше розвивається саме створення й виробництво броньованих автомобілів. Провідними виробниками броньованих автомобілів є США, Велика Британія, Німеччина, Китай, Франція, Італія, Росія [1–4].

Проведений аналіз досліджень і публікацій щодо розвитку та використання броньованих автомобілів показав, що вони створюються переважно на базі шасі автомобілів багатопільового призначення (АБП) та виконують завдання з перевезення особового складу, вогневої підтримки дій тактичних мобільних груп, які знаходяться у відриві від основних сил, а також виконання спеціальних, розвідувальних, пошуково-рятувальних завдань. Вони також інтенсивно використовуються в ході проведення миротворчих операцій для виконання завдань з бойової охорони, супроводження колон, патрулювання конфліктних зон тощо [4]. Досвід використання АБП

у воєнних конфліктах останніх десятиріч, зокрема, у зоні проведення АТО на сході України, показав невідповідність тактико-технічних характеристик, технічної досконалості окремих типів АБП переліку та характеру завдань, які фактично вирішуються. Однією з причин зазначеної невідповідності є низький рівень захищеності АБП та особового складу від ураження стрілецькою зброєю, осколками фугасів та мін.

**Постановка проблеми.** Існуючий парк військових автомобілів Збройних Сил України характеризується, поряд із застарілістю, багатомарочністю та різнотипністю, ще й донедавна – відсутністю на озброєнні броньованих автомобілів як такого типу озброєння. За таких обставин в Україні в ініціативному порядку як підприємствами промисловості різної форми власності, так і волонтерськими організаціями у короткі терміни було розроблено багато варіантів імпровізованих броньованих автомобілів різних типів. Розроблені і запропоновані зразки броньованих автомобілів для оснащення Збройних Сил України не повною мірою відповідають оперативно-тактичним (тактико-технічним) вимогам до потреб сьогодення. Деякі зразки броньованих автомобілів спроектовані без урахування можливості створення на їхній базі сімейства уніфікованих машин, тобто на шасі яких можна було би розробляти різні модифікації як для потреб збройних сил, так і для інших військових формувань. Щодо інших зразків не враховані вимоги національної безпеки з налагодження серійного виробництва виробів військового призначення на існуючій виробничій базі вітчизняних підприємств оборонного комплексу.

**Формування мети статті.** Оскільки “легкі” броньовані автомобілі (ЛБА) за призначенням та чисельністю і різноманітністю модифікацій є найбільш масовими серед броньованих автомобілів, тому дослідження виконано на їх основі.

*Метою статті* є на підставі проведення порівняльного аналізу рівня технічної досконалості вітчизняних ЛБА з одними з найкращих однотипних закордонних зразків висвітлити слабкі і сильні сторони, обґрунтувати напрями поліпшення тактико-технічних характеристик для існуючих зразків з метою їх модернізації, а також визначення (коригування) оперативно-тактичних (тактико-технічних) вимог для перспективних зразків.

**Виклад основного матеріалу.** Для виконання завдань, які покладаються на сухопутні війська, броньовані автомобілі у мирний час використовуються для проведення: антитерористичних, міжнародних миротворчих операцій; посилення охорони державного кордону. В особливий період броньовані автомобілі також можуть бути залучені для: прикриття державного кордону у визначених операційних районах; ліквідації (локалізації, нейтралізації) збройного конфлікту; ізоляції району конфлікту, утримання територій, районів і рубежів; ураження угруповань сил противника, які вторглися; протидії диверсійно-розвідувальним силам, незаконним збройним формуванням і терористичним групам; охороні об’єктів і комунікацій.

Застосування броньованих автомобілів у сучасних воєнних конфліктах дозволило досягти: зменшення втрат особового складу й техніки; підвищення живучості, маневреності та вогневої могутності підрозділів; підвищення автономності та тривалості дій підрозділів у відриві від основних сил; збереження моторесурсу та боєздатності основних зразків бойової броньованої техніки, а також підвищення рівня

захищеності спеціальної техніки. Сучасні броньовані автомобілі характеризуються високими тягово-швидкісними властивостями, високою прохідністю, наявністю озброєння й спеціального устаткування, підвищеною захищеністю, зниженими демаскуючими ознаками, можливістю транспортування літаками й гелікоптерами, а також високою автономністю.

Збройні конфлікти останніх десятиріч і передусім збройна боротьба з сепаратистами і російськими бойовиками на сході України засвідчує, що найбільш ефективними у боротьбі з нерегулярними (терористичними) формуваннями є ЛБА, які володіють високою маневреністю, достатньою захищеністю і вогневою потужністю. На платформи ЛБА, залежно від завдань та призначення, монтується стрілецька зброя різного калібру, протитанкові керовані ракетні комплекси, зенітно-ракетні комплекси, обладнання різного призначення тощо.

Ситуація в Україні у галузі розроблення та виготовлення броньованих автомобілів повною мірою відбиває загальні світові тенденції. Провідними виробниками броньованих автомобілів в Україні є Холдингова компанія “АвтоКрАЗ”, Казенне підприємство “Харківське конструкторське бюро з машинобудування ім. О.О. Морозова” (КП “ХКБМ ім. О.О. Морозова”) та науково-виробниче об’єднання “Практика”. Фактично, єдиним промисловим виробником з потужними виробничими площами автомобільної техніки в Україні є холдингова компанія “АвтоКрАЗ”. Незважаючи на те, що ця компанія спеціалізується на випуску автомобілів великої вантажності, на сьогоднішній день нею налагоджено серійне виробництво броньованих автомобілів усіх трьох типів. До “легких” відноситься КрАЗ COUGAR (Кугуар), “середніх” – КрАЗ SHREK ONE та КрАЗ SPARTAN і до “важких” – КрАЗ T17.0EX ТИТАН-02 [5].

Науково-виробниче об’єднання “Практика” є провідним вітчизняним виробником засобів технічної безпеки для банків та офісів. Для потреб ЗС України ним розроблено ЛБА “Козак” [6].

КП “ХКБМ ім. О.О. Морозова” розробило ЛБА “Дозор-Б” [7]. На шасі даного зразку передбачено створення сімейства бойових броньованих машин у різних варіантах: розвідувально-дозорна машина, самохідний протитанковий комплекс, машина вогневої підтримки, санітарна машина, командно-штабна машина, броньований тягач для буксирування артилерійських систем загальної масою до 2 т (автоматичний міномет, протитанкова гармата) та інші. ЛБА “Дозор-Б” виготовлений повністю на вітчизняній агрегатній базі на відміну від КрАЗ COUGAR, який виготовлений на базі шасі Toyota Land Cruiser 79, та “Козак” – на шасі IVECO Daily 55S18W.

Актуальним для потреб ЗС України є завершення розробки автомобіля, яку виконує Відкрите акціонерне товариство “Укравтобупром”. Очікується створення сімейства АБП підвищеної прохідності типу “джип” вантажністю до 1,5 т [8]. Автомобіль передбачається виготовляти у таких модифікаціях: базове шасі з кабіною; вантажний автомобіль; пасажирський автомобіль; вантажо-пасажирський автомобіль; штабний автомобіль; санітарний автомобіль; автомобіль для монтажу озброєння або обладнання. Завершення виготовлення дослідного зразка заплановано на 2015-2016 роки. Прийняття на озброєння цього сімейства АБП дозволить замінити всю



HMMWV M1151A1wB1



Дозор-Б



LMV



Тигр



Козак



Auferland A4 AVL



Кугуар

Рисунок 1 –  
“Легкі”  
броньовані  
автомобілі

номенклатуру морально та фізично застарілих і вичерпавших ресурс автомобілів УАЗ-469, -3151, -452, -3962 та частково ГАЗ-66.

З метою висвітлення слабких і сильних сторін вітчизняних ЛБА та обґрунтування напрямів поліпшення характеристик для існуючих зразків шляхом їх модернізації, а також визначення (коригування) оперативного-тактичних (тактико-технічних) вимог для перспективних зразків проведений порівняльний аналіз рівнів технічної досконалості вітчизняних ЛБА з найкращими закордонними однотипними зразками. Під час дослідження прийнято, що всі розглянуті ЛБА володіють однаковими параметрами захищеності та вогневої потужності.

У зв'язку із недостатністю відомостей про деякі тактико-технічні показники ЛБА КраЗ “Кугуар“ у подальших дослідженнях цей зразок не було враховано.

Дослідження виконано шляхом порівняння основних ТТХ вітчизняних ЛБМ “Дозор-Б” та “Козак” із однотипними закордонними зразками HMMWV M1151A1wB1 (США), LMV (Італія), “Тигр” (Росія) та Auferland A4 AVL (Франція) (рисунок 1, таблиця 1).

Таблиця 1 – Тактико-технічні характеристики ЛБМ

Марка	Маса, кг	Вантажність, кг	Потужність двигуна, к.с.	Кліренс, м	Запас ходу, км	Швидкість, км/год
HMMWV M1151A1wB1	6101	1370	190	0,43	400	113
Дозор-Б	6300	800	197	0,4	700	120
LMV	6500	1200	185	0,473	500	130
Тигр	7200	1200	180	0,4	900	140
Козак	5500	1000	176	0,39	1000	120
Auferland A4 AVL	5100	1130	150	0,41	800	120
Кугуар	4220	–	218	0,30	-	105

Для визначення напрямів покращення ТТХ побудовані профілі технічної досконалості однотипних зразків ЛБА за методикою [9]. Наочне зображення профілів рівня технічної досконалості показує відсутність рівномірного співвідношення між показниками. Усі досліджувані зразки ЛБА потребують покращення одночасно декількох характеристик (рисунок 2). Наприклад: для зразка HMMWV



M1151A1wB1 треба покращити показники 4, 5 і 6 (кліренс, запас ходу і швидкість); зразок “Дозор-Б” має достатню потужність силової установки, але необхідно зменшити його масу, збільшити кліренс, запас ходу і особливо підвищити вантажність; зразок “Козак” потребує покращення показників 2, 3, 4 – підвищення вантажності й потужності силової установки, а також особливо збільшення кліренсу.

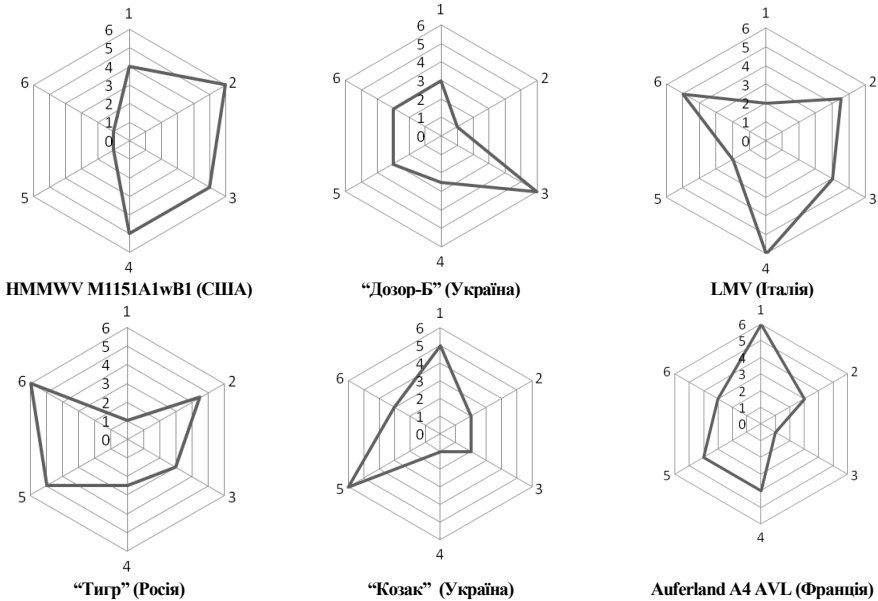


Рисунок 2 – Профілі рівня технічної досконалості зразків ЛБА:

1 – маса, 2 – вантажність, 3 – потужність двигуна, 4 – кліренс, 5 – запас ходу, 6 – швидкість

Оскільки технічні і тактико-технічні характеристики (ТТХ) зазначених зразків ЛБА виражені у різних одиницях вимірювання, то їхні значення нормуються за допомогою пропорційної шкали оцінок [10]. Кількість балів визначається за формулами:  $[(X_{оцін.} - X_{мін.}) / (X_{макс.} - X_{мін.})] \cdot 100$ , якщо значення показника підвищують рівень технічної досконалості;  $[(X_{макс.} - X_{оцін.}) / (X_{макс.} - X_{мін.})] \cdot 100$ , якщо значення показника знижують рівень технічної досконалості, де  $X_{оцін.}$ ,  $X_{макс.}$  і  $X_{мін.}$  – оцінювальне, максимальне і мінімальне значення частинного показника у групі однотипних зразків відповідно. Таке оцінювання дозволяє визначити на скільки балів один зразок кращий (гірший) відносно інших, а також визначити градацію порівняльного рівня технічної досконалості (таблиця 2).

Результати оцінювання рівня технічної досконалості показують: найбільше значення комплексного показника у російського “Тигр” і італійського LМV зразків (359 і 357 балів відповідно), що свідчить про їхній найбільший рівень досконалості серед досліджуваних зразків ЛБА. Найнижчий рівень технічної досконалості має

зразок “Дозор-Б” – 231 бал.

Таблиця 2 – Результати оцінювання показників рівня технічної досконалості за пропорційною шкалою

Марка	Ма-са	Вантаж-ність	Потужність двигуна	Клі-ренс	Запас ходу	Шви-дкість	Σ балів
НММWV	52	100	85	42	0	0	279
“Дозор-Б”	43	0	100	12	50	26	231
LMV	33	70	74	100	17	63	357
“Тигр”	0	70	64	42	83	100	359
“Козак”	81	35	55	0	100	<b>26</b>	297
Auferland	100	58	0	24	67	26	275

Оцінка рівня технічної досконалості за пропорційною шкалою вимірювання не враховує вагомість кожної технічної і тактико-технічної характеристики, що суттєво може відбитися на кінцевому результаті. Для оцінювання вибрано комплексний показник шкали “оцінка×вагомість” [11]. Він дорівнює сумі добутоків оцінок показників технічних і тактико-технічних характеристик, які визначені за пропорційною шкалою вимірювання, на їхній коефіцієнт вагомості  $K_g$  (таблиця 3).

Таблиця 3 – Оцінка показників рівня технічної досконалості за шкалою “оцінка×вагомість”

Марка	Маса	Вантаж-ність	Потужність двигуна	Клі-ренс	Запас ходу	Шви-дкість	Σ*
НММWV	6,24	18	23,8	3,36	0	0	51,4
“Дозор-Б”	5,16	0	28	0,96	8	4,68	46,8
LMV	3,96	12,6	20,72	8	2,72	11,34	59,34
“Тигр”	0	12,6	17,92	3,36	13,28	18	65,16
“Козак”	9,72	6,3	15,4	0	16	<b>4,68</b>	52,1
Auferland	12	10,44	0	1,92	10,72	4,68	27,76
$K_g$	0,12	0,18	0,28	0,08	0,16	<b>0,18</b>	1,0

Значення вагових коефіцієнтів окремих ТТХ для зразків озброєння та військової техніки визначено методом експертного аналізу. Для обґрунтування вагових коефіцієнтів окремих тактико-технічних характеристик нами використаний метод експертних оцінок (таблиця 3). Для оцінювання вагових коефіцієнтів були залучені провідні науковці, практики, експерти з проблеми оцінювання рівня технічної досконалості зразків ОБТ. Ступінь узгодженості думок експертів визначався за величиною коефіцієнта конкордації:  $W = 12S/[m^2(n^2 - n)]$ , де S – сума квадратів відхилень сум рангів,  $m$  – кількість експертів,  $n$  – кількість зразків ЛБА оцінки. Значення коефіцієнта конкордації залежно від характеристики було в межах від 0,80 до

0,88, що вказує на середню надійність узгодженості експертів [10]. Наприклад, за пропорційною шкалою оцінка показника “швидкість” ЛБА “Козак” становить 26 балів (див. таблицю 2). З урахуванням коефіцієнта вагомості, який для показника “швидкість” становить 0,18 (шкала “оцінка×вагомість”), цей показник матиме значення  $26 \times 0,18 = 4,68$  (див. таблицю 3).

За балами ЛБА “Козак” поступається лише двом із шести зразків: російському – 13,06 і італійському – 7,21 бали. Цікавим є той факт, що за шкалою “оцінка×вагомість” зразки Козак”, НММВВ, LMV та “Тигр” залишилися на місцях, які вони займали за пропорційною шкалою оцінок. ЛБА “Дозор-Б” перемістився на п’яте місце, випередивши французький Auferland A4 AVL на 19,04 бали.

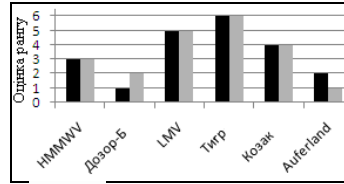


Рисунок 3 – Рівень технічної досконалості за шкалами вимірювання: ■ – пропорційно; ■ – “оцінка×вагомість”\*

Для наочного зображення та порівняльного оцінювання однотипних зразків ЛБА за комплексним показником рівня технічної досконалості застосовується графічна форма подання результатів оцінювання за рангами (рисунок 3). Найкращому зразку присвоюється перший ранг і виставляється оцінка рівна 6 і навпаки.

Аналіз отриманих даних рівня технічної досконалості розглянутих зразків ЛБА, який визначався за пропорційною шкалою та шкалою “оцінка×вагомість”, показує, що ЛБА “Козак” входить до трійки кращих (див. таблиці 2, 3, рисунок 3). Порівняльний рівень технічної досконалості виконаний за допомогою коефіцієнтів градації.

Відносна характеристика якості зразка (коефіцієнт рівня технічної досконалості  $K_{m,d}$ ) при використанні пропорційної шкали оцінок знаходиться за формулою:  $K_{m,d} = \frac{\sum a_i \times b_j}{600}$ , де  $\sum$  – сума балів зразка, який досліджується,  $a_i = 6$  – кількість зразків які досліджуються,  $b_j = 100$  – максимальна кількість балів, яку може набрати частинний показник. У нашому варіанті для досконалого зразка ЛБА, який володіє найвищими параметрами та технічними характеристиками (базовий варіант), значення  $a_i \times b_j = 600$ . Отже, коефіцієнт рівня технічної досконалості зразка ОВТ  $K_{m,d} = \frac{\sum}{600}$  (таблиця 4).

За шкалою “оцінка×вагомість” коефіцієнт рівня технічної досконалості  $K^*_{m,d}$  знаходиться за формулою  $K^*_{m,d} = \frac{\sum \Sigma^*}{100}$ , де  $\Sigma^* = 100$  – максимальна кількість балів, яку може набрати частинний показник (таблиця 4). Оскільки шкала оцінок пропорційна, то саму шкалу можна розбити на 6 рівних за балами інтерва-

Таблиця 4 – Узагальнені дані рівнів технічної досконалості ЛБА

Марка	$\Sigma$ балів	$K_{m,d}$	$\Sigma^*$ балів	$K^*_{m,d}$
НММВВ	279	0,465	51,4	0,514
“Дозор-Б”	231	0,385	46,8	0,468
LMV	357	0,595	59,34	0,593
“Тигр”	359	0,598	65,16	0,652
“Козак”	297	0,495	52,1	0,521
Auferland	275	0,458	27,76	0,278

лів. У відповідності до балів визначаємо коефіцієнт градації і оцінку порівняльного рівня технічної досконалості однотипних зразків (таблиця 5). Значення коефіцієнта градації показує, що жоден з розглянутих зразків ЛБА за рівнем технічної досконалості не відповідає оцінкам “високий” і “відмінний”, незалежно від того, за якою шкалою обчислювався комплексний показник. За пропорційною шкалою оцінок “середній” рівень технічної досконалості мають “Тигр”, LMV, “Козак” і “задовільний” – HMMWV, Auferland, “Дозор-Б”. За шкалою “оцінка×вагомість” “Тигр” має рівень технічної досконалості “добрий”; LMV, “Козак” і HMMWV – “середній”; “Дозор-Б” – “задовільний” і Auferland – “незадовільний”. Такий розподіл зразків ЛБА за градацією технічної досконалості засвідчує, що вони почали випускатися порівняно недавно і мають великі перспективи вдосконалення.

Таблиця 5 – Градація порівняльного рівня технічної досконалості зразків ЛБА за шкалами

Коефіцієнт градації	Рівень технічної досконалості	За пропорційною шкалою		За шкалою “оцінка×вагомість”	
		Коефіцієнт градації	Кількість зразків	Коефіцієнт градації	Кількість зразків
0,88–0,99	високий	–	0	–	0
0,75–0,87	відмінний	–	0	–	0
0,62–0,74	добрий	–	0	65,16	1
0,50–0,61	середній	0,598; 0,595; 0,495;	3	51,4; 52,1; 59,34	2
0,38–0,49	задовільний	0,465; 0,458; 0,385	3	46,8	1
< 0,38	незадовільний	–	0	27,76	1

### Висновки.

1. За досвідом участі підрозділів і частин Сухопутних військ ЗС України у зоні проведення АТО виокремилася гостра проблема недостатньої кількості броньованих автомобілів як для підрозділів збройних сил, так і інших силових структур.

2. За підсумками виконаного порівняльного аналізу рівня технічної досконалості “легких” броньованих автомобілів встановлено, що вітчизняні зразки “Козак” та “Дозор-Б” відповідають сучасним вимогам та несуттєво поступаються у своєму класі найкращим однотипним закордонним зразкам. Наглядно обґрунтовано напрями удосконалення тактико-технічних характеристик для існуючих зразків з метою їх модернізації, а також визначення (коригування) оперативного-тактичних (тактико-технічних) вимог для перспективних зразків.

3. Україна володіє достатніми виробничими потужностями з розроблення та виготовлення сучасних зразків броньованої техніки і належними досягненнями у розробці цих зразків. При відповідній та збалансованій технічній політиці і належному фінансуванню з боку держави є можливість у стислі терміни при тісній кооперації

між вітчизняними підприємствами (за потребою й закордонними), налагодити виробництво модельного ряду уніфікованого сімейства “легких” броньованих автомобілів для забезпечення потреб як Збройних Сил України так і інших силових структур.

**Список літератури. 1.** Кучумов С. Взгляды военного руководства США на применение Сухопутных войск / С. Кучумов // Зарубежное военное обозрение. – 2009. – №1. – С. 32-33. **2.** Василенко О.В. Основные світові тенденції розвитку озброєння та військової техніки для ведення війн у майбутньому / О. В. Василенко // Наука і оборона. – 2009. – №4. – С. 18-23. **3.** Нестеркин В. Разработка в США броневых автомобилей по программе MRAP-ATV / В. Нестеркин, А. Шабак // Зарубежное военное обозрение. – 2009. – № 6. – С. 39-40. **4.** Кузнецов Ю. Основные направления развития боевых колесных машин зарубежных стран / Ю. Кузнецов // Зарубежное военное обозрение. – 2013. – № 4. – С. 46-51. **5.** Офіційний сайт: Публічне акціонерне товариство “АВТОКРАЗ”. [Електронний ресурс] – Режим доступу: - <http://www.autokraz.com.ua/index.php/ru/fabrication/automobile/military/bronirovannye-avtomobili>. **6.** [Електронний ресурс] – Режим доступу: - [http://uk.wikipedia.org/wiki/ББМ\\_\"Козак\"](http://uk.wikipedia.org/wiki/ББМ_\). **7.** Український легкий бронетранспортер ДОЗОР-Б. [Електронний ресурс] – Режим доступу: - [http://warday.info/voennaya\\_tekhnika/66-ukrainskiy-legkiy-bronettransporter-dozor-b.html](http://warday.info/voennaya_tekhnika/66-ukrainskiy-legkiy-bronettransporter-dozor-b.html). **8.** Крайник Л.В. Багатоцільові важкі військові джипи: проект D041 “СТЕП” / Л.В. Крайник, А.В. Волошанський // Військово-технічний збірник. 2011. – № 1(4). – С. 205-213. **9.** Патент на корисну модель № 72694 України, МПК G01 N27/27. Спосіб вибору напрямків удосконалення рівня технічної досконалості однотипних зразків озброєння та військової техніки / Ю.В. Варванець, О.М. Калінін, О.М. Купріненко, П.О. Русіло, М.В. Чорний; заявник та патентовласник: Академія сухопутних військ, опубл. 27.08.12. Бюл. №16, 2012 р.). **10.** Патент на корисну модель № 72693 України, МПК G01 N27/27. Спосіб оцінки рівня технічної досконалості однотипних зразків озброєння і військової техніки / П.О. Русіло; заявник та патентовласник: Академія сухопутних військ, опубл. 27.08.12. Бюл. №16, 2012 р.). **11.** Патент на корисну модель № 88195 України, МПК G01 N27/27. Спосіб оцінки рівня технічної досконалості однотипних зразків озброєння та військової техніки / В.І. Грабчак, П.О. Русіло, Ю.В. Варванець, О.М. Калінін, В.В. Костюк, Р.Г. Будяну; заявник та патентовласник: Академія сухопутних військ, опубл. 11.03.2014, Бюл. №5, 2014 р.).

**Bibliography (transliterated): 1.** Kuchumov S. Vzgljady voennogo rukovodstva SShA na primenenie Suhoputnykh vojsk / S. Kuchumov // Zarubezhnoe voennoe obozrenie. – 2009. – No 1. – P. 32-33. **2.** Vasylenko O.V. Osnovni svitovi tendentsiyi rozvytku ozbroynennya ta viyskovoyi tekhniki dlya vedennya viyn u maybutn'omu / O. V. Vasylenko // Nauka i oborona. – 2009. – No 4. – P. 18-23. **3.** Nesterkin V. Razrabotka v SShA broneavtomobilej po programme MRAP-ATV / V. Nesterkin, A. Shabakov // Zarubezhnoe voennoe obozrenie. – 2009. – No 6. – P. 39-40. **4.** Kuznecov Ju. Osnovnye napravlenija razvitija boevykh kolesnykh mashin zarubezhnykh stran / Ju. Kuznecov // Zarubezhnoe voennoe obozrenie. – 2013. – No 4. – P. 46-51. **5.** Oftsitsynny say: Publichne aktsionerne tovarystvo "AVTOKRAZ". [Elektronnyy resurs] – Rezhym dostupu: - <http://www.autokraz.com.ua/index.php/ru/fabrication/automobile/military/bronirovannye-avtomobili>. **6.** [Elektronnyy resurs] – Rezhym dostupu: - [http://uk.wikipedia.org/wiki/BBM\\_\"Kozak\"](http://uk.wikipedia.org/wiki/BBM_\). **7.** Ukraynskiy lehkiy bronetransporter DOZOR-B. [Elektronnyy resurs] – Rezhym dostupu: - [http://warday.info/voennaya\\_tekhnika/66-ukrainskiy-legkiy-bronettransporter-dozor-b.html](http://warday.info/voennaya_tekhnika/66-ukrainskiy-legkiy-bronettransporter-dozor-b.html). **8.** Kraynyk L.V. Bahatotsil'ovi vazhki viyskovyi dzhyppy: proekt D041 "STEP" / L.V. Kraynyk, A.V. Voloshanskyy // Viyskovo-tekhnichnyy zbiryk. 2011. – No 1(4). – P. 205-213. **9.** Patent na korysnu model' No 72694 Ukrayiny, MPK G01 N27/27. Sposib vyboru napryamkiv udoskonalennya rivnya tekhnichnoyi doskonalosti odnotypnykh zrazkiv ozbroynennya ta viyskovoyi tekhniki / Yu.V. Varvanets', O.M. Kalinin, O.M. Kuprinenko, P.O. Rusilo, M.V. Chorny; zayavnyk ta patentovlasnyk: Akademiya sukhoputnykh viys'k, opubl. 27.08.12. Byul. No 16, 2012 g.). **10.** Patent na korysnu model' No 72693 Ukrayiny, MPK G01 N27/27. Sposib otsinky rivnya tekhnichnoyi doskonalosti odnotypnykh zrazkiv ozbroynennya i viyskovoyi tekhniki / P.O. Rusilo; zayavnyk ta patentovlasnyk: Akademiya sukhoputnykh viys'k, opubl. 27.08.12. Byul. No 16, 2012 g.). **11.** Patent na korysnu model' No 88195 Ukrayiny, MPK G01 N27/27. Sposib otsinky rivnya tekhnichnoyi doskonalosti odnotypnykh zrazkiv ozbroynennya ta viyskovoyi tekhniki / V.I. Hrabchak, P.O. Rusilo, Yu.V. Varvanets', O.M. Kalinin, V.V. Kostyuk, R.H. Budyanu; zayavnyk ta patentovlasnyk: Akademiya sukhoputnykh viys'k, opubl. 11.03.2014, Byul. No 5, 2014 g.).

Надійшла (received) 21.05.2015

**А.Ю. ВАСИЛЬЕВ**, к.т.н., ст.н.с. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ";

**О.Е. ШАТАЛОВ**, к.т.н., доц. Академии сухопутных войск им. гетмана Петра Сагайдачного, Львов;

**Е.Е. ДУДАР**, адъюнкт Академии сухопутных войск им. гетмана Петра Сагайдачного, Львов

## **ОБЗОР ПОДХОДОВ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО БРОНИРОВАНИЯ ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ МАШИН**

Рассмотрены варианты решения проблем, связанных с недостаточной защищенностью легкобронированной техники, стоящей на вооружении ВСУ. Приведены положительные и отрицательные факторы, связанные с повышением защищенности наиболее распространенными вариантами дополнительного бронирования. Выбрано направление дальнейших исследований.

**Ключевые слова:** легкобронированная машина, легкобронированная техника, защищенность, дополнительное бронирование, способы поражения.

**Постановка проблемы.** Ранее легкобронированным машинам, которые стоят на вооружении Украины (БМП, БТР и др.), отводилась роль преимущественно доставки пехоты к месту активных боевых действий. Даже когда ставились и другие задания, за счет слабого вооружения и защищенности подобная техника использовалась преимущественно таким образом и именно под эти задачи она проектировалась и производилась [1-3]. Также следует отметить, что за прошедшие десятилетия существенно изменились подходы и относительно тактики ведения войн вообще, и применительно к использованию отдельных единиц военной техники [4]. На базе опыта использования ЛБМ в вооруженных конфликтах последних десятилетий ("Буря в пустыне", Ирак; Чеченские конфликты; вооруженные конфликты в Афганистане, гражданские войны в Югославии, Ливии, Сирии, Либерии; АТО в Украине) разработано множество модификаций как принципиально новых машин, так и вариантов глубокой модернизации. Так, например, МТ-ЛБ, который изначально разрабатывался как военный тягач, на сегодняшний день имеет больше 70 вариантов модификаций [5].

На сегодняшний день изменился подход к проектированию, и теперь новые машины изначально проектируются как семейство машин, что позволяет решать различные задачи, кроме непосредственно транспортной. Так БТР-4 (рисунок 1), в дополнение к возможности установки различных боевых модулей, силовых установок и дополнительного бронирования имеет следующие модификации [6-8]: БРМ-4К – разведывательная машина; МВП-4К – машина огневой поддержки (рисунок 1, в); БРЭМ-4 – бронированная ремонтно-эвакуационная машина, специально разработанная для миротворческой миссии в Ираке; БРЭМ-4РМ – бронированная ремонтно-эвакуационная машина; БСЭМ-4К – бронированная

санитарно-эвакуационная машина на базе БТР-4, разработанная для миротворческой миссии в Ираке (рисунок 1, а); БММ-4С – бронированная медицинская машина на базе БТР-4Е; БТР-4К – командирская машина, разработанная для Ирака; БТР-4КШ – командно-штабная машина, разработанная для Ирака.



Рисунок 1 – Варианты модификаций БТР-4

Несмотря на наличие некоторого количества образцов новой техники и несколько большего числа модернизированной [9-13], техника ВСУ, в основном, морально устарела. Кроме того, в условиях современной войны, моральное старение проявляется не только в невозможности выполнения новых задач в соответствии с последними доктринами [3-4, 13], но и в постепенном повышении уровня проблем, которые мешают выполнять даже исходные задачи. Например, в условиях выполнения большого числа тактических операций: боевое охранение, патрулирование местности, передвижение в колонне, организация блокпостов, доставка личного состава к месту боевых действий.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Как показал опыт использования легкобронированной техники в различных конфликтах, в том числе и на территории Украины [14], уровень защищенности ЛБМ, стоящей на вооружении ВСУ на сегодняшний день не соответствует уровню вооружения, используемого в конфликтах. На текущий момент бронекорпуса практически всех машин легче танков, не обеспечивают необходимого уровня защиты даже от стрелкового оружия. Таким образом, со всего набора ТТХ наиболее актуальными становятся требования к защищенности машин.

Вопрос совершенствования уровня защищенности ЛБМ до необходимого для решения стоящих задач в условиях современного боя является очень важным и актуальным. Рассмотрим основные причины недостаточного уровня защищенности:

1. Неэффективное использование личным составом имеющейся техники по причине отсутствия знаний о слабых и сильных сторонах используемых машин.
2. Отсутствие возможности использовать рельеф местности и текущую обстановку с целью уменьшения вероятности поражения техники в связи с отсутствием адекватных способов анализа обстановки [15].
3. Низкий уровень ТТХ машин по критерию защищенности.

В качестве основных путей решения перечисленных проблем можно перечислить, соответственно работу с личным составом, проведение обучения, составление подробных инструкций и донесение их до личного состава, использование общепринятых методик (тактические диаграммы на основе метода Жакоб де Марра и топографических карт) или современных разработок [16, 17] (однако, как показал опыт конфликтов [15], классические подходы являются крайне опасными для ЛБМ в связи с тем, что данные методики не учитывают ни особенности ведения

современного боя с использованием разницы высот, ни многих других особенностей. Разработки последних лет [16, 17] чрезвычайно сложны и неприспособлены для использования их в оперативной обстановке, хотя хорошо решают вопросы, связанные с проектированием, а также позволяют проектировать новые машины и разрабатывать варианты модернизаций.

*Целью статьи* является проведение анализа возможностей повышения уровня тактико-технических характеристик легкобронированных машин по критерию защищенности.

**Изложение основного материала.** В рамках работы стоит задача рассмотреть возможные варианты повышения защищенности ЛБМ, их применимость и ограничения по отношению к существующим реалиям.

**Обзор возможных вариантов.** Основными вариантами решения можно назвать: использование новых образцов защиты вместо устаревших; установка дополнительного бронирования.

Использования в качестве брони бронелистов из новых материалов, разработанных в последние годы для защиты от современного вооружения – это один из наилучших вариантов решения проблемы защищенности. Современные виды бронированной стали обладают повышенными прочностными характеристиками и обеспечивают более высокий уровень защищенности при меньших толщинах. Подобная замена позитивно отразится на уровне защищенности, при этом такая модификация не приводит к повышению массы или ухудшению прочности корпуса.

Однако данный подход будет работоспособным только в случае производства новых образцов модернизированной техники и абсолютно непригоден для проведения модернизации существующих машин. Это происходит вследствие того, что большая часть ЛБМ, которые используются в ВСУ, имеют пространственный силовой корпус, к которому прикреплены остальные агрегаты. Замена бронелистов для существующей машины является даже более сложной и дорогой, чем производство новой техники. Следовательно, подобный вариант нерационален, кроме как при изготовлении новых образцов техники.

Таким образом, для решения задач по повышению защищенности при модернизации остается только дополнительное бронирование. Его можно проводить как снаружи машины, так и внутри. В качестве дополнительного бронирования могут выступать: бронелисты из спецстали; бронелисты из алюминиевых, титановых и других сплавов специального назначения; керамические бронепластины; кевларовые, углепластиковые, стеклопластиковые и другие композитные пластины или обшивка; дополнительные композиционные модули защиты; решетчатые экраны; динамическая и активная защита; дополнительная защита, изготовленная из подручных материалов (мешки с песком, ящики с камнями и т.п.); комбинация различных решений.

Дополнительное бронирование может быть несъемным, легкозаменяемым и комбинированным.

Для танков наибольшее распространение получили варианты модернизации путем установки модулей динамической и активной защиты (рисунок 2) [18]. Связано это с тем, что одним из наиболее эффективных средств поражения танков являются



ся кумулятивные снаряды, ПТКР и др. Эти средства поражения являются не менее эффективными и против ЛБМ, однако установка динамической или активной защиты на легкую военную технику связана с рядом проблем. Во-первых, ни динамическая, ни активная защита практически не добавляют защищенности от кинетических средств поражения. При этом они крайне неэффективны даже против обычного стрелкового вооружения. Также следует отметить, что по своему образу действия активная защита сама может стать причиной поражения бронекорпуса или "дружественной" пехоты осколками. Основной принцип работы динамической и активной защиты базируется на рассеивании энергии кумулятивной струи или разрушения снаряда за счет создания локальных взрывов. При этом мощность взрыва должна



Рисунок 2 – Активная броня на Т-64

быть достаточной для разрушения кумулятивной струи или ударника. Взрывы подобной мощности вблизи тонкостенного корпуса ЛБМ создают слишком большую нагрузку и могут привести к существенным пластическим деформациям или даже к разрушению. Следовательно, такая защита может решить лишь одну из проблем обеспечения необходимого уровня защищенности, при этом попутно создавая другие

проблемы, в том числе с точки зрения защищенности, а значит, для легкобронированных машин следует рассмотреть другие варианты.

Наиболее перспективными являются варианты установки дополнительных пластин из высокопрочных сталей, специальных сплавов или керамики. Это позволит полностью решить проблему защищенности от кинетических способов поражения.



Рисунок 3 – Бронежилеты Osprey MK3, MK4

Никаких эффектов, негативно влияющих на уровень защиты от других средств поражения, не проявляется, а наоборот, защита несколько повышается, в т. ч. и для кумулятивных или подкалиберных боеприпасов, хотя и недостаточно для обеспечения полноценной защиты. Перед тем как продолжить рассмотрение данного подхода, следует обратить внимание на способы индивидуальной защиты, такие как бронежилеты. Согласно ДСТУ В 4103-2002 бронежилеты (рисунок 3) делятся на 6 классов защиты. 6-й как наивысший обязан обеспечивать защиту от выстрела из СВД

бронебойной пулей Б-32 7,62-мм с расстояния 5-10 м. Основными элементами большинства подобных бронежилетов являются стальные листы толщиной 6-10 мм. Практически все ЛБМ, стоящие на вооружении ВСУ, в том числе и новые образцы (БТР-4), не могут сравниться по уровню защищенности с подобными бронежилетами, даже несмотря на использования больших толщин (до 20 мм) и специально подобранных углов наклона [19].

На первый взгляд может показаться странным отсутствие примеров использования материалов, аналогичных пластинам бронежилетов, при производстве корпусов ЛБМ, так как они могли бы существенно повысить защищенности и даже уменьшить вес. Однако эта странность является кажущейся, и связана она с существенным отличии-

ем в принципах работы, целях и пр. В бронезилетах используется термоупрочненная закаленная сталь, обладающая повышенной жесткостью. При этом повышение жесткости приводит к ухудшению некоторых других механических характеристик, например, длительной прочности при динамических нагрузках. Находясь в бронезилете на человеке, данные пластины работают только в случае попадания пули, никакой другой нагрузки они не испытывают. Более того, ни о каком цикличном использовании речь не может идти ввиду того, что после попадания даже единичной пули в пластину ее рекомендуется сразу заменять на новую [20].

В случае использования упомянутых материалов для бронелистов силового корпуса его ресурс от действия динамических нагрузок (движение, преодоление препятствий, стрельба из установленного вооружения, температурные перепады) будет крайне малым. А если учесть, что их будет невозможно заменить при повреждении средством поражения или восстановить при локальном разрушении – становится понятным отсутствие примеров использования таких материалов в качестве конструкционных.

Более рациональным можно назвать разработку механизма крепления подобных пластин на корпуса ЛБМ. Несмотря на разнообразие типов ЛБМ с их отличиями в геометрии, материалах корпуса, расположении внутренних и внешних элементов, можно разработать единую (унифицированную) систему с высоким уровнем стандартизации конструкционных элементов для проведения модернизации техники, стоящей на вооружении ВСУ. Более того, большая часть работ по модернизации может быть выполнена не только силами бронетанкоремонтных заводов, но и личным составом. Данный вопрос требует отдельного рассмотрения и является целью следующих работ, а пока продолжим рассмотрение оставшихся вариантов.

Одной из насущных проблем является заброневое поражение вторичными осколками [21-22]. В практике встречалось множество случаев, когда снаряд застревал в броне, но при этом либо выбивал пробку, либо откалывал некоторое количество осколков с внутренней стороны бронеплиты. Обычно подобные осколки обладают существенно меньшей кинетической энергией по сравнению с пулей, и для повреждения внутреннего оборудования ее чаще всего недостаточно. Однако этой энергии в большинстве случаев хватает, чтобы поразить незащищенные участки тел личного состава, который находится внутри машины. Наиболее рациональным, в данном случае является использование многослойной "мягкой" брони типа "кевлар", или композитной брони с повышенной вязкостью. В связи с тем, что кевлар, углепластик, стеклопластик и другие композитные материалы имеют достаточно сложную технологию производства и специфику в работе с ними, подобные работы можно выполнять только после проведения длительных подготовительных работ (для каждого типа техники отдельно) на базе организаций, которые обладают достаточным опытом.

Частичными способами решения проблемы вторичных осколков и увеличения общего уровня защищенности может выступать армированная резина. Источником подобной резины могут выступать даже списанные колеса ЛБМ. Подобные

варианты модернизации менее эффективные по сравнению с кевларом, однако существенно дешевле, и их можно проводить силами личного состава. Также силами личного состава можно проводить мероприятия по повышению защищенности с помощью подручных средств. В этом случае "конструкторская мысль" ограничена исключительно имеющимися в распоряжении материалами и средствами. Наиболее распространенные тары: мешки, деревянные ящики, металлические и пластиковые емкости. Наиболее распространенными наполнителями являются земля, песок и камни. В качестве других вариантов



Рисунок 4 – M113 с дополнительным бронированием из подручных средств

"самодельного" дополнительного бронирования можно назвать: гусеничные траки, колеса, колоды и толстые доски, отдельные листы металла и самодельные решетчатые экраны, изготовленные из уголков, полос и арматуры. Такие варианты "модернизации" используются не только в ВСУ (в связи с дефицитом финансирования), но и вооруженными силами стран НАТО (рисунок 4) [23].

Оценить их вклад в защищенность бывает крайне проблематичным, поскольку большая часть работ проводится "на глаз" без научной или хотя бы инженерной проработки и без учета накопленного опыта. Также немаловажным является то, что подобные "модернизации" очень отличаются одна от другой ввиду различия условий, имеющихся возможностей и материалов при каждой из модернизаций. Таким образом, эффективность подобных "улучшений" крайне сомнительна. При этом следует отметить, что такие решения обычно приводят к существенному увеличению массы машины, изменению ее инерционных и масс-центровочных характеристик. Также повышается нагрузка на двигатель, трансмиссию, ходовую. Это приводит к существенным потерям в подвижности, маневренности, ресурсе.

При использовании некоторых материалов, особенно в середине корпуса, резко повышается пожарная опасность (при стрельбе противником бронебойно-зажигательно-трассирующими пулями). Как следствие получается не очевидное и не всегда реальное улучшение защищенности при существенном ухудшении иных характеристик.

**Заключение.** Каждый из предложенных подходов имеет свои преимущества и недостатки. Некоторые подходы (активная или динамическая защита) требуют серьезных исследований, адаптации и выпуска новых образцов для возможности использования на ЛБМ, кроме того, они решают лишь малую часть проблем. Другие (дополнительное "навесное" бронирование с помощью композитных и металлических материалов повышенной прочности, твердости, вязкости) могут решить большую часть проблем. Но и они требуют определенной проработки с целью поиска наиболее рациональных схем и способов подобного бронирования.

Все варианты дополнительного бронирования кроме позитивных эффектов (увеличения уровня защищенности) приводят к некоторому снижению уровня мобильности и повышению нагрузки на элементы машины. Перед проведением модер-

низации необходимо подобрать рациональные схемы бронирования так, чтобы максимизировать эффективность защиты и минимизировать негативные явления.

Подобная задача является противоречивой и требует проведения большого числа как натуральных, так и численных экспериментов. Подобные работы будут объектом последующих исследований. Текущее развитие универсальных САД-систем позволяет без проблем проводить многовариантные исследования про изменение масс-инерционных характеристик в зависимости от типа и параметров дополнительного бронирования. Что касается вопросов защищенности, то современный уровень вычислительной механики позволяет проанализировать данный вопрос "виртуально", однако для повышения адекватности необходимо проведение экспериментов по определению физико-механических характеристик используемых материалов. Поэтому на первом этапе будет более рациональным ограничиться натурными экспериментами и справочными пособиями.

**Список литературы:** 1. Машины гусеничные военные. Типы / Термины и определения : ГОСТ В 21794-76. – [Действующий от 1977-07-01]. – Изд. оф.- М.: Государственный комитет по стандартам, 1977 – С.16. 2. *Лосик О.А.* Танки (Основы теории, конструкции и боевой эффективности). Книга первая: Учебник – Издание академии / О.А. Лосик – М.: Военная орд. Ленина и Окт. рев-ни Красноз. ак-я бронетанк. войск им. маршала Советского Союза Малиновского Р.Я., 1983 – С. 38-40. 3. *Анипко О.Б.* Концептуальное проектирование объектов бронетанковой техники: монография / Анипко О.Б., Борисюк М.Д., Бусяк Ю.М. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2008 – С.33-40. 4. Комплексный подход к модернизации корпусов легкобронированных машин с использованием современных программных комплексов / Васильев А.Ю., Мартыненко А.В., Шаталов О.Е. [и др.] // Праці Таврійської державної агротехнічної академії: Вип. 26. – 2005. – С.169-174. 5. *Пономарев, Е.П.* К вопросу о проведении многовариантного анализа динамики поведения корпуса МТ-ЛБ при одиночном выстреле / Пономарев Е.П., Васильев А.Ю. // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2005. – №53. 6. <http://xtz.ua>. 7. <http://uos.ua/produktsiya/bronetehnika/62-bronetransporter-btr-4>. 8. <http://morofovkmdb.com/rus/body/btr4.php>. 9. <http://ru.tsn.ua/zbroya/voennyepoluchili-novuyu-partiyu-modernizirovannoy-tehniki-istrebiteli-tanki-i-bmp-404118.html>. 10. <http://ru.tsn.ua/ukrayina/ukrainskaya-amniya-poluchila-okolo-tyssyachi-edinic-modemizirovannoy-tehniki-402310.html>. 11. <http://rian.com.ua/analytics/20141002/357747490.html>. 12. [http://shron.chtyvo.org.ua/Viisko\\_Ukrainy/2011\\_N02\\_128.pdf](http://shron.chtyvo.org.ua/Viisko_Ukrainy/2011_N02_128.pdf). 13. [http://www.mil.gov.ua/content/files/whitebook/WB\\_2013.pdf](http://www.mil.gov.ua/content/files/whitebook/WB_2013.pdf). 14. [http://www.ukrinform.ua/nos/news/rossiya\\_postavlyat\\_na\\_donbass\\_noveyshee\\_ozugie\\_probi-vayushchee\\_lyubie\\_bronegileti\\_vsu\\_1671725](http://www.ukrinform.ua/nos/news/rossiya_postavlyat_na_donbass_noveyshee_ozugie_probi-vayushchee_lyubie_bronegileti_vsu_1671725). 15. Математическое представление построения трехмерных тактических диаграмм с учетом движения и изменения ориентации корпуса бронированной машины в пространстве / *Шаталов О.Е., Ларин А.Ю., Васильев А.Ю.* [и др.] // Вестник НТУ "ХПИ". Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2005. – Вып. 53. – С.152-161. 16. *Гребеник А.Н.* Состояние и перспективы повышения защищенности армейских автомобилей многоцелевого назначения / А.Н. Гребеник, С.А. Стукота // Артиллерийское и стрелковое вооружение. – К.: НТЦ АСВ, 2005. – Вып. № 2. – С. 37-43. 17. *Васильев А.Ю.* Моделирование физико-механических процессов в корпусах легкобронированных машин: подходы, модели, эффекты. / А.Ю. Васильев, С.Т. Бруль, Н.А. Ткачук, И.Н. Карапейчик // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПИ", 2011. – № 1. – С. 66 - 73. 18. *Григорян В.А.* Защита танков / Григорян В.А., Юдин Е.Г., Терехин И.И. [и др.]. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007 – С.127-130, 142-145. 19. *Четков И.Б.* Обзор современных мер по обеспечению непоражаемости современных танков от тандемныхкумулятивных и кинетических ПГС / Состояние и перспективы усиления защищенности современных танков [Электронный Ресурс]. – Режим доступа до журналу: [http://btv.narod.ru/1/armor\\_72\\_80\\_84/armor\\_72\\_80\\_84.htm](http://btv.narod.ru/1/armor_72_80_84/armor_72_80_84.htm). 20. <http://rus.postimees.ee/186239/policija-poluchit-poderzhannye-bronezhilyety>. 21. Захист легкоброньованої техніки: проблеми та перспективи підвищення бронзахисту / *Грищенко Г.Д., Степанов С.С., Слюсаренко О.І.* [та ін.] // Вісник НТУ "ХПИ". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2007. – Вып. 4. – С.44-54. 22. Общие подходы к оценке и обеспечению защищенности бронекорпусов легких по массе машин / *Бусяк Ю.М., Ткачук Н.А., Васильев А.Ю.* [и др.] // Інтегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ "ХПИ", 2014. – Вып. 3. – С.154-163. 23. <http://topwar.ru/21708-desant-na-brone-pochemu-nikto-ne-dovyeryaet-otechestvennym-btr.html>.

**Bibliography (transliterated):** 1. Mashiny gusenichnye voennye. Tipy / Terminy i opredeleniya: GOST V 21794-76. – [Dejstvujushhij ot 1977-07-01]. – Izd. of.- Moscow: Gosudarstvennyj komitet po standartam, 1977 – P. 16. 2. *Losik O.A.* Tanki (Osnovy teorii, konstrukcii i boevoj jeffektivnosti). Kniga pervaja: Uchebnik – Izdanie akademii / O.A. Losik –

Moscow: Voennaja ord. Lenina i Okt. rev-ii Krasnoz. ak-ja bronetank. vojsk im. marshala Sovetskogo Sojuza Malinovskogo R.Ja., 1983 – P. 38-40. **3.** *Anipko O.B.* Konceptual'noe proektirovanie ob'ektov bronetankovoj tekhniki: monografija / Anipko O.B., Borisjuk M.D., Busjak Ju.M. – Kharkov: NTU "KhPI", 2008 – P. 33-40. **4.** Kompleksnyj podhod k modernizacii korpusov legkobronirovannyh mashin s ispol'zovaniem sovremennyh programmyh kompleksov / *Vasil'ev A.Ju., Martynenko A.V., Shatalov O.E.* [i dr.] // Praci Tavrijs'koj derzhavnoj agrotekhnichnoj akademii. Vol. 26. – 2005. – S.169-174. **5.** *Ponomarev E.P.* K voprosu o provedenii mnogovariantnogo analiza dinamiki povedeniya korpusa MT-LB pri odinocnom vystrele / Ponomarev E.P., Vasil'ev A.Ju. // Vestnik NTU "HPI". – Kharkov: NTU "HPI", 2005. – No 53. **6.** <http://xtz.ua>. **7.** <http://uos.ua/produksiya/bronetehnika/62-bronetransporter-btr-4>. **8.** <http://morozovkmdb.com/rus/body/btr4>. php. **9.** <http://ru.tsn.ua/zbroja/voennye-poluchili-novuyu-partiyu-modernizirovannoy-tehniki-istrebiteli-tanki-i-bmp-404118>. html. **10.** <http://ru.tsn.ua/ukrayina/ukrainskaya-armiya-poluchilaokolotsyachi-edinic-modemi-zirovannoy-tehniki-402310>. html. **11.** <http://rian.com.ua/analytics/20141002/357774790.html>. **12.** [http://shron.chtyvo.org.ua/Viisko\\_Ukrainy/2011\\_N02\\_128.pdf](http://shron.chtyvo.org.ua/Viisko_Ukrainy/2011_N02_128.pdf). **13.** [http://www.mil.gov.ua/content/files/whitebook/WB\\_2013.pdf](http://www.mil.gov.ua/content/files/whitebook/WB_2013.pdf). **14.** <http://www.ukrinform.ua/rus/news/rossiya-postavlyaet-na-donbass-noveyshee-orugie-probi-vayushchee-lyubie-bronegileti-vsju-1671725>. **15.** Matematicheskoe predstavlenie postroeniya trehmyh takticheskikh diagram s uchetom dvizheniya i izmeneniya orientacii korpusa bronirovannoj mashiny v prostranstve / *Shatalov O.E., Larin A.Ju., Vasil'ev A.Ju.* [i dr.] // Vestnik NTU "KhPI". Tem. vyp.: Mashinovedenie i SAPR. – Kharkov: NTU "HPI", 2005. – Vol. 53. – P.152-161. **16.** *Grebenik A.N.* Sostojanie i perspektivy povysheniya zashhishhennosti armejskikh avtomobilej mnogocelevogo naznacheniya / A.N. Grebenik, S.A. Stukota // Artillerijskoe i strelkovoe vooruzhenie. – Kiev: NTC ASV, 2005. – Vol. 2. – P. 37-43. **17.** *Vasil'ev A.Ju.* Modelirovanie fiziko-mehaničeskikh processov v korpusah legkobronirovannyh mashin: podhody, modeli, jeffekty. / A.Ju. Vasil'ev, S.T. Brul', N.A. Tkachuk, I.N. Karapejchik // Mehanika ta mashinobuduvannya. – Kharkov: NTU "KhPI", 2011. – No 1. – P. 66 - 73. **18.** *Grigorjan V.A.* Zashhita tankov / Grigorjan V.A., Judin E.G., Terehin I.I. [i dr.]. – Moscow: Izd-vo MGTU im. N.Je. Bauman, 2007 – P.127-130, 142-145. **19.** *Chepkov I.B.* Obzor sovremennyh mer po obespečeniju neporazhaemosti sovremennyh tankov ot tandemnyh kumulativnyh i kinetičeskikh PTS / Sostojanie i perspektivy usileniya zashhishhennosti sovremennyh tankov [Elektronnij Resurs]. – Rezhim dostupu do zhumalu: [http://btvt.narod.ru/armor/72\\_80\\_84/armor\\_72\\_80\\_84.htm](http://btvt.narod.ru/armor/72_80_84/armor_72_80_84.htm). **20.** <http://rus.postimees.ee/186239/policija-poluchit-poder-zhannye-bronezhilety>. **21.** Zakhyst lehkobronirovanyh tekhniki-ky: problemy ta perspektivy pidvyshchennya bronezakhystu / *Hrytsenko H.D., Stepanov S.S., Shlyusarenko O.I* [ta in.] // Visnyk NTU "KhPI". – Kharkov: NTU "KhPI", 2007. – Vol. 4. – P. 44-54. **22.** Obshhie podhody k ocenke i obespečeniju zashhishhennosti bronekorpusov legkih po masse mashin / *Busjak Ju.M., Tkachuk N.A., Vasil'ev A.Ju.* [i dr.] // Integrovani tehnologii ta energoberezhennja. – Kharkov: NTU "KhPI", 2014. – Vol. 3. – P.154-163. **23.** <http://topwar.ru/21708-desant-na-brone-pochemu-nikto-ne-doveryaet-otechestvennym-btr.html>.

*Поступила (received) 05.05.2015*

УДК 519.2:621.658.512

**А.Ю. ВАСИЛЬЕВ**, к.т.н, ст.н.с. каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";  
**М.Н. БЕРЕЗИН**, ст. гр. ТМ-80БС НТУ "ХПИ";  
**Ю.К. ВАСИЛЬЕВ**, ст. препод. каф. физ. воспитания НТУ "ХПИ"

## СОЗДАНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ СЕНДВИЧ-ПАНЕЛЕЙ И ИССЛЕДОВАНИЕ ИХ ЖЕСТКОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

В статье рассматривается вопрос соотношения весовых, жесткостных и прочностных характеристик различных типов сендвич-панелей по сравнению с аналогичными гомогенизированными. Анализируется характер изменения основных характеристик от параметров конструкции. Показано, что использование сендвич-панелей может привести к существенной экономии массы и снижению материалоемкости по сравнению с гомогенными пластинами при сохранении того же уровня жесткости. Экономия массы может достигать 60%. Для рациональных вариантов понижение уровня напряжений колеблется в пределах 25-65% для эквивалентных по весу конструкций, и повышение – на 25-35% для эквивалентных по жесткости.

© А.Ю. Васильев, М.Н. Березин, Ю.К. Васильев, 2015

**Ключевые слова:** метод конечных элементов, сэндвич-панели, анализ напряженно-деформированного состояния, эквивалентная толщина, эквивалентная жесткость, гомогенная пластина

**Введение.** Перед конструкторами различного оборудования и изделий все чаще и чаще стоит вопрос об уменьшении проектной массы изделия. Особенно остро данный вопрос стоит в случае, если разрабатываемые конструкции не являются стационарными. Абсолютное большинство транспортных средств специального назначения: железнодорожный транспорт (тепловозы, электровозы, вагоны), морской транспорт (сухогрузы, суда), авиация (самолеты, цистерны аэродромных заправщиков), военные машины (легкобронированная техника) имеет большое количество тонкостенных пластин и оболочек, которые являются элементами несущей конструкции или обшивки. Вопрос уменьшения их массы неоднократно поднимался во многих работах [1-4]. Одним из вариантов решения задачи уменьшения массы без ухудшения жесткостных и прочностных характеристик является замена гомогенизированных пластин на различные сэндвич-панели. Исследованию возможности подобной замены и посвящена данная статья.

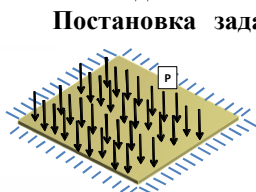


Рисунок 1 – Нагружение и закрепление

**Постановка задачи.** Рассматриваются пластины с геометрическими размерами 1x1 м, жестко закрепленные по контуру под действием распределенного давления (рисунок 1) величиной 1000 Па. В статье рассмотрены следующие пластины: гомогенизированная стальная пластина толщиной 4-30 мм (рисунок 2, а); сэндвич-панель, составленная из двух гомогенизированных стальных пластин, расположенных одна над другой без зазора с толщинами 2-20 мм каждая (рисунок 2, б); сэндвич-панель, составленная из двух гомогенизированных стальных пластин с толщинами 2-10 мм и промежуточным слоем (промежуточный слой может выполняться из различных материалов с модулем упругости 2Е7-2Е11, его толщина варьируется в пределах 2-50 мм

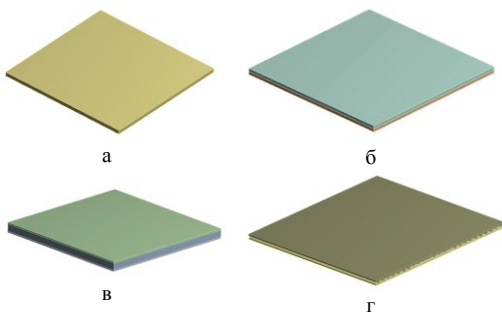


Рисунок 2 – Варианты исполнений:

а – одна пластина; б – две пластины;  
в – трехслойный сэндвич; г – пластины с ребрами

рируется в пределах 2-50 мм (рисунок 2, в); сэндвич-панель, составленная из двух гомогенизированных стальных пластин с толщинами 2-10 мм, соединенных вертикальными ребрами, расстояние между пластинами 5-20 мм, толщина ребер 1-10 мм (ребра выполнены из стали с теми же характеристиками, что и основные пластины (рисунок 2, г).

**Задача исследований** – проанализировав поведение параметрических моделей под действием описанного варианта нагружения, определить для сэндвич-панелей аналогичные с точки зрения жесткости гомогенизиро-

ванные пластины и возможную эффективность с точки зрения снижения массы. Также необходимо определить коэффициент концентрации напряжений – изменение уровня напряжений по сравнению с эквивалентными.

**Метод решения.** Для получения напряженно-деформированного состояния (НДС) был использован метод конечных элементов (МКЭ) [5]. Ввиду простоты геометрических моделей было принято строить их непосредственно в той же системе, в которой будет производиться дальнейший расчет – Ansys Workbench 15. Геометрические модели строили в твердотельной постановке для разбишки на объемные конечные элементы (КЭ) типа Solid-shell, и в поверхностной постановке для разбиения на оболочечные КЭ типа Shell. Расчетные модели показаны на рисунке 3. Использование элементов типа Solid-shell позволяет существенно уменьшить размерность задачи по сравнению с обычными Solid-элементами за счет отсутствия необходимости мельчить КЭ сетку для достижения нужного количества элементов по толщине (2-4).

Варианты фиксации боковых поверхностей пластин показаны на рисунке 4. Давление прикладывалось только к верхней грани сэндвич-пластины, закрепление осуществлялось по всем боковым кромкам для пластинчато-оболочечных конструкций и по всем боковым граням для конструкций, разбитых на объемные КЭ. В связи с тем, что в задачах происходит варьирование множества параметров в широких пределах, имеет смысл перечислить все рассчитанные варианты.

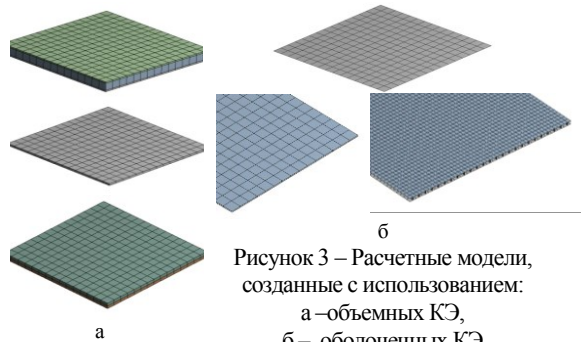


Рисунок 3 – Расчетные модели, созданные с использованием:

- а – объемных КЭ,
- б – оболочечных КЭ

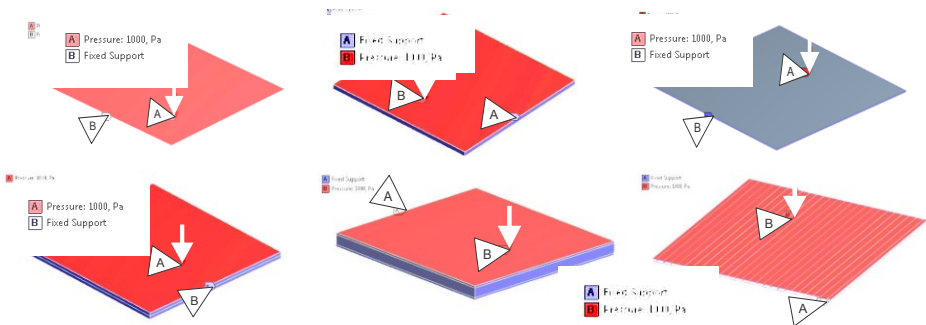


Рисунок 4 – Способ задания граничных условий

**Результаты.** По результатам проведения многовариантных расчетов на параметрических моделях были получены картины распределения напряжений и деформаций. Для варианта сэндвич-панели, описанного в варианте № 2, были также

получены распределения контактных давлений. Можно отметить, что:

- общий характер НДС похож для обоих вариантов постановки с использованием объемных и пластинчато-оболочечных элементов (рисунки 5, 6);
- общий характер НДС качественно похож для всех типов конструкций (рисунки 7, 8), хотя и имеет ряд особенностей, наиболее выраженных в варианте №4, за счет наличия локальных скачков жесткости в местах расположения ребер (рисунк 9).

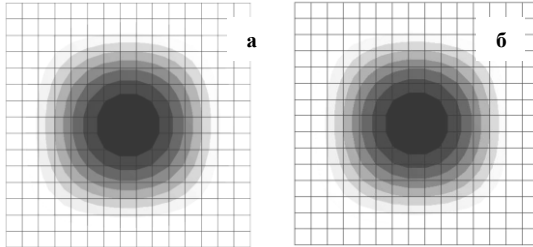


Рисунок 5 – Сравнение картин распределения перемещений для различных вариантов постановки:

- а – деформации в твердотельной постановке;
- б – деформации в оболочечной постановке

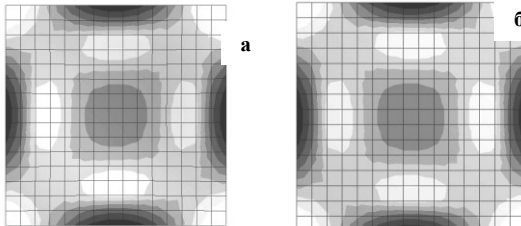


Рисунок 6 – Сравнение картин распределения напряжений для различных вариантов постановки:

- а – напряжения в твердотельной постановке;
- б – напряжения в оболочечной постановке

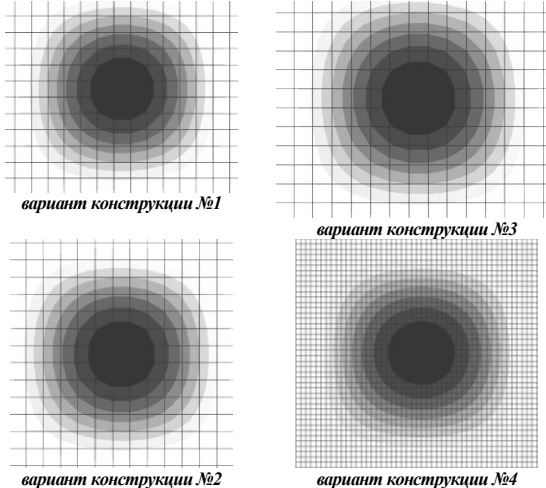


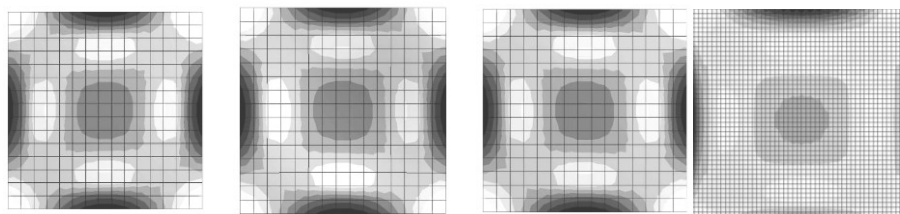
Рисунок 7 – Картины распределения перемещений для разных типов конструкции

В связи с этим при демонстрации картин распределения напряженно-деформированного состояния (НДС) можно ограничиться картинками, показанными на рисунках 6-10, а основные результаты представить в табличном виде (таблицы 1-4, принятые обозначения:  $w_{\max}$  – максимальный прогиб (мкм),  $\sigma_{экв}^{\max}$  – максимальные эквивалентные напряжения (МПа),  $t$  – толщина пластины). В таблице 3 обозначения "мат.1", "мат.2" и "мат.3" подразумевают использование в качестве прослойки материалов со следующими характеристиками:

мат.1 – модуль упругости –  $2 \times 10^7$  Па; плотность –  $1200 \text{ кг/м}^3$  (пенопласт); мат.2 –



модуль упругости –  $3,2 \times 10^9$  Па; плотность –  $1060 \text{ кг/м}^3$  (полистирол); мат.3 – модуль упругости –  $2 \times 10^{11}$  Па; плотность –  $7800 \text{ кг/м}^3$  (сталь).



вариант конструкции №1

вариант конструкции №2

вариант конструкции №3

вариант конструкции №4

Рисунок 8 – Картины распределения напряжений для разных типов конструкции

Таблица 1 – Результаты НДС для 1-го типа конструкции

$t$ , м	$w_{\max}$ , мкм	$\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\max}$ , МПа	Масса конструкции, кг	Толщина, м	$w_{\max}$ , мкм	$\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\max}$ , МПа	Масса конструкции, кг
0.004	1060	12,88	31,4	0,012	39,3	1,43	94,2
0.005	543	8,24	39,25	0,014	24,8	1,05	109,9
0.006	314	5,72	47,1	0,016	16,6	0,81	125,6
0.007	198	4,21	54,95	0,02	8,53	0,52	157
0.008	133	3,22	62,8	0,025	4,38	0,33	196,25
0.009	93,1	2,54	70,65	0,03	2,55	0,23	235,5
0.01	67,9	2,06	78,5				

Таблица 2 – Результаты НДС для 2-го типа конструкции

Номер варианта	$t$ , м		$w_{\max}$ , м	$\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\max}$ , МПа	Масса конструкции, кг
	нижней	верхней			
1	0,002	0,002	4240	25,76	31,4
2	0,002	0,005	510	7,75	54,95
3	0,002	0,01	67,4	2,04	94,2
4	0,002	0,02	8,52	0,52	172,7
5	0,005	0,002	510	7,75	54,95
6	0,005	0,005	271	4,12	78,5
7	0,005	0,01	60,3	1,83	117,75
8	0,005	0,02	8,4	0,51	196,25
9	0,01	0,002	67,4	2,04	94,2
10	0,01	0,005	60,3	1,83	117,75
11	0,01	0,01	33,9	1,03	157
12	0,01	0,02	7,58	0,46	235,5
13	0,02	0,002	8,52	0,52	172,7
14	0,02	0,005	8,4	0,51	196,25
15	0,02	0,01	7,58	0,46	235,5
16	0,02	0,02	4,26	0,26	314

**Анализ результатов.** Сводные результаты для конструкции из одной стальной пластины показаны на рисунке 10, для массы (рисунок 11, а), величины макси-

мальных прогибов (рисунок 11, б), величины максимальных напряжений (рисунок 11, в). Также на графиках приведены уравнения, которые описывают зависимость веса и НДС от толщины пластины. Эти же уравнения приведены ниже:

$$f(x) = 7 \cdot 10^{-11} x^{-2.994}; f(x) = 7850x; f(x) = 207.73 \cdot x^{-1.998}.$$

Рисунок 9 – Картины локальных концентраций напряжений для сэндвич-панелей с промежуточными ребрами

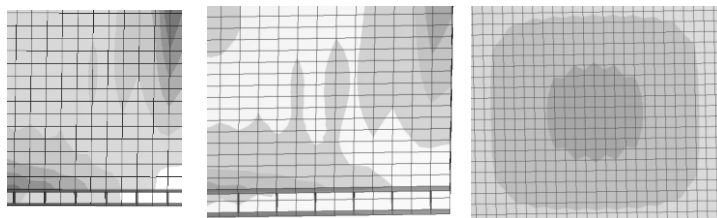


Таблица 3 – Результаты НДС для 3-го типа конструкции

Номер варианта	$t$ , мм	$W_{\max}$ , мкм			$\sigma_{\text{экв}}^{\max}$ , МПа			Масса конструкции, кг		
	Нижняя/Верхняя/Средняя	Мат. 1	Мат. 2	Мат. 3	Мат. 1	Мат. 2	Мат. 3	Мат. 1	Мат. 2	Мат. 3
1	2/2/2	1060	852	944	10,6	8,9	9,4	14,96	33,52	47
2	2/2/3	1060	685	746	10,5	7,6	7,4	16,16	34,58	54,8
3	2/2/4	4020	574	847	24,8	6,7	10,3	17,36	35,64	62,6
4	2/2/5	3950	438	481	24,5	5,4	7,3	18,56	36,7	70,4
5	2/2//10	3490	159	66,8	22,3	2,4	2,0	24,56	42	109,4
6	2/2//20	2460	47,4	8,51	17,0	0,9	0,5	36,56	52,6	187,4
7	2/2/30	1670	22	2,55	12,6	0,5	0,2	48,56	63,2	265,4
8	2/2/40	1160	12,6	1,09	9,5	0,3	0,1	60,56	73,8	343,4
9	2/2/50	840	8,12	0,565	7,3	0,2	0,1	72,56	84,4	421,4
10	5/5/2	70,5	69,1	69,9	1,8	1,7	1,7	33,8	80,62	94,1
11	5/5/3	70,5	67,6	68,6	1,8	1,7	1,7	35	81,68	101,9
12	5/5/4	269	130	216	4,1	2,5	3,3	36,2	82,74	109,7
13	5/5/5	269	116	181	4,1	2,3	2,7	37,4	83,8	117,5
14	5/5/10	266	67,8	54,3	4,1	1,6	1,6	43,4	89,1	156,5
15	5/5/20	257	29	8,27	4,0	0,8	0,5	55,4	99,7	234,5
16	5/5/30	244	15,5	2,52	3,8	0,5	0,2	67,4	110,3	312,5
17	5/5/40	228	9,55	1,08	3,7	0,3	0,1	79,4	120,9	390,5
18	5/5/50	212	6,45	0,564	3,5	0,2	0,1	91,4	131,5	468,5
19	10/10/2	9,29	9,25	9,28	0,5	0,5	0,5	65,2	159,12	172,6
20	10/10/3	9,29	9,21	9,26	0,5	0,5	0,5	66,4	160,18	180,4
21	10/10/4	34	25,2	32,9	1,1	0,8	1,0	67,6	161,24	188,2
22	10/10/5	34	24,3	31,9	1,1	0,8	1,0	68,8	162,3	196
23	10/10/10	34	20	22,6	1,1	0,7	0,7	74,8	167,6	235
24	10/10/20	33,9	13,2	6,82	1,1	0,5	0,4	86,8	178,2	313
25	10/10/30	33,8	8,93	2,37	1,1	0,4	0,2	98,8	188,8	391
26	10/10/40	33,6	6,31	1,05	1,1	0,3	0,1	110,8	199,4	469
27	10/10/50	33,4	4,65	0,555	1,1	0,2	0,1	122,8	210	547

Нахождение приведенных выше аналитических зависимостей позволит про-

водить сравнение конструкций № 2-4 с гомогенной пластиной, выбирая эквивалентную пластину по весу или жесткости и сравнивая остальные контрольные параметры с эквивалентной. В таблицах 5-6 приведены результаты подобного сравнения. Некоторые из данных отражены на рисунках 11-13.

Таблица 4 – Результаты НДС для 4-го типа конструкции

Вариант	$t$ , мм		Высота ребер, мм	Толщина ребер, мм	$w_{\max}$ , м	$\sigma_{\text{экв}}^{\max}$ , МПа	Масса конструкции, кг
	нижней	верхней					
1	5	5	5	1	2.42E-05	2.34	79.48
2	5	5	5	2	2.33E-05	1.34	80.46
3	5	5	5	3	2.29E-05	1.32	81.44
4	5	5	5	4	2.28E-05	1.31	82.42
5	5	5	5	5	2.27E-05	1.30	83.41
6	5	5	5	7	2.25E-05	1.29	85.37
7	5	5	5	10	2.24E-05	1.28	88.31
8	5	5	10	1	1.26E-05	1.65	80.46
9	5	5	10	2	1.17E-05	0.90	82.42
10	5	5	10	3	1.14E-05	0.86	84.39
11	5	5	10	4	1.12E-05	0.84	86.35
12	5	5	10	5	1.11E-05	0.83	88.31
13	5	5	10	7	1.10E-05	0.82	92.24
14	5	5	10	10	1.08E-05	0.80	98,12
15	5	5	20	1	8.01E-06	1,28	81,44
16	5	5	20	2	7.25E-06	0,70	84,39
17	5	5	20	3	6.97E-06	0,64	87,33
18	5	5	20	4	6.83E-06	0,62	90,27
19	5	5	20	5	6.73E-06	0,61	93,22
20	5	5	20	7	6.60E-06	0,60	99,11
21	5	5	20	10	6.47E-06	0,58	107,94
22	5	5	20	1	5.72E-06	1,04	82,42
23	5	5	20	2	5.06E-06	0,57	86,35
24	5	5	20	3	4.82E-06	0,51	90,27
25	5	5	20	4	4.69E-06	0,49	94,20
26	5	5	20	5	4.61E-06	0,48	98,12
27	5	5	20	7	4.49E-06	0,47	105,97
28	5	5	20	10	4.37E-06	0,45	117,75

Таблица 5 – Результаты НДС для 2-го типа конструкции

Номер варианта	Экв. толщина, мм	Экв. масса, кг	$\sigma_{\text{экв}}$ , МПа	Экономия массы, кг	Экономия массы, в %	Запас
1	2.48	19.47	33.36	-11.93	-61%	0.77
2	5.03	39.50	8.12	-15.45	-39%	0.95
3	9.89	77.65	2.10	-16.55	-21%	0.97
4	19.74	154.94	0.53	-17.76	-11%	0.97
5	5.03	39.50	8.12	-15.45	-39%	0.95
6	6.22	48.79	5.32	-29.71	-61%	0.77

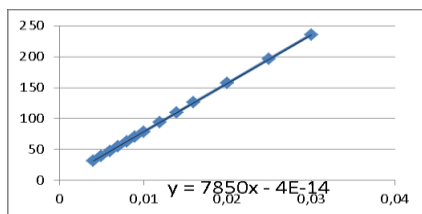
Номер варианта	Экв. толщина, мм	Экв. масса, кг	$\sigma_{\text{экв}}$ , МПа	Экономия массы, кг	Экономия массы, в %	Запас
7	10.27	80.59	1.95	-37.16	-46%	0.94
8	19.83	155.68	0.52	-40.57	-26%	0.97
9	9.89	77.65	2.10	-16.55	-21%	0.97
10	10.27	80.59	1.95	-37.16	-46%	0.94
11	12.44	97.69	1.33	-59.31	-61%	0.78
12	20.52	161.11	0.49	-74.39	-46%	0.94
13	19.74	154.94	0.53	-17.76	-11%	0.97
14	19.83	155.68	0.52	-40.57	-26%	0.97
15	20.52	161.11	0.49	-74.39	-46%	0.94
16	24.88	195.30	0.33	-118.70	-61%	0.77

Таблица 6 – Результаты НДС для 4го типа конструкции

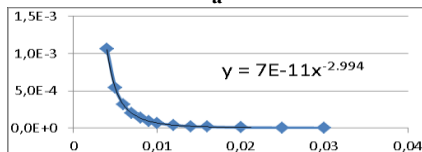
Номер варианта	Экв. толщина, мм	Экв. масса, кг	$\sigma_{\text{экв}}$ , МПа	Экономия массы, кг	Экономия массы, %	Коэф. концентрации
1	13.93	109.33	1.06	29.85	27%	2.21
2	14.10	110.72	1.04	30.26	27%	1.30
3	14.19	111.36	1.02	29.92	27%	1.29
4	14.21	111.53	1.02	29.11	26%	1.28
5	14.23	111.69	1.02	28.28	25%	1.28
6	14.27	112.02	1.01	26.65	24%	1.27
7	14.29	112.19	1.01	23.88	21%	1.27
8	17.32	135.96	0.69	55.50	41%	2.41
9	17.75	139.37	0.65	56.95	41%	1.37
10	17.91	140.58	0.64	56.19	40%	1.33
11	18.01	141.41	0.63	55.06	39%	1.33
12	18.07	141.84	0.63	53.53	38%	1.32
13	18.12	142.27	0.63	50.03	35%	1.30
14	18.23	143.14	0.62	45.02	31%	1.30
15	20.15	158.17	0.51	76.73	49%	2.52
16	20.83	163.52	0.48	79.13	48%	1.48
17	21.11	165.69	0.46	78.36	47%	1.37
18	21.25	166.81	0.46	76.54	46%	1.36
19	21.36	167.64	0.45	74.42	44%	1.35
20	21.49	168.73	0.45	69.62	41%	1.34
21	21.64	169.86	0.44	61.92	36%	1.32
22	22.55	176.99	0.41	94.57	53%	2.58
23	23.49	184.39	0.37	98.04	53%	1.54
24	23.87	187.41	0.36	97.14	52%	1.40
25	24.09	189.13	0.36	94.93	50%	1.39
26	24.23	190.22	0.35	92.10	48%	1.38
27	24.45	191.90	0.35	85.93	45%	1.36
28	24.67	193.65	0.34	75.90	39%	1.34

**Выводы.** Как и предполагалось, использование сэндвич-панелей может привести к существенной экономии массы и снижению материалоемкости по сравнению с гомогенными пластинами при сохранении того же уровня жесткости. Экономия массы может достигать 60%. При этом следует отметить, что обратной стороной снижения веса нередко является повышение уровня напряжений в конструкции. Для рациональных вариантов понижение уровня напряжений колеблется в пределах 25-65% для эквивалентных по весу конструкций и повышение на 25-35% - для эквивалентных по жесткости. Вариант №2 с двумя пластинами, к сожалению, является менее жестким по сравнению с пластиной суммарной толщины, зато приводит к снижению уровня напряжений до 23%.

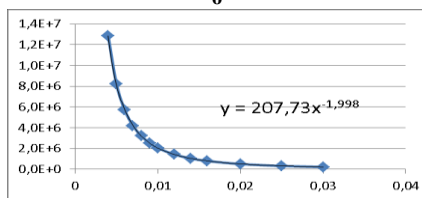
Следует отметить, что для большей адекватности подобных выводов необходимо провести более детальные исследования с различными типами нагружения и закрепления. Это и является направлением дальнейших исследований.



а



б



в

Рисунок 10 – Зависимость контрольных величин от толщины:  
а – вес конструкции; б – максимальный прогиб; в – напряжения

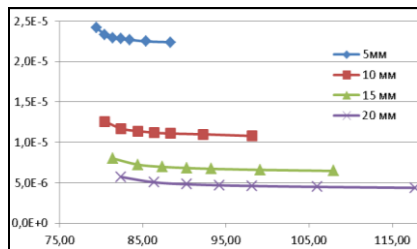


Рисунок 11 – Изменение максимального прогиба в зависимости от веса конструкции при разных значениях высот ребер для варианта №4

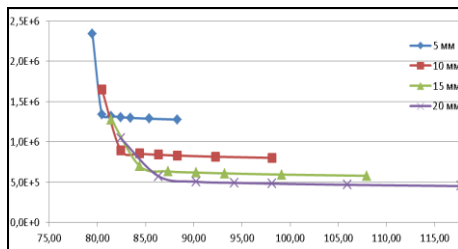


Рисунок 12 – Изменение максимальных эквивалентных напряжений в зависимости от веса конструкции при разных значениях высот ребер для варианта №4

**Список литературы.** 1. *Петроченко В.В., Поспелов В.Е.* Пути экономии черных металлов в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1983. – 160 с. 2. *Еременко С. Ю.* Методы конечных элементов в механике деформируемых тел. – Х.: Основа, 1991. – 272 с. 3. *Пелешко Е.В.* Применение обобщенно-параметрического подхода к анализу корпусов транспортных средств специального назначения // Механiка та машинобудування. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2005. – №1. – С.83-87.4. *Веретельник Ю.В., Миргородский Ю.Я., Пелешко Е.В.,*

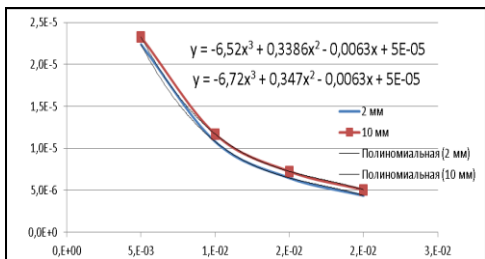


Рисунок 13 – Изменение максимальных эквивалентных напряжений в зависимости от высоты ребер конструкции при разных значениях толщин ребер для варианта №4

naznachenija // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – Kharkov: NTU "KhPI", 2005. – No 1. – P. 83-87. 4. *Veretelnik Ju.V., Mirgorodskij Ju.Ja., Peleshko E.V., Tkachuk N.A.* Parametricheskie modeli jelementov slozhnyh sistem kak osnova postroenija specializirovannyh raschetnyh sistem // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – Kharkov: NTU "KhPI", 2003. – No 1. – P.3-7. 5. *Sabonad'er Zh. Kulon Zh.* Metod konechnykh jelementov i SAPR. – Moscow: Mir, 1989. –190 p.

*Tkachuk N.A.* Parametricheskie modeli jelementov slozhnyh sistem kak osnova postroenija specializirovannyh raschetnyh sistem // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – Kharkiv: NTU „XPI”, 2003. – № 1. – С.3-7. 5. *Sabonad'єr Ж. Кулон Ж.* Метод кінцевих елементів і САПР. – М.: Мир, 1989. –190 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. *Petrochenko V.V., Pospelov V.E.* Puti jekonomii chemyh metallov v mashinostroenii. – Moscow: Mashinostroenie, 1983. – 160 p. 2. *Eremenko S. Ju.* Metody konechnykh jelementov v mehanike deformiruemyh tel. – Kharkov: Osnova, 1991. – 272 p. 3. *Peleshko E.V.* Primenenie obobshheno-parametricheskogo podhoda k analizu korpusov transportnyh sredstv special'nogo

*Postynula (received) 09.06.2015*

УДК 623; 269.072.8

**О.М. КАЛІНІН**, н.с. наук.-досл. лаб. розвитку бронетанк. озбр. та техніки наук.-дослід. від. механіз. і танк. військ Наук. центру Сухопутних військ Академії сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, Львів;

**В.В. КОСТЮК**, с.н.с. наук.-досл. лаб. розвитку бронетанк. озбр. та техніки наук.-дослід. від. механіз. і танк. військ Наук. центру Сухопутних військ Академії сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, Львів;

**П.О. РУСІЛО**, к.т.н., доц., пр.н.с. наук.-досл. лаб. розвитку бронетанк. озбр. та техніки наук.-дослід. від. механіз. і танк. військ Наук. центру Сухопутних військ Академії сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, Львів;

**Ю.В. ВАРВАНЕЦЬ**, н.с. наук.-досл. від. механіз. і танк. військ Наук. центру Сухопутних військ Академії сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів

## СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ НАВЧАЛЬНО-ТРЕНАЖЕРНИХ ЗАСОБІВ ЗА НОМЕНКЛАТУРОЮ БРОНЕТАНКОВОГО ОЗБРОЄННЯ ТА ТЕХНІКИ ДЛЯ МЕХАНІЗОВАНИХ І ТАНКОВИХ ПІДРОЗДІЛІВ СУХОПУТНИХ ВІЙСЬК ЗБРОЙНИХ СИЛ УКРАЇНИ

© О.М. Калінін, В.В. Костюк, П.О. Русіло, Ю.В. Варванець, 2015

Розглянуто проблемні питання щодо існуючого стану та перспектив розвитку навчально-тренажерних засобів (НТЗ) за номенклатурою бронетанкового озброєння та техніки для механізованих і танкових підрозділів сухопутних військ, визначено напрямки розвитку перспективних зразків на найближчі роки. Показано, що Україна спроможна створити сучасні комп'ютерні і тактичні тренажери, різні симулятори, автоматизовані навчальні комплекси. Конструкції перспективних вітчизняних НТЗ, які призначаються для підготовки механіків-водіїв та членів екіпажів танкових і механізованих підрозділів СВ ЗС України, повинні мати модульну будову і відповідати сучасним потребам військ і обґрунтовуватися з врахуванням оптимальних параметрів

**Ключові слова:** екіпажі бойових машин, механізовані і танкові підрозділи, навчально-тренажерні комплекси, навчально-тренувальні засоби, танковий тренажер.

**Вступ. Актуальність.** Досвід сучасних воєнних конфліктів та антитерористична операція на Сході України підтверджують, що роль механізованих і танкових підрозділів сухопутних військ (СВ) у збройному протистоянні є вирішальною, а високі показники ефективності застосування і експлуатації бронетанкового озброєння та техніки (БТОТ) у багатьох випадках визначають загальний результат бою, а також дозволяють вирішувати широкий спектр бойових завдань, що покладаються на підрозділи Сухопутних військ Збройних Сил (ЗС) України. Значне ускладнення конструкції бойової техніки, засобів її застосування у сучасних збройних конфліктах вимагає від військових фахівців високого рівня знань та навичок. У механізованих і танкових підрозділах ЗС України особлива увага приділяється підвищенню рівня практичних навичок водіїв, механіків-водіїв, навідників, навідників-операторів і командирів бойових машин.

У механізованих і танкових підрозділах НАТО багато часу відводиться для занять з особовим складом на новітніх тренажерних системах і навчально-тренувальних засобах (НТЗ), які інтегровані в єдину систему бойової підготовки. Впровадження сучасних НТЗ дозволяє зменшити інтенсивність використання бойової техніки у процесі навчання і водночас – підвищити ефективність вишколу особового складу. У зв'язку із цим розроблення і впровадження сучасних НТЗ у програму бойової і спеціальної підготовки екіпажів машин механізованих і танкових підрозділів і частин Сухопутних військ ЗСУ є актуальним.

**Постановка проблеми.** Аналіз бойового застосування БТОТ в зоні АТО на Сході України показав, що бойові броньовані машини в цілому мають високі бойові та експлуатаційні властивості та живучість конструкції, що дозволяє машині зберегти рухомість під час ураження непотужним протитанковим засобом противника: РПГ-7, мін, фугасів і саморобних вибухових пристроїв.

Результати аналізу технічної та спеціальної підготовки особового складу екіпажів бойових машин механізованих і танкових підрозділів, які приймали безпосередню участь у веденні бойових дій на Сході України, свідчать про низький рівень професійної підготовки членів екіпажів бойових машин, який не відповідає сучасним вимогам і не забезпечує виконання покладених на підрозділи бойових завдань в повному обсязі. У системі бойової підготовки підрозділів СВ ЗС України незначна кількість навчального часу відводиться для занять з особовим складом на навчально-тренажерних засобах у порівнянні із системою бойової підготовки армій країн НАТО. Оскільки рівень укомплектованості сучасними тренажерними засобами

частин і підрозділів СВ ЗСУ є дуже низьким і відзначається технічною недосконалістю, моральним і фізичним старінням. За оцінкою фахівців Центру дослідження армії, конверсії та роззброєння (ЦДАКР) без ретельної та добре організованої підготовки на тренажерах потенціал ОВТ буде використаний лише на 10–15%. Таким чином, слід зазначити, що одним із шляхів удосконалення системи бойової підготовки є впровадження в навчальний процес військовослужбовців сучасних тренажерних систем (СТС). Підготувати фахівця високого рівня із-за відсутності належного фінансування Збройних Сил, нових зразків БТОТ і обмеженого часу на навчання в умовах проведення антитерористичної операції та воєнних конфліктів на Сході України досить проблематично. Такі обставини зумовлюють обґрунтування раціональної номенклатури сучасних НТЗ та укомплектування ними бойових і навчальних підрозділів для підготовки фахівців бронетанкової служби СВ ЗСУ.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Заняття на тренажерах у збройних силах Канади, США, ФРН, Росії, Ізраїлю та Франції є невід'ємною складовою частиною бойової підготовки [1]. Особливе місце у сфері розроблення тренажерів у країнах НАТО займає створення імітаційно-моделюючих комплексів, які імітують бойову обстановку, забезпечують відображення результатів навчально-бойових дій. Практичну користь застосування військових тренажерів було неодноразово підтверджено у всіх останніх локальних збройних конфліктах (Ірак, Югославія, Афганістан). Існуючі військові тренажерні технології охопили практично всі завдання щодо відповідної підготовки військовослужбовців [2-4].

Необхідна теоретична база основ розвитку перспективних НТЗ в ЗС України викладена у фахових виданнях Міністерства оборони [5, 6] та Військово-технічному збірнику Академії сухопутних військ [7-9]. Виокремлено, що рівень використання НТЗ в системі бойової підготовки фахівців автомобільної служби механізованих і танкових підрозділів ЗС України значно відстає від армій інших країн. Розглянуто існуючий стан забезпечення механізованих і танкових підрозділів СВ ЗС України новітніми тренажерними системами та визначено їх безпосередній вплив на рівень бойової підготовки в умовах бюджетного обмеження. Запропоновано структуру досліджень щодо визначення раціональної номенклатури НТЗ відповідно завданням, які вони вирішують для підготовки фахівців автомобільної та бронетанкової служби. У роботі [10] розглянуті проблемні питання існуючого стану та перспектив розвитку НТЗ для підготовки екіпажів машин механізованих і танкових підрозділів, визначено загальні напрямки розвитку перспективних зразків на найближчі роки. Провідні вчені у галузі тренажерного будівництва у своїх наукових роботах обґрунтовано довели необхідність та актуальність проведення невідкладних заходів щодо впровадження новітніх тренажерних систем навчання у програму бойової підготовки фахівців збройних сил з подальшим її інтегруванням у єдину систему навчання. Достатньо уваги акцентовано на застосування в процесі навчання фахівців механізованих і танкових підрозділів тренажерних засобів, які об'єднані у єдину комплексну систему з метою визначення їх безпосереднього впливу на рівень навченості особового складу. Базовою основою стратегії модернізації, розроблення та впровадження в систему професійної підготовки особового складу танко-



вих і механізованих підрозділів і частин сучасних НТЗ повинні стати комп'ютерні технології, тренажерно-моделювальні комплекси та системи [6, 9, 10, 11].

В указаних роботах основна увага акцентована на тому, що підготовка військовослужбовців із використанням тренажерів стає основним з атрибутів в професійній підготовці майже всіх категорій військових спеціалістів. Також недостатньо висвітлена проблема щодо стану та перспектив розвитку навчально-тренажерних засобів за номенклатурою бронетанкового озброєння та техніки для механізованих і танкових підрозділів СВ ЗС України.

**Метою статті** є визначення стану та обґрунтування перспектив розвитку НТЗ на основі аналізу сучасного стану за номенклатурою бронетанкового озброєння та техніки для механізованих і танкових підрозділів СВ ЗС України.

**Виклад основного матеріалу.** Аналіз системи військового навчання особового складу сухопутних військ розвинутих у воєнному відношенні провідних країн світу свідчить про тенденцію подальшого скорочення використання бойової техніки для фахової підготовки особового складу, впровадження у навчання нових форм і методів з використанням тренажерів, НТЗ та навчально-тренажерних комплексів (НТК).

В арміях країн НАТО спостерігається тенденція використання комплексних тренажерів, які на відміну від спеціалізованих (індивідуальних), що призначені для набуття курсантами певних навиків, дозволяють проводити підготовку фахівців у складі екіпажів (розрахунків), взводів, роти та інших підрозділів, а також виконувати увесь обсяг їх функціональних обов'язків. У танкових тренажерах макет кабіни механіка-водія обладнується електронним пристроєм. До його складу входять: обчислювач, гідравлічна система, макет місцевості з рухомою телевізійною камерою. В обчислювачі запрограмовані показники ходових властивостей танка, характеристики двигуна, моменти інерції, опір руху для різних ділянок доріг, коливання підвіски. Зображення місцевості курсант бачить на екрані телевізійної установки. Завдяки зображенню місцевості, що рухається, імітації шуму двигуна і гусеничних стрічок, а також коливань кабіни створюється ефект руху танка.

Американський тренажер I.E.D. Battle Drill використовують у США для підготовки водіїв бойових броньованих машин до руху по гірським дорогам Афганістану. Програмне забезпечення цього тренажера моделює різного роду військові дії. Гідравлічна система дозволяє імітувати рух по пересіченій місцевості, по дорогах з вибоїнами і воронками. Високоякісні екрани тренажера відображають високо деталізований ландшафт, який подібний ландшафту Афганістану, на якому можна розглянути навіть дрібні деталі, листки на зачахлих кущах і дрібний щебінь на узбіччі дороги. Цей тренажер є одним з прикладів, як Пентагон намагається використовувати високі інформаційні технології для підготовки водіїв до реальних бойових дій, під час яких використовуються абсолютно примітивні технології саморобних вибухових пристроїв. Армійський броньований автомобіль "Хаммер" рухається по кам'янистій гірській дорозі, сонячне світло освітлює засніжені вершини далеких гір. Несподівано звуки автоматних черг і спалахи пострілів розривають тишу, сповіщаючи про засаду. Несподіваний вибух підкидає "Хаммер", розвертає його поперек дороги, у повітря піднімається хмара диму і пилу, що повільно осідає. Все це

абсолютно типова ситуація, з якою досить часто доводиться зустрічатися американським військам під час ведення бойових дій в Афганістані [12].

У сухопутних військах Німеччини є більше 2000 сучасних електронних тренажерів, які призначені для проведення занять і тренувань з вогневої і тактико-спеціальної підготовки, дуельних тренувань, імітації вогневих засобів тощо. Сучасні німецькі тренажерні системи застосовуються в комплексі з потужними комп'ютерними системами для проведення необхідних розрахунків та відображення обстановки на екрані монітору, які спроможні відслідковувати всі переміщення і дії кожного конкретного учасника навчань, будь-то окремий солдат, бойова машина, артилерійська система, бойовий літак або корабель разом з відповідними системами озброєння.

Ізраїльська Компанія Elbit Systems поставила протягом першого кварталу 2013 року тренажер ADT (Armored Driving Trainer – тренажер водіння броньованої техніки), який встановлено на рухомій платформі з 6 ступенями свободи. Тренажер використовується під час підготовки водіїв у широкому діапазоні бойових і небойових сценаріїв, а також в різних погодних і важких польових умовах, створюючи при цьому практичні життєві ситуації, такі як водіння під вогнем противника або на небезпечних схилах. Він мобільний, масштабний і модульний, має мультиплатформну підтримку та зручний мережевий інтерфейс [13].

Комплекс тренажеру екіпажу БМП-2 типу ТК-675 (Республіка Білорусь) призначений для навчання і тренування членів екіпажу БМП-2 у складі командира, навідника-оператора і механіка-водія під час підготовки до стрільби з озброєння БМП-2, ведення вогню з нього під час виконання вправ згідно Курсу стрільб бойових і спеціальних машин сухопутних військ всіма типами боеприпасів без їх витрати, відпрацювання техніки водіння у складних умовах місцевості, без витрати ПММ і моторесурсів. Мінімальна площа розміщення – 12 м<sup>2</sup>, час готовності до роботи – не більше ніж 10 хв. Конструкція тренажера типу КТ-675 заснована на імітації дій екіпажу БМП-2 під час підготовки озброєння до використання, стрільби, водіння машини. Тренажер забезпечує систему імітації звуку роботи двигуна, стрільби, вибухів і механізмів бойової машини, а також зв'язок між курсантом та інструктором. Внутрішня частина кабіни механіка-водія і башти максимально відповідає реальній БМП-2, зокрема особливо органів керування, приладів спостереження і прицілювання, комплексу озброєння і контрольно-виміральної апаратури. Зображення місцевості та об'єктів, що знаходяться на ній, у приладах спостереження і прицілювання курсантів ідентичні з зображеннями, які отримують за допомогою приладів спостереження і прицілювання, якими оснащені реальні зразки озброєння, з врахуванням імітованого місцеположення і просторової орієнтації курсанта на місцевості.

У Російській Федерації у навчальний процес підготовки фахівців механізованих і танкових військ міцно увійшли напівнатурні НТЗ, які створені на основі сучасних досягнень мікроелектроніки та інформаційних технологій. У 2006 році в Російській Федерації на базі восьми великих підприємств було створено потужне ВАТ "Тренажерные системы", яке у своїй структурі об'єднало усі творчі сили та виробничі можливості. Завдання цієї компанії чітко визначено: одночасно з розро-

бленням нових видів озброєння розробляти під них НТЗ.

Новітній мобільний комплексний тренажер екіпажу танка Т-90А – МКТ-188А (випуск 2012 р.) призначений для навчання та тренування екіпажу танка Т-90 та його модифікацій. Програмне забезпечення тренажера МКТ-188А дозволяє відтворювати тактичну обстановку будь-якої складності. Воно формує віртуальний бойовий простір, у якому здійснюється моделювання збройного протистояння з врахуванням пори року і часу доби, стану погодних умов, географічних і кліматичних характеристик району тренування. Мінімальна потрібна площа для розміщення – не менше ніж 20 м<sup>2</sup>, готовність до занять після вмикання – не більше ніж 10 хв., тривалість безперервної роботи – не менше ніж 6 год., маса тренажера в зборі – не більше ніж 5500 кг. Унікальність даного тренажера полягає у можливості одночасної підготовки всього екіпажу танка – командира, навідника і механіка-водія. Він дозволяє створювати реальну картину бою, одночасно показує до 15 різних мішеней (танки, БМП, САУ тощо) на дальності від 100 до 4 тис. м, які рухаються зі швидкістю до 60 км/год [14, 15].

У ЗС Російської Федерації для підготовки екіпажів танків Т-72У використовуються декілька тренажерів екіпажів танків Т-72.

Комплексний статичний тренажер вогневої і тактичної підготовки екіпажів танків Т-72 (виробник 195 ЦЗУПО, м. Бронниці) дозволяє відпрацьовувати навчальні тактичні та вогневі завдання у складі взводу.

Тренажер екіпажу танка Т-72 (виробник фірма "ЛОГОС", м. Москва і "Муром-тепловоз", м. Муром) дозволяє проводити підготовку особового складу екіпажів танків Т-72. Комплексний тренажер екіпажу танка Т-72 (виробник СООО "Віртуальні технології") дозволяє проводити підготовку особового складу екіпажів танків Т-72. Він призначений для навчання та удосконалення навиків погодженого виконання тактико-вогневих завдань екіпажем танка Т-72 у будь-яких погодних умовах, пори року і часу доби, без витрати моторесурсів і пально-мастильних матеріалів. Тренажер встановлюється стаціонарно в навчальній аудиторії. Площа розміщення – не менше ніж 40 м<sup>2</sup>, маса тренажера – не більше ніж 2000 кг.

На російському тактичному тренажері "Комбат" бійці можуть вчитися воювати в умовах віртуальної реальності. Перед початком заняття комп'ютер генерує поле битви. Його площа може складати до 50000 км<sup>2</sup>. Офіцери розставляють сили віртуального противника, визначають його тактику. Під час самого бою силами противника керує комп'ютер. На великому екрані в класі командир підрозділу може бачити загальну картину битви і вносити в неї корективи. Комп'ютер створює єдине віртуальне поле бою, і командир зі свого робочого місця може спостерігати за кожним солдатом, може зайти в будь-який БТР і спостерігати, що роблять командир і водій машини. Під час віртуального ведення бою відпрацьовуються: напад, оборона, наступ. Головне, битву в будь-який момент можна зупинити і розібрати допущені помилки [16].

Індивідуальний тренажер водіння бойової машини піхоти БМП-1, БМП-2 є сучасною високо ефективною комп'ютеризованою системою. Він призначений для навчання водінню механіків-водіїв бойових машин піхоти в різних погодних умовах, пори року і часу доби, без витрат моторесурсів і ПММ.

Ходовий тренажер механіка-водія БМП-3 призначений для відпрацювання вправ водіння БМП-3 та машин на її базі в денних і нічних умовах, на суші та на плаву з можливістю втручання в дії тих, хто навчається з боку інструктора. Розроблений на базі шасі БМП-3.

Про ефективність російських НТЗ свідчить типовий комплект для полку, який рівний вартості одного тільки танка. Він дозволяє за один день занять відпрацювати завдання з водіння, вогневої і тактичної підготовки 10–12 взводів. Якщо проводити навчання на реальній техніці з витратою боєприпасів і ПММ, то витрати складуть майже 1,5–2 млн. рублів, а на НТЗ – півтори-дві тисячі [17].

Динамічний трьохступеневий тренажер водіння МТ-ЛБ (індекс ТВМ-МТ-ЛБ, виробник ОАО "Муромтепловоз") призначений для навчання механіків-водіїв навикам водіння гусеничних машин МТ-ЛБ. Він складається з робочого місця механіка-водія, встановленого на динамічній трьохступеневій платформі і робочого місця інструктора. Маса тренажера не більше ніж 1500 кг. Габаритні розміри не більше ніж 3500×1930×2200 мм. Напруга живлення однофазної мережі – 220 В, 50 Гц. Споживана потужність не більш ніж 2,4 кВт [18].

Сучасне бронетанкове озброєння та техніка, що надходить в зону АТО на озброєння Сухопутних військ (СВ) ЗС України, мають високі бойові і експлуатаційні властивості, характеризуються високою складністю конструкцій. Тому у системі бойової підготовки від усіх членів екіпажів вимагається високий рівень практичних навичок, досконалого володіння озброєнням і технікою і вміння їхнього ефективного застосування. Зокрема, крім загальних вимог механік-водій повинен уміло керувати машиною, грамотно діяти під час ведення бойових дій у складі підрозділу, повністю використовувати високі технічні можливості машини у складних дорожніх і кліматичних умовах тощо. Таку фахову підготовку особового складу значно полегшують тренажери. У країнах НАТО на початковому етапі навчання військовослужбовцям відводиться 40–70% часу для занять на тренажерах [19]. У ЗС США впроваджена більш вимоглива система підготовки особового складу: військовослужбовця не допускають до експлуатації бойової техніки без попереднього навчання і підготовки на НТЗ.

Відсоток виконання вправ водіння БТОТ від запланованих за підсумками бойової підготовки підрозділів СВ ЗС України з кожним роком зростає (рисунок 1). У першу групу відповідно за рокам склали: 2011 і 2012 рр. – функціональні підрозділи механізованих, танкових військ сухопутних військ, а у 2013 р. – сил постійної готовності. У другу групу: 2011 р. – аеромобільні десантні війська, 2012 р. – високомобільні війська сухопутних військ, 2013 р. – сили резерву.

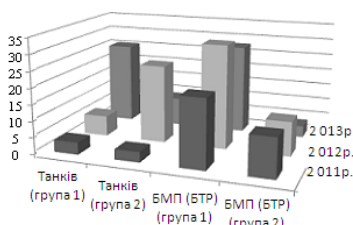


Рисунок 1 – Відсоток виконання вправ водіння БТОТ від запланованих

У СВ ЗС України у розпорядженні командирів, які сьогодні організують бойову підготовку механізованих і танкових підрозділів, знаходиться матеріальна база, яка була створена ще 25-35 років тому (тренажери типу 2Х47, ТНТ, ТКНТ, ТНО, ТТВ).

Станом на кінець 2013 р. Сухопутні війська мали близько 90 одиниць застарілих тренажерів, 35% з яких у непрацездатному стані, і лише 11 сучасних комплексних динамічних тренажерів підготовки екіпажів танка Т-64БВ та бойової машини піхоти БМП-2.

В Україні практичним монополістом в галузі виробництва тренажерів для СВ є ХКБМ, яке створило повнофункціональні комплексні тренажери для основного танка сухопутних військ Т-64Б, танків Т-80УД, Т-84, бойової машини піхоти БМП-2, бронетранспортеру БТР-3Е.

Комплексний динамічний тренажер екіпажу танка Т-64Б (Т-64БВ) ТЕ-64 призначений для навчання і бойової підготовки екіпажу танка Т-64Б (Т-64БВ) у навчальних центрах, лінійних танкових підрозділах та навчальних закладах з метою придбання членами екіпажу навичок водіння танка, роботи з апаратурою і озброєнням танка в умовах, які максимально наближені до реальних. Мінімальна площа для розміщення – 39,9 м<sup>2</sup>. Готовність до занять після вмикання становить не більше 15 хв. Тренажер забезпечує безперервну роботу протягом 10 годин за добу. Напрацювання тренажера на відмову становить не менше ніж 1000 годин. Маса тренажера – 4000 кг.

Комплексний тренажер екіпажу танків Т-72, Т-90 (виробник НВП "Енергія", м. Київ) призначений для ефективного вирішення широкого кола завдань програми бойової підготовки підрозділів, які мають на озброєнні танки Т-72 і Т-90. Мінімальна площа для розміщення – 20 м<sup>2</sup>. Готовність до занять після вмикання становить не більше 5 хв. Тренажер забезпечує безперервну роботу протягом 12 годин за добу. Напрацювання тренажера на відмову становить не менше ніж 500 годин. Дані по масі тренажера відсутні.

Тренажер водіння танка Т-55 (виробник НВП "Енергія", м. Київ) призначений для формування у механіків-водіїв навичок з підготовки танка до рушання, водіння танка та долавання перешкод, а також виконання вправ водіння у відповідності з вимогами Курсу водіння бойових машин. Тренажер забезпечує навчання та тренування механіка-водія у керуванні танком з урахуванням його динамічних характеристик у різних дорожніх умовах. Тренажер механіка-водія на динамічній платформі масою 1050 кг займає приміщення площею 15 м<sup>2</sup>.

Комплексний динамічний тренажер екіпажу БМП-2 Т2010 (виробник ХКБМ, м. Харків) призначений для забезпечення ефективного навчання, тренування та злагодження дій екіпажу бойової машини піхоти БМП-2 (командира, оператора, механіка-водія) в процесі відпрацювання програми бойової підготовки в механізованих підрозділах. Він зменшить на 50–70% витрати на підготовку механіків-водіїв за умови досягнення потрібного рівня навченості.

Комплексний тренажер екіпажу БМП-2 (виробник НВП "Енергія", м. Київ) за експлуатаційними характеристиками і за призначенням йде значно попереду у порівнянні з харківським зразком. Він має переваги за такими показниками: маса – 2850 кг (4000 кг); готовність до занять після вмикання – не більше 5 хв (30 хв); напрацювання на відмову – не менше ніж 500 год (200 год), площа приміщення для розміщення тренажера – 20 м<sup>2</sup> (43,65 м<sup>2</sup>).

Індивідуальний тренажер механіка-водія бойової машини піхоти БМП-2 (виро-

бник ХКБМ, м. Харків) розроблений для експлуатації у військових умовах, простий в експлуатації та обслуговуванні. Він призначений для навчання і тренування механіків-водіїв бойових машин піхоти БМП-2 в умовах навчальної аудиторії з метою формування і підтримання у них стійких навиків керування бойовою машиною в різній обстановці. У порівнянні з комплексним тренажером екіпажу БМП-2 (виробник НВП "Енергія", м. Київ) має масу всього 1250 кг при однакових інших показниках.

Комплексний тренажер екіпажу БТР-80 (виробник НВП "Енергія", м. Київ) призначений для вирішення завдань бойової підготовки підрозділів, які озброєні бронетранспортерами БТР-80, і забезпечує навчання механіків-водіїв водінню БТР у повному обсязі Курсу водіння бойових машин. Маса тренажера – 1400 кг, а строк служби тренажера становить не менше ніж 8 років.

Тренажери водіння танків, БМП, БТР державного підприємства "Мікротек" призначені для формування і підтримки навичок механіків-водіїв у керуванні транспортними засобами в різних дорожніх умовах під час навчання у стаціонарних умовах. У тренажері використовується динамічна платформа "ПЦМ-01-БОУ" для танка Т-72. Конструкція та розміщення органів керування – відповідно з конструкцією танків (Т-72, Т-64, Т-55), БМП, БТР-94. Тренажер імітує різні варіанти трас для виконання вправ водіння бойових машин; імітує коливання кабіни у залежності від рельєфу трас, що демонструється на екрані; формує звукову імітацію роботи двигуна і агрегатів бойової машини. Мінімальна потрібна площа для розміщення тренажера – не менше ніж 20 м<sup>2</sup>. Тривалість безперервної роботи – протягом 12 годин за добу.

Дослідно-експериментальним заводом № 20 цивільної авіації (м. Київ), розроблені тренажери для індивідуальної підготовки водіїв, механіків-водіїв, навідників бойових машин на динамічній платформі, а також комплексні тренажери для бойового злагодження екіпажів (бойових розрахунків) та підрозділів, які мають на озброєнні танки Т-72, БМП-1, БМП-2, БТР-80. Тренажер механіка-водія на динамічній платформі масою 1000–1200 кг займає приміщення площею 15 м<sup>2</sup>.

Головною перевагою нового вітчизняного тактичного тренажера є можливість у ході одного навчання, заняття або тренування проводити одночасно і бойове злагодження підрозділів, і навчання командирів, офіцерів штабів практичним навиком управління підрозділами і вогнем.

У результаті інтегрування штабного тренажера з тактичними тренажерами підрозділів виникає унікальна можливість верифікації імітаційних моделей функціонування (бойової роботи) зразків ОВТ і підрозділів за результатами дій реальних екіпажів (бойових розрахунків) і підрозділів на напівнатуральних тренажерах. Це дозволить максимально наблизити до реальних алгоритми руху, знаходження, стрільби та ураження, які використовуються в імітаційних моделях зразків ОВТ та підрозділів.

Тактичний тренажер механізованого (танкового) батальйону, а у майбутньому і бригади здатний забезпечити проведення двосторонніх навчань і тренувань у різних видах навчального бою.

В умовах скорочення асигнувань на оборону і особливо обмеженого часу на підготовку особового складу в умовах проведення АГО, перед керівництвом ЗС України гостро постає проблема недопущення зниження боєготовності частин і підрозділів.

Для вирішення даної проблеми доцільно у МО України створити сучасну, ефективну базу НТЗ бойової підготовки. Сьогоднішній етап розвитку військового будівництва тренажерів в Україні свідчить, що вітчизняні підприємства-розробники вже накопили великий досвід створення широкого спектру НТЗ і тренажерів різної конфігурації та призначення. Досвід, технологічні і конструктивні напрацювання дозволяють вже зараз створити уніфіковані НТЗ і тренажери, які могли б стати базою для підготовки екіпажу бойових машин (командирів, операторів, механіків-водіїв) і підрозділів родів військ, яка забезпечить ефективне навчання командирів штабів, а також бойового злагодження частин і підрозділів у повному складі.

Аналіз використання НТЗ для фахової підготовки членів екіпажу танкових і механізованих підрозділів показав, що в Україні немає єдиної політики в галузі створення НТЗ для потреб ЗС України, відсутня уніфікація НТЗ, низький рівень укомплектованості частин та підрозділів Сухопутних військ НТЗ і тренажерами. У той же час можливості вітчизняних виробників НТЗ дозволяють створити сучасні тренажери для підготовки фахівців бронетанкової служби.

Одним із шляхів підвищення ефективності використання НТЗ і тренажерів є дообладнання їх спеціальними програмними і апаратними засобами для адекватного реагування інструктора навчання на неправильні дії членів екіпажу для створення можливостей зупинки виконання вправи і розбору допущених помилок.

Сучасні НТЗ повинні забезпечити не лише інженерні вимоги, але й психолого-педагогічні і фізіологічні. Обладнаний психофізіологічними приладами тренажер дозволить визначити час реакції водія і виконання маневру, навчити правильно розподіляти увагу під час різних маневрів машини, закріпити навички поведінки в аварійних ситуаціях, розвивати оперативну пам'ять і мислення під час вирішення завдань, пов'язаних з оцінкою дистанції, інтервалів і швидкості руху машини.

Згідно з вимогами Керівництва з експлуатації комплексного тренажера екіпажу до занять на тренажері слід допускати особовий склад після вивчення та засвоєння військовослужбовцем (курсантом) навчального матеріалу з будови, правил експлуатації, обслуговування та ремонту машини. Пропонується на заняттях з технічної підготовки використовувати сучасні комп'ютеризовані НТЗ, які дообладнані модулем контролю теоретичних знань і допуску до навчання на тренажері водіння. Схематично алгоритм контролю засвоєння (військовослужбовцем) курсантом навчального матеріалу за допомогою даного модуля має такий вигляд (рисунк 2).

Блок контролю теоретичної підготовки включає питання: будови агрегатів, вузлів механізмів і контрольно-вимірювальних приладів; роботи агрегатів,

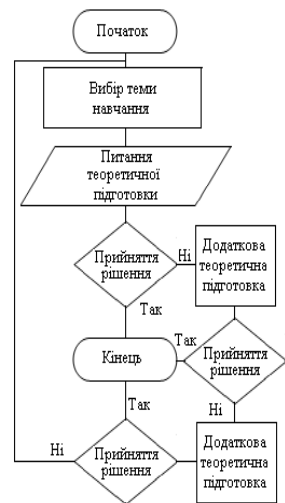


Рисунок 2 – Алгоритм модуля контролю теоретичних знань

вузлів механізмів і контрольно-вимірювальних приладів; основ експлуатації машини і підготовки до використання за призначенням; видів технічного обслуговування, обсяг, періодичність і порядок їх проведення; проведення контрольного огляду та усунення виявлених несправностей; правил дорожнього руху; основ керування машиною і безпеки руху; техніки безпеки під час експлуатації та поточного ремонту машини. У випадку неправильної відповіді на питання блоку контролю теоретичної підготовки (військовослужбовець) курсант має ще дві спроби на правильні відповіді. Після правильних відповідей на питання блоку контролю теоретичної підготовки (військовослужбовець) курсант отримує дозвіл на виконання вправи з водіння на тренажері. Неправильна відповідь на питання блоку контролю теоретичної підготовки після третьої спроби зобов'язує керівника заняття скерувати (військовослужбовця) курсанта на повторне вивчення теоретичного матеріалу.

**Висновки.** 1. В умовах скорочення асигнувань на оборону і особливо обмеженого часу на підготовку особового складу в умовах проведення АТО, перед керівництвом ЗС України гостро постає проблема недопущення зниження боєготовності частин і підрозділів. Для вирішення даної проблеми доцільно у МО України створити сучасну, ефективну базу з використанням НТЗ бойової підготовки членів екіпажів танкових і механізованих підрозділів.

2. В Україні немає єдиної політики в галузі створення НТЗ для потреб ЗСУ, у той же час вітчизняні виробники спроможні випускати сучасні НТЗ для фахової підготовки членів екіпажів танкових і механізованих підрозділів. Такі НТЗ повинні бути обладнані спеціальними програмними і апаратними засобами для адекватного реагування інструктора навчання на неправильні дії тих, хто навчається, а також психофізіологічними приладами для контролю психологічних, педагогічних і фізіологічних показників. Розроблення тактико-технічних вимог повинно бути здійснюватися із залученням психологів, педагогів, фізіологів та інших спеціалістів.

3. У результаті інтегрування вітчизняних виробників НТЗ Україна спроможна створити сучасні комп'ютерні і тактичні тренажери, різні симулятори, автоматизовані навчальні комплекси як для індивідуальної підготовки, так і у складі екіпажу, взводу, роти або центри моделювання, системи імітації вогневого ураження для навчання офіцерів та органів управління.

4. Конструкції перспективних вітчизняних НТЗ, які призначаються для підготовки механіків-водіїв та членів екіпажів танкових і механізованих підрозділів СВ ЗС України, повинні мати модульну будову і відповідати сучасним потребам військ і обґрунтовуватися з врахуванням оптимальних параметрів: маса в зборі – не більше ніж 5000 кг, мінімальна площа для розміщення – не менше ніж 20 м<sup>2</sup>, готовність до занять після вмикання – не більше ніж 5 хв., тривалість безперервної роботи – не менше ніж 10 год., напрацювання на відмову – не менше ніж 500 год, термін служби тренажера становить не менше ніж 10 років. Тренажери механіка-водія на динамічній платформі повинні мати масу 1000–1200 кг і займати приміщення площею 15 м<sup>2</sup>.

**Список літератури.** 1. *Ісаков М.А.* Підготовка військових фахівців / М.А. Ісаков, М.Ю. Яковлев, Ю.О. Фтемов, О.О. Фуртес. // Військово-технічний збірник. – 2010. – № 3. – С. 106–111. 2. *Гареев М.А.* Уроки і виводи війни в Іраке /



М.А. Гареев, А.Д. Циганок // *Воен. мысль.* – 2003. – № 8. – С. 68-80. 3. *Михайлов А.* Иракский капкан. – М.: Яудза, Эксмо. – 2004. – 544 с. 4. Аналитический обзор: Боевые действия в зоне Персидского залива. – М.: ТАСС. – 1991. – 82 с. 5. *Руснак И.С.* Проблемы модернизации та створення тренажерно-модельовальних комплексів віськового призначення / И.С. Руснак, В.Л. Шевченко // *Наука і оборона.* 2002. – № 1. – С. 32-36. 6. *Матвієвський О.* Методичний підхід до обґрунтування характеристик тренажерних засобів і систем / О. Матвієвський // *Наука і оборона.* // 2005. – № 1. – С. 58-62. 7. *Рудковський О.М.* Тренажерне забезпечення сухопутних військ як механізм підвищення рівня бойової підготовки механізованих та танкових військ / О.М. Рудковський // *Віськово-технічний збірник.* – № 1(6). – Львів: АСВ, – 2012. – С.238-243. 8. *Костюк В.В.* Обґрунтування раціональної номенклатури сучасних навчально-тренувальних засобів для підготовки фахівців автомобільної служби в сухопутних військах Збройних Сил України / В.В. Костюк, В.П. Белена, П.О. Русіло // *Віськово-технічний збірник.* – № 1(4). – Львів: АСВ, – 2011. – С.177-183. 9. *Красник Я.В.* Обґрунтування ефективності створення навчально-тренувальних засобів для підготовки особового складу збройних сил на основі максимального використання комп'ютерних технологій / Я.В. Красник, О.В. Рymar, Т.Д. Попович // *Віськово-технічний збірник.* – № 1(4). – Львів: АСВ, – 2011. – С.183-187. 10. *Русіло П.О.* Проблемні питання щодо стану та перспектив розвитку тренажерних засобів для механізованих і танкових підрозділів / П.О. Русіло // *Системи озброєння і військової техніки.* № 2(22). – X: ХУПС, 2010. – С. 61-64. 11. *Василенко О.В.* Основні світові тенденції розвитку озброєння та військової техніки для ведення війни у майбутньому / О. В. Василенко // *Наука і оборона.* – 2009. – №4. – С. 18-23. 12. Тактичний тренажер "Комбат" віртуальна реальність для мотострелков. Режим доступу: <http://www.nachfin.info/SMF/index.php?topic=14158.0>. 13. *Аліпов В.Е.* Тренажери в арміях стран НАТО / В.Е. Аліпов, І.Н. Водянін // *Зарубежне воєнне обозрение.* – 1988. – № 4– С. 27–35. 14. Модульний комплексний тренажер екіпажу танка Т 90А (індекс МКТ-188А). Режим доступу: <http://topwar.ru/pro-tank.ru>. Воєнне обозрение. 15. Модульний комплексний тренажер екіпажу танка Т 90А (індекс МКТ-188А). Режим доступу: [@egNews](http://www.function.mil.ru/news_page/country/more.htm?id=11337718). 16. Режим доступу: <http://www.spb-venchur.ru/vuzs/146.htm>. 17. *Белоголов А.В.* Перспективні тренажери. Режим доступу: [http://old.Redstar.ru/2006/12/13\\_01.html](http://old.Redstar.ru/2006/12/13_01.html). 18. Режим доступу: [mtz@muromteplovoz.ru](mailto:mtz@muromteplovoz.ru). 19. *Матвієвський А.* О конкуренції в тренажерній тематикі – Режим доступу: [www.defense-express.ua.com](http://www.defense-express.ua.com).

**Bibliography (transliterated):** 1. *Isakov M.A.* Pidhotovka viyskovykh fakhivtsiv / M.A. Isakov, M.Yu. Yakovlev, Yu.O. Ftemov, O.O. Furtse // *Viyskovo-tekhnichnyi zbnyk.* – 2010. – No 3. – P. 106–111. 2. *Gareev M.A.* Uroki i vvody vojny v Irake / M.A. Gareev, A.D. Ciganok // *Voenn. mysl.* – 2003. – № 8. – P. 68–80. 3. *Mihajlov A.* Irakskij kapkan. MOSCOW/Jaudza. Eksmo. – 2004. – 544 s. 4. *Analiticheskij obzor: Boevye dejstva v zone Persidskogo zaliva.* – Moscow: TASS. – 1991. – 82 p. 5. *Rusnak I.S.* Problemy modernizatsiji ta stvorennnja trenazherno-modeljuvalnykh kompleksiv viyskovoho pryznachennja / I.S. Rusnak, V.L. Shevchenko // *Nauka i oborona.* 2002. – No 1. – P. 32–36. 6. *Matvijevskij O.* Metodichnyj pidkhd do obgruntuвання kharakterystyk trenazhernykh zasobiv i system / O. Matvijevskij // *Nauka i oborona.* // 2005. – No 1. – P. 58–62. 7. *Rudkovskij O.M.* Trenazherne zabezpechennja sukhoputnykh viysk yak mekhanizm pidvyshchennja rinvna boyovoyi pidhotovky mekhanizovanykh ta tankovykh viysk / O.M. Rudkovskij // *Viyskovo-tekhnichnyy zbnyk.* – Lviv: ASV, 2012. – No 1(6). – P.238–243. 8. *Kostjuk V.V.* Obgruntuвання ratsionalnoji nomenklatury suchasnykh navchalno-trenuvальnykh zasobiv dlya pidhotovky fakhivtsiv avtomobilnoji sluzhby v sukhoputnykh viyskakh Zbrojnykh Syl Ukrainy / V.V. Kostjuk, V.P. Belena, P.O. Rusilo // *Viyskovo-tekhnichnyy zbnyk.* – Lviv: ASV, 2011. – No 1(4). – P.177–183. 9. *Krasnyk Ya.V.* Obgruntuвання efektyvnosti stvorennja navchalno-trenuvальnykh zasobiv dlya pidhotovky osobovoho skladu zbrojnykh syl na osnovi maksimalnoho vykorystannja komp'yuternykh tekhnolohij / Ya.V. Krasnyk, O.V. Rymar, T.D. Popovych // *Viyskovo-tekhnichnyy zbnyk.* – Lviv: ASV, 2011. – No 1(4). – P.183–187. 10. *Rusilo P.O.* Problemnij pytannya shchodo stanu ta perspektiv rozvytku navchalno trenazhernykh zasobiv dlya mekhanizovanykh i tankovykh pidrozdiliv / P.O. Rusilo // *Systemy ozbrojennja i viyskovoyi tekhniky.* – Kharkov: KHUPS, 2010. – No 2(22). – P. 61–64. 11. *Vasylenko O.V.* Osnovni svitovi tendentsiji rozvytku ozbrojennja ta viyskovoyi tekhniky dlya vedennja viyn u maybutnomu / O. V. Vasylenko // *Nauka i oborona.* – 2009. – No 4. – P. 18–23. 12. *Takticheskij trenazher "Kombat"* virtualnaja realnost' dlja motostrelkov. Rezhim dostupu: <http://www.nachfin.info/SMF/index.php?topic=14158.0>. 13. *Alipov V.E.* Trenazhery v armijah stran NA-TO / V.E. Alipov, I.N. Vodjanin // *Zarubezhnoe voennoe obozrenie.* – 1988. – No 4– P. 27–35. 14. *Modulnyj kompleksnyj trenazher ekipazhu tanka T 90A* (indeks MKT-188A). Rezhym dostupu: <http://topwar.ru/pro-tank.ru>. Voennoe obozrenie. 15. *Modulnyj kompleksnyj trenazher ekipazhu tanka T 90A* (indeks MKT-188A). Rezhym dostupu: [@egNews](http://www.function.mil.ru/news_page/country/more.htm?id=11337718). 16. Rezhym dostupu: <http://www.spb-venchur.ru/vuzs/146.htm>. 17. *Belousov A.B.* Perspektivnye trenazhery. Rezhim dostupu: [http://old.Redstar.ru/2006/12/13\\_01.html](http://old.Redstar.ru/2006/12/13_01.html). 18. Rezhim dostupu: [mtz@muromteplovoz.ru](mailto:mtz@muromteplovoz.ru). 19. *Matvijevskij A.* O konkurencii v trenazhernoj tematike – Rezhim dostupu: [www.defense-express.ua.com](http://www.defense-express.ua.com).

Надійшла (received) 05.05.2015

*А.П. ПОПОВ*, д.т.н., проф., зав. каф. НУК им. адм. Макарова, Николаев;  
*М. Г. МОЗГОВОЙ*, ст. препод., НУК им. адм. Макарова, Николаев;  
*О.И. САВЕНКОВ*, асс., НУК им. адм. Макарова, г. Николаев

## **ВЛИЯНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ МОДИФИКАЦИИ ЗУБЬЕВ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ МУФТ**

Выполнено решение плоской задачи применительно к модели контакта бочкообразного наружного зуба втулки с симметрично скошенным относительно середины внутренним зубом обоймы зубчатой муфты. Получены выражения максимальных контактных напряжений и ширины площадки контакта. Для снижения максимальных величин контактных напряжений в рассматриваемой конструкции зубчатой муфты введены в средней части скошенных зубьев прямолинейные участки.

**Ключевые слова:** зубчатая муфта, контактная прочность, контактные напряжения, модификация зубьев, бочкообразные зубья, скошенные зубья

**Введение.** Разработка и создание тяжелонагруженных зубчатых муфт, предназначенных для эксплуатации в условиях перекоса осей соединяемых валов агрегатов, является актуальной проблемой, успешное решение которой предопределяет работоспособность и эффективность машин и механизмов, снабженных зубчатыми муфтами. Данная проблема является неразрывной составной частью существующих в настоящее время научных программ и заданий практически во всех отраслях машиностроения, выпускающих зубчатые муфты. Для успешного решения указанной проблемы необходимы не только новые технические решения, но и новые методы расчетов нагрузочной способности и контактной прочности. Наиболее полно исследование по повышению нагрузочной способности зубчатых муфт с учетом новых технических решений, предусматривающих профилирование разверток длительных цилиндров зубчатых втулок и обойм, создание трехвенцовых зубчатых втулок и обойм, а также разработку зубчатых муфт с комбинированной продольной модификацией наружных и внутренних зубьев изложены в [1-11], а в [10,11] дана новая теория контактной прочности упруго сжатых тел, позволяющая производить решения задач для любых случаев взаимодействия зубьев.

В качестве объекта исследования используется зубчатая муфта [1], которая вследствие продольной модификации наружных и внутренних зубьев характеризуется не только нахождением всех сопряженных пар зубьев в зацеплении при перекосах осей соединяемых валов агрегатов, но и равномерным распределением нагрузки между зубьями. Указанную зубчатую муфту следует рассматривать как муфту, нечувствительную к перекосам осей.

Для решения плоской контактной задачи применительно к сопряженным под нагрузкой зубьям муфты воспользуемся новой теорией контактной прочности, разработанной проф. А. П. Поповым [10, 11]. Новая теория контактной прочности упруго сжатых тел, как и любая другая теория, базируется на допущениях и упро-

шающих предположениях, некоторые из которых озвучим. Во-первых, контактные напряжения определяются на рабочих поверхностях тел, а силы трения по площадке контакта не учитываются ввиду их малых величин. Во-вторых, материалы контактирующих друг с другом тел принимаются изотропными с разными значениями коэффициентов Пуассона  $\nu_1, \nu_2$  и модулей упругости материалов  $E_1, E_2$ . В-третьих, сила  $F_n$ , сжимающая тела, создает в зоне контакта упругие деформации, подчиняющиеся закону Гука. И, наконец, площадка контакта при сжатии тел считается меньшей величиной по сравнению с площадью тел, в пределах которой осуществляется их взаимодействие.

Новая теория контактной прочности упруго сжатых тел предусматривает получение двух равнозначных функций контактных деформаций. Первая функция контактных деформаций определяется с учетом формы зазора между телами до нагружения. Нахождение второй функции контактных деформаций осуществляется на основе обобщенного закона Гука и гипотезы Винклера. При этом гипотеза Винклера, используемая при решениях только лишь плоских задач, впервые разработана применительно к решениям пространственных контактных задач [10,11].

А теперь перейдем к непосредственному решению контактной задачи, обратившись к рисунку 1, где на рисунке 1, *a* изображена расчетная модель контакта нагруженного зуба 1 с внутренним зубом 2 до нагружения, а на рисунке 1, *б* – после нагружения. В данном случае образующие боковых поверхностей зуба 1 выполнены криволинейными с радиусом кривизны  $R$ , а образующие боковых поверхностей зуба 2 являются прямолинейно-скошенными на угол  $\psi_0$  относительно середины к торцам. В связи с этим сечение зуба 1 представляет собой бомбинированный ролик, а сечение зуба 2 – клин. Из рисунка 1, *a* следует, что величина максимального зазора  $S(b_0)$  между зубьями 1 и 2 в точке  $x = b$  равна

$$S(b_0) = S_1(b_0) + S_2(b_0), \quad (1)$$

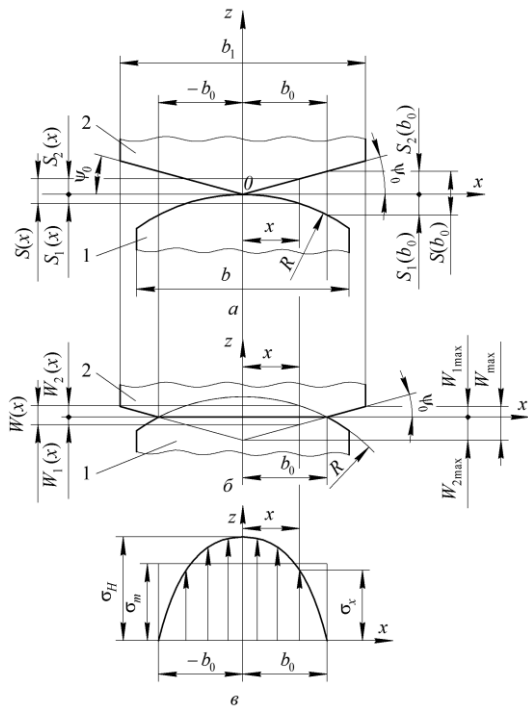


Рисунок 1 – Расчетная модель контакта зубьев:  
*a* – до нагружения, *б* – после нагружения,  
*в* – эпюра контактных напряжений

где  $S_1(b_0) = b_0^2/2R$ ;  $S_2(b_0) = \psi_0 b_0$  – максимальные зазоры зубьев 1 и 2 в ранее указанных точках относительно оси  $x$ ;  $\psi_0$  – угол скоса внутренних зубьев относительно их середины, определяемый из выражения

$$\psi_0 = \frac{\Psi}{4(\pi - 2)} \left[ \pi + \left( 1 - \frac{\pi \alpha_w}{2} \right) \frac{mz \cos \alpha_w}{R} \right],$$

в котором  $\Psi$  – угол перекося осей, рад;  $\alpha_w = 20^\circ$  – угол зацепления зубьев;  $m$  – модуль зацепления;  $z$  – число зубьев;  $R$  – радиус бочкообразности наружных зубьев.

По аналогии с уравнением (1) запишем, исходя из рисунка 1, а, текущее значение зазора в точке  $x$  между зубьями

$$S(x) = S_1(x) + S_2(x), \quad (2)$$

где  $S_1(x) = x^2/2R$ ;  $S_2(x) = \psi_0 x$  – зазоры соответственно между зубом 1 и осью  $x$ , а также между зубом 2 и осью  $x$ .

В соответствии с выражениями (1) и (2) найдем зависимость первой функции  $W(x)$  контактных деформаций

$$W(x) = W_1(x) + W_2(x) = [S_1(b_0) - S_1(x)] + [S_2(b_0) - S_2(x)] = \frac{b_0^2 - x^2}{2R} + \psi_0(b_0 - x). \quad (3)$$

Из уравнения (3) очевидно, что первая функция  $W_1(x)$  является параболической, а функция  $W_2(x)$  – линейной. Однако, как следует из [10], функция  $W_1(x) = (b_0^2 - x^2)/2R$  справедлива в том случае, если максимальные контактные напряжения  $\sigma_H < 120$  МПа. При  $\sigma_H > 120$  МПа необходимо воспользоваться функцией  $W_1(x)$ , изменяющейся по эллиптическому закону. В соответствии со сказанным представим выражение (3) в виде функции [10, 11]

$$W(x) = \frac{b_0^2}{2R} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}} + \psi_0 b_0 \left( 1 - \frac{x}{b_0} \right). \quad (4)$$

Определившись с первой функцией  $W(x)$ , перейдем к отысканию второй равнозначной ей функции. С этой целью воспользуемся законом Гука и гипотезой Винклера. При сжатии тел 1 и 2 (рисунок 1, б) в случае изменения деформаций в направлении оси  $x$  (плоская задача) будем исходить из подчинения сближаемых тел в пределах упругости гипотезе Винклера [11], тогда

$$W(x) = W_1(x) + W_2(x), \quad (5)$$

где  $W_1(x) = A_1(x)$ ,  $W_2(x) = A_2(x) \cdot \omega(x)$  – упругие перемещения 1 и 2 тел;  $A_1(x)$ ,  $A_2(x)$  – коэффициенты постели 1 и 2 тел, причем  $A_1(x) + A_2(x) = A(x)$ , мм<sup>2</sup>/Н,  $\omega(x)$  – функция нагрузки, распределенной по оси  $x$  в пределах ширины площадки контакта  $2b_0$ , Н/мм.

В соответствии с приведенными обозначениями функция (5) примет вид

$$W(x) = A(x) \cdot \omega(x). \quad (6)$$

Из уравнения (6) очевидно, что коэффициент постели  $A(x)$  является переменной величиной, а это не позволяет осуществить решение рассматриваемой задачи. На основании сказанного перейдем от коэффициента постели  $A(x)$  к постоянной величине коэффициента постели  $A$ , не зависящей от  $x$ . Для этого заменим величину площади реальной эпюры напряжений равной ей по величине площадью эпюры средних напряжений  $\sigma_m$ , определяемых по формуле

$$\sigma_m = \frac{F_n}{2b_0h_p}, \quad (7)$$

где  $h_p = 2c^*m = 1,6m$  – рабочая высота зуба;  $c^* = 0,8$  – коэффициент высоты головки зуба;  $m$  – модуль зацепления.

В качестве зависимости, устанавливающей взаимосвязь между упругими перемещениями тел  $W$  и возникающими в этих телах напряжениями  $\sigma$ , примем выражение [10]

$$W = C_m\sigma, \quad (8)$$

где  $C_m$  – размерный параметр, мм/МПа.

Затем, объединив зависимости (7) и (8), найдем, полагая  $\sigma = \sigma_m$ , выражение упругого перемещения тел, а именно:

$$W = \frac{C_m F_n}{2b_0h_p}. \quad (9)$$

Далее, исходя из пропорционального соотношения между напряжениями  $\sigma$  и упругими деформациями, запишем согласно закону Гука выражение контактных напряжений, действующих на каждое из тел, полагая  $\nu_1 \neq \nu_2$  и  $E_1 \neq E_2$ , в таком виде:  $\sigma_1 = \frac{\varepsilon E_1}{1 - \nu_1^2} = \frac{E_1}{1 - \nu_1^2} \cdot \frac{\Delta L}{L}$ ;  $\sigma_2 = \frac{\varepsilon E_2}{1 - \nu_2^2} = \frac{E_2}{1 - \nu_2^2} \cdot \frac{\Delta L}{L}$ , где  $\varepsilon = \Delta L/L$  – относительная деформация;  $\Delta L$  – абсолютная величина деформации;  $L$  – некоторый линейный размер, принимаемый равным  $2b_0$  [10]. Зависимость (9) на основании двух последних выражений представим в виде двух уравнений применительно к каждому из зубьев (рисунок 1, а), исходя из  $L = 2b_0$ :

$$\left. \begin{aligned} W &= 2C_{m1}\sigma_1 = 2C_{m1} \frac{E_1}{1 - \nu_1^2} \cdot \frac{\Delta L}{L} = \frac{C_{m1}E_1}{1 - \nu_1^2} \cdot \frac{\Delta L}{b_0}; \\ W &= 2C_{m2}\sigma_2 = 2C_{m2} \frac{E_2}{1 - \nu_2^2} \cdot \frac{\Delta L}{L} = \frac{C_{m2}E_2}{1 - \nu_2^2} \cdot \frac{\Delta L}{b_0}. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Прежде чем продолжить решение задачи, рассмотрим краткие пояснения, касающиеся размерных параметров  $C_{m1}$  и  $C_{m2}$ . Размерные параметры  $C_{m1}$  и  $C_{m2}$  представляют собой величины деформации первого и второго зубьев, измеряемые в

миллиметрах при действии напряжений, равных одному МПа. Напряжения на рабочих поверхностях зубьев (тел) характеризуются, как известно, действием одной и той же силы и одинаковой площадкой контакта. В связи с этим примем  $C_{m1} = C_{m2}$ , причем  $C_{m1} + C_{m2} = C_m$ . В действительности при неизменной по размерам площадке контакта размерные параметры  $C_{m1}$  и  $C_{m2}$  отличаются друг от друга вследствие разных значений  $\nu_1, \nu_2$  и  $E_1, E_2$ . Так как зубья в подавляющем большинстве случаев изготавливаются из сталей, у которых коэффициенты Пуассона и модули упругости материалов соответственно равны друг другу, то принятое допущение о равенстве между собой размерных параметров  $C_{m1}$  и  $C_{m2}$  можно считать оправданным.

Таким образом, исходя из равенства между упругим перемещением  $W$  и абсолютной величиной деформации  $\Delta L$ , найдем из выражений (10) уравнения размерных параметров:  $C_{m1} = \frac{(1-\nu_1^2)b_0}{E_1}$ ;  $C_{m2} = \frac{(1-\nu_2^2)b_0}{E_2}$ . На основании выражений размерных параметров  $C_{m1}$  и  $C_{m2}$ , приняв  $\sigma_m = \sigma_{m1} = \sigma_{m2} = F_n/2b_0h_p$ , найдем зависимости контактной податливости каждой из сопряженной пары зубьев:

$$\delta_{\kappa 1} = 2 \frac{C_{m1}\sigma_{m1}}{F_n} = \frac{1-\nu_1^2}{2E_1h_p}; \quad \delta_{\kappa 2} = 2 \frac{C_{m2}\sigma_{m2}}{F_n} = \frac{1-\nu_2^2}{2E_2h_p}. \quad (11)$$

Умножив сумму правых частей выражений (11) на ширину площадки контакта  $2b_0$ , определим уравнение коэффициента постели

$$A = 2b_0(\delta_{\kappa 1} + \delta_{\kappa 2}) = \frac{b_0}{h_p} \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) = \frac{\kappa b_0}{h_p}, \quad (12)$$

где  $\kappa = (1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2$  – параметр упругости контактирующих тел.

Тогда в соответствии с зависимостью (12) функция (6) примет окончательный вид

$$W(x) = A \cdot \omega(x) = \frac{\kappa b_0}{h_p} \omega(x). \quad (13)$$

С учетом равнозначных друг другу функций (3) и (13) запишем выражение напряженно-деформированного состояния сопряженной пары зубьев в виде

$$A \int_{-b_0}^{b_0} \omega(x) dx = AF_n = \frac{\kappa F_n b_0}{h_p} = \frac{b_0^2}{2R} \int_{-b_0}^{b_0} \left( 1 - \frac{x^2}{b_0^2} \right) dx + \psi_0 \int_{-b_0}^{b_0} (b_0 - x) dx = \frac{2b_0^3}{3R} + \psi_0 b_0^2. \quad (14)$$

В результате решения квадратного уравнения  $\frac{2b_0^2}{3R} + \psi_0 b_0 - \frac{\kappa F_n}{h_p} = 0$ ,

найденного из выражения (14), получим зависимость полуширины площадки контакта

$$b_0 = 0,75 \left[ \sqrt{\frac{8\kappa R F_n}{3h_p}} + (\psi_0 R)^2 - \psi_0 R \right]. \quad (15)$$

Из уравнения (6), полагая коэффициент постели постоянной величиной, найдем выражение функции

$$W(x) = A \cdot \omega(x) = A \frac{h_p}{h_p} \omega(x) = Ah_p \sigma(x), \quad (16)$$

где  $\sigma(x) = \omega(x)/h_p$  – функция контактных напряжений.

После подстановки в уравнение (16) правой части функции (3) определим при  $x = 0$  максимальное значение контактных напряжений

$$\sigma_H = \frac{b_0^2 + 2\psi_0 b_0 R}{2Rah_p}. \quad (17)$$

Заменяя в уравнении (17) коэффициент постели  $A$  правой частью выражения (12), представим данное уравнение в окончательном виде

$$\sigma_H = 0,375 \sqrt{\frac{8F_n}{3\kappa R h_p} + \left(\frac{\psi_0}{\kappa}\right)^2} + 0,625 \frac{\psi_0}{\kappa}. \quad (18)$$

При  $\nu_1 = \nu_2 = \nu$  и  $E_1 = E_2 = E$  выражения (15) и (18) примут вид:

$$b_0 = 0,75 \left[ \sqrt{\frac{16(1-\nu^2)RF_n}{3Eh_p} + (\psi_0 R)^2} - \psi_0 R \right]; \quad (19)$$

$$\sigma_H = 0,375 \sqrt{\frac{4EF_n}{3(1-\nu^2)Rh_p} + \left[\frac{\psi_0 E}{2(1-\nu^2)}\right]^2} + 0,3125 \frac{\psi_0 E}{1-\nu^2}. \quad (20)$$

Если в рассматриваемой задаче принять угол  $\psi_0 = 0$  при  $\nu = 0,3$ , то от рассматриваемой модели контакта перейдем к модели контакта цилиндра с плоскостью, в связи с чем уравнения (19) и (20) преобразуются к виду:

$$b_0 = 1,622 \sqrt{\frac{RF_n}{Eh_p}}; \quad (21) \quad \sigma_H = 0,454 \sqrt{\frac{EF_n}{Rh_p}}. \quad (22)$$

Уравнения (21) и (22) идентичны уравнениям, которые приведены в [10] и получены применительно к модели контакта цилиндра с плоскостью, исходя из параболического закона изменения контактных деформаций, а это указывает на достоверность выполненных решений.

Решение задачи с использованием функции (4) аналогично выполненному решению вплоть до получения уравнения (13), в котором за основу принята функ-

ция (3). В связи с этим зависимость напряженно-деформированного состояния сопряженной пары зубьев по аналогии с уравнением (14) примет вид

$$A \int_{-b_0}^{b_0} \omega(x) dx = \frac{\kappa F_n b_0}{h_p} = \frac{b_0^2}{2R} \int_{-b_0}^{b_0} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}} dx + \psi_0 b_0 \int_{-b_0}^{b_0} \left(1 - \frac{x}{b_0}\right) dx = \frac{\pi b_0^3}{4R} + \psi_0 b_0^2.$$

Данное уравнение представляет собой кубическое уравнение  $\frac{\pi b_0^3}{4R} + \psi_0 b_0^2 - \frac{\kappa F_n}{h_p} = 0$ , исходя из которого найдем зависимость полуширины площадки контакта  $b_0$  от других параметров

$$b_0 = 2 \left[ \sqrt{\frac{\kappa F_n R}{\pi h_p} + \left(\frac{\psi_0 R}{\pi}\right)^2} - \frac{\psi_0 R}{\pi} \right]. \quad (23)$$

Для нахождения максимальных контактных напряжений объединим выражения (13) и (23) с уравнением (17), в итоге получим

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{\pi \kappa R h_p} + \left(\frac{\psi_0}{\pi \kappa}\right)^2} + \frac{(\pi - 1)\psi_0}{\pi \kappa}. \quad (24)$$

Приняв в уравнениях (23) и (24) коэффициенты Пуассона  $\nu_1 = \nu_2 = \nu$  и  $E_1 = E_2 = E$ , получим:

$$b_0 = 2 \left[ \sqrt{\frac{2(1 - \nu^2) R F_n}{\pi E h_p} + \left(\frac{\psi_0 R}{\pi}\right)^2} - \frac{\psi_0 R}{\pi} \right]; \quad (25)$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E F_n}{2\pi(1 - \nu^2) R h_p} + \left[\frac{\psi_0 E}{2\pi(1 - \nu^2)}\right]^2} + \frac{(\pi - 1)\psi_0 E}{2\pi(1 - \nu^2)}. \quad (26)$$

Если в уравнениях (25) и (26) принять  $\nu = 0,3$  и  $\psi_0 = 0$ , то данные уравнения будут сведены к виду:

$$b_0 = 1,522 \sqrt{\frac{R F_n}{E h_p}}; \quad (27) \quad \sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{E F_n}{R h_p}}. \quad (28)$$

Уравнения (27) и (28) полностью совпадают с аналогичными уравнениями Герца, полученными им применительно к упруго сжатому цилиндру и плоскости. Из уравнений (21), (22) и (27), (28) очевидно, что они имеют один и тот же вид, за исключением числовых коэффициентов. При параболическом и эллиптическом законе изменения функции  $W_1(x)$  они отличаются в  $1,655/1,522 = 0,454/0,418 = 1,086$  раза.

Выполним расчеты судовой зубчатой муфты, которая прошла опытную про-



верку в статических условиях с целью определения ее нагрузочной способности и упругих изгибающих моментов от неуравновешенных усилий [8], исходя из следующих данных:  $m = 6$  мм;  $z = 40$ ;  $\alpha_w = 20^\circ$ ;  $h_p = 9,6$  мм;  $b = 40$  мм – длина наружных зубьев;  $b_1 = 50$  мм – длина внутренних зубьев;  $R = 3000$  мм;  $\nu = 0,3$ ;  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $\psi = (2,5; 5,0; 7,5; 8,7) \cdot 10^{-3}$  рад – углы перекоса зубьев, которым соответствуют углы скоса внутренних зубьев  $\psi_0 = (1,72; 3,44; 5,16; 5,99) \cdot 10^{-3}$  рад; материал – сталь 18ХНВА;  $\sigma_b = 1150$  МПа;  $\sigma_T = 850$  МПа.

Данные расчетов зубчатой муфты по формулам (25) и (26) даны в таблице 1. Там же приведены значения  $b_0$  и  $\sigma_H$  при  $\psi_0 = \psi = 0$ , определяемые по формулам (27) и (28). Из таблицы очевидно, что при возрастании угла  $\psi_0$  контактные напряжения  $\sigma_H$  также возрастают. Так, например, при угле  $\psi_0 = 5,99 \cdot 10^{-3}$  рад, которому соответствует угол перекоса осей  $\psi = 8,7 \cdot 10^{-3}$  рад (см. ГОСТ 5006-55), контактные напряжения  $\sigma_H = 707,6$  МПа. При этом допускаемые напряжения в соответствии с [8] и ГОСТ 5006-55 для подвижных зубьев равны  $\sigma_H = (0,75 \dots 0,9) \cdot \sigma_T = (0,75 \dots 0,9) \cdot 850 = 637,5 \dots 765$  МПа.

Из приведенных расчетных и сравнительных данных следует, что допускаемые напряжения  $\sigma_H = 637,5 \dots 765$  МПа позволяют предположить, что указанная зубчатая муфта при  $\psi_0 = 5,99 \cdot 10^{-3}$  рад и  $\psi = 8,7 \cdot 10^{-3}$  рад работоспособна. Однако, учитывая сложный процесс взаимодействия зубьев в муфте в условиях перекоса осей соединяемых валов агрегатов, который сопровождается скольжением зубьев относительно друг друга, можно утверждать, что найденная величина напряжений  $\sigma_H = 707,6$  МПа является завышенной, и ее необходимо уменьшать путем видоизменения образующих скошенных боковых поверхностей внутренних зубьев.

Таблица 1 – Данные расчетов зубчатой муфты

Углы скоса и перекоса зубьев	$\psi \cdot 10^3$ , рад	0,0	2,5	5,0	7,5	8,7
	$\psi_0 \cdot 10^3$ , рад	0,00	1,72	3,44	5,16	5,99
Ширина площадки контакта	$2b_0$ , мм	9,27	4,80	2,95	2,08	1,81
Контактные напряжения	$\sigma_H$ , МПа	82,20	244,66	425,3	615,3	707,6

Для снижения напряжений  $\sigma_H$  в рассматриваемой зубчатой муфте было принято решение совместно с заводом-изготовителем о введении в средней части скошенных зубьев прямолинейных участков шириной  $2a$ . При этом, как показали выполненные исследования, необходимо исходить из соотношения  $0,6 \leq a/b_0 \leq 0,8$ . С учетом введения прямолинейных участков на скошенных зубьях при указанном соотношении параметров  $a$  и  $b_0$  максимальные контактные напряжения  $\sigma_H$  можно снизить не менее чем в 2 раза по сравнению с теми величинами, приведенными в таблице 1.

В заключение необходимо отметить, что при больших углах скоса клина, контактирующего с цилиндром, максимальные напряжения достигают очень больших величин, не имеющих места в реальных конструкциях. Так, например, если принять угол  $\psi_0 = 45^\circ = 0,785$  рад, то в этом случае получим  $2b_0 = 0,0144$  мм и  $\sigma_H = 90580$  МПа.

**Выводы.** 1. На основе новой теории контактной прочности, разработанной проф. А. П. Поповым, выполнено решение контактной задачи применительно к модели взаимодействия цилиндра (бочкообразный зуб втулки) с клином (скошенный зуб обоймы). Найдены выражения ширины площадки контакта  $2b_0$  и максимальных контактных напряжений, которые для частного случая (модель контакта цилиндра с плоскостью) вырождаются в общеизвестные формулы Герца.

2. Анализ полученных решений указывает на то, что при взаимодействии скошенных зубьев с бочкообразными зубьями возникают большие по величине контактные напряжения, которые при углах скоса зубьев  $\psi_0 \geq 8,7 \cdot 10^{-3}$  рад являются завышенными.

3. Для снижения максимальных величин контактных напряжений в рассматриваемой конструкции зубчатой муфты необходимо, как показали выполненные исследования, ввести в средней части скошенных зубьев прямолинейные участки, ширина которых должна быть меньше ширины площадки контакта примерно в 1,25...1,65 раза.

**Список литературы:** 1. А. с. 1504394 СССР. Зубчатая муфта / А. П. Попов (СССР). – 4089604 / 31–27; Заявл. 09.07.86; Опубл. 30.08.89. Бюл. № 32. 2. А. с. 1559245 СССР. Зубчатая муфта / А. П. Попов (СССР). – 4142341 / 31–27; Заявл. 05.11.86; Опубл. 15.03.90. Бюл. № 10. 3. А. с. 1393945 СССР. Зубчатая муфта А. П. Попова / А. П. Попов (СССР). – 4063606 / 31–27; Заявл. 25.02.86; Опубл. 07.05.88. Бюл. № 17. 4. А. с. 1587243 СССР. Зубчатая муфта А. П. Попова / А. П. Попов (СССР). – 4441519 / 31–27; Заявл. 15.06.88; Опубл. 23.08.90. Бюл. № 1. 5. Патент № 25103 на корисну модель. Україна. Зубчата муфта / Попов О. П., Савенков О. І. – u200703093; Заявл. 23.03.07; Опубл. 25.07.07. Бюл. № 11. 6. Патент № 51954 на корисну модель. Україна. Зубчата муфта / Попов О. П., Савенков О. І. – u201000897; Заявл. 29.01.10; Опубл. 10.08.10. Бюл. № 15. 7. Попов А. П. Научные основы проектирования зубчатых муфт // Динамика и прочность судовых машин. Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1985. – С. 99–111. 8. Попов А. П. Зубчатые муфты в судовых агрегатах. – Л.: Судостроение, 1985. – 240 с. 9. Попов А. П. Взаимное влияние профилированных наружных и внутренних зубьев на нагрузочную способность зубчатых муфт // Триботехнология судового машиностроения: Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1993. – С. 75–88. 10. Попов А. П. Контактная прочность зубчатых механизмов. – Николаев: НУК, 2008. – 580 с. 11. Попов А. П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев. – Николаев: Атолл, 2011. – 774 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. A. s. 1504394 SSSR. Zubchataja mufta / A.P. Popov (SSSR). – 4089604 / 31–27; Zajavl. 09.07.86; Opubl. 30.08.89. Bjul. No 32. 2. A. s. 1559245 SSSR. Zubchataja mufta / A.P. Popov (SSSR). – 4142341 / 31–27; Zajavl. 05.11.86; Opubl. 15.03.90. Bjul. No 10. 3. A. s. 1393945 SSSR. Zubchataja mufta A. P. Popova / A. P. Popov (SSSR). – 4063606 / 31–27; Zajavl. 25.02.86; Opubl. 07.05.88. Bjul. No 17. 4. A. s. 1587243 SSSR. Zubchataja mufta A. P. Popova / A.P. Popov (SSSR). – 4441519 / 31–27; Zajavl. 15.06.88; Opubl. 23.08.90. Bjul. No 1. 5. Patent No 25103 na korysnu model'. Ukrainyina. Zubchasta mufta / Popov O.P., Savenkov O.I. – u200703093; Zajavl. 23.03.07; Opubl. 25.07.07. Byul. No 11. 6. Patent No 51954 na korysnu model'. Ukrainyina. Zubchasta mufta / Popov O.P., Savenkov O.I. – u201000897; Zajavl. 29.01.10; Opubl. 10.08.10. Byul. No 15. 7. Popov A.P. Nauchnyje osnovy proektirovanija zubchatykh muft // Dinamika i prochnost' sudovykh mashin. Sb. nauch. tr. – Nikolaev: NKI, 1985. – P. 99–111. 8. Popov A.P. Zubchatye mufty v sudovykh agregatah. – Leningrad: Sudostroenie, 1985. – 240 p. 9. Popov A.P. Vzaimnoe vlijanie profilirovannykh naruzhnykh i vnutrennykh zub'ev na nagruzochnuju sposobnost' zubchatykh muft // Tribotekhnologija sudovogo mashinostroenija: Sb. nauch. tr. – Nikolaev: NKI, 1993. – P. 75–88. 10. Popov A.P. Kontaktnaja prochnost' zubchatykh mehanizmov. – Nikolaev: NUK, 2008. – 580 p. 11. Popov A.P. Zubchatye mehanizmy s tochechnym kontaktom zub'ev. – Nikolaev: Atoll, 2011. – 774 p.

*Поступила (received) 04.06.2015*

**Е.Н. СВИРИДОВА**, студ. ТМ-80Б НТУ "ХПИ";  
**Т.Р. ЛАБУТИНА**, студ. ТМ-80Б НТУ "ХПИ";  
**О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК**, м.н.с. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ";  
**А.А. ЛЕВШИН**, к.м.н., вед. науч. сотр. отд. инструментальной и малоинвазивной хирургии позвоночника ГУ "Ин-т патологии позвоночника и суставов им. проф. М.И. Ситенко", Харьков;  
**А.А. ДЫННИК**, к.м.н., доц., зав. лаб. ортезирования и биоматериалов ГУ "Ин-т патологии позвоночника и суставов им. проф. М.И. Ситенко", Харьков;  
**И.Б. ТИМЧЕНКО**, с.н.с. лаб. ортезирования и биоматериалов ГУ "Ин-т патологии позвоночника и суставов им. проф. М.И. Ситенко", Харьков  
**А.В. ПОГОРЕЛАЯ**, м.н.с. лаб. ортезирования и биоматериалов ГУ "Ин-т патологии позвоночника и суставов им. проф. М.И. Ситенко", Харьков

## **НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПОЯСНИЧНОГО ОТДЕЛА ПОЗВОНОЧНИКА ПРИ ТРАНСПЕДИКУЛЯРНОЙ ФИКСАЦИИ**

В работе приводятся результаты проведенных авторами численных исследований напряженно-деформированного состояния модели, описывающей поясничный отдел человека на уровне L4-L5 позвоночно-двигательного сегмента. Данные исследования были проведены с помощью метода конечных элементов. В ходе проведения исследования были рассмотрены различные расчетные схемы с системой транспедикулярной фиксации и без нее, а также приведены результаты варьирования модуля упругости межпозвонкового диска D45.

**Ключевые слова:** позвоночник, поясничный отдел, транспедикулярная система, фиксация, напряженно-деформированное состояние, кортикальная ткань, губчатая ткань, суставной хрящ

**Введение.** Транспедикулярная фиксация (ТПФ) – метод, разработанный в 60-70 гг., получил широкое применение в лечении различных повреждений и заболеваний позвоночника. Одной из анатомических предпосылок для применения ТПФ является понятие *force nucleus*: точка позвонка, где сходятся все задние костные элементы. Проведением через эти точки винтов можно достичь наиболее полного контроля над позвонком. И хотя концепция транспедикулярной фиксации позвоночника не нова, особенно быстро эта техника развивалась два последних десятилетия. Глубоко и всесторонне изучены и подробно описаны в литературе техника установки металлоконструкций, показания, противопоказания, осложнения и отдаленные результаты. На сегодняшний день методика транспедикулярной фиксации широко применяется вертебрологами и нейрохирургами для хирургического лечения практически всего спектра заболеваний и повреждений позвоночника. Использование внутренней фиксации хорошо роказало себя при коррекции деформаций, особенно сколиоза. Достаточно обоснованы преимущества транспедикулярной фиксации над предшест-

---

© Е.Н. Свиридова, Т.Р. Лабутина, О.В. Веретельник,  
А.А. Левшин, А.А. Дынник, И.Б. Тимченко, А.В. Погорелая, 2015

вующими методами в лечении переломов позвоночника. И если еще 10 лет назад велись дискуссии о соотношении риска и эффективности транспедикулярной фиксации при дегенеративных заболеваниях позвоночника, в том числе при остеохондрозе, то на сегодняшний день сформулированы показания и однозначно показано, что основной причиной осложнений после транспедикулярной стабилизации чаще всего является некорректная оперативная техника.

Методика проведения транспедикулярных винтов заключается в следующем: используя задний доступ, сформировав площадку в корнях дуг оперируемых позвонков вкручиваются титановые винты. После того, как установлено нужное количество винтов, они соединяются прочными креплениями между собой титановыми стержнями, которые фиксируются гайками. Все это позволяет создать стабильную опору для прооперированного сегмента.

В настоящее время внедрение компьютерного моделирования в медицинскую практику позволяет понять сущность нестабильности позвоночника. Построение компьютерных моделей биомеханических систем и их исследование позволит спрогнозировать механическое поведение биомеханической системы, а также определить напряженно-деформированное состояние ее элементов и тем самым получить помощь в выборе методики лечения и выборе конструкции для проведения стабилизирующей операции.

*Цель работы* – построение трехмерной конечно-элементной модели, описывающей позвоночно-двигательный сегмент человека с применением транспедикулярной фиксации для исследования напряженно-деформированного состояния элементов биомеханической системы.

**Методы и материалы.** Для построения трехмерной модели в данной работе была использована САПР – SolidWorks [1], представляющая собой инструментальную среду, предназначенную для автоматизации проектирования сложных и сверхсложных объектов, которыми и являются биомеханические системы.

Для проведения расчетов использован программный комплекс ANSYS Workbench [2]. Среда ANSYS Workbench является основным инструментом, на котором базируется концепция "Проектирование изделий на основании результатов инженерных расчетов". Тесная интеграция между компонентами приложений дает беспрецедентную легкость использования при подготовке и проведении расчетов, а также при решении сложных междисциплинарных задач.

Программа ANSYS, как и многие другие CAE-продукты, для математического моделирования различных физических процессов использует метод конечных элементов [3]. Этот метод сочетает в себе универсальность алгоритмов решения различных краевых задач с эффективностью компьютерной реализации вычислений.

**Постановка задачи.** Как было выше изложено, целью работы является исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) биомеханической системы, а именно системы транспедикулярной фиксации поясничных позвонков L4-L5. Для успешного выполнения поставленной задачи необходимо выполнение следующих условий [4]: 1) построить геометрическую модель в CAD-системе; 2) создать конечно-элементную модель (КЭМ) в программном комплексе ANSYS Workbench;

3) исследовать интактную модель; 4) исследовать интактную модель с уменьшенным модулем упругости для межпозвоночного диска; 5) исследовать модель с конструкциями транспедикулярной фиксации с уменьшенным модулем упругости; 6) сравнить результаты между собой.

В таблице 1 представлены физико-механические характеристики материалов.

В процессе построения трехмерной геометрической модели, описывающей исследуемую биомеханическую систему поясничного сегмента L4-L5 позвоночника человека, была учтена структура кости (было промоделировано четкое разграничение на губчатую и кортикальную составляющие костных тканей), при этом, были промоделированы межпозвоночные диски и хрящи, а также модель была дополнена двумя дополнительными элементами, которые были использованы для корректного приложения нагрузки и закрепления. Также модель была дополнена системой для транспедикулярной фиксации, на рисунке 1 представлен моноаксиальный транспедикулярный винт.

Исследуемая геометрическая модель поясничного сегмента L4-L5 человеческого позвонка была получена посредством компьютерной томограммы (КТ) снимков без патологических заболеваний, приведших к структурным и геометрическим изменениям формы элементов поясничного сегмента. Геометрическая модель исследуемого интактного сегмента представлена на рисунке 2.

После создания трехмерной геометрической модели биомеханической системы модель была экспортирована в программный комплекс ANSYS Workbench, в котором была построена КЭМ, назначены соответствующие свойства материалов, приложены нагрузка и закрепление, а также проведены дальнейшие расчеты. При построении КЭМ использовались элементы различных типов: SOLID186 (20-ти узловой куби-

Таблица 1 – Физико-механические характеристики материалов

Материал	Модуль Юнга, МПа	Коеф. Пуассона
Кортикальная кость	10000	0,3
Губчатая кость	450	0,2
Суставный хрящ	10,6	0,49
Межпозвоночный диск	4,2	0,45
Титан	102000	0,3



Рисунок 1 – Моноаксиальный транспедикулярный винт

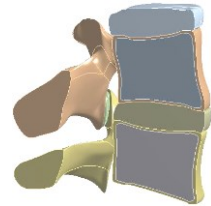


Рисунок 2 – Геометрическая модель исследуемого интактного сегмента поясничного отдела позвоночника человека

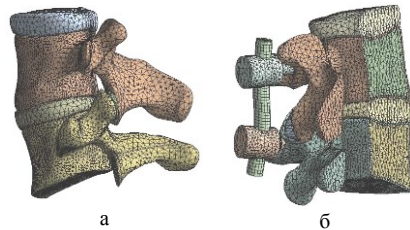


Рисунок 3 – КЭМ исследуемого сегмента: а – интактная модель, б – модель с системой транспедикулярной фиксации

ческий элемент) и SOLID187 (10-ти узловой тетраэдр). Всего модели насчитывали от 60 тыс. элементов (для модели, описывающей интактное состояние) до 70 тыс. элементов (для моделей, учитывающих систему транспедикулярной фиксации). Внешний вид КЭМ, содержащей систему транспедикулярной фиксации, представлен на рисунке 3. В качестве нагрузки прикладывалась сила, равная 250Н – сила, с которой давит организм на эти два позвонка. Накладывались ограничения во всех направлениях для нижней поверхности нижнего дополнительного элемента. Также

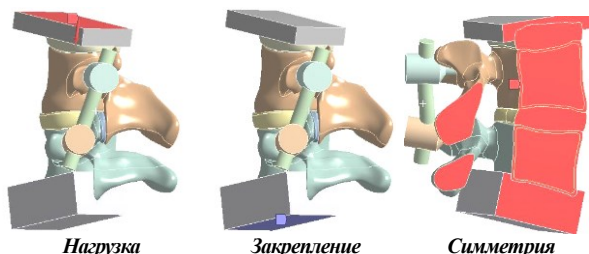


Рисунок 4 – Прикладываемые нагрузка, закрепление и условие симметрии на исследуемую биомеханическую систему

накладывались условия симметрии на сагиттальную плоскость. На рисунке 4 представлены прикладываемая нагрузка, наложенное закрепление и условие симметрии на исследуемый поясничный сегмент с системой транспедикулярной фиксации.

**Исследование напряженно-деформированного состояния элементов биомеханической системы поясничного сегмента позвоночника человека.** В рамках проведенного исследования была рассмотрена интактная модель и модели с измененными физико-механическими характеристиками для межпозвонкового диска D45 с учетом системы транспедикулярной фиксации и без нее. По итогам исследований определялись эквивалентные напряжения и полные перемещения для элементов исследуемой биомеханической системы. В качестве изменений физико-механических свойств межпозвонкового диска D45 было предложено варьирование модуля упругости: уменьшение вдвое и уменьшение на порядок от базовой величины, см. таблицу 1 (2,1 МПа и 0,42 МПа, соответственно).

Таким образом, было построено пять расчетных схем: 1) интактная модель; 2) с уменьшенным исходным модулем упругости для межпозвонкового диска D45 в два раза; 3) с уменьшенным исходным модулем упругости для межпозвонкового диска D45 в два раза с системой транспедикулярной фиксации; 4) с уменьшенным исходным модулем упругости для межпозвонкового диска D45 в десять раз; 5) с уменьшенным исходным модулем упругости для межпозвонкового диска D45 в десять раз с системой транспедикулярной фиксации.

Таблица 2 – Максимальные полные перемещения (мм)

Наименование объекта	Расчетная схема				
	1	2	3	4	5
Кортикальная кость L4	1,07	1,87	1,24	7,75	2,99
Кортикальная кость L5	0,06	0,069	0,11	0,09	0,19
Губчатая кость L4	1,04	1,83	1,21	7,55	2,91
Губчатая кость L5	0,02	0,025	0,022	0,023	0,031
Межпозвонковый диск D45	0,88	1,59	1,08	6,9	2,74
Суставной хрящ	0,28	0,38	0,14	0,96	0,39

**Результаты численных исследований напряженно-деформированного состояния элементов биомеханической системы поясничного сегмента позвоночника.** По итогам проведенных расчетов были определены максимальные числовые показатели полных перемещений и эквивалентных напряжений по Мизесу для всех расчетных схем, полученные результаты приведены в таблицах 2 и 3 соответственно. На рисунках 5-9 представлены поля эквивалентных напряжений для исследуемого сегмента поясничного отдела позвоночника для всех расчетных схем.

Таблица 3 – Максимальные эквивалентные напряжения (МПа)

Наименование объекта	Расчетная схема				
	1	2	3	4	5
Кортикальная кость L4	12,2	14,15	23,65	11,38	74,69
Кортикальная кость L5	8,42	8,21	61,41	15,19	130,86
Губчатая кость L4	0,75	0,74	1,16	0,7	1,63
Губчатая кость L5	0,94	0,94	1,02	0,92	1,48
Межпозвоночный диск D45	1,6	1,52	1,07	1,38	0,55
Суставной хрящ	1,72	2,45	0,76	7,42	2,42
Саморез 1	-	-	0,14	-	0,43
Саморез 2	-	-	0,32	-	0,69
Струна	-	-	0,217	-	0,511

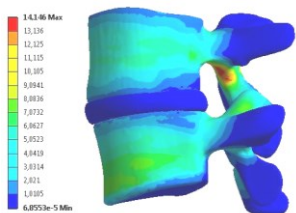


Рисунок 5 – Модель с модулем упругости 2,1 МПа для межпозвоночного диска D45

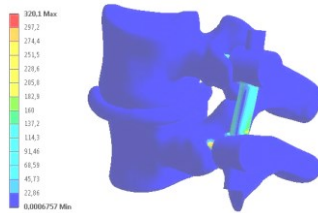


Рисунок 6 – Модель с модулем упругости 2,1 МПа для межпозвоночного диска D45 с применением транспедикулярной конструкции

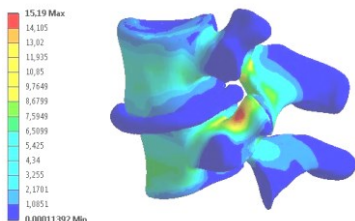


Рисунок 7 – Модель с модулем упругости 0,42 МПа для межпозвоночного диска D45

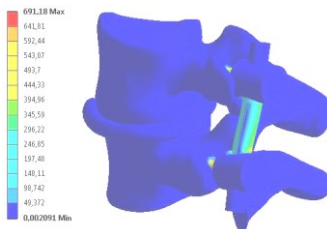


Рисунок 8 – Модель с модулем упругости 0,42 МПа для межпозвоночного диска D45 с применением транспедикулярной конструкции

**Выводы.** По итогам проведенной работы можно сделать следующие выводы.

# 1. Созданная конечно-элементная модель достаточно точно описывает сложную геометрическую форму элементов поясничного сегмента, а также структуру кости, а именно – имеет четкое разделение на кортикальную и губчатую составляющие кости.

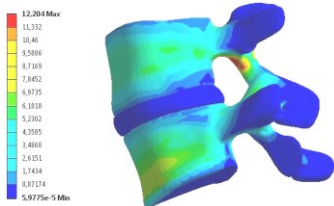


Рисунок 9 – Интактная модель

2. Разработанная модель является полностью параметризованной.

3. Построенная модель обладает возможностями проведения многовариантных исследований с варьированием свойств элементов исследуемых моделей, нагрузки и закрепления.

Из анализа полученных показателей, соответствующих максимальным значениям эквивалентных напряжений и полных перемещений, можно заключить следующее: применение титановых конструкций уменьшает напряжения в межпозвонковом диске, который получил изменения своих физико-механических свойств в результате патологического заболевания. Также данная конструкция обеспечивает временную надежную иммобилизацию, при этом компенсируя функционально неполноценный элемент в поясничном сегменте, а именно – межпозвонковый диск. При этом, полученные показатели максимальных напряжений по Мизесу для компонент биомеханической системы не превышают предельных значений, которые составляют для титана – 1000 МПа [5], кортикальной ткани – 160 МПа [6] и для губчатой ткани – 16-22 МПа [7].

Предложенный подход и модели в дальнейшем будут использованы в исследованиях элементов биомеханических систем.

**Литература:** 1. Solidworks - <http://www.solidworks.com/>. 2. ANSYS Workbench - <http://www.ansys.com/> 3. Zienkiewicz O.C, The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals. / Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J.Z.. – Amsterdam: Heidelberg: Butterworth-Heinemann, 2006. – 631 p. 4. К вопросу о построении параметрических моделей шейного отдела позвоночника / Веретельник Ю.В., Веретельник О.В., Тимченко И.Б., Дынный А.А., Соснина Ю.К. // Вестник НТУ “ХПИ” Тем. вып.: Машиноведение и САПР . – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2007. – № 29. – С.16-20. 5. Нгуен Суан Ту, Изменение триботехнических и механических свойств СВМПЭ при наполнении полипропилена / Нгуен Суан Ту, С.В. Панин // XIX Межд. науч.-практ. конф. “Современные техника и технологии”, Секция 6: Материаловедение. – С. 110-111. 6. Математическое моделирование напряженно-деформированного состояния системы “кость-имплантат” при межвертебральном переломе бедренной кости / И.В. Бойко, А.В. Сабсай, В.Б. Макаров, О.В. Раджабов. // Вісник СевНТУ. Вип. 133/2012. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь, 2012. – С. 355-360. 7. Особенности прочностных характеристик губчатой кости при заболеваниях тазобедренного сустава / Кукин И.А., Кирпичев И.В., Маслов Л.Б., Вихрев С.В. // Fundamental research. – 2013. – №7. – С. 328-333.

**Bibliography (transliterated):** 1. Solidworks - <http://www.solidworks.com/>. 2. ANSYS Workbench - <http://www.ansys.com/> 3. Zienkiewicz O.C, The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals. / Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J.Z.. – Amsterdam: Heidelberg: Butterworth-Heinemann, 2006. – 631 p. 4. К вопросу о построении параметрических моделей шейного отдела позвоночника / Veretel'nik Ju.V., Veretel'nik O.V., Timchenko I.B., Dynnik A.A., Sosnina Ju.K. // Vestnik NTU "KhPI". Tem. vyp.: Mashinovedenie i SAPR . – Kharkov: NTU "KhPI", 2007. – No 29. – P.16-20. 5. Nguen Suan Tu, Izmenenie tribotekhnicheskikh i mekhanicheskikh svoystv SVMPJe pri napolnenii polipropilena / Nguen Suan T'uk, S.V. Panin // XIX Mezhd. nauch.-prakt.



konf. "Sovremennyye tekhnika i tekhnologii", Sekcija 6: Materialovedenie. – P. 110-111. 6. Matematicheskoe modelirovanie naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija sistemy "kost'-implantat" pri mezhverte'l'nom perelome bedrennoj kosti / I.V. Bojko, A.V. Sabsaj, V.B. Makarov, O.V. Radzhabov. // Visnik SevNTU. – Vol. 133/2012. Serija: Mehanika, energetika, ekologija. – Sevastopol', 2012. – P. 355-360. 7. Osobennosti prochnostnyh harakteristik gubchatoj kosti pri zabolevanijah tazobedrennogo sustava / Kukin I.A., Kirpichjov I.V., Maslov L.B., Vihrev S.V. // Fundamental research. – 2013. – No 7. – P. 328-333.

*Поступила (received) 5.06.2015*

УДК 539.3

**Н.Б. СКРИПЧЕНКО**, асп. каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";  
**А.В. ТКАЧУК**, к.т.н., с.н.с., ст. науч. сотр. каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";  
**Н.Н. ТКАЧУК**, к.т.н., докторант каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ";  
**Е.И. КАСАЙ**, ст. гр. ТМ-82Б НТУ "ХПИ";  
**Б.И. КРЫЛЮК**, ст. гр. ТМ-82Б НТУ "ХПИ"

### **ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ БЕГОВОЙ ДОРОЖКИ НА КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ С ШАРОВЫМИ ПОРШНЯМИ РАДИАЛЬНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ**

С целью определения влияния формы беговой дорожки на контактное взаимодействие со сферическим поршнем гидropередачи разработан вариант метода граничных элементов. С использованием параметрической модели исследовано влияние формы профиля беговой дорожки и податливости слоя шероховатости на распределение контактных давлений. Установлены характерные особенности конфигураций контактных площадок и распределения контактных давлений.

**Ключевые слова:** контактное взаимодействие, контактное давление, податливость, шероховатость, метод граничных элементов

**Введение.** Одним из способов повышения нагрузочной способности деталей механизмов и машин [1-11] является придание им сложной геометрической формы, которая создавала бы более благоприятные условия их сопряжения. Как отмечено в статье [1], поиск такой формы, обеспечивающей требуемые характеристики деталей при сохранении работоспособности всего устройства, связан с решением комплекса задач, объединяемых традиционно в категорию задач геометрического синтеза. Наряду с ними возникает необходимость проведения анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) возможных вариантов синтезируемого механизма с различными параметрами и, в частности, анализа контактного взаимодействия его звеньев.

Эти задачи являются взаимосвязанными, их решение необходимо объединять в едином исследовательском цикле. В работах [2, 3] был предложен подход, позволяющий организовывать многовариантные исследования механизмов с деталями сложной формы на базе общего параметрического представления моделей синтеза и анализа. С целью снижения вычислительных затрат в рамках данного подхода предложено использовать иерархическую систему моделей для анализа НДС, осно-

---

© Н.Б. Скрипченко, А.В. Ткачук, Н.Н. Ткачук,  
Е.И. Касай, Б.И. Крылюк, 2015

ванных на различных методах, как приближенных, так и более точных.

Ключевыми являются оптимальный выбор метода и взаимосвязь используемых моделей на различных этапах исследования. Определяющими здесь выступают вопросы применимости каждого отдельного метода и объем вычислений, сопряженных с его применением, которые непосредственно связаны с особенностями конкретного класса синтезируемых механических систем. Характерным примером могут служить гидрообъемные передачи (ГОП) с шаровыми поршнями, при анализе взаимодействия которых с беговыми дорожками на корпусах статора применение различных методов определения НДС требует особенно тщательного учета геометрических параметров контактирующих тел. В работе исследованы вопросы применимости трех методов для данного класса механизмов в процессе синтеза параметров профилей беговых дорожек.

*Цель исследований* состоит в разработке методов, моделей и алгоритмов для анализа контактного взаимодействия в сопряжении шарового поршня с беговой дорожкой статора радиальной гидропередачи, сравнительном анализе их преимуществ, недостатков и границ применимости, а также формировании рекомендаций по созданию программно-модельного комплекса (ПМК) как средства анализа и синтеза контактирующих элементов ГОП.

Кроме того, ставится задача с применением ПМК провести исследования влияния формы беговой дорожки и шероховатости поверхностей контактирующих тел на распределение контактных площадок и давлений в зоне сопряжения шарового поршня со статорным кольцом гидропередачи.

**Постановка задачи.** В работе рассматривается радиальная гидрообъемная передача [1], разработанная в КП "Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова" [4]. Такие передачи применяются в составе трансмиссий тяжелых гусеничных машин с целью повышения их тактико-технических характеристик. С их помощью на активных режимах движения осуществляется плавная регулировка хода, что повышает маневренность гусеничной машины и ресурс ее силовой установки. Учитывая сложность устройства и высокую интенсивность действующих на данную передачу нагрузок, можно без снижения общности рассматривать ее как характерный объект, которому присущи все свойства подобного рода конструкций, причем в широком диапазоне нагружения.

Подробное описание конструкции ГОП-900 и основные ее характеристики приведены в работе [4]. Передача состоит из двух основных частей: гидронасоса и гидромотора. Их устройство практически не отличается: основными узлами как насоса, так и мотора являются статор и установленный со смещением относительно его центральной оси ротор. В нем имеется 9 радиально расположенных цилиндров, в которых находятся поршни, имеющие форму шара. При вращении ротора эти поршни перекачиваются по внутренней поверхности статора, совершая одновременно с этим поступательное движение в цилиндрах. В результате в насосе поршни производят перекачку масла, поступающего в гидросистему мотора. Создаваемое давление, обратно, приводит в движение поршни гидромотора и вызывает вращение его ротора, передаваемое на выходной вал передачи. Изменение

эксцентриситета положения ротора гидронасоса при постоянном значении эксцентриситета гидромотора позволяет непрерывно изменять передаточное отношение такой ГОП.

Следует выделить следующие особенности этой машины, обуславливающие основные трудности ее проектирования и расчета: она предназначена для передачи больших крутящих моментов, в связи с чем вся ее конструкция является высоконагруженной. Радиальные ГОП должны иметь компактные размеры, к ним предъявляются строгие габаритные ограничения, что служит причиной того, что многие их элементы приходится проектировать с минимальными запасами прочности. Кроме этого, указанные выше требования сужают область допустимых значений конструктивных параметров. Это также усложняет задачу обеспечения требуемых характеристик таких передач. Усилия в машине передаются посредством подвижного контакта ее различных элементов, в частности, шариковых поршней и корпусов статоров. В силу конструктивных особенностей передачи ход поршней в цилиндрах относительно мал, а поэтому для обеспечения большой мощности давление перекачиваемого масла должно быть высоким (до 30-35 МПа). Соответственно, в сопряжении поршней со статором действует значительное прижимающее усилие (до 120 кН). В связи с этим возникает вопрос об определении характера контакта этих деталей, локальных напряжений в его окрестности и параметров, влияющих на них.

Вышеперечисленные факторы и трудности создания передачи ГОП-900 привели к идее придания сложной формы внутренней поверхности корпуса статора, существенно отличающейся от цилиндрической, как способу улучшения условий в контакте статора с поршнем и снижения концентрации напряжений в этих деталях. Благодаря такому конструктивному изменению поршни будут двигаться по беговым дорожкам специальной формы. Это делает возможным создание более благоприятных условий для контакта поршней с корпусом статора.

Поверхность беговой дорожки является поверхностью вращения, определяемой в плоскости, проходящей через ось статора, некоторым профилем. Его форма, а также качество обработки поверхностей шара и статорного кольца, являются вариативными, и при проектировании передачи могут быть рассмотрены различные классы профилей и свойства податливости. Таким образом, задача анализа взаимодействия поршня ГОП с беговой дорожкой произвольно заданного или определяемого набором параметров профиля, а также варьируемой величиной податливости слоя шероховатости и локального НДС становится составной частью проектирования данной машины. Ее решение требует обоснованного выбора и рационального применения надлежащих методов и алгоритмов создания расчетных моделей и определения их параметров.

В рамках общей методики предлагается использовать различные средства анализа контактного взаимодействия деталей сложной формы. Правильный выбор подходящего метода на различных этапах проектирования и расчета повышает оперативность и эффективность разрабатываемой специализированной методики анализа и синтеза тех или иных отдельных машиностроительных конструкций.

При его совершении приходится руководствоваться, с одной стороны, требуемыми объемами вычислений и затратами на подготовку моделей, а с другой стороны, – точностью и возможностью определения различных характеристик сложного НДС элементов исследуемых механических систем.

Для оценки контактного взаимодействия поршня гидронасоса или гидромотора с беговой дорожкой на статоре предлагается использовать аналитическое решение Герца [5], полуаналитический прямой метод решения задачи Синьорини, основанный на семействе точных решений для пирамидального распределения контактного давления (вариант метода граничных интегральных уравнений (МГИУ) – метод граничных элементов (МГЭ)) [1-3, 6-8], и метод конечных элементов (МКЭ) [9]. В первом случае для определения контактных давлений используются соотношения:

$$p(x, y) = 3P / 2\pi ab \sqrt{1 - x^2 / a^2 - y^2 / b^2}, \quad x^2 / a^2 + y^2 / b^2 \leq 1 \Rightarrow \quad (1)$$

$$\Rightarrow p_{\max} = 3P / 2\pi ab.$$

Здесь  $P$  – усилие прижатия тел, а  $a, b$  – полуоси пятна контакта,  $p(x, y)$  – контактное давление.

Во втором случае для описания распределения контактных давлений применяется один из вариантов метода граничных элементов, предложенный в работах [2, 6, 7]. При этом для определения узловых значений контактных давлений  $p$  на треугольной сетке, наброшенной на поверхность контактного взаимодействия, привлекаются соотношения:

$$\sum_m C_{nm}^{\Sigma} p_m + h_n - \delta = 0, \text{ узел } J_n - \text{в контакте}; \quad (2)$$

$$\sum_m C_{nm}^{\Sigma} p_m + h_n - \delta > 0, \text{ узел } J_n - \text{вне зоны контакта.}$$

Здесь  $p_m = p(x_m, y_m)$  – искомые узловые значения контактных давлений в узлах  $J_m$ ,  $h_n = h(x_n, y_n)$  – узловые значения первоначального зазора,  $\delta = \delta_1 + \delta_2$  – суммарное сближение контактирующих тел.

Коэффициенты матрицы влияния вычисляются как сумма

$$C_{nm}^{\Sigma} = C_{nm} + \lambda \delta_{nm}. \quad (3)$$

Здесь  $C_{nm}$  – коэффициенты влияния, характеризующие глобальную податливость контактирующих гладких тел исходя из их деформации как упругих полупространств,  $\lambda$  – локальная податливость, обусловленная наличием линейно упругого слоя, моделирующего шероховатость контактирующих поверхностей,  $\delta_{nm} = \{1, \text{ если } n = m; 0, \text{ если } m \neq n\}$  – символ Кронекера.

В третьем случае производится минимизация функционала полной энергии конечно-элементной модели (КЭМ) системы взаимодействующих тел

$$I = \frac{1}{2} \sum k_{ij} u_{ij} u_j - \sum f_i u_i \rightarrow \min, \quad (4) \quad u_s^v + u_r^v \leq \delta^v. \quad (5)$$

Здесь  $k_{ij}$  – элементы матрицы жесткости создаваемой конечно-элементной сетки,  $u_i$  – узловые перемещения в вершинах конечных элементов,  $f_i$  – узловые нагрузки,  $u_s^v, u_r^v$  – нормальные перемещения сопряженных узлов на поверхностях контактирующих тел, первоначальный зазор между которыми  $\delta^v$ .

Контактные давления в данном случае определяются как невязки уравнений равновесия, получаемых из уравнений (4), в узлах контакта, т.е. в тех, где неравенство (5) обращается в равенство.

Для системы "поршень – беговая дорожка" можно выделить ряд геометрических свойств, влияющих на возможность проведения анализа контактного взаимодействия с использованием того или иного метода и на достоверность получаемых результатов: радиусы кривизн поверхностей поршня и статорного кольца в плоскости вращения ротора имеют противоположные знаки, что обуславливает малость зазора между ними в соответствующем направлении; в силу вариативности геометрии профиля беговой дорожки конфигурация первоначального ее контакта с поршнем может быть различной: контакт может происходить в одной точке, нескольких или по участку кривой линии; по этой же причине могут возникать значительные изменения кривизн контактирующих поверхностей и направлений нормалей в пределах контактной зоны.

Перечисленные особенности определяют применимость каждого из предложенных методов для анализа НДС в сопряжении поршней со статором при заданных значениях конструктивных параметров. Так, например, решение Герца, основанное на предположении относительно геометрии тел и характера их деформирования [5, 10], теряет свою справедливость в случае нарушения какого-либо из них. Применимость соотношений теории Герца для оценки контактных давлений ограничивается лишь профилями беговой дорожки, для которых первоначальный контакт с поршнем имеет точечный характер, и нагрузками, для которых размеры контактной площадки малы настолько, что в ее пределах кривизны и направления нормалей поверхностей изменяются слабо. В данном случае вычисление контактных давлений по Герцу реализовано в виде специальной программы "GOP-H" в среде Maple.

Полуаналитический МГИУ (МГЭ) допускает большую вариативность геометрии контактирующих тел. Менее строгие геометрические ограничения позволяют применять данный метод для более широкого класса профилей беговых дорожек, а дискретное представление поверхностей в районе контакта на сетке, узлы которой расположены в общей касательной плоскости тел в вершинах одинаковых равносторонних треугольников, дает возможность получить более точный результат, учитывающий особенности геометрии. Для практического применения в данном случае привлекается разработанная программа "МГИУ".

МКЭ является наиболее универсальным и гибким средством, и, в частности, для определения НДС элементов ГОП с учетом контактного взаимодействия. В про-

цессе применения МКЭ в данном случае была предложена программно-управляемая параметрическая КЭМ на языке APDL для CAE ANSYS.

Таким образом, созданный специализированный программно-модельный комплекс включал в себя компоненты, реализующие метод Герца, МГИУ и МКЭ. Это дало возможность провести в автоматизированном режиме многовариантные исследования с варьированием различных параметров, а, кроме того, сопоставить результаты, получаемые для одной и той же задачи, но разными методами и при помощи различных компонент созданного ПМК.

**Исследуемая конструкция.** Первоначально был рассмотрен следующий класс профилей беговых дорожек на статорном кольце. Для его описания применяется ортогональная система координат, началом отсчета которой является точка  $O$  на поверхности поршня, максимально удаленная от центра статора  $O_{st}$ . Направление оси  $Oz$  этой системы совпадает с направлением радиальной оси статора, соединяющей его центр  $O_{st}$  с центром поршня  $O_p$ . Ось  $Ox$  ортогональна плоскости вращения ротора, в то время как ось  $Oy$  параллельна вектору движения центра поршня по

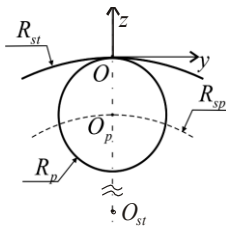
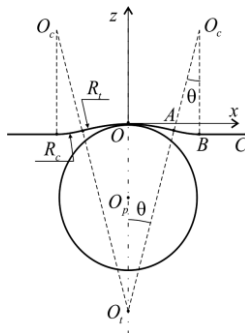


Рисунок 1 – Геометрия тел в сопряжении поршня со статорным кольцом и профиль беговой дорожки



круговой траектории (рисунок 1). Профиль беговой дорожки, определяющий сечение статорного кольца в сечении плоскостью  $Oxz$ , в центральной своей части является дугой с углом раствора  $2\theta$  окружности радиуса  $R_t$  с центром в точке  $O_t$ , расположенной на оси  $Oz$ .

Таким образом, средняя часть беговой дорожки пред-

ставляет собой желоб тороидальной формы, по которому перекачивается поршень при вращении ротора. Радиусы желоба и поршня предполагается делать близкими для того, чтобы уменьшить первоначальный зазор между поршнем и беговой дорожкой в направлении оси  $Ox$ . Во избежание изломов контактирующих поверхностей, которые приводят к значительной концентрации контактных давлений при переходе от вогнутой части профиля  $OA$  к его горизонтальному участку  $BC$ , профилю придается скругление радиуса  $R_c$  (см. рисунок 1). В итоге форма беговой дорожки как поверхности вращения полностью определяется параметрами ее профиля:  $R_t, R_c, \theta$ . При этом значения конструктивных параметров являются заданными. Базовые параметры элементов ГОП-900 следующие:  $R_p = 0.03175$  м – радиус поршня,  $R_{sp} = 0.128$  м – радиус круговой траектории центра поршня,  $R_{st} = 0.15975$  м – радиус статорного кольца,  $R_{rot} = 0.145$  м – радиус корпуса ротора,  $\delta = 0.012$  м – максималь-

ный эксцентриситет; упругие постоянные материала поршня и статора:  $E = 200$  ГПа – модуль упругости и  $\nu = 0.3$  – коэффициент Пуассона; параметры нагруженности передачи  $P = 15 \div 120$  кН – прижимающее усилие в сопряжении поршня со статором. Влияние вышеуказанных варьируемых параметров на характер контактного взаимодействия поршня со статорным кольцом в отсутствие трения и локальное НДС демонстрируется ниже результатами расчетов, проведенных различными методами.

**Результаты исследования взаимодействия шарового поршня с беговой дорожкой как контакта гладких тел.** В первую очередь представляет интерес выбор радиуса центрального желоба беговой дорожки  $R_t$ . Его значением в первом приближении определяется зазор между поршнем и статором. Действительно, в окрестности точки  $O$  каждое из контактирующих тел приближенно можно представить квадратичными формами:

$$z_1(x, y) \cong x^2 / 2R_1^x + y^2 / 2R_1^y; \quad z_2(x, y) \cong x^2 / 2R_2^x + y^2 / 2R_2^y. \quad (6)$$

Индексы 1 и 2 соответствуют поверхностям беговой дорожки и поршня соответственно,  $R_1^x = -R_t$ ;  $R_1^y = -R_{st}$ ;  $R_2^x = R_2^y = R_p$  обозначают радиусы их нормальных кривизн в направлениях  $Ox$  и  $Oy$ , являющихся главными. Зазор между поверхностями, соответственно, приближенно описывается квадратичной функцией

$h^{par}(x, y) = x^2 / 2R_{eq}^x + y^2 / 2R_{eq}^y$ , где приведенные радиусы кривизн для пары поверхностей определяются как  $R_{eq}^x = (1/R_1^x + 1/R_2^x)^{-1}$  и  $R_{eq}^y = (1/R_1^y + 1/R_2^y)^{-1}$ .

Такое приближенное представление локальной геометрии полностью согласуется с предположением, в рамках которых построена теория Герца [5, 10]. Используя вышеперечисленные соотношения, можно оценить размеры полуосей эллиптического пятна контакта и значение максимального контактного давления при заданном значении прижимающего усилия  $P$ .

Предложенный способ оценки контактного взаимодействия поршня со статором, несмотря на простоту сопряженных с ним вычислений, обладает ограниченной областью применимости. Для исследуемого здесь класса профилей наиболее существенное ограничение связано с отличием реальной геометрии тел от приближенного представления (6). С ростом прижимающего усилия пятно контакта расширяется так, что может достичь скругления на участке  $AB$  профиля беговой дорожки. Достижение размера полуоси эллиптической площадки контакта, предсказываемое теорией Герца, в направлении  $Ox$  значений, больших полуширины тороидального сегмента беговой дорожки  $OA$ , можно принять за основной признак, указывающий на неприменимость решения Герца для данных значений геометрических параметров профиля и величины прижимающего усилия

$$a_x(P) \leq R_t \sin \theta. \quad (7)$$

Более того, формула Герца неприменима ни для каких значений усилия  $P$  в

случае, когда  $R_t \leq R_p$ . Если радиус желобка  $R_t$  равен радиусу поршня  $R_p$  или оказывается меньше его, то первоначальный контакт поршня со статорным кольцом происходит или по участку кривой линии, или в двух отдельно расположенных точках, соответственно.

Полуаналитический метод применим в большем числе ситуаций и для большей области значений варьируемых параметров. Для него единственным требованием к контактирующим телам является выполнение предположения об эквивалентности деформаций на их поверхности вблизи контакта деформациям границы упругого полупространства. Для рассматриваемого класса профилей это предположение остается справедливым при небольших значениях угла  $\theta$ . В действительности величины раствора дуги желоба дорожки  $\theta$ , которые можно реализовать в ГОП, ограничены малыми значениями. Таким образом, применение данного метода для исследования влияния формы рассматриваемых профилей на характер контактного взаимодействия поршня со статором во всей области допустимых значений варьируемых геометрических параметров является оправданным, что подтверждается ниже представленными результатами, полученными, в частности, другими способами. Их сравнение проведено в рамках исследования поставленного ранее вопроса выбора радиуса  $R_t$  во всем диапазоне его возможных значений.

На рисунке 2 представлены величины максимального контактного давления при различных значениях радиуса желоба  $R_t$ , полученные всеми тремя методами. На графике по оси абсцисс отложена безразмерная величина  $(R_t - R_p)/R_p \cdot 100\%$ , отражающая относительную разницу радиусов поршня и центральной части беговой дорожки в процентах. В области значений этой разности, где нарушается неравенство (7) и оценка Герца теряет свою справедливость, соответствующая кривая переходит из сплошной в прерывистую линию. При варьировании величины  $R_t$  остальные параметры профиля беговой дорожки не изменялись и были приняты следующими:  $R_c = R_p/2, \theta = \pi/12$ . Данные зависимости приведены для трех значений прижимающего усилия  $P = 50$  кН, 100 кН и 200 кН.

Полуаналитический метод граничных уравнений применяется в виде программы "МГИУ", в которой была записана функция зазора между шаром и беговой дорожкой в виде (6). Приведенные на рисунке 4 распределения контактных давлений на оси  $Ox$ , полученные полуаналитическим методом для значений  $R_t$ , равных  $0.8 R_p, 0.9 R_p, 1.0 R_p, 1.1 R_p$  и  $1.2 R_p$ , в случае действия прижимающего усилия  $P = 100$  кН, объясняют характер исследуемой зависимости, отображенной на рисунке 2. Видно, что по мере приближения радиуса желобка беговой дорожки к радиусу поршня ширина пятна контакта увеличивается, что является следствием уменьшения зазора между их поверхностями. При этом распределение контактных давлений теряет герцевскую форму с выходом пятна контакта на скругления, когда разница между радиусами становится малой. В частности, при совпадающих  $R_p$  и  $R_t$ , для



которых теория Герца предсказывает бесконечную ширину зоны контакта, действительное распределение принимает вид, показанный на рисунке 3 с двумя пиками давления в местах перехода желоба в скругление. При дальнейшем уменьшении радиуса  $R_t$  величина этих пиковых значений продолжает расти, а давление в центральной части дорожки уменьшается. В конечном итоге пятно контакта раздваивается. Происходит это во всех случаях, когда  $R_t < R_p$  и первоначальный контакт поршня с беговой дорожкой осуществляется в двух точках, а прижимающее усилие недостаточно велико. Использование профилей с такой конфигурацией контакта неоправданно, поскольку оно приводит к излишней концентрации давлений в сопряжении поршня со статором. С другой стороны, придание профилю беговой дорожки статора ГОП в центральной ее части кривизну, предельно близких к кривизне поверхности поршня, представляется действенным способом понижения контактных давлений. При этом величина их концентрации на скруглениях при действии повышенных нагрузок является определяющей при выборе рациональных значений параметров профиля дорожки, в частности, радиуса  $R_t$ .

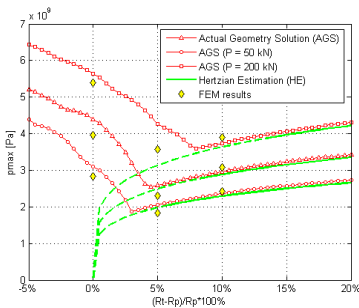


Рисунок 2 – Зависимости значений максимальных контактных давлений от относительной разности радиусов желоба и поршня для трех различных нагрузок ("МГИУ-AGS", "ГОП-Н", ANSYS) ( $R_c = R_p/2$ ,  $\theta = 15^\circ$ )

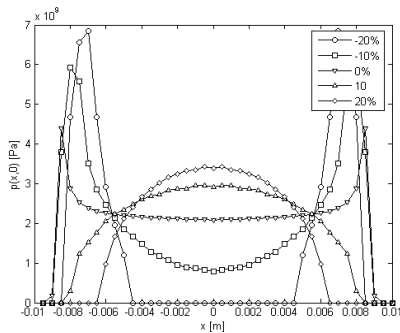


Рисунок 3 – Распределения контактных давлений на оси  $Ox$  для значений радиуса желоба, больших и меньших радиуса поршня ("МГИУ")

На рисунке 4 приведены распределения контактных давлений в сопряжении поршня со статорным кольцом, пребывающих под действием прижимающего усилия  $P = 100$  кН, для значений относительной разности радиусов  $R_t$  и  $R_p$ , изменяющихся в пределах от 0% до 10%. Видно, что с уменьшением этой разности максимум контактных давлений перемещается из центральной точки пятна контакта к его краям в район скруглений. Тем не менее, даже эта концентрация приводит к возникновению контактных давлений, меньших, чем те, которые имеют место при взаимодействии поршня со статором с цилиндрической внутренней поверхностью. На рисунке 4 их распределение для заданного ранее значения  $P$  изображено прерывистой линией. Кроме того, эти пиковые значения контактного давления можно огра-

начить при известной величине максимального прижимающего усилия, действующего на поршень при работе передачи, соответствующим выбором радиуса желобка дорожки  $R_t$ , используя зависимости типа приведенных на рисунке 3.

Полнее оговоренную ранее закономерность раскрывают картины распределений контактных давлений в плоскости  $Oxy$ , приведенные ниже на рисунке 5 для набора выбранных значений  $R_t$ . Эта серия поверхностных распределений объединяет в себе результаты, представленные на рисунках 3, 4. Ее анализ позволяет определить характер зависимости формы пятна контакта от величины радиуса желобка беговой дорожки и подтверждает сделанные ранее выводы относительно пределов, в которых контакт поршня со статором остается герцевским, а также

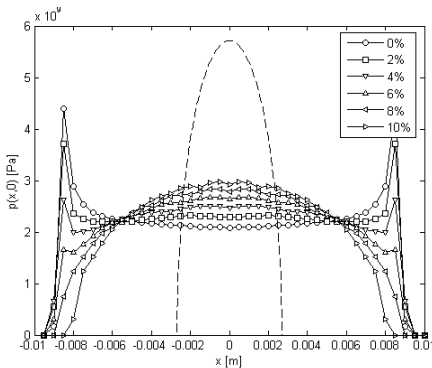


Рисунок 4 – Распределения контактных давлений на оси  $Ox$  при малых значениях разности радиусов желоба и поршня в сравнении с аналогичным распределением в случае статорного кольца с цилиндрической поверхностью ("МГИУ")

положения точек максимального контактного давления и его значения. Влияние скруглений сказывается лишь тогда, когда вследствие малой разности между радиусами  $R_t$  и  $R_p$  зазор между поршнем и поверхностью беговой дорожки в направлении оси  $x$  становится настолько малым, что при заданном усилии  $P = 100$  кН, для которого найдены приведенные на рисунке 6 распределения, длина вытянутой полуоси пятна контакта превосходит ширину центрального участка беговой дорожки. На рисунке 7 верхней границе зоны таких значений относительной разности радиусов для различных значений прижимающих усилий соответствуют точки перехода линии герцевских оценок максимальных контактных давлений из сплошной в прерывистую. Там же видно, что даже в этой зоне для довольно широкого диапазона значений относительной разности радиусов кривая зависимости, предсказанная теорией Герца, хорошо согласуется с более точными оценками, учитывающими реальную геометрию контактирующих тел.

Для большого числа пограничных случаев наличие скруглений приводит лишь к малым отклонениям распределения контактного давления от герцевского (см. рисунок 5). В остальных же ситуациях форма пятна контакта существенно отличается от эллиптической.

Изменение формы контактной площадки с увеличением прижимающего усилия можно проследить на примере одного частного варианта профиля беговой дорожки с параметрами:  $R_t = 1,05 R_p$ ,  $R_c = R_p / 2$ ,  $\theta = \pi / 12$ . Распределение кон-

тактных давлений на оси  $Ox$  и в контактной плоскости, полученные МГИУ для значений нагрузки, действующей со стороны поршня на статор, равных 10 кН, 20 кН, 50 кН, 100 кН и 200 кН, приведены на рисунках 6, 7. На рисунке 6 прерывистыми линиями изображены распределения, предсказываемые для этих величин теорией Герца. Они хорошо согласуются с кривыми, построенными с применением МГИУ при малых значениях  $P$ . Однако видно, что с распространением контакта на скругления рассчитанные распределения все больше отклоняются от герцевских.

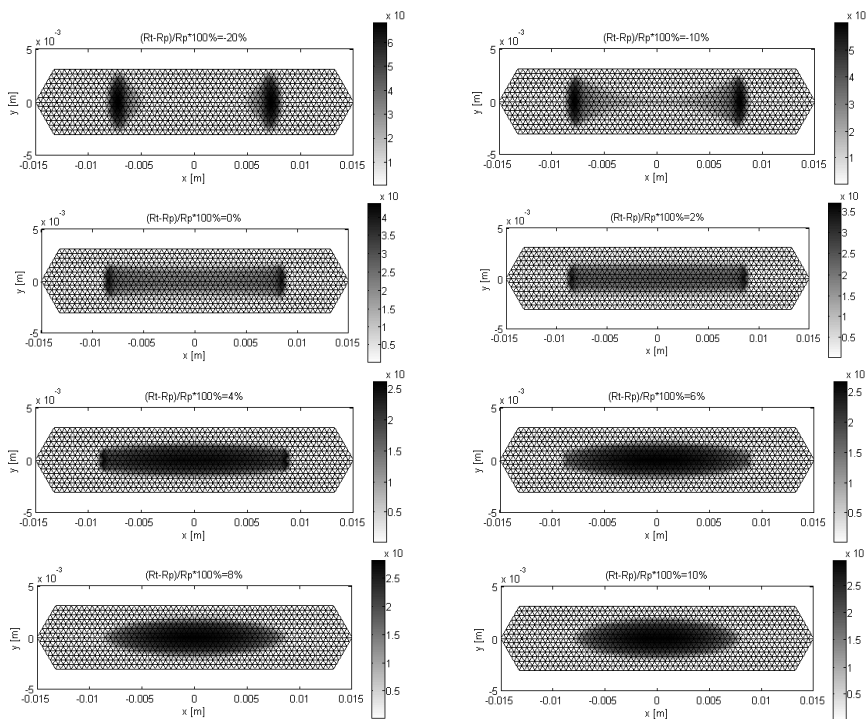


Рисунок 5 – Поверхностные распределения контактных давлений при различных значениях разности радиусов желоба и поршня ("МГИУ")

Для проверки приведенных выше результатов, полученных исключительно полуаналитическим методом, производится конечно-элементное моделирование ограниченного набора вариантов ГОП с различными параметрами беговых дорожек. Ниже представлены результаты расчетов, выполненных для уже рассмотренных вариантов профилей, у которых отличие радиуса желоба от радиуса поршня составляет 0%, 5 % и 10 %. Для их получения была построена параметрическая КЭМ в CAE-системе ANSYS Workbench со сгущением сетки в районе контакта (рисунок 8). В силу наличия симметрии в системе поршень – статор моделировался

лишь ее сегмент, ограниченный двумя плоскостями симметрии  $Oxz$  и  $Oyz$ . Размеры контактных элементов и элементов в зоне сгущения были выбраны такими же, что и размеры треугольной сетки, использованной при получении результатов, представленных на рисунках 2-7.

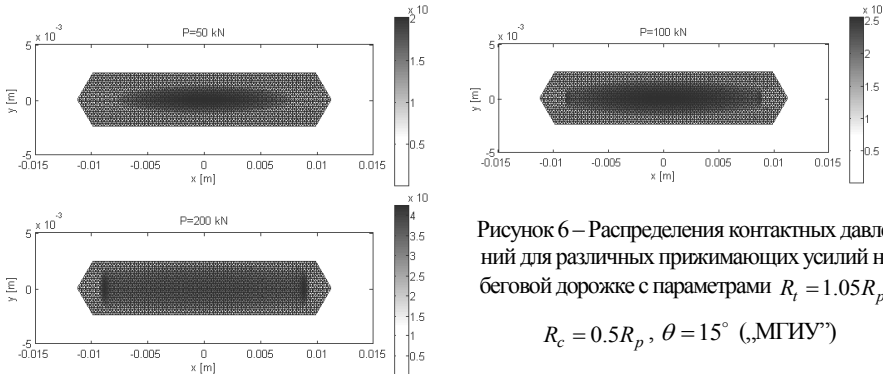


Рисунок 6 – Распределения контактных давлений для различных прижимающих усилий на беговой дорожке с параметрами  $R_t = 1.05R_p$ ,

$$R_c = 0.5R_p, \theta = 15^\circ \text{ („МГИУ“)}$$

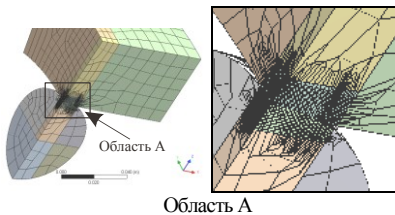


Рисунок 7 – КЭМ сегмента системы "поршень – статор" со сгущением в районе контакта

ное и количественное совпадение результатов.

На рисунке 2 представлены значения максимальных контактных давлений для всех трех рассматриваемых вариантов беговой дорожки, полученные с помощью данной параметрической конечно-элементной модели. Они также согласуются с кривыми зависимости значений максимального контактного давления от относительной разности радиусов желоба и поршня, рассчитанными с применением полуаналитического метода, что позволяет сделать вывод о его применимости для анализа контактного взаимодействия ГОП с беговыми дорожками рассмотренного типа. Построенная КЭМ служит не только для подтверждения результатов многовариантных расчетов, производимых другими методами, но и для проведения более полного анализа НДС полученных в ходе параметрического поиска вариантов конструкции. Здесь помимо контактных давлений интерес также представляют распределения напряжений и деформаций, а также их концентрация в зоне контакта (рисунок 9).

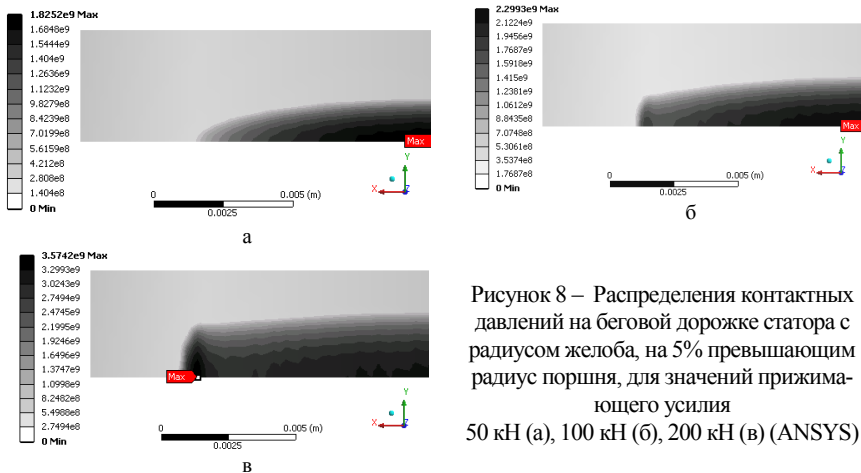


Рисунок 8 – Распределения контактных давлений на беговой дорожке статора с радиусом желоба, на 5% превышающим радиус поршня, для значений прижимающего усилия 50 кН (а), 100 кН (б), 200 кН (в) (ANSYS)

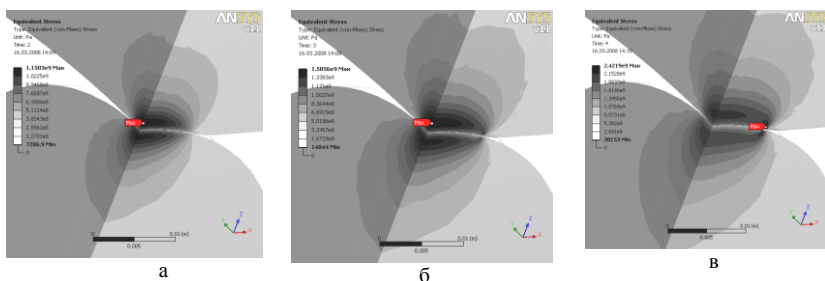


Рисунок 9 – Распределения эквивалентных напряжений по Мизесу в статоре с радиусом желоба беговой дорожки, на 5% превышающим радиус поршня, для значений прижимающего усилия: а – 50 кН, б – 100 кН, в – 200 кН (ANSYS)

Таким образом, на примере частного класса профилей беговых дорожек было продемонстрировано применение предложенного подхода к синтезу и анализу деталей сложной формы. В его рамках анализ контактного взаимодействия тел различной формы производится несколькими методами с использованием различных компонент СПМК, реализующих полуаналитический метод (программа "МГИУ"), метод Герца ("GOP-H") и МКЭ (ANSYS). Предварительное их сравнение на серии тестовых задач позволило выделить области и порядок их применения, что дает возможность в дальнейшем обоснованно использовать их как инструмент анализа, встроенный в общий исследовательский цикл при проектировании ГОП с повышенной нагрузочной способностью и долговечностью их подвижных элементов, таких как поршни гидронасоса и гидромотора. Вместе с этим рассмотрен ряд частных вопросов выбора параметров беговых дорожек ГОП, в частности, зависимости величины концентрации контактных давлений на ее скруглениях при действии повышенных нагрузок в системе "поршень – статор".

Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что предложенный подход и созданный СПМК дает возможность эффективно проводить анализ контактного взаимодействия элементов радиальных ГОП и может быть реализован при создании специализированной системы проектирования этого класса устройств, а разработанный ПМК может быть интегрирован как отдельный расчетный модуль. При этом предпочтительным является использование многоуровневых моделей и разноуровневых компонент ПМК всех трех рассмотренных типов с учетом ограничений, определенных в работе. Можно заключить, что предложенная в [2] технология совместного применения метода Герца, полуаналитических решений МГИУ (вариант метода граничных элементов) и МКЭ является достаточно универсальной и гибкой для анализа контактного взаимодействия сложнопровильных тел, в частности, элементов гидропередач при проведении многовариантных исследований НДС.

**Влияние податливости слоя шероховатости на распределение контактных давлений в сопряжении "шар – беговое кольцо".** При описанном выше анализе взаимодействия шарового поршня с беговой дорожкой ГОП не учитывалось влияние податливости упругого слоя, имитирующего шероховатость поверхностей контактирующих тел. Вместе с тем, как показали результаты расчетов, предпочтительными вариантами профилей беговых дорожек являются те, которые минимизируют величину первоначального зазора между поршнями и статорным кольцом. В этих условиях неизбежно возрастание роли фактора шероховатости контактирующих поверхностей как источника дополнительной податливости, т.к. перемещения, вызываемые этим фактором, становятся соизмеримыми и с перемещениями от упругого деформирования поршня и статорного кольца как упругих тел, и самой величины первоначального зазора. В связи с этим возникает новый аспект исследований, связанных с анализом влияния именно свойств податливости, обусловленной шероховатостью.

Для решения этой задачи был проведен ряд расчетов, в которых податливость  $\lambda$  упругого слоя, имитирующего шероховатость, изменялась в достаточно широких пределах. В соотношениях (2), (3) учет влияния шероховатости сводится к прибавлению  $\lambda$  к диагональным членам матрицы коэффициентов влияния  $C_{nn}$ . Соответственно, записывая

$$C_{nn}^{\lambda} = C_{nn} + \lambda = C_{nn}(1 + L) = C_{nn}(1 + tg\theta), \quad (8)$$

где  $C_{nn}^{\lambda}$ ,  $C_{nn}$  – диагональные компоненты матриц влияния шероховатых и гладких тел соответственно, можно путем варьирования безразмерных параметров  $L$  и  $\theta$  моделировать изменение податливости. Преимуществом использования  $\theta$  является его ограниченность (при  $L \rightarrow \infty$ ,  $\theta \rightarrow \pi/2$ ).

В ходе исследований варьировался профиль беговой дорожки путем изменения радиуса  $R_t$  (см. рисунок 1) (а, соответственно, и параметр  $\chi = \frac{(R_t - R_p)}{R_p} \cdot 100\%$ ), а также относительная податливость упругого слоя, имити-

рующего свойства шероховатости,  $L$  от 0 до 100. Усилие прижатия поршня оставалось постоянным и равным 100 кН.

Из рисунков 10-15 видно, что податливость  $L$  оказывает существенное влияние и на характер распределения, и на величину контактных давлений. С ростом  $L$  уровень

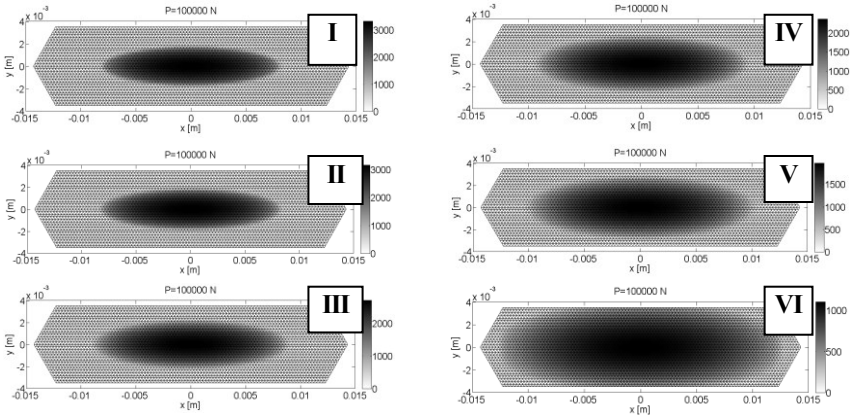


Рисунок 10 – Картины распределения контактных давлений для случая  $\chi = 10\%$  при различных значениях податливости  $L$  упругого слоя, имитирующего шероховатость контактирующих поверхностей поршня и статора гидрообъемной передачи:

**I:**  $L = 0$   $p_{max} = 3.309 \cdot 10^3$  МПа; **II:**  $L = 1$   $p_{max} = 3.15 \cdot 10^3$  МПа; **III:**  $L = 5$   $p_{max} = 2.7 \cdot 10^3$  МПа; **IV:**  $L = 10$   $p_{max} = 2.359 \cdot 10^3$  МПа; **V:**  $L = 20$   $p_{max} = 1.963 \cdot 10^3$  МПа; **VI:**  $L = 100$   $p_{max} = 1.1 \cdot 10^3$  МПа

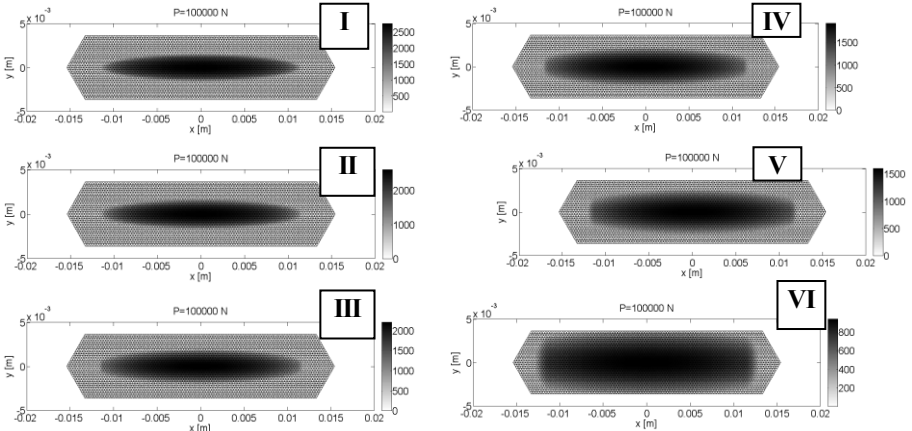


Рисунок 11 – Картины распределения контактных давлений для случая  $\chi = 4\%$  при различных значениях податливости  $L$  упругого слоя, имитирующего шероховатость контактирующих поверхностей поршня и статора гидрообъемной передачи:

**I:**  $L = 0$   $p_{max} = 2.746 \cdot 10^3$  МПа; **II:**  $L = 1$   $p_{max} = 2.598 \cdot 10^3$  МПа; **III:**  $L = 5$   $p_{max} = 2.2 \cdot 10^3$  МПа; **IV:**  $L = 10$   $p_{max} = 1.915 \cdot 10^3$  МПа; **V:**  $L = 20$   $p_{max} = 1.597 \cdot 10^3$  МПа; **VI:**  $L = 100$   $p_{max} = 0.937 \cdot 10^3$  МПа

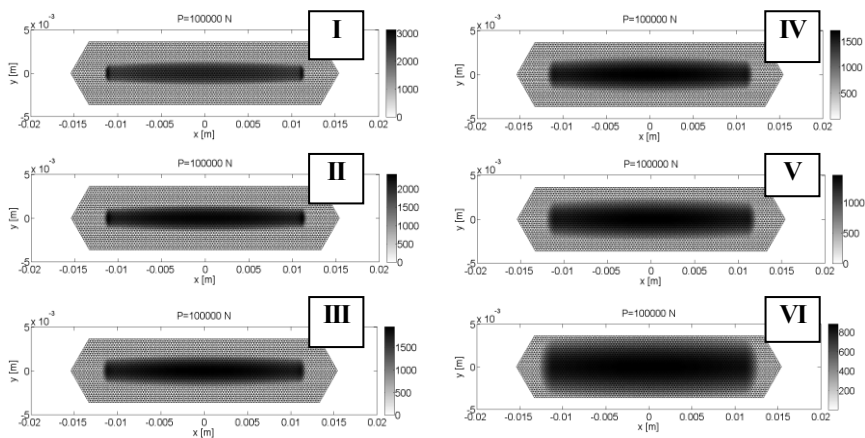


Рисунок 12 – Картины распределения контактных давлений для случая  $\chi = 2\%$  при различных значениях податливости  $L$  упругого слоя, имитирующего шероховатость контактирующих поверхностей поршня и статора гидрообъемной передачи:

**I:**  $L = 0$   $p_{max} = 3.126 \cdot 10^3$  МПа; **II:**  $L = 1$   $p_{max} = 2.387 \cdot 10^3$  МПа; **III:**  $L = 5$   $p_{max} = 1.948 \cdot 10^3$  МПа; **IV:**  $L = 10$   $p_{max} = 1.707 \cdot 10^3$  МПа; **V:**  $L = 20$   $p_{max} = 1.444 \cdot 10^3$  МПа; **VI:**  $L = 100$   $p_{max} = 0.884 \cdot 10^3$  МПа

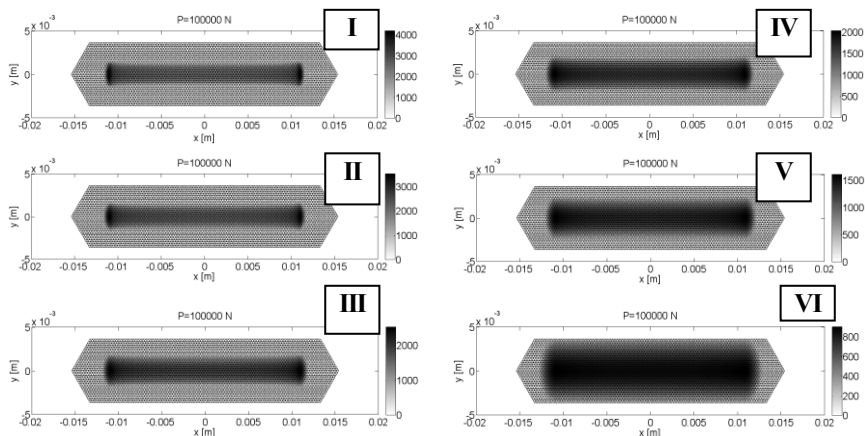


Рисунок 13 – Картины распределения контактных давлений для случая  $\chi = 0\%$  при различных значениях податливости  $L$  упругого слоя, имитирующего шероховатость контактирующих поверхностей поршня и статора гидрообъемной передачи:

**I:**  $L = 0$   $p_{max} = 4.188 \cdot 10^3$  МПа; **II:**  $L = 1$   $p_{max} = 3.514 \cdot 10^3$  МПа; **III:**  $L = 5$   $p_{max} = 2.51 \cdot 10^3$  МПа; **IV:**  $L = 10$   $p_{max} = 2.031 \cdot 10^3$  МПа; **V:**  $L = 20$   $p_{max} = 1.601 \cdot 10^3$  МПа; **VI:**  $L = 100$   $p_{max} = 0.899 \cdot 10^3$  МПа

давлений снижается, размеры контактного пятна возрастают, а распределение контактных давлений становится более гладким. В координатах " $q - \theta$ " (здесь



$q = p_{\max}(L, \chi) / p_{\max}(0; 10\%)$  на рисунке 16 представлен характер изменения распределений контактных давлений.

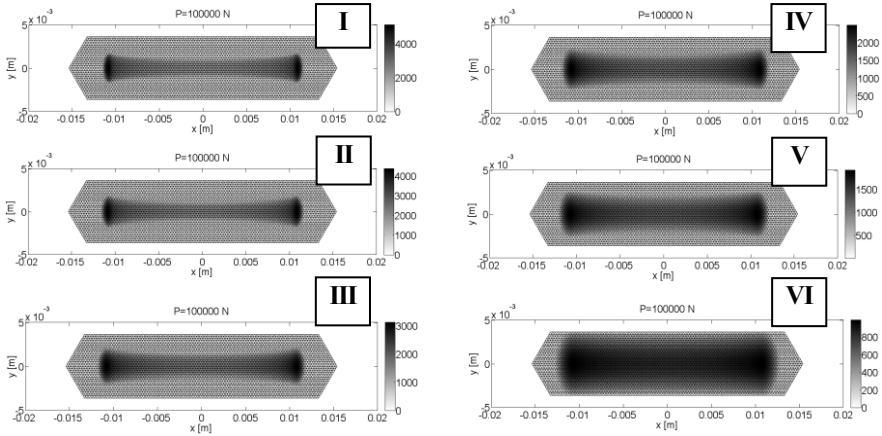


Рисунок 14 – Картины распределения контактных давлений для случая  $\chi = -2\%$  при различных значениях податливости  $L$  упругого слоя, имитирующего шероховатость контактирующих поверхностей поршня и статора гидрообъемной передачи:

**I:**  $L = 0$   $p_{\max} = 3.126 \cdot 10^3$  МПа; **II:**  $L = 1$   $p_{\max} = 2.387 \cdot 10^3$  МПа; **III:**  $L = 5$   $p_{\max} = 1.948 \cdot 10^3$  МПа; **IV:**  $L = 10$   $p_{\max} = 1.707 \cdot 10^3$  МПа; **V:**  $L = 20$   $p_{\max} = 1.444 \cdot 10^3$  МПа; **VI:**  $L = 100$   $p_{\max} = 0.884 \cdot 10^3$  МПа

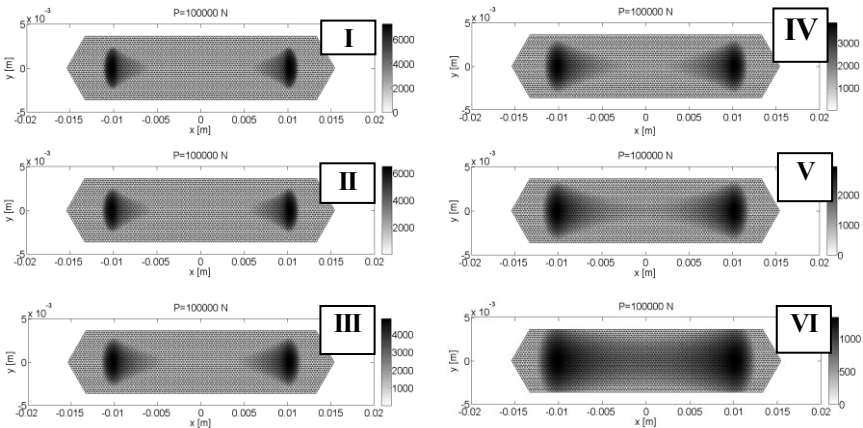


Рисунок 15 – Картины распределения контактных давлений для случая  $\chi = -10\%$  при различных значениях податливости  $L$  упругого слоя, имитирующего шероховатость контактирующих поверхностей поршня и статора гидрообъемной передачи:

**I:**  $L = 0$   $p_{\max} = 7.254 \cdot 10^3$  МПа; **II:**  $L = 1$   $p_{\max} = 6.503 \cdot 10^3$  МПа; **III:**  $L = 5$   $p_{\max} = 4.879 \cdot 10^3$  МПа; **IV:**  $L = 10$   $p_{\max} = 3.906 \cdot 10^3$  МПа; **V:**  $L = 20$   $p_{\max} = 2.939 \cdot 10^3$  МПа; **VI:**  $L = 100$   $p_{\max} = 1.321 \cdot 10^3$  МПа

Из данных картин наглядно видно и влияние профиля беговой дорожки, и податливости упругого слоя на контактные давления. При стремлении  $\chi$  к нулю распределение контактных давлений, как и для случая контакта гладких поршня и статорного кольца, во все большей степени перестает быть "герцевским", а для  $\chi < 0$  становится совершенно от него отличным. В то же время параметр  $\theta$  очень резко влияет на форму распределения давления, причем величина максимального давления может с учетом влияния податливости шероховатого слоя изменяться в 3÷5 раз.

Естественно, что в этих обстоятельствах возникает задача оптимизации конструкции беговой дорожки по виду профиля и свойствам шероховатости поверхности. Для обоснования целесообразности постановки и эффективности решения такой задачи были построены поверхности отклика, представляющие собой зависимости относительных максимальных контактных давлений от  $\chi$  и  $L$  при различной величине прижимающего усилия  $P$  (от 15 до 120 кН).

На рисунках 17-19 представлены соответствующие графические картины полученных зависимостей, констатирующие, что для широкого диапазона нагрузок и свойств шероховатости минимальные значения максимальных контактных давлений достигаются при  $\chi = 2\div 4\%$ . Более того, при уходе из этого интервала давления сильно возрастают, особенно при отрицательных  $\chi$ .

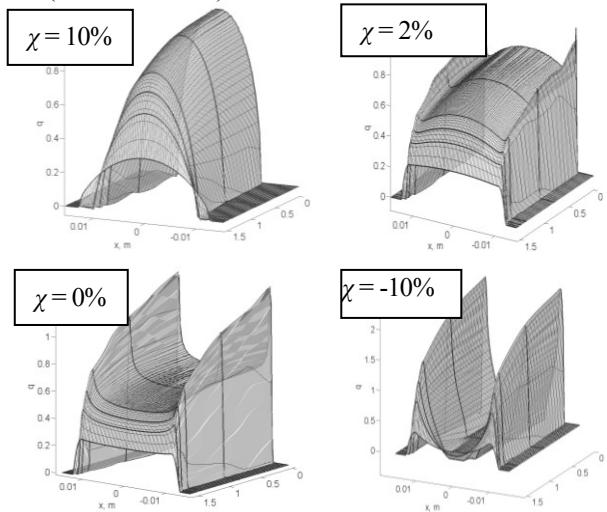


Рисунок 16 – Характер изменения распределений контактных давлений при различных значениях податливости  $\chi$

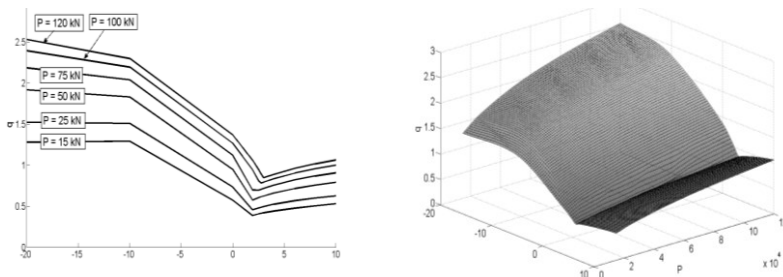


Рисунок 17 – Зависимость относительных максимальных давлений  $q$  от параметра  $\chi$  при  $L = 0$  и изменяемой силе прижатия  $P$ , кН

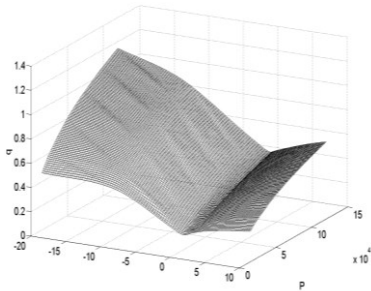


Рисунок 18 – Зависимость относительных максимальных давлений  $q$  от параметра  $\chi$  при  $L = 20$  и изменяемой силе прижатия  $P$ , кН

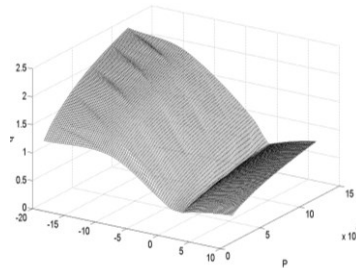


Рисунок 19 – Зависимость относительных максимальных давлений  $q$  от параметра  $\chi$  при  $L = 1$  и изменяемой силе прижатия  $P$ , кН

**Выводы.** Предложен общий подход к анализу контактного взаимодействия с привлечением модели Герца, МКЭ и МГЭ, причем в последнем предложен способ учета локальной податливости тел в зоне контакта за счет учета влияния шероховатости их поверхности на контактную жесткость. Известные оценки величины контактной податливости слоя шероховатости соответствуют определенным способам обработки [11]. Продемонстрирована также продуктивность постановки и решения задач оптимизации профиля беговой дорожки гидрообъемной передачи.

Полученные результаты планируется в дальнейшем применить при проектных исследованиях широкого класса машиностроительных конструкций, содержащих сложнопрофильные тела, находящиеся в условиях силового контакта.

**Список литературы:** 1. *Ткачук Н. Н.* Методы и модели для исследования контактного взаимодействия шарового поршня с беговой дорожкой в радиальной гидропередаче / Н. Н. Ткачук // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2008. – Вып. 2. – С.159–166. 2. *Ткачук Н.Н.* Анализ контактного взаимодействия сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями: дисс... канд. техн. наук: спец. 05.02.09. – Харьков, 2011. – 203 с. 3. *Львов Г.И., Ткачук Н.Н.* Анализ контактного взаимодействия сложнопрофильных тел: вариант реализации метода граничных интегральных уравнений // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2008. – № 42. – С.81-95. 4. *Аврунин Г.А., Кабаненко И.В., Хавильов В.В.* Объемная гидропередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень // Механіка та машинобудування. – 2004. – №1. – С.14-21. 5. *Hertz H.* Über die Berührung fester elastischer Körper / H. Hertz // J. Reine Angew. Math.. – 1881. – Vol. 92. – S. 156-171. 6. *Ткачук Н.Н., Мовшиович И.Я., Ткачук Н.А., Скрипченко Н.Б., Литвиненко А.В.* Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов: модели и разрешающие уравнения // КШП. ОМД. – М.: ООО "Тисо Принт", 2014. – № 3 – С. 3-10. 7. *Ткачук Н.Н., Мовшиович И.Я., Ткачук Н.А., Скрипченко Н.Б., Литвиненко А.В.* Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов: модели и разрешающие уравнения // КШП. ОМД. – М.: ООО "Тисо Принт", 2014. – № 4 – С. 3-8. 8. *Крauch С., Старфилд А.* Методы граничных элементов в механике твердого тела. – М.: Мир, 1987. – 328 с. 9. *Hughes T.J.R.* The Finite Element Method: Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis. – Courier Dover Publications, 2012. – 672 с. 10. *Джонсон К.* Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 509 с. 11. *Решетов Д.Н., Портман В.Т.* Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.

**Bibliography ( transliterated):** 1. *Tkachuk N.N.* Metody i modeli dlja issledovaniya kontaktnogo vzaimodejstvija sharovogo porshnja s begovoj dorozhkoj v radial'noj gidropredache / N. N. Tkachuk // Vestnik NTU "KhPI". – Kharkov: NTU "KhPI", 2008. – Vol. 2. – P.159–166. 2. *Tkachuk N.N.* Analiz kontaktnogo vzaimodejstvija

slazhnoprofil'nyh jelementov mashinostroitel'nyh konstrukcij s kinematicheski soprzjazhennymi poverhnostjami: diss... kand. tehn. nauk. spec. 05.02.09. – Kharkov, 2011. – 203 p. 3. *L'vov G.I.* Analiz kontaktного vzaimodejstvija slozhnoprofil'nyh tel: variant realizacii metoda granichnyh integral'nyh uravnenij / L'vov G.I., Tkachuk N.N. // Vestnik NTU "KhPI". – Kharkov: NTU "KhPI", 2008. – No 42. – P. 81-95. 4. *Avrunin G.A.* Ob#ennaja gidroperedacha s sharikovymi porshnjami GOP-900: karakteristiki i tehniceskij uroven' / Avrunin G.A., Kabanenko I.V., Havil'ju V.V. // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2004. – No 1. – P.14-21. 5. *Hertz H.* Über die Berührung fester elastischer Körper / H. Hertz // J. Reine Angew. Math. – 1881. – Vol. 92. – P. 156-171. 6. Analiz kontaktного vzaimodejstvija gladkih i shegohovatyh tel metodom granichnyh jelementov: modeli i razreshajushhie uravnenija / *Tkachuk N.N., Movshovich L.Ja., Tkachuk N.A., Skripchenko N.B., Litvinenko A.V.* // KShP. OMD. – Moscow: OOO "Tiso Print", 2014. – No 3 – P. 3-10. 7. Analiz kontaktного vzaimodejstvija gladkih i shegohovatyh tel metodom granichnyh jelementov: modeli i razreshajushhie uravnenija / *Tkachuk N.N., Movshovich L.Ja., Tkachuk N.A., Skripchenko N.B., Litvinenko A.V.* // KShP. OMD. – Moscow: OOO "Tiso Print", 2014. – No 4 – P. 3-8. 8. *Krauch S.* Metody granichnyh jelementov v mehanike tverdogo tela / Krauch S., Starfild A. – Moscow: Mir, 1987. – 328 p. 9. *Hughes T.J.R.* The Finite Element Method: Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis. – Courier Dover Publications, 2012. – 672 p. 10. *Dzhonson K.* Mehanika kontaktного vzaimodejstvija / K. Dzhonson. – Moscow: Mir, 1989. – 509 p. 11. *Reshetov D.N.* Tochnost' metallorezhushhh stankov / Reshetov D.N., Portman V.T.. – Moscow: Mashinostroenie, 1986. – 336 p.

*Поступила (received) 21.05.2015*

УДК 621.43:62-192

**М. А. ТКАЧУК**, д.т.н., проф., зав. каф. "ТММіСАПР" НТУ "ХПІ";  
**М.І. БЕЛОВ**, к.т.н., ген. директор ДП "Завод ім. В.О. Малишева", Харків;  
**О.І. ШЕЙКО**, гол. інж. ДП "Завод ім. В.О. Малишева", Харків;  
**С.О. КРАВЧЕНКО**, к.т.н., ст. наук. співр. каф. "ДВЗ" НТУ "ХПІ";  
**Е. К. ПОСВЯТЕНКО**, д.т.н., проф., проф. каф. "Виробництво, ремонт та матеріалознавство" Національного транспортного університету, Київ;  
**В.В. ШПАКОВСЬКИЙ**, д.т.н., проф., проф. каф. "ДВЗ" НТУ "ХПІ";  
**С.С. Д'ЯЧЕНКО**, д.т.н., проф., проф. каф. "Технологія машинобудування і ремонту машин" Харк. нац. автомоб.-дор. ун-ту;  
**В.Г. ГОНЧАРОВ**, к.т.н., ген. директор приватної науково-дослідної виробничо-комерційної фірми "ТАВІ", Харків;  
**І.В. ПОНОМАРЕНКО**, к.т.н., доц., доц. каф. "Технологія машинобудування і ремонту машин" Харк. нац. автомоб.-дор. ун-ту;  
**В. М. ШЕРЕМЕТ**, здобувач каф. ТММіСАПР, НТУ "ХПІ"

## **МЕТОДИ, ЗАСОБИ ТА ТЕХНОЛОГІЇ ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНОГО ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХНЕВИХ ШАРІВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

В роботі на основі теоретико-множинного підходу запропоновані нові концепції і методи підвищення ресурсу серії двигунів і спеціальної техніки шляхом створення нових технологій зміцнення поверхонь їхніх деталей, а також на вирішена низка фундаментальні та прикладні задачі. Розроблена концепція узагальненого параметричного моделювання складних механічних систем при нечітких критеріях, аналізу процесів

---

© М. А. Ткачук, М.І. Белов, О.І. Шейко, С.О. Кравченко, Е.К. Посвятенко, В.В. Шпаковський, С.С. Д'яченко, В.Г. Гончаров, І.В. Пономаренко, В. М. Шеремет, 2015

та синтезу нових технологій зміцнення для збільшення ресурсу серії двигунів і агрегатів спеціальної техніки. Науково обґрунтовані матеріали, режими та параметри процесів зміцнення для розроблених методів дискретного зміцнення, корундування та іонного бомбардування зі створенням мікронаструктур та проектно-технологічні рішення при створенні та ремонті двигунів і агрегатів спеціальної техніки.

**Ключові слова:** технологія зміцнення поверхонь, підвищення ресурсу, дискретне зміцнення, корундування, іонне бомбардування

**Вступ.** Проблема створення міцних, довговічних надійних машин, в т.ч. двигунів і агрегатів для цивільної та військової техніки, забезпечення їхніх високих технічних і тактико-технічних характеристик (ТХ і ТТХ) за мінімальних витрат, енергоефективних та екологічно безпечних методів виробництва, безумовно, є одним із важливих завдань для України, як і для інших світових країн. Як відомо, об'єкти сучасної техніки працюють у важких умовах експлуатації. На деталі та агрегати одночасно здійснюється вплив багатьох чинників – високих і неоднорідно розподілених напружень, циклічних навантажень, які викликають втому матеріалу деталей, високі температури та тертя, результатом якого є підвищений знос контактуючих поверхонь, вплив агресивного середовища тощо. Тому при виробництві машинобудівних конструкцій необхідний пошук і застосування таких технологій, які дозволили би хоча б частково вирішити ці завдання.

*Метою роботи* є розробка науково-технічних основ підвищення ресурсу та забезпечення міцності, довговічності, ТХ і ТТХ сучасних машин за рахунок застосування технологій дискретного та дискретно-континуального зміцнення робочих поверхонь чавунних і сталевих деталей та зміцнення поверхонь алюмінієвих деталей гальвано-плазмовим методом, створення комплексної технології, яка об'єднує переваги перших двох, а також способу іонного бомбардування. У роботі дослідження здійснювалися на прикладі двигунів та агрегатів спеціальної техніки.

**Аналіз існуючих рішень.** До об'єктів спеціальної техніки, які розглядаються в цій роботі, відносяться бронемашини, тягачі, автомобілі, тепловози різного призначення, автономні установки енергозабезпечення тощо, а також різноманітні агрегати і захисні елементи конструкцій. Основними вимогами до них є надійність та безвідмовність у роботі. Так, двигуни бойових машин працюють у важких умовах, піддаються впливу високих теплових і механічних навантажень, особливо за високих та низьких температур навколишнього середовища. Це сприяє збільшенню навантажень на деталі високонавантажених пар, що збільшує їх зношування. Захисні елементи підлягають дії ударно-імпульсних навантажень. Це істотно підвищує вимоги до властивостей матеріалу, якості і стану робочих поверхонь деталей.

Зазвичай для деталей, що працюють в умовах підвищених навантажень, тертя і зносу, застосовують комплексну термічну обробку – спочатку виконують об'ємне зміцнення, яке знімає залишкові напруження і забезпечує властивості серцевини, потім – поверхневе зміцнення для досягнення високої зносостійкості [1, 2]. Матеріал таких деталей в серцевині повинен мати високу міцність, в тому числі і в'язкість, певний запас пластичності. Наприклад, для сталевих і чавунних колінчастих валів найчастіше такий комплекс властивостей досягається нормалізацією. Зміцнення робочих поверхонь шийок таких валів забезпечують застосуванням різних техно-

логій, у тому числі азотуванням або загартуванням з використанням СВЧ. Ці методи не є оптимальними. Азотування є дуже тривалим процесом (більше 70 годин) і призводить до істотної втрати міцності серцевини та, як наслідок, до великої залишкової деформації вала в кінцевому результаті. Поверхнєве зміцнення знижує втомну міцність, що неприпустимо, оскільки, як правило, зношування поверхонь тертя відбувається при багатоцикловому навантаженні.

Для підвищення зносостійкості поверхонь тертя також застосовують нанесення різного роду покриттів. Цей спосіб найчастіше застосовують при ремонті деталей. Але нанесення покриттів вимагає збільшення припусків на механічну обробку для усунення деформації деталі. До того ж не завжди забезпечується якісне зчеплення покриття з основою деталі. Серцевина деталі може перегрітися, що викличе втрату її міцності. При цьому у зв'язку із різними теплопровідністю і коефіцієнтом теплового розширення основного металу і матеріалу покриття на поверхні деталі можуть виникнути тріщини і відколи покриття. Також можуть утворитися технологічні концентратори напружень, які знижують втомну міцність деталі. Внаслідок зазначених обставин ресурс двигунів у реальних умовах експлуатації є нижче нормативного.

**Постановка задачі.** У роботі проблема підвищення ресурсу та надійності роботи алюмінієвих, чавунних і сталевих деталей двигунів і агрегатів спеціальної техніки досягається за рахунок розробки і застосування технологій гальвано-плазмового перетворення алюмінієвих поверхонь та дискретного зміцнення робочих поверхонь чавунних і сталевих деталей, холодного пластичного деформування та іонного бомбардування, а також комплексного застосування цих технологій у одному вузлі тертя.

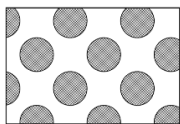


Рисунок 1 – Дискретне зміцнення елементів двигунів і агрегатів спеціальної техніки

**Методи зміцнення.** Розглянемо технологію дискретного зміцнення робочих поверхонь чавунних і сталевих деталей (рисунок 1). В основі технології електроіскрового зміцнення лежить метод, запропонований більше 70 років тому радянськими вченими Лазаренко, що базується на використанні електророзрядів для керованого руйнування матеріалу деталі з отриманням необхідних форм і розмірів [3, 4]. Застосовувався для зміцнення дрібних деталей та інструменту. Проте проблемним є отримання стабільного шару суцільного покриття поверхні. У цій роботі замість суцільного пропонується дискретне покриття.

При розробці нових технологій однією з основних проблем є пошук рішення при нечітко вираженому і варійованому просторі даних, при нечітких критеріях, обмеженнях і невизначених характеристиках самого технологічного процесу. Це стосується, в першу чергу, науково-технічної проблеми розробки ефективних технологій поверхневого зміцнення високонавантажених елементів машин, які знаходяться в рухомому контакті. Як уже було зазначено, традиційні технології при вирішенні цієї проблеми мають ряд принципових недоліків. Важливо те, що традиційні технології можуть вдосконалюватися, в основному, тільки за рахунок компромісних, а не оптимізаційних рішень. Вихід з цієї ситуації – відмова від жорсткої регламентації даних, пошук принципово нових фізико-механічних процесів та

оптимізація їх впливу на комплекс критеріїв, які визначають характеристики поверхневого зміцнення елементів машин. При цьому для реалізації даного підходу необхідно, по-перше, розробити теоретичну основу, математичну модель для багатоваріантного дослідження та оптимізації характеристик стану поверхневого шару у поєднанні зі станом матеріалу у глибині, по-друге, провести із застосуванням розроблених підходів дослідження та синтез схем і параметрів нової технології. З цією метою в роботі вирішені нові наукові проблеми та прикладні **завдання**:

1) розробка нових теоретико-множинних підходів до генерації математичних, числових і фізичних моделей досліджуваних і створюваних технологій і станів зміцнених елементів машин;

2) реалізація розробленого підходу в комплексній математичній моделі дослідження напружено-деформованого стану (НДС) елементів машин в контакті, а також у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу із застосуванням методу скінченних елементів;

3) формування потужного програмно-апаратного комплексу на основі кластерних комп'ютерних технологій;

4) аналіз НДС елементів досліджуваних машин, поверхні яких оброблені із застосуванням нових технологій зміцнення;

5) розробка науково обґрунтованих технологічних режимів та підвищення ТХ і ТТХ спеціальної техніки.

Оскільки перелічені наукові проблеми і завдання є новими, актуальними і важливими, що стоять на сьогодні перед механікою, технологією машинобудування та машинознавством, то для їх вирішення були задіяні найбільш передові теоретичні, комп'ютерно-інформаційні та апаратні розробки, системи та засоби.

Аналіз та узагальнення отриманих результатів дало можливість встановити два типи ефектів впливу на НДС, що виникають при виконанні дискретно-континуального зміцнення: " $\Delta$ -ефект" і " $\sigma$ -ефект" [5]. Перший полягає в тому, що легована область дискретного зміцнення при дії нормального тиску в деформованому стані дещо виступає над незміцненою областю (на величину  $\Delta$ ). Числовою характеристикою при цьому є відношення  $\Delta$  до діючого тиску  $p$ , розрахункова величина якого може досягати 0,1 мкм/МПа і більше. Таким чином, ця виступаюча область поверхні приймає на себе більшу частину сил контактного тиску у сполученні з іншою деталлю. Завдяки більш високій якості поверхні дискретної зони зменшується сила тертя при відносному русі контактуючих деталей. Крім того, матеріал матриці зношується в першу чергу, цим створюються на поверхні лабіринти для проходження мастила. Найбільший " $\Delta$ -ефект" досягається при відносній площі зміцнення 60...80%.

Інший (" $\sigma$ -ефект") з'являється із-за характерного розподілу напружень в зоні дискретного зміцнення: напруження великі в цій зоні навіть при рівномірному прикладанні тиску на поверхню, в результаті цього еквівалентні напруження більші на 10...15% порівняно з зоною основного матеріалу зміцненого елемента машини. Разом із тим механічні властивості в зоні зміцнення значно (до 50%) вищі, ніж основного матеріалу в цілому. Тому загальна міцність зростає. Найбільших значень

" $\sigma$ -ефект" досягає при відносній площі зміцнення 65...75%. Зіставлення інтервалів найбільшого позитивного прояву " $\Delta$ -ефекту" і " $\sigma$ -ефекту" дає можливість визначити рекомендований інтервал зони дискретності в області 60...75% (рисунок 2). На цій підставі можна стверджувати, що інтегральний вплив запропонованої технології на НДС зміцнених тіл в приповерхневому шарі дуже сприятливий як для його загальної міцності та твердості, так і для стійкості проти зношування.

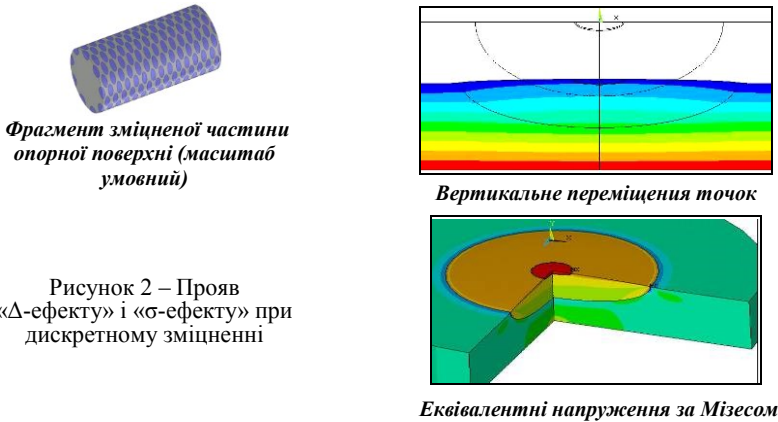


Рисунок 2 – Прояв « $\Delta$ -ефекту» і « $\sigma$ -ефекту» при дискретному зміцненні



Рисунок 3 – Зміцнені зони

розплав із суміші матеріалів електрода і зразка, які перемішалися в момент електричного розряду (в полум'ї дуги), а потім кристалізувався при охолодженні з великою швидкістю. Безпосередньо під "білим" шаром розташовується зона змінного хімічного складу і мікротвердості (рисунок 3). Експлуатаційними випробуваннями встановлено, що дискретне зміцнення чавунних колінвалів забезпечує підвищення їх зносостійкості у 8...10 разів порівняно зі станом після нормалізації і в 1,3...1,5



разів – порівняно із гартуванням СВЧ. Для сталевих колінвалів зносостійкість збільшується в 1,6...3,5 рази порівняно із азотуванням. Одночасно з цим як у двигунів та інших силових агрегатів, деталі яких виготовлені з чавуну і сталі, так й у чавунних валів поліпшується припрацьовуваність і збільшується зносостійкість валу та вкладиша, а також підвищується втомна міцність.

У результаті на базі розробок і багаторічного досвіду із адаптації та впровадження у виробництво дискретного зміцнення Національним технічним університетом "ХПІ", ДП "Завод ім. В.О. Малишева" (ДП "ЗіМ"), приватною науково-дослідною виробничо-комерційною фірмою "ТАВІ", Національним транспортним університетом, Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом була вирішена комплексна цілісна проблема розробки способів зміцнення поверхні високонавантажених деталей, що виключає недоліки традиційних технологій зміцнення. Так, спосіб формування зносостійких поверхонь металевих виробів (дискретне зміцнення) за отриманими фізико-механічними і триботехнічними характеристиками не поступається кращим світовим аналогам: низькотемпературного ціанування ("Хонда", Японія); газового азотування (Росія, Великобританія та ін.); електродугової металізації (CRP Industry, США). Більш того, цей метод є кращим, оскільки не має недоліків, властивих кожному з вище названих способів зміцнення. Дискретне зміцнення деталей виконується на додатково обладнаних станках. При виборі матеріалу електрода і розробці технології дискретного зміцнення критеріями оптимізації були: висока зносостійкість поверхні шийок колінчастих валів; підвищення втомної міцності деталі; підвищення термостійкості поверхні тертя; задиристійкість; оптимальне перекриття зміцнених зон (плям), тобто площа зміцнення; доступна ціна матеріалу електрода.

При впровадженні технології дискретного зміцнення на ДП "ЗіМ" для визначення впливу масштабного чинника на властивості колінчастих валів двигунів типу Д80, зміцнених методом дискретного зміцнення (високоміцний легований чавун з кульовим графітом), проведено натурні випробування на втомнісну міцність. Випробування були проведені на двох кривошипях колінчастого вала дизеля Д80. Аналіз проведених випробувань показав, що масштабний фактор впливає несуттєво. Одночасно підтверджено, що дискретне зміцнення не призводить до зниження втомної міцності виробу. Такий же результат

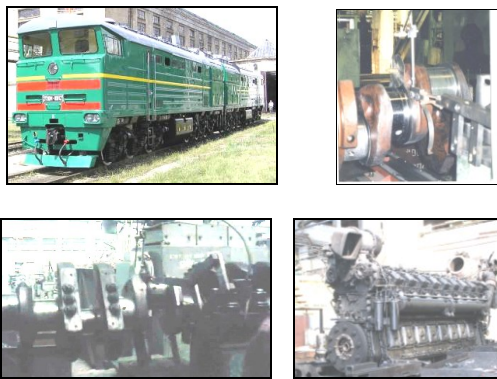


Рисунок 4 – Магістральний тепловоз 2ТЕ10М з модернізованим двигуном зі зміцненим валом

отриманий і для сталевих колінчастих валів. На підставі отриманих експериментальних даних дискретне зміцнення рекомендовано для корінних і шатунних шийок колінчастих валів високофорсованих двигунів та інших силових агрегатів, деталі яких виготовлені з чавуну і сталі. Двигун був підданий експлуатаційним випробуванням в депо "Основа" ДП "Укрзалізниця", де в умовах експлуатації підтвердив отримані результати.

З метою розширення використання технології дискретного зміцнення для колінчастих валів інших двигунів також були проведені дослідницькі роботи по зміцненню шийок колінвалів, виготовлених з різних легованих сталей, які використовуються для двигунів типу 10Д100, Д80, 5Д49 (тепловози) і КамАЗ-740 (шасі установок "Град", бронетранспортери тощо). У результаті, наприклад, пробіг тепловозів зростає до 4-х разів, автомобіля – у 1,5-2,0 рази. Дана технологія виготовлення



Рисунок 5 – Дискретно зміцнений колінчастий вал двигуна КамАЗ для встановлення на шасі установки "Град"



та ремонт колінчастих валів використовується на Ізюмському тепловозоремонтному заводі при ремонті та модернізації магістральних тепловозів серії 2ТЕ10 та 2ТЕ116 (рисунок 4). Крім того, технологія дискретного зміцнення при ремонті колінчастих валів використана для двигунів автомобілів (рисунок 5) та інших машин на підприємствах Міністерства оборони України.

Для забезпечення автономного живлення спеціальних об'єктів розроблено установки на основі модернізованого двигуна Д80 із зміцненими елементами (ДП "Завод ім. Малишева") (рисунок 6). Крім проведених вище випробувань, в період з 2001 року до теперішнього дня



Рисунок 6 – Форсовані двигуни для установок автономного енергоживлення спеціальних об'єктів на базі модернізованих двигунів Д80

були здійснені експлуатаційні випробування дискретно зміцнених деталей двигунів автомобілів КамАЗ, КраЗ та інших транспортних засобів на ВАТ "ХЗТСШ" та Добропільській автобазі. Доцільність застосування технології дискретного зміцнення була також підтверджена на ВАТ "Краматорський завод важких верстатів" при виробництві деталей шпindelної групи верстатів моделей 9А350Ф1, 9А340. Ця технологія апробована на Криворізькому меткомбінаті при обробці декількох комплектів прокатних валків, що забезпечило випуск додаткової продукції на 15 млн. грн.

Досліджено та рекомендовано дискретне зміцнення робочих поверхонь деталей гідропередач, зміцнення елементів бронетранспор-

терів БТР-70, 80, БТР-94Б (ДП "Завод ім. Малишева").

За останні 20 років в НТУ "ХП" розроблена і впроваджена у виробництво також технологія гальвано-плазмового перетворення алюмінієвих поверхонь [7] (рисунок 7). Розробка і доведення цього технологічного процесу здійснювалися на дослідницькій установці "Корунд-7" в лужному електроліті при робочій напрузі 1000-1200 В та щільності струму до  $1 \cdot 10^4$  А/м<sup>2</sup>. Ця технологія відрізняється від раніше відомих методів МДО електрофізичними параметрами процесу, конфігурацією імпульсів напруги, має більш високу швидкість формування корундового керамічного шару за рахунок високої щільності струму, дозволяє обробляти відносно великі поверхні, видаляє з поверхневого шару деталі неметалеві домішки, легкоплавкі сполуки, які мають малу адгезію до основного металу і більш низьку теплостійкість. При цьому корундовий шар набуває більш високу мікротвердість (17-20 ГПа) і теплостійкість до 1200°С.

На рисунку 8 чітко видно сліди зношування покриття дисульфиду молібдену та мікронерівностей. Після гальвано-плазмової обробки цього ж поршня і поліровки поверхня поршня стає пористою і має дзеркальну поверхню. Розміри діаметра поршня при цьому не змінюються. Корундовий шар складається з гексагональних комірок з центрально орієнтованими порами, в основному має кристалічну будову з хаотичним орієнтуванням кристалів (рисунки 8-10).

Експлуатаційні випробування поршнів проводилися в локомотивному депо Харків-Сортувальний. У жовтні 1992 р. була виконана технологічна гальвано-плазмова обробка 12 поршнів дизелів тепловозів ЧМЕ-3.

Контрольні параметри рівня експлуатаційних характеристик тепловозів ЧМЕ-3 вимірювалися при проведенні реостатних випробувань під час поточних ремонтів (рисунки 10-12). Здійснювалися контрольний огляд і мікрометраж гільз циліндрів, які показали, що нижче контакту з компресійним кільцем усі гільзи мають дзеркальну поверхню без поздовжніх подряпин і видимого зношування. Установлено, що знос гільз зростає поступово і знаходиться в допустимих межах, ресурс поршнів зріс у 2,8-



Рисунок 7 – Електролітична ванна для гальвано-плазмового перетворення алюмінієвої поверхні

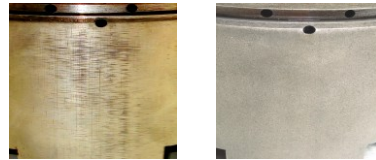


Рисунок 8 – Бокова поверхня поршня СМД після випробувань і після корундування



Рисунок 9 – Циліндрична поверхня поршня з АЛ25 до і після корундування

4,0 рази, трати палива знизилися до 5%.

Також розроблено новий метод зміцнення за допомогою іонного бомбардування - ІБ [7-10]. Підвищення механічних характеристик – на рівні до 40%. Воно досягається за рахунок створення на поверхні деталей субмікроструктури із нанoeлементами (рисунки 13-15, таблиці 1 (примітка: Вих. – вихідний стан (поліпшення); шліф. – шліфування; полір. – полірування; пор. – порівняно), 2). Він продемонстрував різке підвищення механічних властивостей деталей.



Рисунок 10 – Поршень дизеля з корундовим шаром K6S310DK відпрацював 114676 мотогодин



Рисунок 11 – Серійний поршень дизеля K6S310DK відпрацював 46512 мотогодин

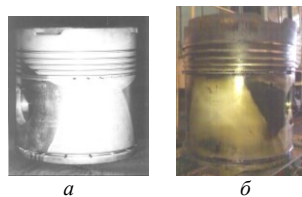
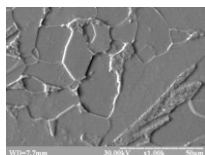
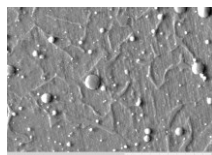


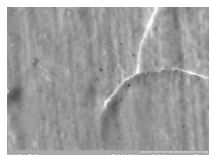
Рисунок 12 – Поршень з корундовим шаром дизеля тепловоза ЧМЕ-3:  
а – до випробувань, б – після напрацювання 114676 мотогодин



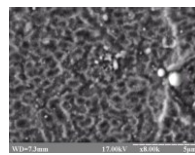
а (до ІБ)



б (після ІБ)



в(до ІБ)



з (після ІБ)

Рисунок 13 – Мікроструктура відпаленої сталі 20 (а, б – х500; в, г – х10000)

Таблиця 1 – Механічні властивості, їх середні квадратичні відхилення ( $S$ ) і шорсткість ( $Ra$ ) зразків після різної обробки (сталь 18ХГТ; вихідний стан – поліпшення)

№	Обробка	$\sigma_b$ , МПа	$\sigma_{0,2}$ , МПа	$\delta$ , %	$\psi$ , %	$Ra$ , мкм
1	Вих. шліф.	854; $S=13$	717; $S=15$	18	64	0,49
2	Вих. полір.	934 (+ 9 %); $S=24$	875 (+22 %); $S=26$	16	64	0,12
3	Вих. шліф. + ІБ	1003 (+ 17 % пор. з 1, + 7 % пор. з 2); $S=10$	962 (+ 34 % пор. з 1, + 10 % пор. з 2); $S=13$	15	67	0,17
4	Вих. шліф. + ІБ+ TiN	1056 (+ 24 % пор. з 1, + 5 % пор. з 3); $S=31$	1007 (+40 % пор. з 1, + 5 % пор. з 3); $S=33$	15	67	0,29
5	Після вида- лення шару	852; $S=14$	716; $S=14$	18	64	0,47

Таблиця 2 – Вплив ІБ на циклічну довговічність сталей

Матеріал і обробка	Величина напружень, МПа	Кількість циклів до руйнування	Результат випробувань
Сталь 40Х, без ІБ	380	297600	зруйнувався
Сталь 40Х, після ІБ	430	453840	зруйнувався
Сталь 60Г, без ІБ	380	937440	зруйнувався
Сталь 60Г, після ІБ	550	1116000	не зруйнувався

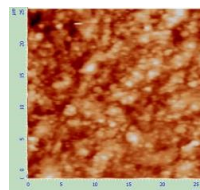


Рисунок 14 – Топографія поверхні зразка після ІБ

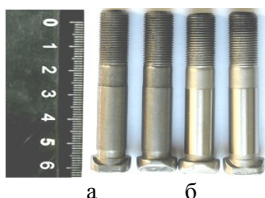


Рисунок 15 – Шатунні болти двигуна ЗМЗ-406:  
а – у початковому стані;  
б – після ІБ

**Висновки.** На основі проведених фундаментальних і прикладних досліджень вперше науково обґрунтована та експериментально підтверджена можливість підвищення ресурсу високонавантажених деталей двигунів і агрегатів спеціальної техніки методами гальвано-плазмового перетворення алюмінієвих поверхонь і дискретного зміцнення деталей з чавунних і сталевих сплавів та іонного бомбардування. Ці методи забезпечують більш високий, порівняно з відомими способами зміцнення, рівень зносостійкості і міцності з одночасним підвищенням задиристійкості та зниженням зношування. Запропоновані технології здійснюють мінімальний вплив на навколишнє сере-

довище. При цьому в 5...8 разів зменшується час і вартість технологічних операцій з дискретного зміцнення. Границя між зміцненим шаром і основним металом не є технологічним концентратором напружень і не знижує втону міцність деталі. Організоване серійне виробництво, ремонт та реконструкція серії двигунів КамАЗ, 10Д100, Д80, Д49, а також агрегатів спеціальної техніки: автомобільні двигуни для військової техніки, тепловозні двигуни, колісні пари рухомого складу залізничного транспорту, верстати, валки прокатних станів тощо. Досягнуто значний економічний ефект. Впровадження результатів проведених дослідних робіт в серійне виробництво дало можливість підвищити до світового рівня технічні і тактико-технічні характеристики та скоротити закупівлю дорогих імпортованих запасних частин до двигунів, а також інших агрегатів спеціальної техніки.

Запропоновані методи, способи та технології планується у подальшому удосконалити та впровадити при виробництві широкої множини машинобудівних конструкцій.

**Список літератури: 1.** Інженерія поверхні / К.А. Юценко, Ю.С. Борисов, В.Д. Кузнецов, В.М. Корж. – К.: Наук. думка, 2007. – 558 с. **2.** Канарчук В.Є. Інженерія поверхні деталей транспортних засобів / В.Є. Канарчук, Е.К. Посвятенко, Л.А. Лопата // Вісник НТУ. – К.: Вісник НТУ, 2000. – Вип. 4. – С. 3-14. **3.** Гончаров В.Г. Підвищення ресурсу транспортної техніки удосконаленням технології ремонту колінчастих валів: Автореф. ... канд. техн. наук: 05.22.20 / В.Г. Гончаров: Харківський національний автомобільно-дорожній ун-т. – Х., 2008. – 19 с. **4.** Кравченко С.А. Повышение надежности деталей двигателей методом дискретного упрочнения / С.А. Кравченко, В.Г. Гончаров // Двигатели внутренне-

го сгорания. – 2009. – №1. – С. 97-99. 5. Кравченко С. Комбинированные технологии повышения износостойкости высоконагруженных пар трения / С. Кравченко, Е. Посвятенко, М. Ткачук, О. Веретельник // Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia. Monografia nr 5. Seria: Transport. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2014 – S. 269-280. 6. Шпаковский В.В. Результаты математического моделирования температурного состояния поверхности камеры сгорания поршня с керамическим поверхностным слоем / В.В. Шпаковский, А.П. Марченко, В.В. Пылев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 3(60) – С.80-84. 7. Дяченко С.С. Влияние ионно-плазмового покриття на механічні характеристики виробу / С.С. Дяченко, І.В. Дошечкіна, І.В. Пономаренко // Нові конструкційні сталі та стопи і методи їх оброблення для підвищення надійності та довговічності виробів. Зб. мат. Х Міжн. наук.-техн. конф. Запоріжжя, 20-22 вересня, 2005 р., С. 89–91. 8. Дяченко С.С. Іонно-плазмова обробка як фактор підвищення конструкційної міцності сталевих виробів / С.С. Дяченко, І.В. Пономаренко // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – 2009. – №1. – С. 71-77. 9. Дяченко С.С. Підвищення надійності виробів створенням поверхневої нанокристалічної структури при іонному бомбардуванні / С.С. Дяченко, І.В. Пономаренко // Тр. Межд. конф. "Фізико-хімічні принципи формування і модифікування мікро- і наноструктур". ХГУ ім. Каразіна. – 2009. – С. 123-131. 10. Дяченко С.С. Топографічні особливості поверхні сталевих izdelij після різних технологічних впливів / С.С. Дяченко І.В. Пономаренко // Межд. сб. науч. тр. "Прогрессивные технологии и системы машиностроения". – ДонНТУ. – 2014. – № 1(47). – С. 128-138.

**Bibliography (transliterated):** 1. Inzheneriya poverkhni / K.A. Yushchenko, Yu.S. Borysov, V.D. Kuznetsov, V.M. Korzh. – Kyiv: Nauk. dumka., 2007. – 558 p. 2. Kanarchuk V.Ye. Inzheneriya poverkhni detaley transportnykh zasobiv / V.Ye. Kanarchuk, E.K. Posvyatenko, L.A. Lopata // Visnyk NTU. – Kyiv: Visnyk NTU, 2000. – Vol. 4. – P. 3-14. 3. Honcharov V.H. Pidvyshchennya resursu transportnoyi tekhniki udoskonalennyya tekhnolohiyi remontu kolinchastykh valiv: Avtoref. ... kand. tekhn. nauk: 05.22.20 / V.H. Honcharov: Kharkivs'kyi natsional'nyy avtomobil'no-dorozhnyi un-t. – Kharkov, 2008. – 19 p. 4. Kravchenko S.A. Povyshenie nadezhnosti detaley dvigatelej metodom diskretnogo uprochneniya / S.A. Kravchenko, V.G. Goncharov. // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2009. – No 1. – P. 97-99. 5. Kravchenko S. Kombinirovannyye tehnologii povysheniya iznosostoykosti vysokonagruzhennykh par treniya / S. Kravchenko, E. Posvyatenko, M. Tkachuk, O. Veretel'nik // Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia. Monografia nr 5. Seria: Transport. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2014 – P. 269-280. 6. Shpakovskij V.V. Rezultaty matematicheskogo modelirovaniya temperaturnogo sostojaniya poverhnosti kamery sgoraniya porshnja s keramicheskim poverhnostnym sloem / V.V. Shpakovskij, A.P. Marchenko, V.V. Pylev // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija. – 2009. – No 3(60) – P. 80-84. 7. Dyachenko S.S. Vplyv ionno-plazmovooho pokryttya na mekhanichni kharakterystyky vyrobu / S.S. Dyachenko, I.V. Doshchekhina, I.V. Ponomarenko // Novi konstruktysni stali ta stopy i metody yikh obroblennya dlya pidvyshchennya nadiynosti ta dovhovichnosti vyrobiv. Zb. mat. Kh Mizhn. nauk.-tekhn. konf. Zaporizhzhya, 20-22 veresnya, 2005 g., P. 89–91. 8. Dyachenko S.S. Ionno-plazmova obrobka yak faktor pidvyshchennya konstruktysynoyi mitsnosti staleyvykh vyrobiv / S.S. Dyachenko, I.V. Ponomarenko // Novi materialy i tekhnolohiyi v metalurhiji ta mashynobuduvanni. – 2009. – No 1. – P. 71-77. 9. Dyachenko S.S. Pidvyshchennya nadiynosti vyrobiv stvorenyyamy poverkhnoveyoi nanokrysta-lichnoyi struktury pry ionnomu bombarduvanni / S.S. Dyachenko, I.V. Ponomarenko // Tr. Mezhd. konf. "Fiziko-himicheskije principy formirovaniya i modifitsirovaniya mikro- i nanostuktur". HGU im. Karazina. – 2009. – P. 123-131. 10. D'jachenko S.S. Topograficheskie osobennosti poverhnosti stal'nykh izdelij pislja razlichnykh tehnologicheskikh vozdeystvij / S.S. D'jachenko I.V. Ponomarenko // Mezhd. sb. науч. tr. "Progressivnyye tehnologii i sistemy mashinostroeniya". – DonNTU. – 2014. – No 1(47). – P. 128-138.

*Надійшла (received) 09.03.2013*

**А.Д. ЧЕПУРНОЙ**, д-р техн. наук, проф., директор по научно-техническому развитию "УК "РТХ", Москва;

**А.В. ЛИТВИНЕНКО**, к.т.н., ген. директор НИЦ "УК "РТХ", Мариуполь;

**Р.И. ШЕЙЧЕНКО**, нач. сектора Представительства "УК "РТХ", Мариуполь;

**Р.В. ГРАБОРОВ**, нач. группы технич. расчетов Представительства "УК "РТХ";

**М.А. ЧУБАНЬ**, асп. каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ"

## **ХОДОВЫЕ ПРОЧНОСТНЫЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ВАГОНА-ПЛАТФОРМЫ**

В статье описаны методика и результаты ходовых прочностных, динамических и ресурсных испытаний вагона-платформы модели 13-9975, проведенных с целью экспериментальной проверки соответствия динамических напряжений в основных несущих элементах вагона при его движении, а также показателей качества хода требованиям нормативно-технической документации. Описана разработанная схема загрузки длиннобазного вагона-платформы, учитывающая особенности его конструкции, восприятия и передачи нагрузок при эксплуатации. Приведены и оценены показатели ходовых качеств вагона при движении с различными режимами загрузки и различными скоростями на характерных участках железнодорожного пути. Сделан вывод об удовлетворении критериев динамичности, безопасности и прочности, предъявляемых к конструкциям данного типа.

**Ключевые слова:** вагон-платформа, эксперимент, испытания, тензорезистор, оценка динамичности, оценка прочности, напряженное состояние, динамические параметры

**Введение.** Для создания надежной, долговечной и в то же время рациональной конструкции вагона наряду с расчетными исследованиями [1, 2] и исследованиями с использованием аналитических методов моделирования [3, 4] предусматриваются также и экспериментальные исследования [5, 6]. Причем проведение натурных испытаний является базовым методом для оценки конструкции.

*Целью данной статьи* является описание ходовых прочностных и динамических испытаний вагона-платформы для крупнотоннажных контейнеров модели 13-9975, построенный на ОАО "Новозыбковский машиностроительный завод". Задача испытаний – определить величину и характер напряжений в основных несущих элементах вагона при его движении на различных участках пути (многократное их воздействие вызывает явления, связанные с усталостью металла, что приводит к зарождению и накоплению повреждений, появлению трещин) и показатели качества хода вагона.

**Общие положения.** Испытания проводились для проверки соответствия вагона параметрам, значения которых регламентированы [7] в соответствии с "Методикой проведения динамико-прочностных испытаний грузового вагона" и методикой АЛВЯ.ИЦ 004 ПМ "Методика сертификационных испытаний. Определение коэффициента устойчивости колеса от схода с рельсов и коэффициента устойчивости вагона от опрокидывания", а также [8]. Технические характеристики опытного образца вагона приведены в таблице 1, общий вид рамы показан на рисунке 1.

---

© А.Д. Чепурной, А.В. Литвиненко, Р.И. Шейченко,  
Р.В. Граборов, М.А. Чубань, 2015



Рисунок 1 – Общий вид рамы вагона-платформы модели 13-9975

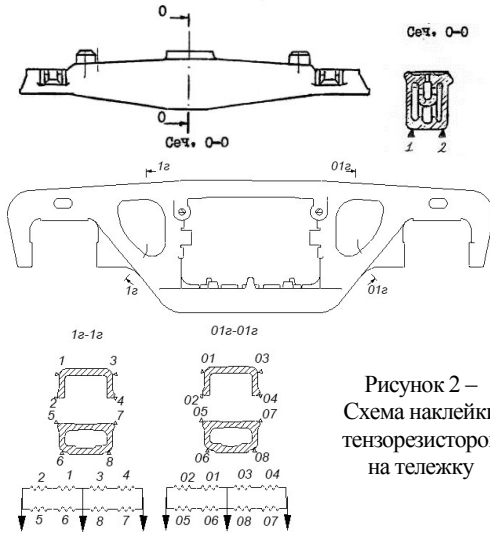


Рисунок 2 –  
Схема наклейки  
тензорезисторов  
на тележку

Таблица 1 – Краткие технические  
характеристики вагона-платформы

Грузоподъемность, т	70
Масса тары вагона, т	23,7±0,3
Скорость конструкционная, км/ч	120
Габарит	1-Г
База вагона, мм	19000
Длина по осям сцепления авто-сцепок, мм:	25690
Высота от уровня верха головок рельсов максимальная, мм	1608
Количество осей, шт.	4
Типы транспортируемых контейнеров (контейнеры ГОСТ Р51876 серии ИСО)	1AAA, 1AA, 1A, 1AX, 1BB, 1BBB, 1B, 1BX, 1CC, 1C, 1CX, 1EEE, 1EE

Для загрузки вагона-платформы до полной грузоподъемности использовались два контейнера-сухогруза типоразмера 1СС (груженые песком) массами по 5400 кг и два контейнера-цистерны типа 22Т6, модели Т-11-25Н-02 (груженые водой) массами по 29400 кг.

Для проведения ходовых испытаний тензорезисторами оборудовались две тележки, которые были подкатаны под вагон так, чтобы оборудованные стороны боковых рам тележек находились со стороны автосцепок. На шкворневой балке рамы вагона над оборудованной тележкой были установлены датчики вертикальных и горизонтальных ускорений.

Тарировка боковых сил и коэффициентов вертикальной динамики проводилась перед проведением испытаний в г. Гомеле на территории полигона ИЦ ЖТ "СЕКО" БелГУТ. Схемы расстановки тензорезисторов на боковых рамах тележек приведены на рисунке 2. Схема рас-



клейки тензорезисторов на раме вагона-платформы представлена на рисунке 3. Опытный поезд был сформирован из двух локомотивов, вагона-лаборатории и опытного образца в порожнем, а затем в груженом состояниях. Схема формирования опытного поезда приведена на рисунке 4.

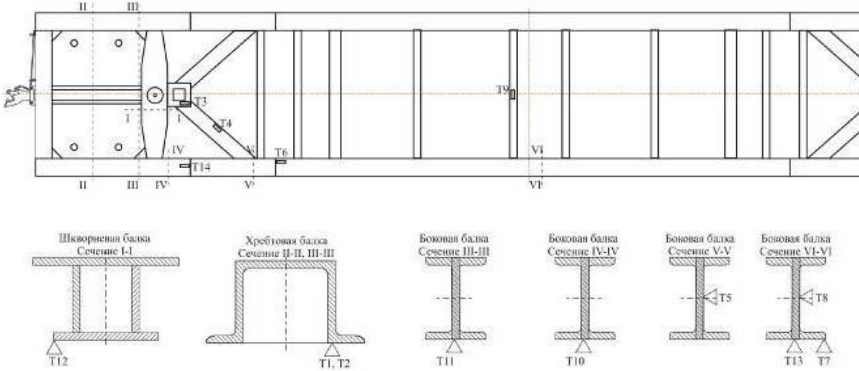


Рисунок 3 – Схема наклейки тензорезисторов на раму вагона-платформы

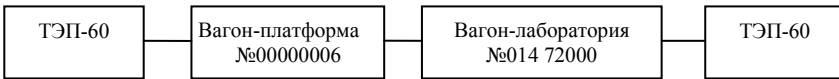


Рисунок 4 – Схема формирования опытного поезда

Ходовые динамические и ходовые прочностные испытания проводились в период с 02.06.14г. по 14.06.14г. на аттестованных участках пути Крулевщизна – Лынтупы, Крулевщизна – Парафьянов Воропаевской дистанции пути Белорусской железной дороги. Режимы движения поезда при испытаниях: на прямом участке пути – 40, 60, 80, 100, 120 км/ч; на кривой R330 со скоростями 5, 10, 20, 40, 60, 75 км/ч; на кривой R615 со скоростями 40, 60, 80, 100, 105 км/ч; на стрелочном переводе марки 1/11 со скоростями 10, 20, 30, 40 км/ч.

Регистрация измеряемых процессов согласно методикам производилась на прямых и кривых участках пути во всем проектном диапазоне допускаемых эксплуатационных скоростей вплоть до конструкционной скорости. На каждом режиме движения регистрация процессов при ходовых динамических испытаниях осуществлялась при заезде в обе стороны.

**Методика проведения испытания.** Для выбора схемы нагружения вагона-платформы были построены эпюры изгибающих моментов, действующих на раму при ее равномерном нагружении 40-кафутовыми и 20-тифутовыми контейнерами (рисунки 5, 6). Следует отметить, что общепринятые схемы загрузки длиннобазных платформ недостаточно полно учитывают особенности поведения их в процессе эксплуатации.

Для проверки работоспособности выбранной конструктивной схемы платформы с точки зрения восприятия и передачи продольных нагрузок в эксплуатации

необходимо уделить пристальное внимание элементам конструкции, в которых имеются значительные изменения жесткостей, изменения угла действия силы и значительный объем сварных соединений.

В связи с этим была разработана схема загрузки длиннобазного вагона-платформы, учитывающая особенности его конструкции, восприятия и передачи нагрузок при эксплуатации (рисунок 7), а также опыт работ [7, 8], но лишенная недостатков традиционных схем нагружений, обеспечивающая проведение форсированных испытаний и не превышающая грузоподъемности вагона.

Разработанная схема имеет ряд преимуществ перед стандартными схемами с равномерной загрузкой контейнерами:

- максимальный изгибающий момент в средней части боковых балок рамы вагона-платформы и возможных вариантов загрузки (20-ти и 40-кафутовыми контейнерами): 1871 кН·м против 1156 кН·м и 1148 кН·м соответственно;

- зона стыковки раскоса с боковой балкой нагружена большим изгибающим моментом (753÷1003 кН·м) по сравнению со схемой загрузки  $2 \times 40'$  ( $2 \div 136$  кН·м) и со схемой загрузки  $4 \times 20'$  ( $447 \div 640$  кН·м);

- зоны переходного сечения боковой балки нагружены изгибающим моментом ( $198 \div 261$  кН·м и

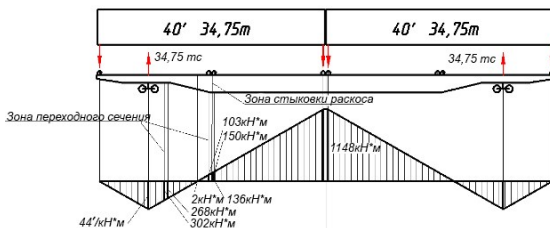


Рисунок 5 – Эпюра изгибающих моментов  $M_{изг40}$  при загрузке рамы платформы двумя 40-кафутовыми контейнерами

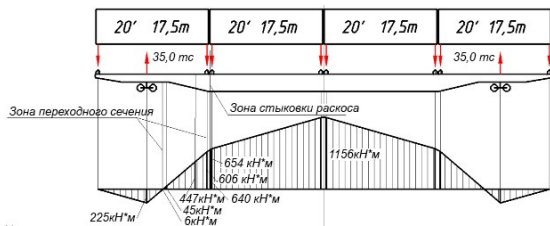


Рисунок 6 – Эпюра изгибающих моментов  $M_{изг20}$  при загрузке рамы платформы четырьмя 20-тифутовыми контейнерами

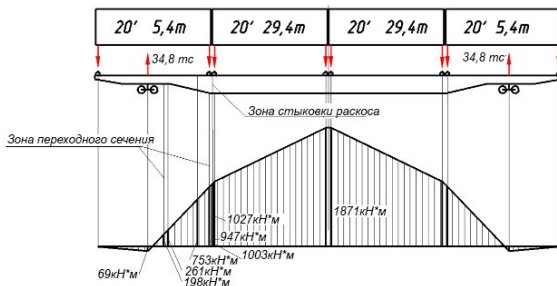


Рисунок 7 – Эпюра изгибающих моментов  $M_{изг20расч}$  при загрузке рамы платформы четырьмя 20-тифутовыми контейнерами по схеме 5,4+29,4+5,4

947÷1027 кН·м) не менее чем при схеме 2×40` (302÷268 кН·м и 103÷150 кН·м), а также 4×20` (6÷45 кН·м и 606÷645 кН·м);

– схема не превышает грузоподъемности вагона-платформы.

Меньший изгибающий момент в шкворневом узле и консольной части и, как следствие, меньший уровень напряжений представляет меньший интерес при проведении ходовых испытаний, поскольку указанные элементы имеют типовую конструкцию, достаточную жесткость и отсутствие зон значительных концентраций напряжений и изменений углов действия силы. Кроме того, напряженно-деформированное состояние консоли было оценено во время проведения статических испытаний. Разработанная схема реализуется следующим образом (рисунок 7): в среднюю часть вагона-платформы установлены два 20-тифутовых контейнера-цистерны с водой массой 29,4 т, а на консолях – два 20-тифутовых контейнера с песком массой 5,4 т. В ходе испытаний были использованы средства измерений, занесенные в таблицу 2.

Таблица 2 – Средства измерений

Наименование определяемой характеристики (параметра)	Наименование, марка и номер (заводской или инвентарный) средства измерения
Величина напряжений в объекте испытаний	Усилитель измерительный MGCplus RU с тензорезисторами
Температура окружающей среды	Термометр метеорологический стеклянный тип ТМ-6, (-30°С - +50°С)
Массовые показатели вагона	Весы вагонные тензометрические ПУЛЬСАР ВТБ-2ДБ

**Регистрация и обработка данных испытаний.** Регистрация и обработка напряженного состояния и динамических параметров производилась на измерительном комплексе MGCplus. При обработке результатов испытаний для груженого и порожнего вагонов была произведена идентификация и систематизация зарегистрированных параметров в зависимости от характера пути и режима движения опытного поезда, оценена их достоверность.

Коэффициент устойчивости колеса от схода с рельсов в прямых и кривых участках пути согласно [6] определяют по формуле

$$K_{yc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu tg\beta} \cdot \frac{Q_{axi} \left[ \frac{2(b-a_2)}{l} - K_d^n \frac{(2b-a_2)}{l} + K_d^{nn} \frac{a_2}{l} \right] + q \frac{b-a_2}{l} + \frac{r}{l} H_p}{\mu Q_{axi} \left[ \frac{2(b-a_1)}{l} + K_d^H \frac{a_1}{l} - K_d^{HH} \frac{(2b-a_2)}{l} \right] + \mu q \frac{b-a_1}{l} + \left( 1 - \frac{r}{l} \mu \right) H_p}$$

Здесь  $\beta$  – угол наклона образующей гребня колеса к горизонтальной оси;  $\mu$  – коэффициент трения поверхности колес по рельсам, принимается равным 0,25;  $Q_{axi}$  – вертикальная статическая нагрузка на шейку оси колесной пары при данном режиме загрузки вагона;  $q$  – сила тяжести массы неподрессоренных частей, прихо-

дящихся на колесную пару,  $t$ ;  $2b$  – расстояние между серединами шеек оси колесной пары (для типовых колесных пар – 2,036 м);  $a_1, a_2$  – расстояния от точек контакта колес с рельсами до середины соответствующих (набегающей и ненабегающей) шеек оси колесной пары (для типовых колесных пар и типового верхнего строения пути принимаются соответственно 0,250 и 0,210 м);  $l$  – расстояние между точками контакта колес колесной пары с рельсами (для типовых колесных пар принимается 1,58 м);  $r$  – радиус круга катания колеса (для колес по ГОСТ 9036 принимается 0,45 м);  $K_d^n, K_d^m$  – коэффициент вертикальной динамики соответственно на набегающем и ненабегающем колесе  $K_d^n = K_d^l$  или  $K_d^n, K_d^m = K_d^l$  или  $K_d^n$  (определяется исходя из результатов испытаний), значения принимаются положительными в случае обезгрузки колес;  $H_p$  – горизонтальная боковая рамная сила, Н.

Определение коэффициента устойчивости вагона от опрокидывания при движении по кривым участкам пути определяется по формуле

$$K_{yo} = \frac{K_\delta^n - K_\delta^p + 2}{K_\delta^n + K_\delta^p},$$

где  $K_\delta^n, K_\delta^p$  – максимальные значения коэффициентов вер-

тикальной динамики (перегрузки и разгрузки) нагруженной и обезгруженной боковой рамы тележки вагона соответственно.

Максимальные значения коэффициентов вертикальной динамики и рамных сил определялись с доверительной вероятностью 0,999, а минимальные значения коэффициентов запаса устойчивости от опрокидывания – с доверительной вероятностью не более 0,001. Все полученные показатели были систематизированы в зависимости от скорости и условий движения вагона. Осциллограммы исследуемых процессов приведены на рисунках 8-19.

Графики силовых характеристик, полученных при определении статических прогибов рессорного подвешивания и коэффициентов трения рессорных комплектов, приведены на рисунке 20.

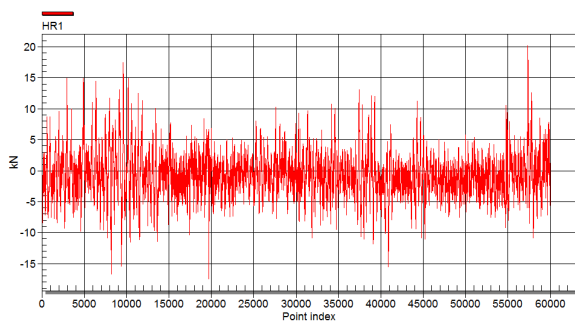


Рисунок 8 –  
Осциллограмма  
процесса HR1 при  
движении  
порожнего вагона по  
прямому участку  
пути со скоростью  
60 км/ч

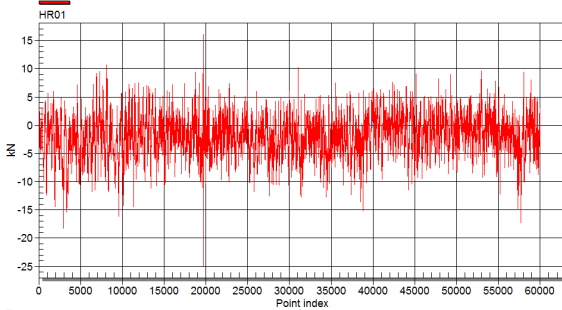


Рисунок 9 –  
Осциллограмма  
процесса HR01 при  
движении  
порожного вагона по  
прямому участку  
пути со скоростью  
60 км/ч

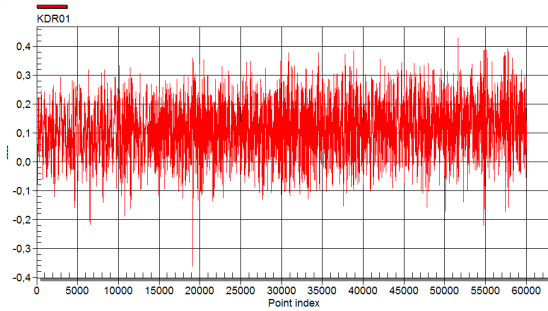


Рисунок 10 –  
Осциллограмма  
процесса KDR01 при  
движении  
порожного вагона  
по прямому участку  
пути со скоростью  
60 км/ч

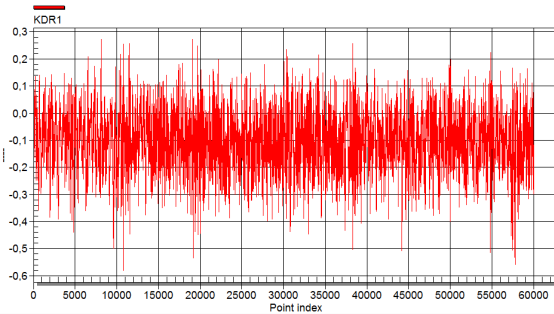


Рисунок 11 –  
Осциллограмма  
процесса KDR1 при  
движении  
вагона по прямому  
участку  
пути со скоростью  
60 км/ч

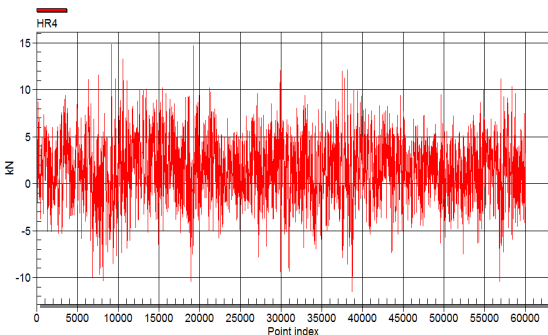


Рисунок 12 –  
Осциллограмма  
процесса HR4 при  
движении  
порожного вагона  
по прямому  
участку пути со  
скоростью 60 км/ч

Рисунок 13 –  
Осциллограмма  
процесса HR04  
при движении  
порожного вагона по  
прямому  
участку пути со  
скоростью 60 км/ч

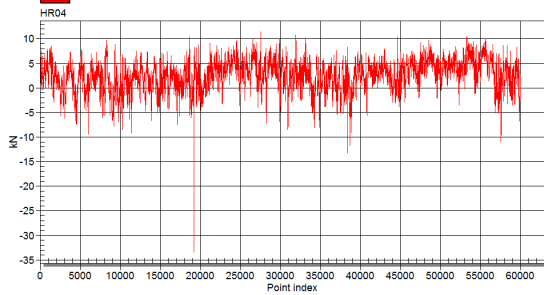


Рисунок 14 –  
Осциллограмма  
процесса KDR4 при  
движении порожнего  
вагона по прямому  
участку  
пути со скоростью  
60 км/ч

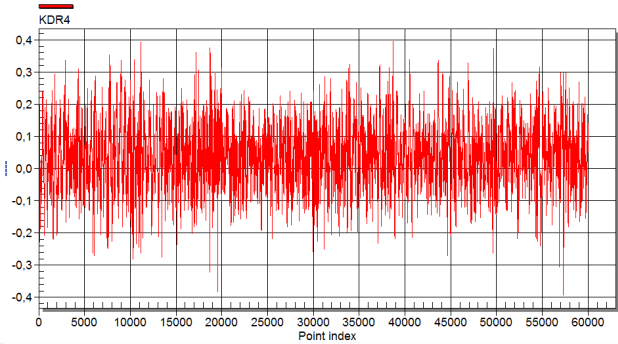


Рисунок 15 –  
Осциллограмма  
процесса KDR04 при  
движении порожнего  
вагона по прямому  
участку пути со  
скоростью 60 км/ч

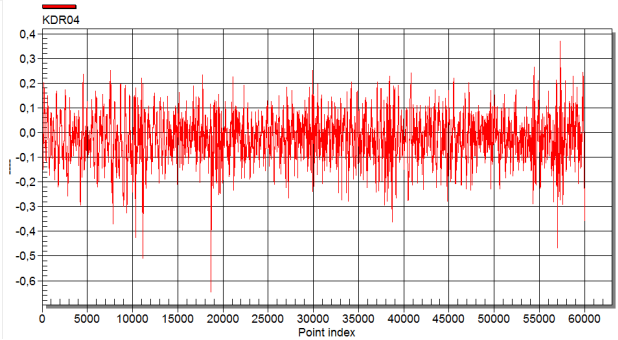


Рисунок 16 –  
Осциллограмма  
процесса KDB1  
при движении  
порожного вагона по  
прямому участку  
пути со скоростью  
60 км/ч

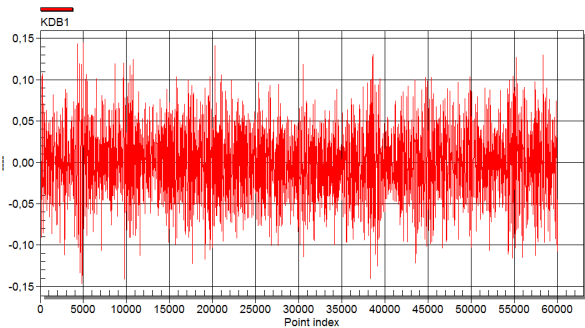


Рисунок 17 –  
Осциллограмма  
процесса KDB2  
при движении  
порожнего вагона по  
прямому участку  
пути со скоростью 60  
км/ч

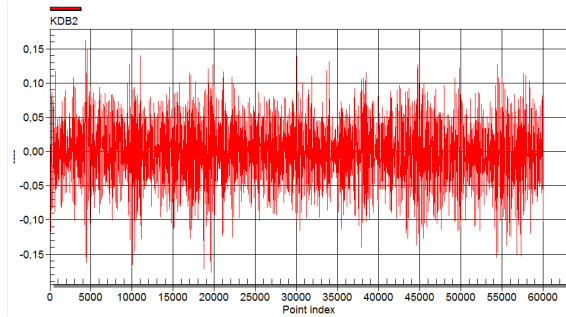


Рисунок 18 –  
Осциллограмма  
вертикальных  
ускорений при  
движении порожнего  
вагона по прямому  
участку пути со  
скоростью 60 км/ч

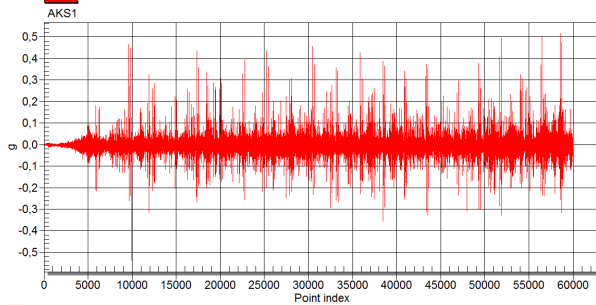
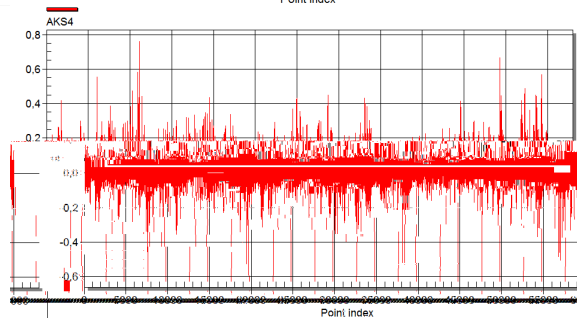


Рисунок 19 –  
Осциллограмма  
горизонтальных  
ускорений при  
движении порожнего  
вагона по прямому  
участку пути со  
скоростью 60 км/ч



**Оценка результатов испытаний.** Для оценки результатов ходовых динамических испытаний максимальные значения динамических и прочностных показателей вагона-платформы модели 13-9975 в порожнем и груженом состоянии сведены в таблицы 3-6. После обработки результатов проведенных ходовых испытаний, были получены максимальные значения нормируемых показателей и сравнены с допускаемыми согласно [8].

В порожнем состоянии:  $K_{\text{дв.кузова}} = 0,47$  (в прямой при скорости 120 км/ч), что не превышает допускаемый  $[K_{\text{дв.кузова}}] = 0,47$ ;  $K_{\text{дв.необ}} = 0,89$  (в прямой при скорости 120 км/ч), что меньше  $K_{\text{дв.необ}} = 0,9$ ;  $g_{\text{кузова верт.}} = 0,56$  (в прямой при скорости 120 км/ч)  $< [g_{\text{кузова верт.}}] = 0,75$ ;  $g_{\text{кузова гориз.}} = 0,29$  (в прямой при скорости 120 км/ч)  $< [g_{\text{кузова гориз.}}] = 0,55$ .

В груженом состоянии:  $K_{\text{ов кривога}} = 0,50$  (в кривой R330 при скорости 75 км/ч), не превышает  $[K_{\text{ов кривога}}] = 0,50$ ;  $K_{\text{ов необ}} = 0,80$  (в кривой R330 при скорости 75 км/ч)  $< [K_{\text{ов необ}}] = 0,85$ ;  $g_{\text{кровога верт.}} = 0,65$  (в прямой при скорости 120 км/ч), что не превышает  $[g_{\text{кровога верт.}}] = 0,65$ ;  $g_{\text{кровога гориз.}} = 0,31$  (в кривой R615 при скорости 105 км/ч), меньше  $[g_{\text{кровога гориз.}}] = 0,45$ .

Значение коэффициентов горизонтальной динамики ( $K_{\text{аз}}$ ) определялось по формуле:

$$K_{\text{аз}} = \frac{HR}{P_0}$$

Здесь  $HR$  – боковая рамная сила, действующая на колесную пару;  $P_0$  – статическая осевая нагрузка ( $P_0 = 6$  тс для порожнего вагона,  $P_0 = 23,4$  тс – для груженого вагона).

Максимальные значения  $K_{\text{аз}}$  в порожнем состоянии были получены при движении вагона по стрелочному переводу 1/11 на скорости 40 км/ч ( $K_{\text{аз}} = 0,38 < [K_{\text{аз}}] = 0,40$ , согласно [8]), в груженом – при движении в кривой R330 при скорости 75 км/ч ( $K_{\text{аз}} = 0,30 < [K_{\text{аз}}] = 0,38$  согласно [8]).

Коэффициенты

устойчивости колеса от схода с рельсов ( $K_{\text{yc}}$ ) в прямых и кривых участках пути вычислялись путем обработки полученных данных при испытаниях на всех режимах движения согласно методике.

Максимальные значения  $K_{\text{yc}}$  были получены в порожнем состоянии при движении вагона в кривой R330 со скоростью 75 км/ч ( $p = 0,001-1,32$ ; при допускаемых  $[K_{\text{yc}}] = 1,3$ , [8]), в груженом состоянии – при движении по стрелочному переводу на скорости 40 км/ч ( $p = 0,001-1,36$ ; при допускаемых  $[K_{\text{yc}}] = 1,3$ , согласно [8]).

Коэффициент запаса устойчивости от бокового опрокидывания в кривых ( $K_{\text{об}}$ ) определялся для следующих случаев (таблица 7): наружу кривой  $R = 615$  м при движении с максимальной скоростью 105 км/ч; внутрь кривой  $R = 330$  м при движении со скоростью 10 км/ч.

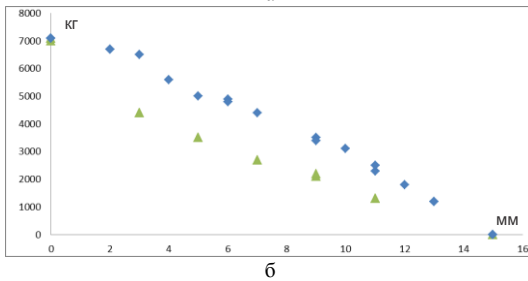
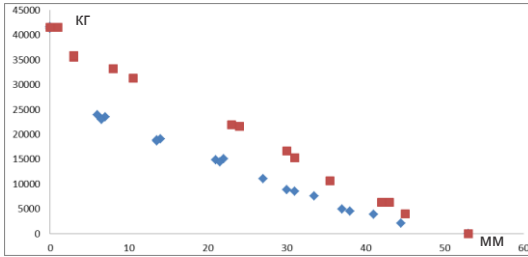


Рисунок 20 – Графики силовых характеристик при определении статического прогиба и коэффициента трения рессорного подвешивания в:  
а – груженом состоянии; б – порожнем состоянии



Таблица 3 – Результаты испытаний вагона-платформы модели 13-9975 в порожнем режиме (динамические показатели)

Участок движения	Скорость, км/ч	$\Phi_{\text{взвешивания}}$	$\Phi_{\text{взвешивания}}$	$K_{\text{об кузова}}$	$K_{\text{об леб}}$	$K_{\text{дв}}$	$K_{\text{ус}}$	$K_{\text{ю}}$
Кривая R330	10	0,05	0,09	0,13	0,76	0,19	2,48	1,33
	20	0,09	0,13	0,20	0,67	0,19	2,17	1,42
	40	0,24	0,14	0,25	0,74	0,19	2,09	1,36
	60	0,47	0,20	0,33	0,77	0,27	1,68	1,33
	75	0,48	0,22	0,38	0,86	0,28	1,32	1,31
Кривая R615	40	0,07	0,16	0,14	0,66	0,21	2,35	1,58
	60	0,29	0,18	0,19	0,72	0,23	2,32	1,41
	80	0,38	0,24	0,29	0,77	0,26	2,07	1,34
	100	0,40	0,27	0,32	0,79	0,28	1,83	1,32
	105	0,41	0,28	0,33	0,81	0,28	1,60	1,30
Стрелка 1/11	10	0,05	0,04	0,08	0,58	0,15	1,93	-
	20	0,13	0,13	0,18	0,69	0,27	1,93	-
	30	0,18	0,15	0,20	0,70	0,34	1,56	-
	40	0,35	0,27	0,24	0,71	0,38	1,41	-
Прямая	40	0,13	0,08	0,15	0,75	0,14	3,54	-
	60	0,22	0,14	0,22	0,78	0,17	3,16	-
	80	0,36	0,15	0,28	0,79	0,21	2,37	-
	100	0,47	0,21	0,35	0,86	0,26	2,06	-
	120	0,56	0,29	0,47	0,89	0,34	1,78	-

Таблица 4 – Значения напряжений в исследуемых точках вагона-платформы модели 13-9975 в порожнем режиме (прочностные показатели)

Скорость, км/ч	Номер датчика													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Величина напряжений, МПа														
<b>Участок движения – прямая</b>														
40	2	2,5	4	8	2,5	2	4	4	3	4	2,5	4	4	6
60	3	2,5	4	7	1,5	1,5	5	4	2,5	5	3	3	4	5
80	3	2,5	6	9	2	1,5	6	5	4,8	6	3	5	4	8
100	2	2,5	6	7	2,5	1,5	7	5	3	5	3	4	4,5	7
120	1,5	2,5	6	7	2	1,5	7	4	4	4,5	3	4	6	7
<b>Участок движения – кривая R615</b>														
40	2	2	6	13	2	1	4	2	2	6	2	5	3	8
60	2	2	8	15	2	2	4,5	2,5	2,5	8	2	6	4	11
80	2	2	6	15	2	1,5	6	3,5	3,5	8	3	6	4	11

Скорость, км/ч	Номер датчика													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	Величина напряжений, МПа													
<b>Участок движения – кривая R615</b>														
100	1,5	2	6	15	2	1,5	6	3,5	2,5	8	2	5	4	10
105	1,5	2	6	11	1,5	1,5	9	5	4	7	2,5	4	4,5	10
<b>Участок движения – кривая R330</b>														
10	2,6	2,4	7	16	3,5	1,5	2,7	2	1,5	9	2	7	2	12
20	3	3	6	15	2,5	1,5	3,5	2,8	1,7	8	2,4	6	3	12
40	3,2	3,4	6,3	15,5	2,6	1,5	4,7	3,2	2,3	7	2,6	7	4	10
60	3	3	10	18,4	2,7	1,5	5,5	3,8	3	10	3	7,3	4,5	12
75	2,5	3,7	8	15	2,5	1,5	6	4,2	3,1	8	3,5	6	4,5	13
<b>Участок движения – стрелка 1/11</b>														
10	2	1	4	8	2	0,5	3	3	1,5	4,3	2	3,5	2	5,5
20	2	2	4	8	2	2	3,5	3,5	1,9	4,1	3,5	4	2,1	5
30	2,5	2	5,5	6	1,5	1	4	3	1,7	4	2	3	2,5	5
40	2,5	2,5	6	8	2	1,5	5	2,4	2	5	2	4	3,5	6
10	2	1	4	8	2	0,5	3	3	1,5	4,3	2	3,5	2	5,5

Таблица 5 – Результаты испытаний вагона-платформы модели 13-9975  
в грузе (динамические показатели)

Участок движения	Скорость, км/ч	$B_{кузова\ верх}$	$B_{кузова\ гориз}$	$K_{об\ кузова}$	$K_{об\ телеб}$	$K_{\alpha}$	$K_{\gamma}$	$K_{\gamma 0}$
Кривая R330	10	0,12	0,11	0,14	0,38	0,11	2,00	2,56
	20	0,20	0,13	0,18	0,46	0,12	1,96	2,10
	40	0,46	0,14	0,19	0,59	0,13	1,90	1,65
	60	0,53	0,16	0,35	0,79	0,23	1,86	1,33
	75	0,58	0,25	0,50	0,80	0,30	1,37	1,30
Кривая R615	40	0,10	0,15	0,11	0,28	0,13	2,05	2,86
	60	0,37	0,14	0,18	0,37	0,17	1,87	2,66
	80	0,51	0,16	0,24	0,45	0,18	1,67	2,14
	100	0,59	0,27	0,25	0,6	0,21	1,65	1,90
	105	0,60	0,31	0,23	0,63	0,25	1,55	1,65
Стрелка 1/11	10	0,29	0,04	0,08	0,37	0,12	2,10	-
	20	0,35	0,06	0,10	0,43	0,15	1,81	-
	30	0,40	0,08	0,09	0,47	0,18	1,60	-
	40	0,59	0,17	0,13	0,50	0,25	1,36	-

Участок движения	Скорость, км/ч	$\sigma_{\text{буловый верт}}$	$\sigma_{\text{буловый гориз}}$	$K_{\text{об кузов}}$	$K_{\text{об телеб}}$	$K_{\text{ве}}$	$K_{\text{ус}}$	$K_{\text{суо}}$
Прямая	40	0,24	0,06	0,07	0,35	0,09	2,27	-
	60	0,32	0,08	0,14	0,36	0,13	1,98	-
	80	0,54	0,11	0,20	0,43	0,16	1,70	-
	100	0,6	0,13	0,20	0,42	0,17	1,58	-
	120	0,65	0,15	0,28	0,49	0,18	1,47	-

Таблица 6 – Значения напряжений в исследуемых точках вагона-платформы модели 13-9975 в грузежном режиме (прочностные показатели)

Скорость, км/ч	Номер датчика													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	Величина напряжений, МПа													
<b>Участок движения – прямая</b>														
40	4,8	5,5	10	9	3,5	2,8	10	6	4,2	11	8,5	7,5	12	8
60	5	5,5	10	10	4,2	4	20	13	3	13	10	13	16	14
80	4,8	6	9,5	12	5	7	26	15	2,5	14	10	20	30	24
100	5	6	10	14	6	7,5	28,5	15	6	10	10	16	30	18
120	4,2	7	15	15	5,6	7,5	28	20	7	18	14	16	28	20
<b>Участок движения – кривая R615</b>														
40	3,5	3,5	5	7	6,5	3,5	14	13	2,8	14,5	11,5	14	8	6
60	4,2	6,5	8,5	10	5	6,5	21	12	1,4	12	9	11	16	16
80	3,8	6	10	12	5	7	28,1	15	2	16	11	20	20	22
100	4,5	5	15	10	7,5	8,2	29,2	20	2,5	15	11	15	29,8	25
105	5	6	15	13	7	8	29,6	22	5	16	12	16	20	25
<b>Участок движения – кривая R330</b>														
10	2,8	6	7	11,5	7,5	2,4	6,5	7,8	1,9	13	9,0	9	8,5	6,2
20	4,6	6	12	13,5	10	3,5	22	12,8	2,8	14	10	10	10	11
40	3	5	10	9,5	4,5	3	8	6	2,5	15	11	10	10	9
60	4	5	10	10	4,4	4	19	15	2	13	11	15	14	15
75	4	7,5	12	11	8,4	6,8	27	23	5,5	13	12	10	15	16
<b>Участок движения – стрелка 1/11</b>														
10	2	3,6	8	6	3	2	4	3	1,1	8	6	7	6	6
20	4,5	4	8	6	4	2,3	14	7	2	10	7	8	10	7,5
30	3,4	4	7,5	8	4,5	2,3	13	8,2	3,5	9,5	7,5	9,5	12	10
40	3,3	5	10	8	4,8	3	11	7	2	9,5	7	8	10	11
40	4,8	5,5	10	9	3,5	2,8	10	6	4,2	11	8,5	7,5	12	8

Таблица 7 – Коэффициент запаса устойчивости от опрокидывания

Показатель	Наружу кривой (R=615 м) v=105км/ч		Внутри кривой (R=330 м) v=10км/ч	
	Режим			
	порожний	груженный	порожний	груженный
$K_{yo}$	1,30 ([ $K_{yo}$ ]=1,3, [8])	1,65 ([ $K_{yo}$ ]=1,3, [8])	1,33 ([ $K_{yo}$ ]=1,2, [8])	2,56 ([ $K_{yo}$ ]=1,2, [8])

Таблица 8 – Максимальные напряжения в элементах рамы вагона-платформы

Элемент	Точка	Максимальные динамические напряжения, МПа		Статические напряжения от веса груза, МПа	Нормативное значение, МПа
		Порожний	Груженный		
Хребтовая балка	1	3,2	5,0	4,6	210
Хребтовая балка	2	3,7	7,5	-10,2	210
Сочленение хребтовой и раскоса	3	10,0	15,0	27,5	210
Раскос	4	18,4	15,0	-20	210
Сочленение боковой балки и раскоса	5	3,5	10,0	58	210
Боковая балка	6	2,0	8,2	62,9	190
Боковая балка	7	9,0	29,6	108,2	190
Боковая балка	8	5,0	23,0	-8,2	210
Поперечная вспомогательная балка	9	4,8	7,0	8,5	205
Боковая балка	10	10,0	18,0	19,1	190
Боковая балка	11	3,5	14,0	-8,5	190
Шкворневая балка	12	7,3	20,0	-18,6	210
Боковая балка	13	6,0	30,0	103,8	190
Боковая балка	14	13	20,0	-54	190

Таблица 9 – Значения напряжений в исследуемых точках вагона-платформы модели 13-9975 в груженом режиме по схеме загрузки 2×40' (34,75т–34,75т)

Скорость, км/ч	Номер датчика													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	Величина напряжений, МПа													
<b>Участок движения – прямая</b>														
40	33	35,7	10	1,3	0,5	0,7	6	3,6	4,2	11,3	55,2	7,5	7,2	8,3
60	34,4	35,7	10	1,5	0,6	1	12	7,8	3	13,4	64,9	13	9,6	14,4
80	33	39	9,5	1,8	0,7	1,7	15,6	9	2,5	14,4	64,9	20	18	24,7
100	34,4	39	10	2,1	0,9	1,8	17,1	9	6	10,3	64,9	16	18	18,5
120	28,9	45,5	15	2,2	0,8	1,8	16,8	12	7	18,5	90,9	16	16,8	20,6

Скорость, км/ч	Номер датчика													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	Величина напряжений, МПа													
<b>Участок движения – Кривая R615</b>														
40	24,1	22,8	5	1,1	0,9	0,9	8,4	7,8	2,8	14,9	74,7	14	4,8	6,2
60	28,9	42,2	8,5	1,5	0,7	1,6	12,6	7,2	1,4	12,4	58,4	11	9,6	16,5
80	26,2	39	10	1,8	0,7	1,7	16,8	9	2	16,5	71,4	20	12	22,6
100	31	32,5	15	1,5	1,1	2	17,5	12	2,5	15,4	71,4	15	17,8	25,7
105	34,4	39	15	1,9	1	2	17,7	13,2	5	16,5	77,9	16	12	25,7
<b>Участок движения – Кривая R330</b>														
10	19,3	39	7	1,7	1,1	0,6	3,9	4,7	1,9	13,4	58,4	9	5,1	6,4
20	31,7	39	12	2	1,4	0,9	13,2	7,7	2,8	14,4	64,9	10	6	11,3
40	20,7	32,5	10	1,4	0,7	0,8	4,8	3,6	2,5	15,4	71,4	10	6	9,3
60	27,5	32,5	10	1,5	0,6	1	11,4	9	2	13,4	71,4	15	8,4	15,4
75	27,5	48,7	12	1,6	1,2	1,7	16,2	13,8	5,5	13,4	77,9	10	9	16,5
<b>Участок движения – Стрелка 1/11</b>														
10	13,8	23,4	8	0,9	0,5	0,5	2,4	1,8	1,1	8,3	39	7	3,6	6,2
20	31	26	8	0,9	0,6	0,6	8,4	4,2	2	10,3	45,5	8	6	7,7
30	23,4	26	7,5	1,2	0,7	0,6	7,8	4,9	3,5	9,8	48,7	9,5	7,2	10,3
40	22,7	32,5	10	1,2	0,7	0,8	6,6	4,2	2	9,8	45,5	8	6	11,3
40	33	35,7	10	1,3	0,5	0,7	6	3,6	4,2	11,3	55,2	7,5	7,2	8,3

Таблица 10 – Амплитуды напряжений условного симметричного цикла  $\sigma_{a_3}$  для двух неблагоприятных режимов загрузки

Элемент	Точка	$\sigma_{a_{20}}$ , МПа	$\sigma_{a_{40}}$ , МПа
Хребтовая балка	1	2,68	4,34
Хребтовая балка	2	3,46	5,52
Хребтовая балка. Сочленение с раскосом	3	6,80	6,80
Раскос	4	9,60	5,85
Боковая балка. Сочленение с раскосом	5	2,56	1,56
Боковая балка	6	4,88	3,45
Боковая балка	7	21,56	18,97
Боковая балка	8	7,33	6,45
Поперечная вспомогательная балка	9	5,21	5,21
Боковая балка	10	7,55	7,61
Боковая балка	11	6,31	10,07
Шкворневая балка	12	11,16	11,15
Боковая балка	13	23,55	20,72
Боковая балка	14	11,89	11,98

Результаты максимальных динамических напряжений при ходовых прочностных испытаниях приведены в таблице 8. Из таблицы 8 видно, что максимальные значения динамических напряжений в элементах рамы вагона-платформы в порожнем режиме не превышают 18,4 МПа, в груженом режиме – 30,0 МПа, а максимальные статические напряжения не превышают 108,2 МПа в порожнем режиме и 210,0 МПа – в груженом.

Анализ прочности конструкции различных схем погрузки длиннобазной платформы позволил выявить наиболее неблагоприятные с точки зрения изгибающих моментов и напряжений зоны. Применительно к рассматриваемой длиннобазной платформе наиболее опасными зонами являются средняя и консольная части в зоне переменного сечения боковых балок. Расчетные значения динамических напряжений в исследуемых точках вагона-платформы модели 13-9975 в груженом режиме для схемы загрузки двумя 40-кафутовыми контейнерами (34,75т–34,75т) представлены в таблице 9.

Результаты расчета амплитуды напряжений условного симметричного цикла для двух наиболее неблагоприятных схем загрузки (20-тифутовыми контейнерами (5,4т–29,4т–29,4т–5,4т) и 40-кафутовыми контейнерами (34,75т–34,75т)) приведены в таблицах 10, 11.

Приведенную амплитуду динамического напряжения, эквивалентную по повреждающему действию распределению амплитуд напряжений за расчетный срок службы конструкции, определяют по формуле:

$$\sigma_{a,\varepsilon} = m \sqrt{\frac{T_p \cdot f_\varepsilon}{N_c} \cdot \sum_{j=1}^n K_{yч_j} \cdot \sum_{vi}^{K_{vi}} P_{vi} \cdot \sum_{ai}^{K_{ai}} \sigma_{ai}^m \cdot P_{\sigma i}},$$

где  $m$  – показатель наклона левой ветви кривой усталости (для сварных вагонных конструкций из углеродистых и низколегированных сталей  $m = 4$ );

$T_p = 365 \cdot 10^3 \frac{L_c}{V} \cdot T_k$  – суммарное время действия динамических нагрузок за расчетный срок службы, с (где  $L = 126$  км – проектный среднесуточный пробег груженого вагона;  $V = 22,4$  м/с – проектная средняя техническая скорость движения вагона (для вагонов с конструкционной скоростью 120 км/ч);  $T_k = 32$  года – проектный срок службы конструкции;  $f_\varepsilon = 2,16$  Гц – эффективная частота процесса изменения динамических нагрузок, определенная по результатам сбрасывания вагона с клиньев;  $N_0 = 10^7$  циклов – базовое число циклов динамических напряжений;  $K_{yч_j}$  – средняя доля протяженности характерных участков пути в общей длине железных дорог ( $K_{yч_1} = 0,75$  для прямых участков,  $K_{yч_2} = 0,23$  для кривых участков,  $K_{yч_3} = 0,02$  для стрелочных переводов);  $P_{vi}$  – доля времени, приходящаяся на эксплуатацию в  $i$ -том диапазоне скоростей, величины  $P_{vi}$  для различных типов подвижного состава принимают согласно [7];  $K_{vi}$  – принятое число диапазонов скоро-

стей;  $\sigma_{vi}$  – уровень амплитуды динамических напряжений;  $P_{\sigma i}$  – вероятность появления амплитуд с уровнем  $\sigma_{vi}$  в  $i$ -том диапазоне скоростей движения вагона;  $K_{\sigma i}$  – принятое число разрядов амплитуд напряжений.

Таким образом, максимальное значение амплитуды напряжений условного симметричного цикла  $\sigma_{a,3}$  составляет – 23,55 МПа.

Экспериментальным методом была проведена трехкратная проверка работоспособности механизма поворота автосцепки и сцепляемости испытуемого вагона в кривых на скорости движения 5–8 км/ч, исходя из которой, был сделан вывод о том, что устройство работает нормально. Поворот автосцепки и механическое соединение автосцепок было выполнено в кривой R=330 м.

Таблица 11 – Амплитуды напряжений условного симметричного цикла  $\sigma_{a,3}$  для двух неблагоприятных режимов загрузки по основным элементам

Элемент	Точка	$\sigma_{a,20}$ , МПа	$\sigma_{a,40}$ , МПа
Хребтовая балка	1	2,68	4,34
Раскос	4	9,60	5,85
Поперечная вспомогательная балка	9	5,21	5,21
Шкворневая балка	12	11,16	11,15
Боковая балка. Консольная часть	14	11,89	11,98
Боковая балка. Средняя часть	13	23,55	20,72

Коэффициент относительного трения соответствует ГОСТ 9246: в груженом состоянии 0,087, допускаемое [0,08–0,12]; в порожнем состоянии 0,11, допускаемое [0,10–0,16]. Максимальный угол поворота надрессорной балки относительно боковой рамы тележки вагона был получен при скорости движения 100 км/ч груженого состава в кривой R 615 и составил 0,920°. Статический прогиб рессорного подвешивания под тарой составил 15 мм, под максимально допустимой нагрузкой брутто 53 мм.

**Выводы.** Таким образом, были проведены экспериментальные исследования опытного образца вагона-платформы, которые являются одним из основных этапов отработки конструкции вагона и позволяют оценить его прочностные и динамические качества. На основании их результатов был сделан вывод о соответствии четырехосного вагона-платформы для крупнотоннажных контейнеров модели 13-9975 требованиям норм [7] и [8].

**Список литературы:** 1. *Вершинский С. В.* и др. Расчет вагонов на прочность. Изд 2-е. Под ред. *Л. А. Шадура.* – М.: Машиностроение, 1971. – 432 с. 2. *Зайцев К. Л.* Расчет статически неопределимых стержневых систем методом сил. Учебное пособие. – Архангельск: Изд-во АГТУ, 1998. – 54 с. 3. *Орлов Е. А.* Моделирование воздействия эксплуатационных нагрузок на рамы тепловозов: методы, модели, специализированная САПР// *Вісник НТУ „ХПІ”*. Тем. вип. „Машиноведение и САПР”. – 2006. – №24. - С.103-112. 4. *Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н.* Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // *Механіка та машинобудування.* – 2006. – №1. – С.57-79. 5. *В.Г. Сударев, К.В. Кляк, Д.И. Загорский.* "Разработка и испытания на сопротивление усталости вагона-платформы для контейнеров модели 13-3115-01". Тяжелое машиностроение. 2010. №1 С. 31-34. 6. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы

испытаний на прочность и ходовые качества: РД 24.050.37-95.-М.:ГосНИИВ, 1995.-102 с. 7. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ВНИИЖТ-ГосНИИВ, 1996. – 319 с. 8. НБ ЖТ ЦВ 01-98 "Вагоны грузовые железнодорожные. Нормы безопасности". – М.:ВНИИЖТ-ГосНИИВ, 1998. – 14 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Vershinskij S. V. i dr. Raschet vagonov na prochnost'. Izd 2-e. Pod red. L. A. Shadura. – Moscow: Mashinostroenie, 1971. – 432 p. 2. Zajcev K. L. Raschet staticheski neopredelimiy sterzhne-vyh sistem metodom sil: Uchebnoe posobie. – Arhangel'sk: Izd-vo AGTU, 1998. – 54 p. 3. Orlov E. A. Modelirovanie vozdeystviya jekspluatacionnyh nagruzok na ramy teplovozov: metody, modeli, speciali-zirovannaja SAPR// Visnik NTU "KhPI". – 2006. – No. 24. - P. 103-112. 4. Tkachuk N.A., Gricenko G.D., Chepumoj A.D., Orlov E.A., Tkachuk N.N. Konechno-jelementnye modeli jelemen-tov slozhnyh mehanicheskikh sistem: tehnologija avtomatizirovannoj generacii i parametrizovannogo opisanija // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2006. – No 1. – P.57-79. 5. Sudarev V.G., Kjjakk K.V., Zagor-skij D.I. Razrabotka i ispytaniya na soprotivlenie ustalosti vagona-platfomy dlja kontejnerov modeli 13 3115 01. Tjazheloe mashinostroenie. 2010. –No 1. – P. 31 34. 6. Vagony gruzovye i passazhirskie. Metody ispytaniy na prochnost' i hodovye kachestva: RD 24.050.37-95.-М.:GosNIIV, 1995.-102 p. 7. Normy dlja rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznyh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamohodnyh). – Moscow: VNIIZhT-GosNIIV, 1996. – 319 p. 8. NB ZhT CV 01-98 "Vagony gruzovye zheleznodorozhnye. Normy bezopasnosti". – Moscow:VNIIZhT-GosNIIV, 1998. – 14 p.

*Поступила (received) 04.06.2015*

УДК. 539.3:612.76:616.001

**В.М.ШИМОН**, д.мед.н., проф., зав. каф. общей хирургии с курсами травматологии, оперативной хирургии и судовой медицины мед. факультета ГБУЗ "Ужгородский национальный университет", Ужгород;

**О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК**, мл. науч. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”;

**А.А. ШЕРЕГИЙ**, к.мед.н., доц. каф. общей хирургии с курсами травматологии, оперативной хирургии и судовой медицины мед. факультета ГБУЗ "Ужгородский национальный университет", Ужгород;

**М.В. ШИМОН**, к.мед.н., доц. каф. общей хирургии с курсами травматологии, оперативной хирургии и судовой медицины мед. факультета ГБУЗ "Ужгородский национальный университет", Ужгород

## **ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ БЕДРЕННОЙ КОСТИ ЧЕЛОВЕКА, ПОРАЖЕННОЙ ЗАБОЛЕВАНИЕМ – ОСТЕОМИЕЛИТ**

В данной работе предлагаются результаты исследования напряженно-деформированного состояния человеческой ноги при поражении заболеванием бедренной кости. В ходе исследования рассматривались модели, описывающие различное состояние бедренной кости: интактное состояние бедренной кости, пораженная остеомиелитом и пораженная остеомиелитом с применением внешней фиксирующей конструкции. По итогам исследований были получены поля эквивалентных напряжений и проведено сравнение максимальных значений эквивалентных напряжений и полных перемещений для компонент моделей

**Ключевые слова:** бедренная кость человека, остеомиелит, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, полные перемещения

---

© В.М.Шимон, О.В. Веретельник,  
А.А. Шерегий, М.В. Шимон, 2015



**Введение.** Остеомиелит – гнойно-воспалительный процесс, который поражает все элементы кости. В результате происходит структурное изменение кости, которое приводит к изменению ее физико-механических свойств тканей.

На сегодняшний день внедрение инженерии в медицину позволяет понять сущность нестабильности элементов человеческого скелета. При этом построение и исследование геометрических моделей, описывающих различные травмы и патологические заболевания элементов человеческого скелета, позволят выбрать и обосновать методику лечения пациента. Также прибегая к компьютерному моделированию, можно определить напряженно-деформированное состояние (НДС) элементов биомеханической системы (БМС), образованной сочетанием элементов человеческого скелета и разнообразных конструктивных решений по стабилизации или иммобилизации пораженных патологическим заболеванием или травмированных сегментов человеческого скелета.

Для определения напряженно-деформированного состояния исследуемых элементов биомеханической системы был использован метод конечных элементов (МКЭ) [1], который обладает широкими и мощными возможностями и наилучшим образом подходит для решения задач такого класса, так как элементы биомеханической системы имеют сложную геометрическую форму и структуру, и при этом позволяет проводить учет материалов с резко различающимися физико-механическими свойствами.

Исследования в данном направлении еще долго останутся актуальными. Их актуальность обусловлена тем, что внедрение компьютерной инженерии в медицинскую практику позволит спрогнозировать механическое поведение элементов человеческого скелета в результате действия патологических заболеваний или травм, а также, прибегая к трехмерному моделированию можно спрогнозировать и выбрать методику лечения, равно как и произвести выбор той или иной разновидности фиксирующей конструкции.

*Цель работы* – создание моделей для исследования напряженно-деформированного состояния бедренной кости человека, подверженной заболеванию – остеомиелиту, а также результатов применения внешней фиксирующей конструкции, используемой для разгрузки пораженной заболеванием кости во время лечения.

**Материалы и методы.** Данное исследование элементов человеческой ноги состояло из исследований трех конструкций: первая – интактная (без патологических изменений и заболеваний с исходными свойствами материалов соответствующих частей исследуемой конструкции), вторая – модель с моделированием заболевания остеомиелита, третья – модель, описывающая ногу при остеомиелите и с внешней фиксирующей конструкцией.

В основу геометрической модели, используемой в исследовании, была положена интактная трехмерная геометрическая модель правой ноги человека, построенная по компьютерной томографии (КТ) снимкам [2]. Геометрическая модель включала подвздошную, бедренную, малоберцовую и большеберцовую кости, и соединительные хрящи соответствующих суставов. Также геометрическая модель была дополнена двумя элементами: "верхняя опора" и "нижняя опора", которые

использовались для корректного приложения нагрузки и закрепления. При этом структура костей имела четкое разделение на кортикальную и губчатую составляющие. Исследуемые конечно-элементные модели (КЭМ) были построены в расчетном программном комплексе Ansys Workbench [3]. Также были назначены соответствующие физико-механические свойства материалов, приложены нагрузки и закрепления и проведены расчеты по определению напряженно-деформированного

Таблица 1 – Физико-механические характеристики материалов

Материал	E, МПа	$\nu$
Кортикальная кость	10 000	0,3
Губчатая кость	450	0,2
Суставной хрящ	10,6	0,49
Сверхвысокомолекулярный полиэтилен (СВМПЭ)	1 000	0,2
Цементный раствор	3 500	0,3
Титан	102 000	0,3

состояния. КЭМ послужили геометрические модели, построенные в программном пакете SolidWorks [4].

Свойства материалов человеческих тканей имеют значительный диапазон разброса в зависимости от возраста, пола, индивидуальных особенностей и т.п. При этом использование различных конструкций небиологического происхождения, например, фиксирующей конструкции, увеличивает диапазон

разброса, тем самым создавая биомеханическую систему, содержащую материалы с резко различающимися свойствами. Используемые в исследовании физико-механические свойства материалов приведены в таблице 1 (здесь E – модуль Юнга,  $\nu$  – коэффициент Пуассона [5-13]).

Комбинированная конечно-элементная модель включала элементы двух различных типов, один из которых был 20-тиузловой кубический элемент (SOLID186). Второй – 10-тиузловой тетраэдр (SOLID187). Использование различных типов элементов при построении КЭМ позволяет разбить сложную форму элементов биомеханической системы и тем самым получить высокоточную аппроксимацию НДС при расчетах.

**Исследование напряженно-деформированного состояния элементов ноги человека при остеомиелите бедренной кости.** В рамках проведенного исследования трехмерная геометрическая модель была перестроена следующим образом. Для моделирования заболевания остеомиелитом были выделены часть бедренной кости и два переходных слоя. Данное разделение геометрии было сделано для того, чтобы назначить соответствующие свойства материалов (так как остеомиелит сопровождается изменением свойств материалов кости). Переходные слои были введены для уменьшения градиента изменения физико-механических свойств материалов. Таким образом, было построено три расчетные схемы: 1-я расчетная схема соответствует интактной модели ноги человека, 2-я расчетная схема – моделированию заболевания остеомиелитом части бедренной кости, 3-я расчетная схема – модель, описывающая ногу при остеомиелите с внешней фиксирующей конструкцией. На рисунке 1 представлена геометрическая модель человеческой ноги

для 3-й расчетной схемы. На рисунке 2 представлена геометрическая модель бедренной кости с внешней фиксирующей конструкцией, используемая в 3-й расчетной схеме с выделенными участками (здесь введены следующие обозначения для выделенных участков: – 1 – "остеомиелит", 2 – 1-й переходный слой, 3 – 2-й переходный слой, 4 – основная часть кости, "интактная"). Внешний вид исследуемой области конечно-элементной модели представлен на рисунке 3.

Схема нагружения и закрепления представлена на рисунке 4, в качестве нагрузки прикладывалась сила (действующая на одну ногу человека в вертикальном положении вдоль оси Y, см. рисунок 4), прикладываемая нагрузка была равной 500 Н. Определенная нагрузка будет соответствовать нагрузке, при которой произойдет разрушение кости. Начальная величина 500 Н соответствует 50 кг – весу человека. При этом на элемент "верхняя опора" были наложены дополнительные ограничения: выбранной опоре были разрешены только осевые перемещения вдоль прикладываемой нагрузки. "Нижняя опора" была закреплена на нижней поверхности.



*Вид 1*      *Вид 2*

Рисунок 1 – Исследуемая геометрическая модель человеческой ноги (3-я расчетная схема)

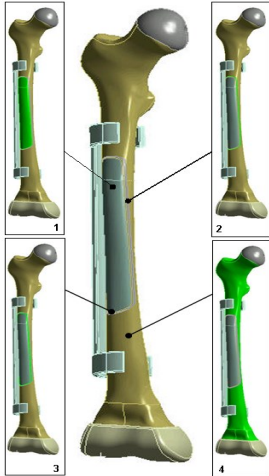


Рисунок 2 – Геометрическая модель бедренной кости

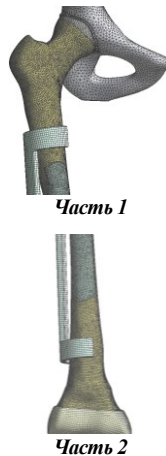


Рисунок 3 – Некоторые части исследуемой КЭМ (3-я расчетная схема)



*Нагрузка*      *Закрепление*

Рисунок 4 – Схема нагружения и закрепления

Как было изложено выше, были построены модели для трех расчетных схем. Варьируемыми параметрами были свойства материалов для участка, пораженного

заболеванием остеомиелитом, и двух переходных слоев. В процессе исследования требовалось определить максимальную нагрузку, после которой произойдет разрушение бедренной кости. Таким образом, величина прикладываемой нагрузки также является варьируемым параметром. В таблице 2 представлены соответствующие процентные составляющие модуля упругости, назначаемые для кортикальной и губчатой составляющих бедренной кости.

Таблица 2 – Процентное отношение назначаемого модуля упругости

Расчетная схема	"Остеомиелит"	1-й переходный слой	2-й переходный слой	Основная часть, "интактная"
1-я	100%	100%	100%	100%
2-я	70%	80%	90%	100%
3-я	60%	70%	80%	100%

**Результаты численных исследований напряженно-деформированного состояния элементов ноги человека при остеомиелите бедренной кости.** По итогам проведенных расчетов по всем расчетным схемам были определены компоненты НДС элементов исследуемой модели, максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу для элементов бедренной кости (участок, пораженный заболеванием – остеомиелитом, два переходных слоя и основная часть), а также полные перемещения для элемента "верхняя опора". Полученные результаты рассмотрены были для различных составляющих бедренной кости (кортикальной и губчатой тканей). Полученные числовые показатели соответствовали нагрузке 500 Н. Было проведено сравнение между собой полученных числовых показателей искомых величин для всех расчетных схем, результаты представлены в ниже приведенных диаграммах.

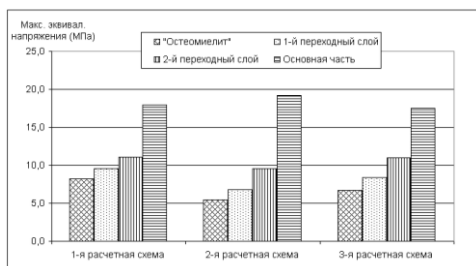


Рисунок 5 – Максимальные эквивалентные напряжения для различных участков кортикальной части бедренной кости (МПа)

Таблица 3 – Максимальные полные перемещения элемента "верхняя опора" (мм) при нагрузке, равной 500 Н

Элемент модели	Расчетная схема		
	1	2	3
Элемент "верхняя опора"	1,34	1,37	1,24

На рисунках 5 и 6 представлены диаграммы, описывающие числовые показатели максимальных эквивалентных напряжений (МПа) по Мизесу, для кортикальных и губчатых составляющих различных участков (участок, пораженный заболе-

ванием остеомиелитом, два переходных слоя и основная часть) бедренной кости, соответственно. На рисунке 7 представлена диаграмма с максимальными полными перемещениями элемента "верхняя опора" для всех расчетов.

Числовые значения искомых величин, максимальные полные перемещения элемента "верхняя опора" (мм) и максимальные эквивалентные напряжения (МПа) по Мизесу в элементах бедренной кости представлены в таблицах 3 и 4 соответственно. На рисунке 8 представлены поля распределения эквивалентных напряжений в бедренной кости и внешней фиксирующей конструкции (для 3-й расчетной схемы), для всех расчетных схем, соответственно.

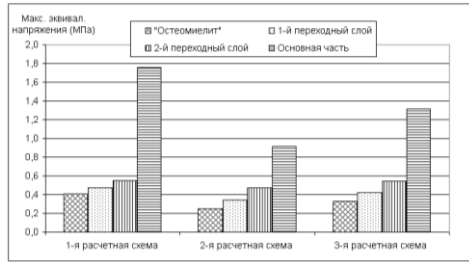


Рисунок 6 – Максимальные эквивалентные напряжения для различных участков губчатой части бедренной кости (МПа)

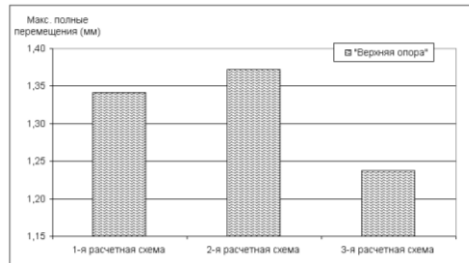
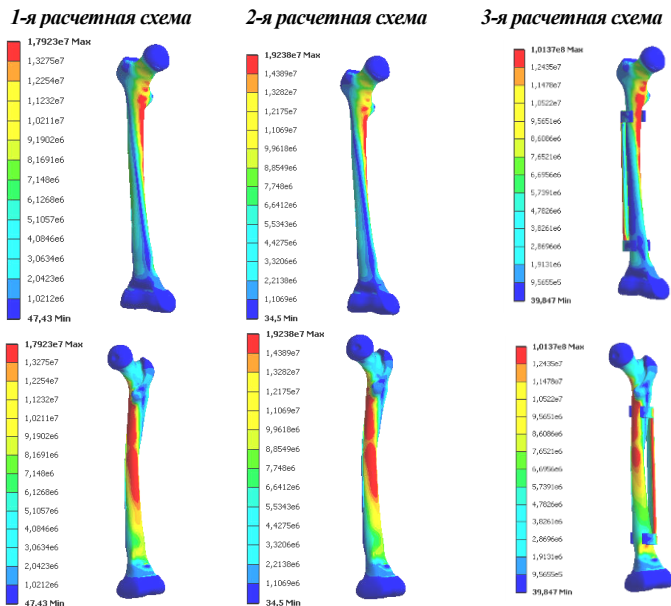


Рисунок 7 – Максимальные полные перемещения элемента "верхняя опора"

Рисунок 8 – Поля распределений эквивалентных напряжений в исследуемых областях моделей (Па)



Вид 1

Вид 2

Таблица 4 – Максимальные эквивалентные напряжения в бедренной кости (МПа) при нагрузке, равной 500Н

Элемент модели		Расчетная схема		
		1-я	2-я	3-я
"Остеомиелит"	<i>Кортикальная кость</i>	8,21	5,49	6,67
1-й переходный слой		9,52	6,8	8,39
2-й переходный слой		11,1	9,53	11,0
Основная часть, "интактная"		17,9	19,2	17,5
"Остеомиелит"	<i>Губчатая кость</i>	0,404	0,247	0,326
1-й переходный слой		0,469	0,344	0,419
2-й переходный слой		0,553	0,472	0,54
Основная часть, "интактная"		1,76	0,916	1,31

**Выводы.** По итогам проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Было определено, что максимальный числовой показатель эквивалентных напряжений по Мизесу соответствует основной части бедренной кости для 2-й расчетной схемы (учет заболевания остеомиелитом без внешней фиксирующей конструкции).

2. При моделировании заболевания остеомиелитом в бедренной кости человека происходит перераспределение возникающих напряжений, т.к. при заболевании происходит изменение физико-механических свойств тканей бедренной кости и наблюдается уменьшение прочностных характеристик тканей. При распределении нагрузки наиболее нагруженными областями оказываются здоровые участки кости, при этом происходит уменьшение напряжений на пораженном участке кости.

3. Кроме перераспределения напряжений на здоровые участки кости наблюдается увеличение податливости всей бедренной кости при заболевании остеомиелитом.

4. При анализе полученных максимальных величин эквивалентных напряжений группы исследований (при нагрузке 500 Н) они не превышают пределов прочности, которые составляют для кортикальной кости 160 МПа [14], для губчатой – 16-22 МПа [15], титана – 1000 МПа [16]. При этом наличие внешней фиксирующей конструкции способствует уменьшению напряжений и уменьшению податливости пораженной заболеванием кости.

**Список литературы:** 1. *Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J.Z.* The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals. - Amsterdam ; Heidelberg: Butterworth-Heinemann, 2006. – 631 p. 2. *Шимон М. А., Лутвак В. В., Шерегий А. А., Веретьянык О. В., Ткачук М. А.* Моделирование оперативного лікування остеопорозу у людей старшого віку після первинного ендо-протезування кульшового суглоба / *Вісник НТУ"ХПИ"*. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2014. – № 29. – С. 177-182. 3. *ANSYS Workbench* – <http://www.ansys.com/>. 4. *Solidworks* – <http://www.solidworks.com/>. 5. *Барыш А.Е.* Конечно-элементное бисегментарное моделирование позвоночных двигательных сегментов  $C_{IV}$  –  $C_{VI}$  // Ортопедия, травматология и протезирование. – 2005, №1:41–49. 6.

*Natarajan R.N., Chen B.H., An H.S., Andersson G.B.J.* Anterior cervical fusion: a finite element model study on motion segment stability including effect of osteoporosis // *Spine*. – 2000. – Vol. 25, № 8. – P.955–961. **7.** *Веретельник Ю.В., Веретельник О.В., Тимченко И.Б., Дыньник А.А., Соснина Ю.К.* К вопросу о построении параметрических моделей шейного отдела позвоночника. // *Вестник НТУ “ХПИ”*. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2007. – № 29. – С.16-20. **8.** *Nolan J.P., Sherk H.H.* Biomechanical evaluation of the extensor musculature of the cervical // *Spine*. – 1988. – Vol. 13, № – P. 9-11. **9.** *Panjabi M.M., Duranceau J., Goel V., et.al.* Cervical human vertebrae: quantitative three-dimensional anatomy of the middle and lower regions // *Spine*. – 1991. – Vol.16, №.8. – P. 861-869. **10.** *Веретельник О.В.* Моделирование напряжений в шейном отделе позвоночника с ортезом // *Вестник НТУ “ХПИ”*. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008. – № 9. – С. 22-29. **11.** *Веретельник О.В.* Обзор конструктивных схем и решений по моделированию ШОП и ортезов // *Вестник НТУ “ХПИ”*. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008. – № 42. – С. 3-8. **12.** *Heitplatz P., Hartle S.L. and Gentle C.R.* A 3-dimensional large deformation FEA of a ligamentous C4-C7 spine unit // *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering - 2*, – 1998 Gordon and Breach Science, UK, p. 387-394. **13.** *Веретельник О.В.* Моделирование реакций на силовое воздействие элемента шейного отдела позвоночника. // *Вестник НТУ “ХПИ”*. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008. – № 2. – С. 14-26. **14.** *Бойко И.В.* Математическое моделирование напряженно-деформированного состояния системы "кость-имплантат" при межвертебральном переломе бедренной кости / *И.В. Бойко, А.В. Сабсай, В.Б. Макаров, О.В. Радзжабов* // *Вісник СевНТУ*. Вип. 133/2012. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь, 2012. – С. 355-360. **15.** *С.В.* Особенности прочностных характеристик губчатой кости при заболеваниях тазобедренного сустава / *Кукун И.А., Кирпичев И.В., Маслов Л.Б., Вихрев* // *FUNDAMENTAL RESEARCH* №7, 2013 – С. 328-333. **16.** *Нгуен Суан Тьук* Изменение триботехнических и механических свойств СВМПЭ при наполнении полипропилена / *Нгуен Суан Тьук, С.В. Панин* // XIX Межд. науч.-практ. конф. "Современные техника и технологии", Секция 6: Материаловедение. С. 110-111.

**Bibliography (transliterated):** **1.** Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J.Z.. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. – Amsterdam ; Heidelberg: Butterworth-Heinemann, 2006. – 631 p. **2.** *Shymon M. A., Lytvak V. V., Sherehiy A. A., Veretel'nyk O. V., Tkachuk M. A.* Modelyuvannya operatyvnoho likuvannya osteoporozu u lyudey starshoho viku pisllya pervynnoho endo-protezuuvannya kul'shovooho subhloba / *Visnyk NTU "KhPI"*. Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR. – Kharkov: NTU "KhPI", 2014. – No 29. – P. 177-182. **3.** AN-SYS Workbench – <http://www.ansys.com/>. **4.** Solidworks – <http://www.solidworks.com/>. **5.** Barysh A.E. Konechno-jelementnoe bisegmentnoe modelirovanie pozvonocnyh dvigatel'nyh segmentov // *Ortopediya, travmatologija i protezirovanie*. – 2005, No 1. P. 41–49. **6.** *Natarajan R.N., Chen B.H., An H.S., Andersson G.B.J.* Anterior cervical fusion: a finite element model study on motion segment stability including effect of osteoporosis // *Spine*. – 2000. – Vol. 25, No 8. – P.955–961. **7.** *Veretel'nik Ju.V., Veretel'nik O.V., Timchenko I.B., Dnynik A.A., Sosnina Ju.K.* K voprosu o postroenii parametricheskikh modelej shejnogo otdela pozvonocnika. // *Vestnik NTU "KhPI"*. – Kharkov: NTU "KhPI", 2007. – No 29. – P.16-20. **8.** *Nolan J.P., Sherk H.H.* Biomechanical evaluation of the extensor musculature of the cervical // *Spine*. – 1988. – Vol. 13. – P. 9-11. **9.** *Panjabi M.M., Duranceau J., Goel V., et.al.* Cervical human vertebrae: quantitative three-dimensional anatomy of the middle and lower regions // *Spine*. – 1991. – Vol.16. – No 8. – P. 861-869. **10.** *Veretel'nik O.V.* Modelirovanie naprjazhenij v shejnom otdela pozvonocnika s ortezom // *Vesnik NTU "KhPI"*. – Kharkov: NTU "KhPI", 2008. – No 9. – P. 22-29. **11.** *Veretel'nik O.V.* Obzor konstruktivnyh shem i reshenij po modelirovaniju ShOP i ortezov // *Vesnik NTU "KhPI"*. – Kharkov: NTU "KhPI", 2008. – No 42. – P. 3-8. **12.** *Heitplatz P., Hartle S.L. and Gentle C.R.* A 3-dimensional large deformation FEA of a ligamentous C4-C7 spine unit // *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering - 2*, – 1998. – Gordon and Breach Science, UK. – P. 387-394. **13.** *Veretel'nik O.V.* Modelirovanie reakcij na silovoe vozdejstvie jelementa shejnogo otdela pozvonocnika. // *Vesnik NTU "KhPI"*. – Kharkov: NTU "KhPI", 2008. – No 2. – P. 14-26. **14.** *Bojko I.V.* Matematicheskoe modelirovanie naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija sistemy "kost'-implantat" pri mezhvertel'nom perelome bedrennoj kosti / *I.V. Bojko, A.V. Sabсай, V.B. Makarov, O.V. Radzhabov* // *Visnik SevNTU*. – Vol. 133/2012. Serija: Mehaniка, energetika, ekologija. – Sevastopol', 2012. – P. 355-360. **15.** *Osobennosti prochnostnyh karakteristik gubchatoj kosti pri zabojevanijah tazobedrennogo sustava / Kukun I.A., Kirpichov I.V., Maslov L.B., Vihrev S.V.* // *Fundamental research*. – 2013. – No 7. – P. 328-333. **16.** *Nguen Suan Tyuk* Izmenenie tribotekhnicheskikh i mehanicheskikh svojstv SVMPE pri napolnenii polipropilena / *Nguen Suan Tyuk, S.V. Panin* // XIX Mezhd. науч.-практ. конф. "Sovremennye tehnika i tehnologii", Sekcija 6: Materialovedenie. P. 110-111.

*Поступила (received) 04.06.2015*

## РЕФЕРАТИ

УДК 539.3

**Числове дослідження контактної взаємодії багатощарових панелей, з'єднаних болтовим кріпленням, у геометрично нелінійній постановці / О.О. Атрошенко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2015. – № 31(1140). – С. 3-11. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0775.**

Дана робота присвячується числовому аналізу контактних задач для багатощарових панелей. Особливості представленої задачі полягають у дослідженні напружено-деформованого стану різновиду компоновок панелей, з'єднаних між собою болтовим кріпленням з зазором та навантаженням рівномірно розподіленим по верхній кромці поперечним зусиллям. Металеві зерносховища складаються з набору тонкостінних гофрованих панелей, які з'єднуються між собою болтовими кріпленнями в різних компоновках. В якості опорних конструкцій служать поперечні ребра жорсткості. Болтове з'єднання виконано з зазором та попередньої затягуванням, під час навантаження відбувається вибірка зазору, яка тягне за собою виникнення контактної взаємодії між циліндричною частиною болтів і внутрішніми поверхнями отворів. Розглядається два види компоновок тонкостінних панелей у вигляді плоских смуг, які з'єднуються між собою по дві і більше в групі в першому варіанті, і у вигляді послідовного чергування у другому варіанті. У даній постановці завдання присутні геометрична і структурна нелінійності.

**Ключові слова:** напружено-деформований стан, металеві зерносховища, метод скінченних елементів, система смуг, реакції в опорах, геометрична нелінійність.

УДК 623.438

**Оцінка протиміної стійкості легкої бойової колісної машини / С.П. Бісик, О.М. Купрінченко, В.Г. Корбач // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2015. – № 31(1140). – С. 11-19 – Бібліогр. 14 назв. – ISSN 2079-0775.**

У роботі розглянуто проблему підвищення рівня захисту бойових броньованих машин в сучасних умовах їх бойового застосування. На підставі результатів теоретичних досліджень визначено рівень протиміної 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 енергопоглинаючі елементи.

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

УДК 685.7

**Проектування засобів організації штучних точок страховки та опори для альпінізму / О.В. Бондаренко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2015. – № 31(1140). – С.20-28. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0775.**

Розглянуто основні сучасні засоби організації штучних точок страховки та штучних точок опори. Описано їх конструктивні особливості та аспекти використання, надано перелік переваг та недоліків. Виділено основні напрямки конструктивних пошуків поліпшення характеристик існуючих та проектування нових засобів організації штучних точок страховки та штучних точок опори для альпінізму та скелелазіння з огляду на сучасні вимоги поліфункціональності та безпеки. Описано конструктивні рішення та їх силовий розрахунок як існуючих моделей, так і запропонованої. Розглянуто підхід побудови робочого профілю запропонованої моделі ексцентрикового елемента. Описано основні конструктивні особливості запропонованої моделі ексцентрикового елемента.

**Ключові слова:** альпінізм, елементи страховки, організація точок опори, робочий профіль, ексцентриковий елемент.

УДК 623

**Обґрунтування тактико-технічних вимог для розробки перспективних зразків і подальшої модернізації вітчизняних "легких" броньованих автомобілів / Р.Г. Буяну // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2015. – № 31(1140). – С. 28-37 – Бібліогр. 11 назв. – ISSN 2079-0775.**



Проведена оцінка рівня технічної досконалості вітчизняних “легких” броньованих автомобілів із найкращими однотипними закордонними зразками. Наведений порівняльний аналіз засвідчує про те, що вітчизняні зразки “Дозор-Б” та “Козак” відповідають сучасним вимогам і несуттєво поступаються у своєму класі кращим однотипним закордонним зразкам. Наочно обгрунтовані напрями удосконалення тактико-технічних характеристик для зразків, які існують, з метою їх модернізації та розроблення перспективних зразків.

**Ключові слова:** “легкі” броньовані автомобілі, модернізація, рівень технічної досконалості, уніфікований зразок.

УДК 623.438

**Огляд підходів щодо додаткового бронювання легкоброньованих машин // А.Ю. Васильєв, О.Є. Шаталов, Є.Є. Дудар // Вісник НТУ “ХПІ”. Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2015. – № 31(1140). – С. 38-45. – Бібліогр. 23 назв. – ISSN 2079-0775.**

Розглянуто варіанти вирішення проблем, які виникають через недостатню захищеність легкоброньованої техніки, що стоїть на озброєнні ЗСУ. Наведені позитивні та негативні фактори, що пов’язані із підвищенням захищеності найбільш поширеними варіантами додаткового бронювання. Обраний напрям для подальшого дослідження.

**Ключові слова:** легкоброньована машина, легкоброньована техніка, захищеність, додаткове бронювання, засоби ураження.

УДК 519.2:621.658.512

**Створення параметричних моделей сандвіч-панелей і дослідження їх характеристик жорсткості / А.Ю. Васильєв, М.М. Березін, Ю.К. Васильєв // Вісник НТУ “ХПІ”. Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2015. – № 31(1140). – С. 45-54. – Бібліогр. 5 назв. – ISSN 2079-0775.**

У статті розглядається питання співвідношення вагових, жорсткісних і міцнісних характеристик різних типів сандвіч-панелей, в порівнянні з аналогічними гомогенізованими. Аналізується характер зміни основних характеристик від параметрів конструкції. Показано, що використання сандвіч-панелей може привести до істотної економії маси і зниження матеріаломісткості в порівнянні з гомогенними пластинами при збереженні того ж рівня жорсткості. Економія маси може досягати 60%. Для раціональних варіантів зниження рівня напружень коливається в межах 25-65% – для еквівалентних по вазі конструкцій і підвищення на 25-35% для еквівалентних по жорсткості.

**Ключові слова:** метод скінченних елементів, сандвіч панелі, аналіз напружено-деформованого стану, еквівалентна товщина, еквівалентна жорсткість, гомогенна пластина

УДК 623; 269.072.8

**Стан та перспективи розвитку навчально-тренажерних засобів за номенклатурою бронетанкового озброєння та техніки для механізованих і танкових підрозділів сухопутних військ Збройних Сил України / О.М. Калінін, В.В. Костюк, П.О. Русіло, Ю.В. Варванець // Вісник НТУ “ХПІ”. Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2015. – № 31(1140). – С. 54-65. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2079-0775.**

Показано, що Україна спроможна створити сучасні комп’ютерні і тактичні тренажери, різні симулятори, автоматизовані навчальні комплекси. Конструкції перспективних вітчизняних НТЗ, які призначаються для підготовки механіків-водіїв та членів екіпажів танкових і механізованих підрозділів СВ ЗС України, повинні мати модульну будову і відповідати сучасним потребам військ і обгрунтуватися з врахуванням оптимальних параметрів

**Ключові слова:** екіпажі бойових машин, механізовані і танкові підрозділи, навчально-тренажерні комплекси, навчально-тренувальні засоби, танковий тренажер.

УДК 621.833

**Вплив поздовжньої модифікації зубів на контактну міцність зубчастих муфт / А.П. Попов, М.Г. Мозговий, О.І. Савенков // Вісник НТУ “ХПІ”. Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2015. – № 31(1140). – С. 66-74. – Бібліогр. 11 назв. – ISSN 2079-0775.**

Розв’язано задачу взаємодії циліндра з клином. Знайдено ширину площадок контакту і максимальні контактні напруження. Для зниження максимальних величин контактних

напружень у розглянутій конструкції зубчастої муфти введені прямолінійні ділянки в середній частині скошених зубів.

**Ключові слова:** зубчаста муфта, контактна міцність, контактні напруження, модифікація зубів, бочкоподібні зуби, скошені зуби.

УДК. 539.3:612.76:616.001

**Напружено-деформований стан елементів поперекового відділу хребта при транспедикулярній фіксації / К.М. Свиридова, Т.Р. Лабутіна, О.В. Веретельник, О.А. Левшин, О.А. Диннік, І.Б. Тимченко, Г.В. Погоріла // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2015. – № 31(1140). – С. 75-81. – Бібліогр. 7 назв. – ISSN 2079-0775.**

У роботі наводяться результати проведених авторами числових досліджень напружено-деформованого стану моделі, яка описує поперековий відділ хребта людини на рівні L4-L5 хребтно-рухового сегменту. Дані дослідження були проведені за допомогою методу скінченних елементів. В ході проведення дослідження були розглянуті різні розрахункові схеми з системою транспедикулярної фіксації і без неї, а також наведені результати варіювання модуля пружності міжхребцевого диска D45.

**Ключові слова:** хребет, поперековий відділ, транспедикулярна система, фіксація, напружено-деформований стан, кортикальна тканина, губчаста тканина, суглобовий хрящ

УДК 539.3

**Вплив форми бігової доріжки на контактну взаємодію з кульовими поршнями радіальної гідропередачі / Н.Б. Скріпченко, Г.В. Ткачук, М.М. Ткачук, О.І. Касай, Б.І. Крилюк // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2015. – № 31(1140). – С. 81-100. Бібліогр. 11 назв. ISSN 2079-0775.**

З метою визначення впливу форми бігової доріжки на контактну взаємодію зі сферичним поршнем гідропередачі розроблено варіант методу граничних елементів. З використанням параметричної моделі досліджено вплив форми профілю бігової доріжки та податливості шару шорсткості на розподіл контактного тиску. Встановлено характерні особливості конфігурацій контактних площадок і розподілу контактного тиску

**Ключові слова:** контактна взаємодія, контактний тиск, податливість, шорсткість, метод граничних елементів.

УДК 621.43:62-192

**Методи, засоби та технології дискретно-континуального зміцнення поверхневих шарів деталей машин / М.А. Ткачук, М.І. Бєлов, О.І. Шейко, С.О. Кравченко, Е. К. Посвятенко, В.В. Шпаковський, С.С. Д'яченко, В.Г. Гончаров, І.В. Пономаренко, В.М. Шеремет // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2015. – № 31(1140). – С. 100-110 – Бібліогр. 10 назв. – ISSN 2079-0775.**

В роботі на основі теоретико-множинного підходу запропоновані нові концепції і методи підвищення ресурсу серії двигунів і агрегатів спеціальної техніки шляхом створення нових технологій зміцнення поверхонь їхніх деталей, а також у вирішенні різних фундаментальних і прикладних завдань. Розроблено концепції узагальненого параметричного моделювання складних механічних систем при нечітких критеріях, аналізу процесів та синтезу нових технологій зміцнення для збільшення ресурсу техніки. Науково обґрунтовані матеріали, режими та параметри процесів зміцнення для розроблених методів дискретного зміцнення, корундування та іонного бомбардування зі створенням мікронаноструктур та проектно-технологічні рішення при створенні та ремонті двигунів і агрегатів спеціальної техніки.

**Ключові слова:** технологія зміцнення поверхонь, підвищення ресурсу, дискретне зміцнення, корундування, іонне бомбардування.

УДК 629.4: 539.3

**Ходові міцнісні та динамічні випробування вагона-платформи/ А.Д. Чепурний, О.В. Литвиненко, Р.І. Шейченко, Р.В. Граборов, М.О. Чубань// Вестник НТУ "ХПИ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2015. – № 31(1140). – С.111-128. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0775.**

У статті описані методика і результати ходових міцнісних та динамічних випробувань вагона-

платформи моделі 13-9975, проведених з метою експериментальної перевірки відповідності динамічних напружень в основних несучих елементах вагона при його русі, а також показників якості ходу вимогам нормативно-технічної документації. Описано розроблену схему завантаження довгобазного вагона-платформи, що враховує особливості його конструкції, сприйняття і передачі навантажень при експлуатації. Наведені й оцінені показники якості ходу вагона при русі з різними режимами завантаження і різними швидкостями на характерних ділянках залізничної колії. Зроблено висновок про задоволення критеріїв динамічності, безпеки і міцності, які пред'являються до конструкції даного типу.

**Ключові слова:** вагон-платформа, експеримент, випробування, тензорезистор, оцінка динамічності, оцінка міцності, напружений стан, динамічні параметри.

УДК 539.3:612.76:616.001

**Числові дослідження напружено-деформованого стану стегнової кістки людини, ураженої захворюванням - остеомієліт / В.М. Шимон, О.В. Вергеліник, А.А. Шерегій, М.В. Шимон // Вісник НТУ "ХПІ".** Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2015. – № 31(1140). – С. 128-135. – Бібліогр. 16 назв. – ISSN 2079-0775.

У даній роботі пропонуються результати дослідження напружено-деформованого стану людської ноги при ураженні захворюванням стегнової кістки. У ході дослідження розглядалися моделі, які описують різний стан стегнової кістки: інтактний стан стегнової кістки, ураження остеомієлітом і ураження остеомієлітом із застосуванням зовнішньої фіксуєючої конструкції. За підсумками досліджень були отримані поля еквівалентних напружень та проведено порівняння максимальних значень еквівалентних напружень і повних переміщень для компонент моделей.

**Ключові слова:** стегнова кістка людини, остеомієліт, метод скінченних елементів, напружено-деформований стан, повні переміщення.

## РЕФЕРАТЫ

УДК 539.3

Численное исследование контактного взаимодействия многослойных панелей, соединенных болтовым креплением, в геометрически нелинейной постановке / А.А. Атрошенко // Вестник НТУ "ХПІ". Серія: Машинобудівництво і САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2015. – № 31(1140). – С. 3-11. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0775.

Данная работа посвящается численному анализу контактных задач для многослойных панелей. Особенности представленной задачи заключаются в исследовании напряженно-деформированного состояния разнородности 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.

УДК 623.438

**Оценка противоминной устойчивости легкой боевой колесной машины / С.П. Бисык, О.М. Куприненко, В.Г. Корбач // Вестник НТУ "ХПІ".** Серія: Машинобудівництво і САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2015. – № 31(1140). – С. 11-20. Бібліогр. 14 назв. ISSN 2079-0775.

В работе рассмотрена проблема повышения уровня защиты боевых бронированных машин в современных условиях их боевого применения. На основании результатов теоретических исследований определен уровень противоминной стойкости легкой боевой колесной машины и разработаны предложения по его обеспечению. Предложено изготавливать днище в зоне расположения двигателя не из броневой стали. Кроме

того, рекомендуется устанавливать противоминные сидения. Между пластинами двойного днища целесообразно размещать энергопоглощающие элементы.

**Ключевые слова:** боевые бронированные машины, уровень защиты, противоминная устойчивость, легкая боевая колесная машина.

УДК 685.7

**Проектирование средств организации искусственных точек страховки и опоры для альпинизма / А.В. Бондаренко // Вестник НТУ "ХПИ".** Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2015. – № 31(1140). – С.20-28. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0775.

Рассмотрены основные современные средства организации искусственных точек страховки и опоры. Описаны их конструктивные особенности и аспекты использования, приведен перечень преимуществ и недостатков. Выделены основные направления конструктивных поисков улучшения характеристик существующих и проектирования новых средств организации искусственных точек страховки и опоры для альпинизма и скалолазания, учитывая современные требования полифункциональности и безопасности. Описаны конструктивные решения и их силовой расчет, как существующих моделей, так и предложенной. Рассмотрен подход построения рабочего профиля предложенной модели эксцентрикового элемента. Описаны основные конструктивные особенности предложенной модели эксцентрикового элемента.

**Ключевые слова:** альпинизм, элементы страховки, организация точек опоры, рабочий профиль, эксцентриковый элемент.

УДК 623

**Обоснование тактико-технических характеристик для разработки перспективных образцов и последующей модернизации отечественных "легких" бронированных автомобилей / Р.Г. Будяну // Вестник НТУ "ХПИ".** Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2015. – № 31(1140). – С.28-37. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0775.

Проведена оценка уровня технического совершенства отечественных "легких" бронированных автомобилей с лучшими однотипными зарубежными образцами. Проведенный сравнительный анализ свидетельствует о том, что отечественные образцы "Дозор-В" и "Казак" отвечают современным требованиям и несущественно уступают в своем классе лучшим однотипным зарубежным образцам. Наглядно обоснованы направления совершенствования тактико-технических характеристик образцов, которые существуют, с целью их модернизации и разработки перспективных образцов.

**Ключевые слова:** "легкие" бронированные автомобили, модернизация, уровень технического совершенства, унифицированный образец

УДК 623.438

**Обзор подходов дополнительного бронирования легкобронированных машин / А.Ю. Васильев, О.Е. Шаталов, Е.Е. Дудар // Вестник НТУ "ХПИ".** Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2015. – № 31(1140). – С. 38-45. – Библиогр.: 23 назв. – ISSN 2079-0775.

Рассмотрены варианты решения проблем, связанных с недостаточной защищенностью легкобронированной техники, стоящей на вооружении ВСУ. Приведены положительные и отрицательные факторы, связанные с повышением защищенности наиболее распространенными вариантами дополнительного бронирования. Выбрано направление дальнейших исследований.

**Ключевые слова:** легкобронированная машина, легкобронированная техника, защищенность, дополнительное бронирование, способы поражения.

УДК 519.2:621.658.512

**Создание параметрических моделей сэндвич-панелей и исследование их жесткостных характеристик / А.Ю. Васильев, М.Н. Березин, Ю.К. Васильев // Вестник НТУ "ХПИ".** Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2015. – № 31(1140). – С. 45-54. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0775.

В статье рассматривается вопрос соотношения весовых, жесткостных и прочностных характеристик различных типов сэндвич-панелей по сравнению с аналогичными гомогенизированными. Анализируется характер изменения основных характеристик от параметров конструкции. Показано, что использование сэндвич-панелей может привести к существенной экономии массы и снижению материалоемкости по сравнению с гомогенными пластинами при сохранении того же уровня жесткости. Экономия массы

может достигать 60%. Для рациональных вариантов понижение уровня напряжений колеблется в пределах 25-65% для эквивалентных по весу конструкций и повышение – на 25-35% для эквивалентных по жесткости.

**Ключевые слова:** метод конечных элементов, сэндвич-панели, анализ напряженно-деформированного состояния, эквивалентная толщина, эквивалентная жесткость, гомогенная пластина

УДК 623; 269.072.8

**Состояние и перспективы развития учебно-тренажерных средств по номенклатуре бронетанкового вооружения и техники для механизированных и танковых подразделений сухопутных войск Вооруженных Сил Украины / А.М. Калинин, В.В. Костюк, П.А. Русило, Ю.В. Варванец // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2015. – № 31(1140). – С. 54-65. – Библиогр. 19 назв.– ISSN 2079- 0775.**

Показано, что Украина способна создать современные компьютерные и тактические тренажеры, различные симуляторы, автоматизированные обучающие комплексы. Конструкции перспективных отечественных учебно-тренажерных средств, предназначенных для подготовки механиков-водителей и членов экипажей танковых и механизированных подразделений сухопутных войск Вооруженных Сил Украины, должны иметь модульное строение и отвечать современным потребностям войск и обосновываться с учетом оптимальных параметров.

**Ключевые слова:** экипажи боевых машин, механизированные и танковые подразделения, учебно-тренажерные комплексы, учебно-тренировочные средства, танковый тренажер.

УДК 621.833

**Влияние продольной модификации зубьев на контактную прочность зубчатых муфт / А.П. Попов, М.Г. Мозговой, О.И. Савенков // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2015. – № 31(1140). – С. 66-74. – Библиогр.: 11 назв.– ISSN 2079-0775.**

Решена контактная задача взаимодействия цилиндра с клином. Найдена ширина площадки контакта и максимальные контактные напряжения. Для снижения максимальных величин контактных напряжений в рассматриваемой конструкции зубчатой муфты введены прямолинейные участки в средней части скошенных зубьев.

**Ключевые слова:** зубчатая муфта, контактная прочность, контактные напряжения, модификация зубьев, бочкообразные зубья, скошенные зубья.

УДК. 539.3:612.76:616.001

**Напряженно-деформированное состояние элементов поясничного отдела позвоночника при транспедикулярной фиксации / Е.Н. Свиридова, Т.Р. Лабутина, О.В. Веретельник, А.А. Левшин, А.А. Дышник, И.Б. Тимченко, А.В. Погорелая // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2015. – № 31(1140). – С. 75-81. – Библиогр.: 7 назв.– ISSN 2079-0775.**

В работе приводятся результаты проведенных авторами численных исследований напряженно-деформированного состояния модели, описывающей поясничный отдел позвоночника человека на уровне L4-L5 позвоночно-двигательного сегмента. Данные исследования были проведены с помощью метода конечных элементов. В ходе проведения исследования были рассмотрены различные расчетные схемы с системой транспедикулярной фиксации и без нее, а также приведены результаты варьирования модуля упругости межпозвонкового диска D45.

**Ключевые слова:** позвоночник, поясничный отдел, транспедикулярная система, фиксация, напряженно-деформированное состояние, кортикальная ткань, губчатая ткань, суставной хрящ.

УДК 539.3

**Влияние формы беговой дорожки на контактное взаимодействие с шаровыми поршнями радиальной гидропередачи / Н.Б. Скрипченко, А.В. Ткачук, Н.Н. Ткачук, Е.И. Касай, Б.И. Крылюк // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2015. – № 31(1140). – С. 81-100. – Библиогр. 11 назв. ISSN 2079- 0775.**

С целью определения влияния формы беговой дорожки на контактное взаимодействие со сферическим поршнем гидропередачи разработан вариант метода граничных элементов. С использованием параметрической модели исследовано влияние формы профиля беговой дорожки и податливости слоя шероховато-

сти на распределение контактного давления. Установлены характерные особенности конфигураций контактных площадок и распределения контактного давления.

**Ключевые слова:** контактное взаимодействие, контактное давление, податливость, шероховатость, метод граничных элементов.

УДК 621.43:62-192

**Методы, средства и технологии дискретно-континуального упрочнения поверхностных слоев деталей машин / Н.А. Ткачук, Н.Л. Белов, А.И. Шейко, С.А. Кравченко, Э.К. Посвятенко, В.В. Шпаковский, С.С. Дьяченко, В.Г. Гончаров, И.В. Пономаренко, В.Н. Шеремет // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Машиноведение и САПР.. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2015. – № 31(1140). – С. 100-110. – Библиогр. 10 назв. – ISSN 2079-0775.**

В работе на основе теоретико-множественного подхода предложены новые концепция и методы повышения ресурса серии двигателей и агрегатов специальной техники путем создания новых технологий упрочнения поверхностей их деталей, а также в решении различных фундаментальных и прикладных задач. Разработаны концепции обобщенного параметрического моделирования сложных механических систем при нечетких условиях, анализа процессов и синтеза новых технологий упрочнения для увеличения ресурса техники. Научно обоснованы материалы, режимы и параметры процессов упрочнения для разработанных методов дискретного упрочнения, корундирования и ионной бомбардировки с созданием микроструктур и проектно-технологические решения при создании и ремонте двигателей и агрегатов специальной техники.

**Ключевые слова:** технология упрочнения поверхностей, повышение ресурса, дискретное упрочнение, корундирование, ионная бомбардировка.

УДК 539.3: 629.4

**Ходовые прочностные и динамические испытания вагона-платформы / А.Д. Чепурной, А.В. Литвиненко, Р.И. Шейченко, Р.В. Граборов, М.А. Чубань // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Машиноведение и САПР.. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2015. – № 31(1140). – С.111-128. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0775.**

В статье описаны методика и результаты ходовых прочностных, динамических и ресурсных испытаний вагона-платформы модели 13-9975, проведенных с целью экспериментальной проверки соответствия динамических напряжений в основных несущих элементах вагона при его движении, а также показателей качества хода требованиям нормативно-технической документации. Описана разработанная схема загрузки длиннобазного вагона-платформы, учитывающая особенности его конструкции, восприятия и передачи нагрузок при эксплуатации. Приведены и оценены показатели ходовых качеств вагона при движении с различными режимами загрузки и различными скоростями на характерных участках железнодорожного пути. Сделан вывод об удовлетворении критериев динамичности, безопасности и прочности, предъявляемых к конструкциям данного типа.

**Ключевые слова:** вагон-платформа, эксперимент, испытания, тензорезистор, оценка динамичности, оценка прочности, напряженное состояние, динамические параметры.

УДК. 539.3:612.76:616.001

**Численное исследование напряженно-деформированного состояния бедренной кости человека, пораженной заболеванием – остеомиелит / В.М. Шимон, О.В. Веретельник, А.А. Шеретий, М.В. Шимон // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Машиноведение и САПР.. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2015. – № 31(1140). – С.128-135. – Библиогр.: 16 назв. – ISSN 2079-0775.**

В данной работе предлагаются результаты исследования напряженно-деформированного состояния человеческой ноги при поражении заболеванием бедренной кости. В ходе исследования рассматривались модели, описывающие различное состояние бедренной кости: интактное состояние бедренной кости, пораженная остеомиелитом и пораженная остеомиелитом с применением внешней фиксирующей конструкции. По итогам исследований были получены поля эквивалентных напряжений и проведено сравнение максимальных значений эквивалентных напряжений и полных перемещений для компонент моделей.

**Ключевые слова:** бедренная кость человека, остеомиелит, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, полные перемещения.

## ABSTRACTS

**Numerical investigation of contact interaction of sandwich panels jointed bolt fasteners in geometrically nonlinear statement/ A.A. Atroshenko** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 31(1140). – P.3-11. – ISSN 2079-0775.

This work is devoted to the numerical analysis of contact problems for sandwich panels. Features presented objectives are to study the stress-strain state of the species layouts panels interconnected by bolt fasteners with a gap and loaded evenly distributed along the upper edge of the lateral force. Metal silos consist of a set of thin corrugated boards, which are interconnected by bolts fasteners in different layouts. As the support structures are transverse stiffeners. Bolting satisfied with clearance and pre-tightening during the loading gap is sampled, which gives rise to contact between the cylindrical portion and the inner surfaces of the bolt holes. We consider two types of arrangements of thin panels in the form of flat strips, which are interconnected by two or more in a group in the first embodiment, and a succession of second embodiment. In this formulation of the problem there are geometric and structural nonlinearity.

**Keywords:** stress-strain state, metal silos, finite element method, the system strips, force reaction, geometric nonlinearity.

**Estimation of anti-mine stability of light fighting wheeled vehicle / S.P. Bisyk, O.M. Kuprinenko, V.G. Korbach** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 31(1140). – P. 11-19. – ISSN 2079-0775.

It's proposed to produce the bottom in engine's area with no armor steel. In addition, it is recommended to install anti-mine seats. Between plates of double bottom is advisable to place energy-absorbent elements. It is shown that by the use of armor capsule and rational choice of the distance between capsule and armored body, dynamic contact of both details is absent because of explosive load. It positively affects the deflections in the area of the crew feet and seat acceleration.

**Keywords:** fighting armored vehicles, protection level, anti-mine stability, light fighting wheeled vehicle.

**Design of artificial points of insurance and support for climbing / A.V. Bondarenko** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 31(1140). – P. 20–28. – ISSN 2079-0775.

The basic modern means of artificial points of insurance and artificial footholds. Their design features and aspects of the use, provided the list of advantages and disadvantages are described. The main structural trends searches enhance performance of existing and development of new means of artificial points of insurance and artificial footholds for climbing and climbing in view of the current requirements polyfunctionality and security. The design decisions and their power calculation, both existing and proposed models are described. The approach proposed building a working model profile eccentric element. The basic design features of the proposed model eccentric element.

**Keywords:** climbing, items insurance organization footholds, operating profile, the eccentric element.

**Grounding for performance requirements for the development of the perspective models and further modernization of national "light" armored vehicles / R.H. Budianu** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 31(1140). – P. 28-37. – ISSN 2079-0775.

The assessment of the technical perfection level of domestic "light" armored vehicles and same type of the best foreign samples. The comparative analysis shows that domestic Designs "Dozor-B" and "Cossack" meet modern requirements and slightly inferior to the best-in-class uniform foreign models. Intuitively reasonable directions of improvement of tactical and technical characteristics of the samples that exist for the purpose of modernization and development of promising samples.

**Keywords:** "light" armored vehicles, modernization, technical excellence level, unified design

**Development of additional armoring for light armored vehicle / A.Y. Vasiliev, O.E. Shatalov, E.E. Dudar** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 31(1140). – P. 38-45. – ISSN 2079-0775.

The article presents alternate solutions of the problems connected with insufficient protection of light armored vehicles the Ukrainian Armed Forces are equipped with. Positive and negative factors, connected with the increase in protection by the prevailing means of additional armor plating have been given. Direction for further research has been chosen.

**Keywords:** light armored vehicle, protection, additional armor plating, engagement means.

**Sandwich panels parametric models creating and researching of their stiffness characteristics / A.Y. Vasiliev, M.N. Berezin, Y.K. Vasiliev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 31(1140). – P. 45-54. – ISSN 2079-0775.**

The article discusses the ratio of weight, stiffness and strength properties of various types of sandwich panels in comparison with the homogenized plate. Analyze the main characteristics behavior of the design parameters are given. It is shown that the use of sandwich panels can lead to significant weight savings and reducing the consumption of materials compared to homogeneous plates without problem with maintaining the same level of rigidity. Weight savings can reach up to 60 percents. It should be noted that the reverse side of the weight reduction is increasing the structure stress level. Rational choices of stress lowering is in the range of 25 - 65 percents for the equivalent weight of structures. If an equivalent stiffness are taken into account then stress increased about 25 - 35 percents. For better adequacy of article conclusions is necessary to conduct more detailed investigation with different types of loading and fixing.

**Keywords:** finite element method, sandwich-panels, stress-strain analysis, equivalent thickness, equivalent stiffness, homogeneous plate

**State and prospects of development of educational-trainer facilities after nomenclature of armored armament and technique for the mechanized and tank subdivisions of Ground forces of Armed Forces of Ukraine / A. Kalinin, V. Kostyuk, P. Rusilo, Y. Varvanc' // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 31(1140). – P. 54-65. – ISSN 2079-0775.**

It is shown that Ukraine is able to create modern computer and tactical simulators, automated training complexes. Construction of advanced domestic training tool appointed for preparing the driver and crew of armored and mechanized units of the Armed Forces of Ukraine, should have a modular structure and correspond to the modern needs of the troops. Problem questions in relation to the existent state and prospects of development of educational-trainer facilities after the nomenclature of armored armament and technique for the mechanized and tank subdividing of ground forces, certainly direction of development of perspective standards into the nearest years are considered.

**Keywords:** crews of fighting machines, mechanized and tank subdivisions, educational-trainer complexes, tank trainer

**The influence of longitudinal modification of teeth on the contact strength of gear couplings / A.P. Popov, M.G. Mozgovoy, O.I. Savenkov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 31(1140). – P. 66-74. – ISSN 2079-0775.**

The solution of plane problem conformably to the contact model of the outer barrel tooth of the bushing with symmetrically beveled relatively of the middle by the inner tooth of the gear coupling cage has been carried out. The expressions of maximum contact stresses and contact area width have been obtained. The contact problem of interaction of a cylinder with a wedge is solved. The width is found of contact area and maximum contact stresses. To reduce the maximum values of contact stresses in the structure straight sections are introduced in the middle of the sloping teeth of gear.

**Keywords:** gear coupling, contact strength, contact stresses, modification of teeth, barrel-shaped tooth, beveled teeth.

**Stress-strain state of the lumbar spine elements in transpedicular fixation / E.N. Sviridova, T.R. Labutina, O.V. Veretelnik, A.A. Levshin, A.A. Dynnik, I.B. Timchenko, A.V. Pogorelaya // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 31(1140). – P. 75-81. – ISSN 2079-0775.**

The paper presents the results of numerical investigations conducted by the stress-strain state of the model, which describes the human lumbar level L4-L5 vertebral-motor segment. These studies were carried out using the finite element method. The study considered five design schemes: 1) model is intact; 2) reduced initial modulus for the intervertebral disk D45 twice; 3) reduced initial modulus for the intervertebral disk D45 twice, with pedicle fixation system; 4) reduced initial modulus for the intervertebral disk D45 ten times; 5) reduced initial modulus for intervertebral disc D45 ten times with pedicle fixation system. A comparison of the results for all design schemes.



**Keywords:** spine, lumbar, transpedicular system, fixation, stress-strain state, cortical tissue, spongy tissue, articular cartilage.

**Influence of the geometry of the running track on its contact interaction with a spherical piston of a hydrovolumetric drive / N.B. Skripchenko, A.V. Tkachuk, N.N. Tkachuk, E.I. Kasay, B.I. Kryliuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 31 (1140). – P. 81-100. – ISSN 2079-0775.**

A modification of the boundary element method has been developed for the analysis of the relation between the geometry of the running track and its contact interaction with a spherical piston of a hydrovolumetric drive. A parameterized model provided information about the influence of the geometrical profile of the running track and the compliance of the rough contact layer upon the distribution of the contact pressure. Characteristic configurations of contact areas and contact pressure distributions have been identified

**Keywords:** contact interaction, contact pressure, compliance, roughness, boundary element method.

**Methods, tools and technologies of discrete-continual strengthening of surface layers of machine parts / N.A. Tkachuk, N.L. Belov, A.I. Sheyko, S.A. Kravchenko, E.K. Posvjatenko, V.V. Shpakovskiy, S.S. Dyachenko, V.G. Goncharov, I.V. Ponomarenko, V.M. Sheremet // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 31 (1140). – C. 100-110. – ISSN 2079-0775.**

In this work new concept and methods are proposed based on the set-theoretic approach for resource improving for series of engines and special equipment by creating new technologies to strengthen surfaces of parts. A number of fundamental and applied problems are solved. The concept of generalized parametric modeling of complex mechanical systems under fuzzy criteria, process analysis and synthesis of new technology are worked out. The materials, modes and options for strengthening processes, corunduming and ion bombardment are scientifically grounded with the creation and design and technological solutions in the design and maintenance of engines and units of special equipment.

**Keywords:** technology of surface strengthening, resource improving, discrete strengthening, corunduming, ion bombardment.

**Running strength and dynamic tests of the wagon-platform/ A.D. Chepurnoy, A.V. Litvinenko, R.I. Sheychenko, R.V. Graborov, M.A. Chuban// Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 31 (1140). – P. 111-128. – ISSN 2079-0775.**

The article describes the method and results of running strength and dynamic tests of the wagon-platform model 13-9975 carried out to verify compliance with the experimental dynamic stresses in the main load-bearing elements of the wagon when it moves, and the indicators of the quality of running to the requirements of normative and technical documentation. The developed scheme of loading the long wheelbase wagon-platform, taking into account the features of its design, perception and transfer loads during the exploitation. The performance driving characteristics of the car when driving with different modes of loading and different rates for specific areas of railway track are resented and evaluated. The conclusion to satisfy the criteria of dynamism, safety and durability requirements for structures of this type was done.

**Keywords:** wagon-platform, experiment, test, strain gauge, assessment of dynamism, strength assessment, state of stress, dynamic parameters

**Numerical study of stress-strain state of a human femur affected disease - osteomyelitis / V.M. Shimon, O.V. Veretelnyk, A.A. Sheregij, M.V. Shimon // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 31 (1140). – P. 128-135. – ISSN 2079-0775.**

This paper presents results of stress-strain state study of human leg with the defeat of disease femur. The study looked at various models describing the different state of the femur: the intact condition of the femur, defeat affected by osteomyelitis and defeat affected by osteomyelitis with external locking structure. According to results the field study were obtained equivalent stress and compared the maximum values of equivalent stress and total displacement for the components models.

**Keywords:** human femur, osteomyelitis, finite element method, the stress-strain state, total displacement.

## ЗМІСТ

<b>А.А. АТРОШЕНКО</b> Численное исследование контактного взаимодействия многослойных панелей, соединенных болтовым креплением, в геометрически нелинейной постановке.....	3
<b>С.П. БІСИК, О.М. КУПРІНЕНКО, В.Г. КОРБАЧ</b> Оцінка протимінної стійкості легкої бойової колісної машини.....	11
<b>О.В. БОНДАРЕНКО</b> Проектування засобів організації штучних точок страховки та опори для альпінізму.....	20
<b>Р.Г. БУДЯНУ</b> Обґрунтування тактико-технічних вимог для розробки перспективних зразків і подальшої модернізації вітчизняних “легких” броньованих автомобілів.....	28
<b>А.Ю. ВАСИЛЬЄВ, О.Е. ШАТАЛОВ, Е.Е. ДУДАР</b> Обзор подходов дополнительного бронирования легкобронированных машин.....	38
<b>А.Ю. ВАСИЛЬЄВ, М.Н. БЕРЕЗИН, Ю.К. ВАСИЛЬЄВ</b> Создание параметрических моделей сэндвич-панелей и исследование их жесткостных характеристик.....	45
<b>О.М. КАЛІНІН, В.В. КОСТЮК, П.О. РУСІЛО, Ю.В. ВАРВАНЕЦЬ</b> Стан та перспективи розвитку навчально-тренажерних засобів за номенклатурою бронетанкового озброєння та техніки для механізованих і танкових підрозділів сухопутних військ Збройних Сил України.....	54
<b>А.П. ПОПОВ, М. Г. МОЗГОВОЙ, О.И. САВЕНКОВ</b> Влияние продольной модификации зубьев на контактную прочность зубчатых муфт.....	66
<b>Е.Н. СВИРИДОВА, Т.Р. ЛАБУТИНА, О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, А.А. ЛЕВШИН, А.А. ДЫННИК, И.Б. ТИМЧЕНКО, А.В. ПОГОРЕЛАЯ</b> Напряженно-деформированное состояние элементов поясничного отдела позвоночника при транспедикулярной фиксации.....	75
<b>Н.Б. СКРИПЧЕНКО, А.В. ТКАЧУК, Н.Н. ТКАЧУК, Е.И. КАСАЙ, Б.И. КРЫЛЮК</b> Влияние формы беговой дорожки на контактное взаимодействие с шаровыми поршнями радиальной гидропередачи.....	81
<b>М.А. ТКАЧУК, М.Л. БСЛОВ, О.І. ШЕЙКО, С.О. КРАВЧЕНКО, Е.К. ПОСВЯТЕНКО, В.В. ШПАКОВСЬКИЙ, С.С. Д'ЯЧЕНКО, В.Г. ГОНЧАРОВ, І.В. ПОНОМАРЕНКО; В.М. ШЕРЕМЕТ</b> Методи, засоби та технології дискретно-континуального зміцнення поверхневих шарів деталей машин.....	100
<b>А.Д. ЧЕПУРНОЙ, А.В. ЛИТВИНЕНКО, Р.И. ШЕЙЧЕНКО, Р.В. ГРАБОРОВ, М.А. ЧУБАНЬ</b> Ходовые прочностные и динамические испытания вагона-платформы....	111
<b>В.М. ШИМОН, О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, А.А. ШЕРЕГИЙ, М.В. ШИМОН</b> Численное исследование напряженно-деформированного состояния бедренной кости человека, пораженной заболеванием – остеомиелит.....	128
РЕФЕРАТИ.....	136
РЕФЕРАТЫ.....	139
ABSTRACTS.....	143

## CONTENTS

<b>A.A. ATROSHENKO</b> Numerical investigation of contact interaction of sandwich panels jointed bolt fasteners in geometrically nonlinear statement.....	3
<b>S.P. BISOYK, O.M. KUPRINENKO, V.G. KORBACH</b> Estimation of anti-mine stability of light fighting wheeled vehicle.....	11
<b>A.V. BONDARENKO</b> Design of artificial points of insurance and support for climbing.....	20
<b>R.H. BUDIANU</b> Grounding for performance requirements for the development of the perspective models and further modernization of national "light" armoured vehicles.....	28
<b>A.Y. VASILIEV, O.E. SHATALOV, E.E. DUDAR</b> Development of additional armoring for light armored vehicle.....	38
<b>A.Y. VASILIEV, M.N. BEREZIN, Y.K. VASILIEV</b> Sandwich panels parametric models creating and researching of their stiffness characteristics.....	45
<b>A. KALININ, V. KOSTYUK, P. RUSILO, Y. VARVANEK</b> State and prospects of development of educational-trainer facilities after nomenclature of armoured armament and technique for the mechanized and tank subdivisions of Ground forces of Armed Forces of Ukraine.....	54
<b>A.P. POPOV, M.G. MOZGOVOY, O.I. SAVENKOV</b> The influence of longitudinal modification of teeth on the contact strength of gear couplings.....	66
<b>E.N. SVIRIDOVA, T.R. LABUTINA, O.V. VERETELNYK, A.A. LEVSHIN, A.A. DYNNIK, I.B. TIMCHENKO, A.V. POGORELAYA</b> Stress-strain state of the lumbar spine elements in transpedicular fixation.....	75
<b>N.B. SKRIPCHENKO, A.V. TKACHUK, N.N. TKACHUK, E.I. KASAY, B.I. KRYLIUK</b> Influence of the geometry of the running track on its contact interaction with a spherical piston of a hydrovolumetric drive.....	81
<b>N.A. TKACHUK, N.L. BELOV, A.I. SHEYKO, S.A. KRAVCHENKO, E.K. POSVJATENKO, V.V. SHPAKOVSKIY, S.S. DYACHENKO, V.G. GONCHAROV, I.V. PONOMARENKO, V.M. SHEREMET</b> Methods, tools and technologies of discrete-continual strengthening of surface layers of machine parts.....	100
<b>A.D. CHEPURNOY, A.V. LITVINENKO, R.I. SHEYCHENKO, R.V. GRABOROV, M.A. CHUBAN</b> Running strength and dynamic tests of the wagon-platform.....	111
<b>V.M. SHIMON, O.V. VERETELNYK, A.A. SHEREGIY, M.V. SHIMON</b> Numerical study of stress-strain state of a human femur affected disease - osteomyelitis.....	128
<b>ABSTRACTS</b> .....	136

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК  
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ  
„ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”**

**Збірник наукових праць**

Серія:

**МАШИНОЗНАВСТВО та САПР**

**№ 31 (1140) 2015**

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. М.А.Ткачук

Технічний редактор канд. техн. наук, ст. н. с. Г.В. Ткачук

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Обухова І.Б.

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХП».  
Кафедра "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин".  
Тел.: (057) 707-69-02, (057) 707-68-11; e-mail: annatkachuk2008@rambler.ru

Обл. вид. № 32-15

Підп. до друку 27.06.2014 р. Формат 60x90/16. Папір офісний.  
Віддруковано на ризографі. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 8,9.  
Обл.-вид. арк. 9,0. Тираж 300 прим. Зам. № 067418. Ціна договірна.

---

Видавничий центр НТУ «ХП». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта  
видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.  
61002, Харків, вил. Фрунзе, 21

---

Надруковано СПД ФО Ізрайлев Є.М.  
Свідоцтво № 24800170000040432 від 21.03.2001 р.  
61024, Харків, вул. Фрунзе, 16.