

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

National Technical University
«Kharkiv Polytechnic Institute»

**Вісник Національного
технічного університету
«ХПІ». Серія:
Машинознавство та САПР**

№ 2'2019

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

**Bulletin of the National
Technical University
«KhPI». Series:
Engineering and CAD**

No. 2'2019

Collection of Scientific papers

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2019

Kharkiv
NTU «KhPI», 2019

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: машинознавство та САПР = Вестник Национального технического университета «ХПИ». Серия: Машиноведение и САПР = Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Engineering and CAD : зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2019. № 2. 107 с. ISSN 2079-0775.

У збірнику представлені результати досліджень кінематики, динаміки, напружено-деформованого стану елементів сучасних машин, а також методи, моделі та системи їх автоматизованого проектування. Публікуються статті, що стосуються розробки систем автоматизованого проектування, застосування математичного моделювання в техніці, впровадження інформаційних технологій і розробки програмного забезпечення.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців в галузі автоматизованого проектування механічних систем

The publication is devoted to the coverage of achievements in the field of kinematics, dynamics, stress-strain state of machines elements, as well as methods, models and systems of their automated design. Articles are published on the development of CAD systems, the application of mathematical modeling in technic, the introduction of information technology and software development.

For scientists, teachers of higher education, post-graduate students, students and specialists in the field of mechanical engineering

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації України
КВ № 23870–13710P від 15 березня 2019 р.

Мова статей – українська, російська, англійська.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: машинознавство та САПР включений до зовнішніх інформаційних систем, у тому числі індексується в наукометричних базах WorldCat і Google Scholar і включений у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)

Офіційний сайт видання: <http://misapr.khpi.edu.ua/>

Засновник
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Founder
National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

Редакційна колегія серії

Відповідальний редактор:

Ткачук М. А., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Відповідальний секретар:

Ткачук М. М., НТУ «ХПІ», Україна

Члени редколегії:

Андренко П.М., проф., НТУ «ХПІ», Україна
Бошанські М., проф., Словацький технічний університет,
Братислава, Словаччина
Бурлаєнко В. М., доц., НТУ «ХПІ», Україна
Волонцевич Д. О., проф., НТУ «ХПІ», Україна
Грабовський А. В., с. н. с., НТУ "ХПІ", Україна
Гречка І. П., доц., НТУ «ХПІ», Україна
Львов Г. І., проф., НТУ «ХПІ», Україна
Мартиненко О.В., університет Штуттгарта, Німеччина
Роговий А. С., доц., Харківський національний автомобільно-
дорожній університет, Україна
Струтинський С. В., НТУУ «Київський політехнічний
інститут ім. Ігоря Сікорського», Україна
Ткачук А.М., університет Штуттгарта, Німеччина
Хавін Г.Л., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Editorial staff

Associate editor:

Tkachuk M. A., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Executive secretary:

Tkachuk M. M., NTU «KhPI», Ukraine

Editorial staff members:

Andrenko P.M., prof., NTU «KhPI», Ukraine
Bošanský M., prof., Slovak University of Technology in
Bratislava, Slovak Republic
Burlayenko V. M., Doct. of Science, NTU «KhPI», Ukraine
Volontsevich D.O., prof., NTU «KhPI», Ukraine
Grabovsky A. V., senior researcher, NTU «KhPI», Ukraine
Grechka I.P., NTU «KhPI», Ukraine
Lvov G. I., prof., NTU «KhPI», Ukraine
Martynenko O.V., University of Stuttgart, Germany
Rogovyi A.S., Doct. of Science, Kharkiv National Automobile
and Highway University, Ukraine
Strutynskyi S.V, NTUU «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic
Institute»
Tkachuk A.M., Universität Stuttgart, Germany
Khavin G.L., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».
Протокол № 8 від 27 вересня 2019 р.

Ю.В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, П.Н. КАЛИНИН, В.И. СЕРИКОВ

КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА, ВХОДЯЩЕГО В ТЕХНОЛОГИЧЕСКУЮ ЦЕПОЧКУ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ ГРУЗОВ

Решение задачи выбора рационального сочетания характеристик механизмов, входящих в технологическую цепочку для транспортировки грузов, основывается на кинематическом, динамическом и силовом анализе. Однако, при комплексном решении проблемы соответствия нового изделия критерию улучшения его характеристик необходимо учитывать множество факторов и параметров. Создание адекватной математической модели, позволяющей рассматривать и исследовать указанное множество и их влияние на поведение механизма, значительно облегчает процесс достижения указанной задачи. Исследование влияния передаточных отношений зубчатых зацеплений, определение необходимых параметров механизма позволяет выбрать наилучшие сочетания с целью достижения заданных характеристик как быстродействия, так и безударной работы. Для исследования динамики указанных объектов применяется единый подход, основанный на использовании унифицированной математической модели.

Ключевые слова: выбор рационального сочетания; быстродействие; математическая модель; конвейер; механизма для доставки и выбора необходимого груза; цепной конвейер; технологическая цепочка механизмов

Ю.В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, П.М. КАЛІНІН, В.І. СЕРИКОВ

КОМПЛЕКСНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ, ЩО ВХОДИТЬ В ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ЛАНЦЮЖОК ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ВАНТАЖІВ

Розв'язання задачі вибору раціонального поєднання характеристик механізмів, що входять в технологічний ланцюжок для транспортування вантажів, ґрунтується на кінематичному, динамічному і силовому аналізі. Проте, при комплексному вирішенні проблеми відповідності нового виробу критерію поліпшення його характеристик необхідно враховувати множину чинників і параметрів. Створення адекватної математичної моделі, що дозволяє розглядати і досліджувати вказану сукупність множин та їх вплив на поведінку механізму, значно полегшує процес досягнення вказаної мети. Дослідження впливу передавальних відношень зубчастих зацеплень, визначення необхідних для високої швидкодії параметрів механізму дозволяє вибрати найкращі поєднання з метою забезпечення як швидкодії, так і безударної роботи. Для дослідження динаміки вказаних об'єктів застосовується єдиний підхід, заснований на використанні уніфікованої математичної моделі.

Ключові слова: вибір раціонального поєднання; швидкодія; математична модель; конвеєр; механізму для доставки і вибору необхідного вантажу; ланцюговий конвеєр; технологічний ланцюжок механізмів

Y. ZHEREZHON-ZAICHENKO, P. KALININ, V. SIERYKOV

COMPLEX ANALYSIS OF MECHANISM WHICH IS INCLUDED IN TECHNOLOGICAL CHAINLET FOR LOADS TRANSPORTING

The solution to the problem of choosing a rational combination of characteristics of mechanisms included in the technological goods transportation chain is based on kinematic, dynamic and power analysis. However, in a comprehensive solution to the problem of compliance of a new product with a criterion for improving its characteristics, it is necessary to take into account many factors and parameters. The creation of an adequate mathematical model that allows to consider and study the indicated set and its influence on the behavior of the mechanism greatly facilitates the process of achieving this task. The study of the influence of gear ratios of gears (gear-tooth system), the definition of the necessary parameters of the mechanism allows one to choose the best combinations in order to achieve the given characteristics of both speed and steady work. To study the dynamics of these objects, a single approach is used, based on the use of a unified mathematical model.

Keywords: choice of a rational combination; performance; mathematical model; conveyor; a mechanism for the delivery and selection of the necessary cargo; chain conveyor; technological chain of mechanisms

Введение. Актуальность задачи. Для решения задачи транспортировки грузов в стационарных условиях применяется широкое многообразие технических решений. Одним из распространенных решений является использование механизмов непрерывного транспорта, а именно конвейеров. Особенно обоснованным является применение указанных механизмов в случае, когда транспортируемый груз не обязательно будет изъят из исполнительской части механизма во время прохождения одного цикла. Кроме этого, для обеспечения возможности выбрать заданный груз, необходимо, чтобы такой механизм обеспечивал позиционирование исполнительской части с заданной точностью.

В работе [1] проведен анализ конструкций, а также результаты эксплуатации шахтных ленточных конвейеров в реальных условиях производства. Особое внимание уделено факторам, которые влияют на снижение фактического ресурса, и рассмотрены перспективы его увеличения.

К технологическим механизмам, которые предназначены для транспортировки грузов в таких условиях, предъявляется набор требований, кото-

рые могут существенно отличаться в зависимости от вариантов груза, габаритов, особых требований к динамике работы и быстродействию [2].

Несмотря на многообразие конструктивных решений в реализации привода и самого исполнительного механизма [3–5], существующие подходы позволяют использовать обобщенные математические модели. Однако имеются отличительные особенности отдельных механизмов, которые требуют уточнений при составлении математических моделей для дальнейшего исследования механизма [6–8].

Поэтому создание уточненной математической модели для описываемого механизма является актуальной научно-практической задачей

Постановка задачи. Для детального анализа механизма, предназначенного для транспортировки грузов с заданными габаритами, необходимо составить комплексную математическую модель, позволяющую анализировать кинематику, динамику всего механизма и, как следствие, нагруженность элементов конструкции и привода.

Особенностью этого механизма является то,

© Ю.В. Жережон-Зайченко, П.Н. Калинин, В.И. Сериков, 2019

что перемещению подлежат грузы с заданными габаритами, отличающиеся по массе, с возможным неравномерным заполнением крупнозвенчатой цепи. Кроме этого, необходимо иметь возможность жесткого позиционирования для удовлетворения условию совместной работы в цепочке механизмов.

Таким образом, целью статьи является построение математической модели работы механизма, которая дополнит известные подходы с учетом особенностей.

Большинство составляющих рассматриваемую технологическую цепочку механизмов можно рассматривать как ассуровы плоские [9, 10]. Это дает возможность сузить диапазон математических моделей, применяемых для анализа.

Известно несколько реализаций механизма, предназначенного для доставки и выбора необходимого груза, расположенного в той или иной ячейке механизма, в виде замкнутой цепи.

В некоторых случаях траектория движения грузов и исполнительного органа может быть описана соотношением с простейшей линейной зависимостью вида

$$W = k\varphi, \quad (1)$$

где W – обобщенная координата ведомого элемента механизма;

k – постоянный коэффициент, обусловленный передаточным отношением;

φ – координата привода механизма.

Для механизма с гибким тяговым органом такая модель неприемлема в связи с тем, что линейные перемещения элементов конвейера неодинаковы на всех участках механизма, что особенно ярко выражено при использовании подковообразных и четырехрядных направляющих пазов.

Исследуемый механизм представляет собой цепной конвейер в сочетании с приводным электродвигателем и редуктором. Звенья цепи – контейнеры, шарнирно закреплены между собой. В контейнерах располагаются грузы, массы которых могут быть различными.

При использовании крупнозвенчатой цепи в качестве гибкого элемента привода математическая модель механизма должна учитывать наличие связей, обусловленных значительной длиной звеньев цепи, с одной стороны, и ограничениями опорно-направляющих пазов, образующих остов транспортера, – с другой стороны

Траектории движения контейнеров на прямолинейных участках цепи задаются направляющими, а на дуговых – движением звездочек роторов, в контакте с которыми находятся ролики, обеспечивающие качение контейнеров по направляющим. Наличие последних вводит дополнительные ограничения на свободу перемещения контейнеров вблизи перехода на дуговой участок. Это требует детального изучения кинематики пары «ролик – луч звездочки».

Для исследования динамики механизмов, входящих в комплекс, применим единый подход, ос-

нованный на использовании унифицированной математической модели. Использование такого подхода возможно в связи с тем, что конструктивные элементы механизмов, входящих в комплекс, имеют значительную жесткость и в процессе работы сохраняют голономные связи. Несмотря на принципиальные отличия в конструкции механических частей, все механизмы приводятся к одномассовой системе, вращательное движение которой в общем случае описывается уравнением Лагранжа второго рода в виде [6]:

$$J\ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \frac{dJ}{d\varphi} \dot{\varphi}^2 = M_{\partial} + M_T - M_{TP}, \quad (2)$$

где $J = J(\varphi)$ – приведенный момент инерции системы, включающий моменты инерции собственно механизма, редукторов и приводных электродвигателей;

φ – угол поворота звена приведения;

M_{∂} – приложенный к звену приведения движущий момент;

M_T – момент, обусловленный действием сил тяжести перемещаемых грузов и звеньев механизма;

M_{TP} – момент сил трения, действующих в сопряжениях деталей механизма.

Для определения приведенного момента инерции (приведения масс) используется условие равенства кинетических энергий исходной и эквивалентной систем $T = T_n$ с учетом характера движения их элементов. Кинетическая энергия приведенной системы определяется соотношением

$$2T_n = J\dot{\varphi}^2,$$

где $\dot{\varphi}$ – угловая скорость звена приведения.

Приведенный момент инерции системы J может быть переменным и постоянным. В последнем случае второе слагаемое левой части уравнения (2) отсутствует.

Приведение сил при построении математических моделей рассматриваемых механизмов заключается в определении моментов, входящих в правую часть уравнения (2). Момент M_T приложен к звену приведения в результате действия сил тяжести на элементы механизмов и перемещаемые грузы. Эти силы либо противодействуют движению механизмов, либо способствуют ему, что отражается знаком момента M_T . В некоторых ситуациях $M_T = 0$.

Момент M_{TP} обусловлен силами трения качения и/или скольжения, возникающими при контакте перемещаемых грузов или опорных роликов с направляющими элементами. Трение в шарнирах, подшипниковых узлах и т.п. учитывается приближенно с помощью КПД. При этом действительный движущий момент определяется как

$$M_{\partial} = M_{\partial}' \eta^{\pm 1}, \quad (3)$$

где η – КПД механизма (+1 – разгон, -1 – торможение);

M_δ – функция движущего момента в зависимости от угла поворота вала двигателя.

Количество приводных двигателей и редукторов зависит от конструкции механизма и его нагрузки. В качестве звеньев приведения различных механизмов могут выбираться различные элементы кинематической цепи, которые указываются при рассмотрении конкретных случаев.

При исследовании всех механизмов уравнение (2) интегрируется численно методом Рунге-Кутты. Все изменяющиеся параметры системы вычисляются на каждом шаге интегрирования. Результаты решения (угол поворота звена приведения ϕ , угловая скорость $\dot{\phi}$ и ускорение $\ddot{\phi}$), а так же изменяющиеся в процессе движения величины (J , $\frac{dJ}{d\phi}$, M_T , M_δ) выдаются в зависимости от времени и угла поворота звена приведения.

Для построения расчетной схемы конвейера в качестве звена приведения принимается ось ведущей звездочки (ротора конвейера). Тогда приведенный момент инерции механизма $J = J_{ПК} + J_{П}$,

где $J_{ПК}$ – момент инерции конвейера с грузами, приведенный к оси ведущей звездочки (ротора), а $J_{П}$ – момент инерции редуктора, звездочек конвейера и ротора двигателя, приведенный к тому же звену.

Кинетическую энергию исходной системы найдем, учитывая следующие условия. Грузы, расположенные на конвейере в контейнерах, на горизонтальных участках движутся поступательно, а на дуговых совершают поступательно-вращательное движение. Одновременно на конвейере могут находиться грузы различных типов. Загрузка конвейера может быть неполной, причем пустые контейнеры могут располагаться в различных местах на конвейере.

Кинетическая энергия исходной системы

$$T = \frac{1}{2} \left((N_K m_K + \sum_{j=1}^N m_{Гj}) R_1^2 + N_{K2} J_{ZK} + \sum_{j=1}^{N_2} (J_{Zj} + J_{П}) \dot{\phi}^2 \right) = \frac{1}{2} J \dot{\phi}^2, \quad (4)$$

где $N_K = N_{K1} + N_{K2}$ – общее число контейнеров на конвейере;

N_{K1} , N_{K2} – число контейнеров соответственно на прямолинейных участках и дугах радиуса R_1 (суммарное) (для рассматриваемой конструкции $N_K = 24$);

$N = N_1 + N_2$ – общее число грузов на конвейере;

N_1 , N_2 – число грузов соответственно на прямолинейных участках и дугах (в общем случае $N \neq N_K$);

m_K , J_{ZK} – масса контейнера и его момент инерции относительно продольной оси;

j – номер позиции на конвейере.

Формула (4) позволяет найти приведенный момент инерции J . Для удобства интегрирования уравнения движения представим выражение для J в виде

$$J = \left[N_K m_K + m_{Г1} \sum_{j=1}^{N_K} k_{1j} \right] R_1^2 + N_{K2} J_{ZK} + J_{Z1} \sum_q k_{2q} + J_{П}, \quad (5)$$

где $q = 1, 12, 13, 24$.

Коэффициенты k_{1i} , k_{2i} ($i = 1, 2, \dots, N_K$) учитывают различные варианты загрузки конвейера и переход грузов с одной позиции на другую. Каждый, из них может принимать одно из следующих значений:

$$k_{1i} = \begin{cases} 0 & \text{– пустой контейнер;} \\ 1 & \text{– первый вариант груза в контейнере;} \\ \frac{m_{Г2}}{m_{Г1}} & \text{– второй вариант груза в контейнере;} \\ \dots & \dots \\ \frac{m_{ГQ}}{m_{Г1}} & \text{– Q-й вариант груза в контейнере,} \end{cases}$$

где Q – количество типов груза.

Аналогично для k_{2i} имеем:

$$k_{2i} = \begin{cases} 0 & \text{– пустой контейнер;} \\ 1 & \text{– первый вариант груза в контейнере;} \\ \frac{J_{Z2}}{J_{Z1}} & \text{– второй вариант груза в контейнере;} \\ \dots & \dots \\ \frac{J_{ZQ}}{J_{Z1}} & \text{– Q-й вариант груза в контейнере.} \end{cases}$$

Коэффициенты k_{1i} , k_{2i} при одном и том же значении ϕ должны строго соответствовать друг другу. Номера $i = 1, 2, \dots$ закрепляются не за грузами, а за их позициями на конвейере. Введение указанных коэффициентов позволяет рассмотреть различные варианты полной или неполной загрузки конвейера любой комбинацией грузов. Переход грузов с одного участка конвейера на другой во время его работы отслеживается циклической пересылкой этих коэффициентов внутри массивов чисел k_{1i} и k_{2i} , задаваемых в качестве исходной информации для программы расчета. Такой прием позволит использовать формулу (5) для любой фазы движения конвейера.

Момент инерции

$$J_{П} = N_{Д} J_{Д} i^2 + J_{РП} + 2J_{Р}, \quad (6)$$

где $J_{Д}$ – момент инерции ротора двигателя;

J_{PI} – приведенный момент инерции редуктора;

J_P – момент инерции ротора конвейера;

i – передаточное отношение передачи от двигателя до звена приведения;

N_D – количество приводных электродвигателей.

Все моменты инерции, входящие в выражение (6), вычисляются на основе упрощенных моделей.

Исходя из кинематической схемы привода конвейера (рис. 1), выражение (6) можно представить в виде:

$$J_{PI} = \left\{ i_{ax}^2 i_p^2 i_{вых}^2 (N_D J_D + J_{вц}) + i_p^2 i_{вых}^2 (J_2 + J_{пж} + J_{ф} + J_{вц} + J_c + J_{вм}) + i_{вых}^2 \left[J_{вод} \left(\frac{\omega_3}{\omega_{22}} \right)^2 + 3J_{см} \left(\frac{\omega_{см}^{abc}}{\omega_{22}} \right)^2 + J_{э2} + J_{вцвых} \right] + J_{вмвых} \right\} + 2J_P, \quad (7)$$

где i_{ax} , i_p , $i_{вых}$ – передаточные отношения соответственно зубчатой пары на входе в планетарный редуктор, собственно редуктора и зубчатой пары на выходе из него;

$J_{вц}$, $J_{вм}$ – моменты инерции ведущего и ведомого колес зубчатой пары на входе в редуктор;

J_2 , $J_{пж}$, $J_{ф}$ – моменты инерции гайки, пружины и фрикциона соответственно;

$J_{вц}$, J_c , $J_{см}$, $J_{э2}$ – момент инерции вала солнечной шестерни, солнечной шестерни, сателлита и эпициклического колеса соответственно;

$J_{вцвых}$, $J_{вмвых}$ – соответственно моменты инерции ведущего и ведомого колес зубчатой пары

на выходе из редуктора;

$$J_{вод} = J_{вод0} + 3m_{см} r^2.$$

(здесь $J_{вод}$ – момент инерции водила, $m_{см}$ – масса сателлита, r – радиус окружности осей сателлитов, ω_{22} , ω_3 – угловая скорость эпицикла и водила соответственно;

$$\frac{\omega_{см}^{abc}}{\omega_{22}} = \left[-2 \left(1 - \frac{1}{k_1 + 1} \right) / (k_1 - 1) + \frac{1}{k_1 + 1} \right] i_p,$$

где $\omega_{см}^{abc}$ – угловая скорость сателлита; $k_1 = \frac{z_{э1}}{z_c}$.

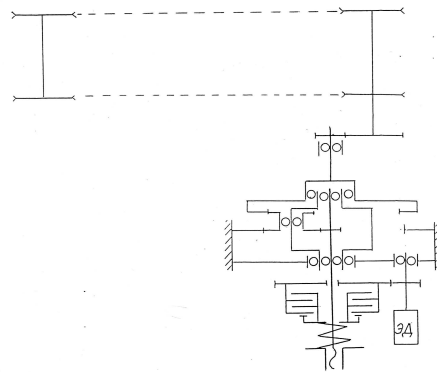


Рисунок 1 – Кинематическая схема конвейера

Для приведения момента M_T сил тяжести, приложенных к находящимся на дуговых участках конвейера контейнерам и содержащимся в них грузам используется расчетная схема, представленная на рис. 2.

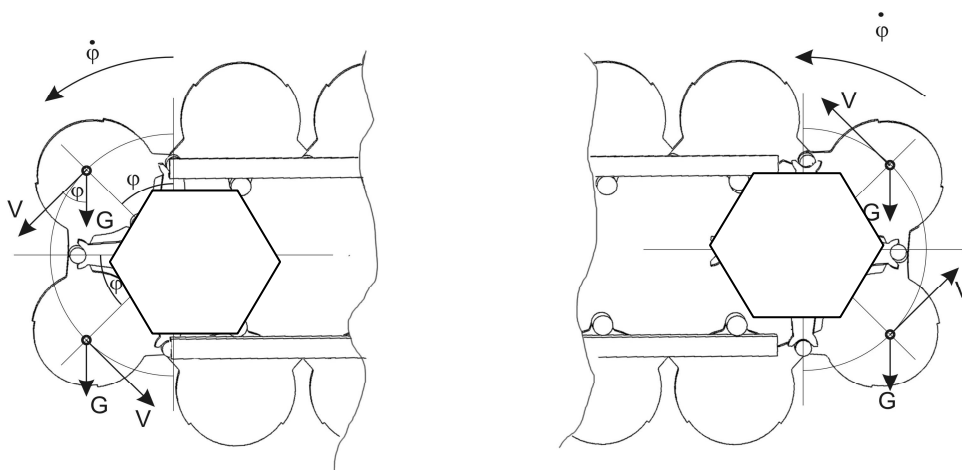


Рисунок 2 – Расчетная схема конвейера

Силы тяжести заменяются их равнодействующими, приложенными в центрах масс звеньев конвейера, лежащих на продольных осях контейнеров. В соответствии с указанной схемой момент M_T можно определить как:

$$M_T = \pm g R_1 \sin \psi \sum_i m_i \quad (i = 12; 24),$$

$$M_T = \pm g R_1 \cos \psi \sum_i m_i \quad (i = 1; 13) \text{ (рис. 2)}.$$

Здесь $m_i = m_k$, или $m_i = m_k + m_{Гq}$ ($q = 1, 2, \dots, Q$) в зависимости от варианта загрузки конвейера;

ψ – угол поворота радиуса R_1 при перемещении груза по дуге.

Для учета особенностей загрузки конвейера (заполнение, типы грузов) формулам M_T придается следующий вид:

$$M_T = \pm g m_k R_1 \sin \psi \sum_i k_{3i} \quad (i = 12; 24), \quad (8)$$

$$M_T = \pm g m_k R_1 \cos \psi \sum_i k_{3i} \quad (i = 1; 13) \quad (9)$$

Коэффициенты k_{3i} ($i = 1, 2, \dots, N_k$) учитывают различные варианты загрузки конвейера. Каждый из этих коэффициентов может принимать одно из следующих значений:

$$k_{3i} = \begin{cases} 1 & \text{– пустой контейнер;} \\ 1 + \frac{m_{\Gamma 1}}{m_k} & \text{– первый вариант груза в контейнере;} \\ 1 + \frac{m_{\Gamma 2}}{m_k} & \text{– второй вариант груза в контейнере;} \\ \dots & \dots \\ 1 + \frac{m_{\Gamma Q}}{m_k} & \text{– Q-й вариант груза в контейнере.} \end{cases}$$

Массив коэффициентов k_{3i} формируется в соответствии с загрузкой конвейера так же, как и массивы k_{1i} и k_{2i} , используемые при вычислении приведенного момента инерции (5). В процессе интегрирования уравнения движения осуществляется циклическая пересылка элементов массива k_{3i} , что позволяет отслеживать перемещение грузов с позиции на позицию.

Во время работы механизма в местах контакта контейнеров с направляющими действуют силы трения качения, пропорциональные нормальным силам давления. Учитывая их наличие лишь на горизонтальных участках конвейера, момент сил трения можно представить следующей зависимостью:

$$M_{TP} = g m_k R_1 f_{TP} \sum_i k_{3i},$$

где f_{TP} – коэффициент трения качения;

$$i = 2, \dots, 11, 14, \dots, 23.$$

Эксперименты показывают, что длительность рабочих циклов механизмов комплекса значительно превосходит продолжительность механических и электрических переходных процессов в рассматриваемых системах. Поэтому при исследовании динамики этих механизмов используется квазистатический подход к описанию электрических характеристик привода. Более общая постановка задачи предполагает возможность использования модели, включающей в себя уравнения, которые описывают механические и электрические переходные процессы. Поэтому система проектирования содержит специальный программный модуль, реализующий алгоритмы построения и анализа обобщенной модели электромеханической системы [11, 12]. В соответствии с [13, 14] для этого используются уравнения Лагранжа-Максвелла, которые имеют форму уравне-

ний Лагранжа второго рода и позволяют автоматически получать как уравнения движения механической части системы, так и связанные с ними уравнения электрической части.

Составление этих уравнений предполагает, что состояние электромеханической системы описывается обобщенными координатами механической части, число которых в голономных системах равно числу степеней свободы механизма, и обобщенными координатами электрической части, определяющими состояние электрической части системы.

Обобщенные механические координаты обозначим через q_i , где $i=1, \dots, n$ (n – число степеней свободы механизма). За обобщенные механические координаты приняты линейные или угловые координаты звеньев.

Обобщенные электрические координаты обозначим через χ_k , где $k=1, \dots, m$ (m – число электрических степеней свободы). В качестве обобщенных электрических координат выбраны количества электричества.

Производные по времени от обобщенных механических координат дают обобщенные скорости \dot{q}_i , а производные по времени от обобщенных электрических координат дают обобщенные токи $\dot{\chi}_k$.

Уравнение движения механизма с электроприводом при учете динамической характеристики двигателя

$$\frac{L_{Я}}{R_{Я}} (J_{\Pi} \ddot{\omega} - \dot{\tilde{M}}_C) + J_{\Pi} \dot{\omega} = a - b \dot{\omega} + \tilde{M}_C.$$

Оно отличается от уравнения, составленного с учетом только статической характеристики двигателя, дополнительным членом в левой части, который зависит от отношения $\frac{L_{Я}}{R_{Я}}$, и производной по вре-

мени от функции $(J_{\Pi} \dot{\omega} - \tilde{M}_C)$. Этот дополнительный член называют иногда электромагнитной силой инерции. Учет электромагнитной силы инерции повышает порядок дифференциального уравнения движения механизма на единицу.

Все полученные результаты справедливы и для механизмов с приводом от электродвигателя постоянного тока с параллельным возбуждением [14].

Выводы:

На основе описанного выше математического аппарата представляется возможным предложить комплексную математическую модель технологической цепочки, которая будет иметь в своем составе рассмотренный механизм.

Указанная модель включает в себя блоки анализа геометрических, кинематических и динамических параметров и содержит в себе математические модели отдельных механизмов.

Исходными данными для анализа указанных параметров являются как исходные параметры механизмов, так и параметры, которые являются результатами расчетов в предыдущем блоке.

Выходными параметрами для комплексной математической модели является время работы отдельных механизмов, что позволяет построить циклограмму работы всей технологической цепочки. На основании анализа циклограммы делается вывод об «узких местах» в работе комплекса механизмов технологической цепочки [15]. Если информация является неудовлетворительной, то выполняются следующие итерации решения с изменением параметров отдельных механизмов или последовательности выполнения отдельных операций.

Список литературы

1. Кропотов Ю. И., Жуков Е. М., Лугинин И. А., Полошков С. И. Основные причины снижения срока эксплуатации ленточных конвейеров. *Молодой ученый*. 2015. №23. С. 172-175.
2. Павлов В.Е. Исследование режимов пуска электропривода ленточного конвейера методом компьютерного моделирования. *Вестник Иркутского государственного технического университета*. 2018. Т. 22. № 4. С. 136–147
3. Лазуткина Н.А. Продольная динамика длинного цепного конвейера. *Машиностроение и безопасность жизнедеятельности*. Муромск: ИПЦ Муромского института. 2011. №1(8).С. 56-59.
4. Лазуткина Н.А. Исследование продольной динамики цепного конвейера. *Современные проблемы науки и образования*, 2013, № 5.
5. Реутов А.А. Имитационное моделирование ступенчатого регулирования скорости конвейера. *Проблемы недропользования*. 2017. № 2 (13). С. 26–32.
6. Реутов А. А. Моделирование стационарных режимов работы многоблочных приводов ленточных конвейеров. *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование*. 2019. Т. 62, № 2. С. 40–47.
7. Лагерев А.В., Толкачев Е.Н., Бословяк П.В. *Проектирование и исследования конвейеров с подвесной грузонесущей лентой: монография*. Брянск: РИО БГУ, 2016. 303 с.
8. Лускань О. А., Гаврилова Е. С. Выбор метода исследования оптимальных параметров инерционного роликового конвейера. *Молодой ученый*, 2015. № 21.2, С. 67-69.
9. Артоболевский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А.. *Синтез плоских механизмов*. М.: Гос.изд-во.физ-мат.литературы, 1959, 1084с.
10. Белоконев И.М. *Теория механизмов и машин. Методы автоматического проектирования*. К.: Выща школа, 1990, 208 с.
11. Ключев В. И. *Теория электропривода*. М.: Энергоатомиздат, 1985. 560 с.
12. Ковальчук М.С., Поддубный Д.А. Моделирование и разработка алгоритма управления многодвигательным электроприводом конвейерного транспорта. *Современная наука и практика*. 2017. № 3 (20). С. 10–15.
13. Левитский, П. Я. *Теория механизмов и машин*. М.: Наука, 1990, 592 с.
14. Вейц В.Л., Кочура А.Е., Мартыненко А.М. *Динамические расчеты приводов машин*. Л.: Машиностроение, 1971, 352 с.
15. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. *Оптимизация в технике*: Пер. с англ. Москва, Мир, 1986. Т.1. 349 с.

References (transliterated)

1. Kropotov YU. I., Zhukov Ye. M., Luginin I. A., Poloshkov S. I. *Osnovnyye prichiny snizheniya sroka ekspluatatsii lentochnykh konveyerov*[The main reasons for reducing the life of belt conveyors]. *Molodoy uchenyy* [Young scientist], 2015, no. 23, pp. 172-175. Available at: <https://moluch.ru/archive/103/24018/>, accessed 03.08.2019.
2. Pavlov V.E. Issledovanie rezhimov puska jelektroprivoda lentochnogo konveyera metodom komp'yuternogo modelirovaniya. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tehniceskogo universiteta*. 2018. Vol. 22, no. 4, pp. 136–147
3. Lazutkina N.A. *Prodol'naya dinamika dlinnogo tsepnogo konveyera. Mashinostroyeniye i bezopasnost' zhiznedeyatel'nosti* [Longitudinal dynamics of a long chain conveyor. Engineering and life safety]. Muromsk: CPI of the Murom Institute, 2011, no. 1 (8), pp. 56-59.
4. Lazutkina N.A. Issledovaniye prodol'noy dinamiki tsepnogo konveyera [Study of the longitudinal dynamics of a chain conveyor]. *Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya* [Modern problems of science and education], 2013, no. 5. Available at: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=10690>, accessed 01.08.2019.
5. Reutov A.A. Imitacionnoye modelirovaniye stupenchatogo regulirovaniya skorosti konveyera. *Problemy nedropol'zovaniya*. 2017, no. 2 (13), pp. 26–32.
6. Reutov A. A. Modelirovaniye stacionarnykh rezhimov raboty mnogoblochnykh privodov lentochnykh konveyerov. *Sovremennyye tehnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovaniye*. 2019. Vol. 62, no. 2, pp. 40–47.
7. Lagerev A.V., Tolkachev Ye.N., Boslovyak P.V. *Proyektirovaniye i issledovaniya konveyerov s podvesnoy gruzonesushchey lentoy: monografiya* [Design and research of conveyors with suspended load-carrying tape: monograph]. Bryansk: RIO BSU, 2016.330 p.
8. Luskan' O. A., Gavrilova Ye. S. *Vybor metoda issledovaniya optimal'nykh parametrov inertsiionnogo rolikovogo konveyera*[Choice of a method for studying the optimal parameters of an inertial roller conveyor]. *Molodoy uchenyy* [Young scientist], 2015, no. 21.2, pp. 67-69. Available at: <https://moluch.ru/archive/101/23690/>, accessed 02.08.2019.
9. Artobolevskiy I.I., Levitskiy N.I., Cherkudinov S.A.. *Sintez ploskikh mekhanizmov* [Synthesis of plane mechanisms]. Moscow, State Publishing House of the Physical and Mathematical Literature, 1959, 1084 p.
10. Belokonev I.M. *Teoriya mekhanizmov i mashin. Metody avtomaticheskogo proyektirovaniya* [Theory of mechanisms and machines. Methods of automatic design]. K.: High School, 1990, 208 p.
11. Klyuchev V. I. *Teoriya elektroprivoda* [Electric Drive Theory]. M.: Energoatomizdat, 1985, 560 p.
12. Koval'chuk M.S., Poddubnyy D.A. Modelirovaniye i razrabotka algoritma upravleniya mnogodvigatel'nyim jelektroprivodom konveyernogo transporta. *Sovremennaya nauka i praktika*. 2017, no. 3 (20), pp. 10–15.
13. Levitskiy, P. YA. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [The theory of mechanisms and machines]. M.: Nauka, 576 p.
14. Veyts V.L., Kochura A.Ye., Martynenko A.M. *Dinamicheskiye rachety privodov mashin* [Dynamic calculations of machine drives]. L.: Engineering, 1971, 352 p.
15. Rekleyts H., Reyvyndran A., Rjehsdel K. *Optymyzatsiya v tekhnike*: Per. sanhl. Vol. 1. Moscow, MyrPubl., 1986, 349 p.

Надійшла (received) 13.09.2019

Відомості про авторів /Сведения об авторах /About the Authors

Жерезжон-Зайченко Юрій Вікторович (Жерезжон-Зайченко Юрий Викторович, Zherezhon-Zaichenko Yury) – Національна академія Національної гвардії України, доцент кафедри інженерної механіки; м. Харків, Україна; тел.: (050) 751-18-39; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7767-0764>; e-mail: GRV1960@gmail.com.

Калінін Павло Миколайович (Калинин Павел Николаевич, Kalinin Pavel) – кандидат технічних наук (PhD.E. S.), доцент, Національна академія Національної гвардії України, доцент кафедри інженерної механіки; м. Харків, Україна; тел.: (099) 725-12-82; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9724-0630>; e-mail: pkalining@gmail.com

Сериков Володимир Іванович (Сериков Владимир Иванович, Sierykov Volodymyr) – кандидат технічних наук (PhD.E. S.), доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-64-78; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5295-3925>; e-mail: serikovvi@tmm-sapr.org

О. В. КРАХМАЛЬОВ, О. І. ЗІНЧЕНКО, Г. А. КРОТЕНКО

ЭЛЕКТРОДИ ДЛЯ КОНТАКТНОГО ЗВАРЮВАННЯ, ЯКІ ВИГОТОВЛЕНІ З ЛИТИХ СПЛАВІВ НА ОСНОВІ МІДІ

При контактному зварюванні потрібно, щоб електрод мав високу електропровідність, але не був дуже пластичним. Використання для виготовлення електродів чистої міді проблеми не вирішує, оскільки вона має високу пластичність. Мідь має полікристалічну будову. При деформуванні міді спостерігається роздроблення та подовження окремих зерен і відбувається певна їх орієнтація. Чистота міді впливає як на її властивості, так і на подальшу механічну обробку. Домішки і добавки різко знижують електропровідність і теплопровідність міді. Для виготовлення електродів доцільно застосовувати металічні системи на основі сплавів міді з обмеженою взаємною розчинністю компонентів у рідкому стані, здатних зберігати високі показники механічних і тепло-електрофізичних властивостей при підвищених температурах, у яких зміцнюючі дисперсні включення формуються безпосередньо в розплаві.

Ключові слова: мідь; електрод; сплав; домішки; легування; хімічний елемент; властивості

A. V. KRAKHMALYOV, E. I. ZINCHENKO, G. A. KROTENKO

ЭЛЕКТРОДЫ ДЛЯ КОНТАКТНОЙ СВАРКИ, ИЗГОТОВЛЕННЫЕ ИЗ ЛИТЫХ СПЛАВОВ НА ОСНОВЕ МЕДИ

При контактной сварке необходимо, чтобы материал электрода имел высокую электропроводность, но не был слишком пластичным. Применение для изготовления электродов чистой меди проблему не решает, поскольку она имеет высокую пластичность. Медь имеет поликристаллическую структуру. При деформации меди происходит раздробление и удлинение отдельных зерен и их определенная ориентация. Чистота меди влияет как на ее свойства, так и на дальнейшую механическую обработку. Примеси и добавки резко понижают электропроводность и теплопроводность меди. Для изготовления электродов целесообразно применять металлические системы на основе сплавов меди с ограниченным взаимодействием растворимости компонентов в жидком состоянии, способных сохранять высокие показатели механических и теплоэлектрофизических свойств при повышенных температурах, в которых укрепляющие дисперсные включения формируются непосредственно в расплаве.

Ключевые слова: медь, электрод, сплав, примеси, легирование, химический элемент, свойства.

O. KRAKHMALYOV, O. ZINCHENKO, G. KROTENKO

CONTROL WELDING ELECTRODES MADE OF COPPER-BASED CAST ALLOYS

In contact welding it is necessary that an electrode material has high electrical conductivity, but is not too ductile. The use of pure copper for the manufacture of electrodes does not solve the problem, since it has high ductility. Copper has a polycrystalline structure. During deformation of copper, fragmentation and elongation of individual grains and their definite orientation occur. The purity of copper affects both its properties and further machining. Impurities and additives sharply reduce the electrical conductivity and thermal conductivity of copper. For the manufacture of electrodes, it is advisable to use metal systems based on copper alloys with a limited interaction of components solubility in the liquid state, capable of maintaining high indices of mechanical and thermoelectrophysical properties at elevated temperatures, in which reinforcing dispersed inclusions form directly in the melt.

Keywords: copper, electrode, alloy, impurities, alloying, chemical element, properties.

Вступ. Створено багато спеціальних матеріалів, які мають високу тепло- і електропровідність у поєднанні з високими показниками механічних властивостей при підвищених температурах, проте їх рівень не завжди відповідає поставленим вимогам. При контактному зварюванні є певна проблема: потрібно, щоб матеріал електроду мав високу електропровідність, але не був дуже пластичним. Використання для виготовлення електродів чистої міді М0 (99,93% міді) та М1 (99,9% міді) по ДСТУ 859-2001 проблеми не вирішує – вказані марки міді характеризуються високим ступенем пластичності. Як будь-який технічний метал, мідь має полікристалічну будову. При деформуванні міді спостерігається роздрібнення та подовження окремих зерен і відбувається певна їх орієнтація.

Метою даної роботи є дослідження нового матеріалу для електродів контактних машин, який би мав високу електропровідність та зносостійкість, а також аналіз доцільності застосування металічних систем на основі сплавів міді з обмеженою взаємною розчинністю компонентів у рідкому стані.

Аналіз літератури. У роботі [1] вибрано склад та розроблено порошкову технологію отри-

мання дисперсно-твердіючих бронз для електродів контактного зварювання систем Cu-Ni-Si, Cu-Co-Si; досліджено механічні властивості та гарячу твердість отриманих матеріалів при температурах 20 – 600°C та доведено, що зносостійкість отриманих матеріалів при зварюванні суттєво перевищує таку відомих зварювальних бронз БрНХК та БрНХБЦр.

З використанням методу реакційного механічного легування виготовляють електродні нанокмпозиційні матеріали на основі порошкової міді з електропровідністю більше 85% ІАСС і температурою рекристалізації вище 800°C, ефективність застосування яких в електродах підтверджено результатами порівняльних виробничих випробувань при контактному точковому зварюванні оцинкованих сталей [2].

Параметри плазми електродугового розряду між композитними електродами Cu – С досліджено в роботі [3]. На основі результатів металографічних досліджень поверхні запропоновано механізм руйнування електродів.

Процес дифузійного зварювання у вакуумі міді з молібденом через модифіковані іонним оброб-

© О. В. Крахмальов, О. І. Зінченко, Г. А. Кротенко 2019

ленням прошарки розглянуто в роботі [4]. За допомогою методу радіоактивних ізотопів визначені особливості дифузійної взаємодії міді з молібденом. Показано, що змінюючи основні параметри режиму іонного оброблення поверхневого шару зварного матеріалу, можна суттєво впливати на розміри зони взаємодії та механічні властивості зварного з'єднання.

У роботі [5] досліджено вплив умов спікання механоактивованих в високоенергетичному млині порошоків на основі сплаву Cu – Ti – Al на їх технологічні властивості і морфологію. Показано, що технологічна схема, яка включає пресування при 200 МПа, спікання у водні при температурі 800°C 1 год, допресовку при 700 МПа і спікання при 950°C, дозволяє отримати зразки з відносною пористістю до 6%. В результаті спікання утворюється твердий розчин на основі міді з включеннями оксидів титану. Проведено порівняльний аналіз факторів форми та розміру частинок порошоків сплавів Cu – S та Cu – P, одержаних з використанням порошку міді марки ПМС-1. Визначено фактори круглості, компактності, подовженості, порізаності та середній діаметр Фере порошоків чистої міді та сплавів. Показано, що завдяки використанню вихідного порошку з високою формованістю, середньотемпературному пічному синтезу та низькоенергетичним методам подрібнення продуктів синтезу навіть при частковому оплавленні та зміні форми частинок вдалось одержати порошки сплавів Cu – S та Cu – P, що мали високу формованість. У процесі синтезу та подальшого подрібнення синтезованого продукту відбувалося часткове руйнування дендритної структури вихідного порошку, про що свідчить зменшення середнього діаметра Фере (Cu – 44,8 мкм, Cu – S – 9,5 мкм, Cu – P – 12,2 мкм) [6].

Основна частина. Чистота міді впливає як на її властивості, так і на подальшу механічну обробку [7–10]. Багато домішок і добавок навіть в зовсім незначних кількостях різко знижують електропровідність і теплопровідність міді, а також погіршують її здатність до обробки тиском. Залежно від характеру взаємодії з міддю всі домішки умовно можна поділити на три групи [9].

До першої групи належать елементи, які розчинюються в твердій міді (Al, Fe, Ni, Sn, Zn, Ag, Au, Pt, Cd, As, Sb). Другу групу складають елементи, практично не розчинні міді та які утворюють з нею легкоплавкі евтектики (Pb, Bi та ін.). До третьої групи належать елементи, які утворюють з міддю крихкі хімічні з'єднання (S, O₂, P та ін.).

Розчинні елементи при малих концентраціях не можуть бути виявленими під мікроскопом, оскільки вони входять у твердий розчин. Ці домішки у припустимих межах практично не зменшують здатності міді до пластичної деформації. У більшості випадків домішки цих елементів підвищують її твердість і міцність, знижують електро- і теплопровідність. Нерозчинні домішки (свинець і вісмут) утворюють з міддю евтектики, які складаються майже із чистих металів (вміст вісмуту в евтектиці 99,8%, а свинцю – 99,94%). Через майже повну не-

розчинність свинцю і вісмуту у твердій міді ці евтектики з'являються у сплавах при будь-якому їх вмісті, і вони розташовуються по границях зерен міді. Вісмут утворює дуже тонкі прошарки між зернами міді. Товщина цих прошарків може досягати лише декількох атомних шарів. Тому зазвичай буває достатньо тисячних часток процента вісмуту, щоб такі прошарки утворились на значній частині міжзеренної поверхні. Свинець при малому його вмісті, як і вісмут, утворює по границях зерен міді тонкі легкоплавкі прошарки.

Домішки третьої групи (сірка і кисень) утворюють з міддю хімічні з'єднання Cu₂S (сульфід міді) та Cu₂O (закис міді) і також розташовуються по границях зерен міді у вигляді евтектик Cu – Cu₂S та α(Cu) – Cu₂O. Основою евтектик в таких випадках є мідь, в якій містяться включення сульфїду або закису міді. При малому вмісті кисню евтектика утворює тонку лінію навкруги зерен міді. Зі збільшення вмісту кисню кількість евтектики збільшується і при вмісті 0,39% O₂ сплав має тільки евтектичну будову.

Евтектика α(Cu) – Cu₂O має точкову будову, основу евтектики складає мідь (твердий розчин кисню в міді). При переході за евтектичну точку (0,39 % O₂) випадають первинні кристали закису міді, які мають форму дендритів. За кількістю евтектики в доевтектичному сплаві можна приблизно визначити вміст кисню у міді за формулою:

$$x = \frac{0,39F_{евт}}{100} \% \quad (1)$$

де $F_{евт}$ – площа поля зору шліфа, яку займає евтектика, % (0,39 – вміст кисню у евтектиці).

При деформації міді порушується лита структура металу, і частки закису міді розташовуються по границях дуже витягнутих зерен, утворюючи рядкову структуру. При відпалі відбувається перебудова структури основного металу, і частки закису міді укрупнюються через їх злиття і розташовуються у вигляді ланцюжків усередині рекристалізованих зерен. Структура міді з домішками сірки схожа на сплави міді з киснем. Однак, у сплавах міді з сіркою спричиняється явище коалесценції, в результаті чого замість роздроблених виділень сульфїдів спостерігається утворення великих накопичень у формі крапель і евтектика найчастіше не має характерної крапкової будови. Сульфід міді на нетравленому шліфі за своїм офарбленням нічим не відрізняється від закису міді і тільки застосування індикаторного травителя (3% FeCl₃ в 10% HCl) і поляризованого світла дозволяють відрізнити ці сполуки одну від одної.

Домішки, що утворюють з міддю легкоплавкі евтектики і крихкі хімічні сполуки, погіршують її механічні властивості і дуже знижують здатність міді до пластичної деформації

Кисень спричиняє так звану «водневу хворобу» міді. Це явище полягає в тому, що при нагріванні міді, яка містить кисень, у відновлюваній атмосфері (у середовищі газів H₂, CO, CH₄ та ін.)

водень та інші гази, проникаючи в тверду мідь, взаємодіють з киснем, що міститься в ній і утворюють водяну пару (або CO_2). Така пара не розчиняється в міді і намагається виділитися з неї під тиском. Через це в місцях виходу пари утворюються мікротріщини, які є причиною руйнування металу при наступній обробці тиском або в процесі роботи деталей, виготовлених з такої міді. З цієї причини до вмісту кисню в стандартах на мідь і мідні вироби ставляться жорсткі умови. Для розкислення міді зазвичай застосовують невеликі домішки фосфору (до 0,002 – 0,003 %).

Найбільш шкідливими домішками в міді та її сплавах є вісмут і свинець. Вони навіть при незначному вмісті дуже знижують механічні властивості міді при підвищених температурах. Внаслідок своєї крихкості вісмут сприяє зниженню пластичності і в холодному стані.

До останнього часу дуже шкідливою домішкою вважали також сурму, ототожнюючи її дію з поведінкою вісмуту в міді. Однак, це не досить обґрунтовано. Сурма, 2 % якої містить твердий розчин з міддю, не погіршує ні гарячої, ні холодної обробки міді.

Шкідливий вплив легкоплавких домішок можна усунути шляхом введення спеціальних присадок, які зв'язують ці домішки в тугоплавкі хімічні з'єднання. При виборі таких присадок в першому наближенні потрібно керуватись діаграмами стану, які характеризують взаємодію домішок з різними елементами. Найбільш ефективними є такі добавки, що утворюють з домішками хімічні сполуки, які кристалізуються при температурі, що вище температури гарячої обробки сплаву. Легкоплавкі з'єднання можуть сприяти гарячеламкості. Знаючи формули цих з'єднань, при відомому вмісті домішки можна приблизно підрахувати необхідну кількість нейтралізуючої присадки. Однак, при виборі присадок потрібно ураховувати і те середовище, в якому відбувається утворення відповідних хімічних з'єднань. У багатьох випадках добавки, які вводяться, можуть хімічно взаємодіяти з іншими компонентами сплаву або утворювати з ними тверді розчини. При утворенні хімічних з'єднань або твердих розчинів дія таких добавок на домішки буде частково або повністю паралізуватися.

Для зв'язування свинцю і вісмуту найбільш ефективними присадками є: для вісмуту – літій, кальцій, церій, цирконій, магній; для свинцю – кальцій, церій і цирконій. При введенні зазначених добавок утворюються тугоплавкі з'єднання, які кристалізуються не у вигляді кристалічних прошарків, а у формі ізольованих кристалів.

Спроби оцінити вплив домішок на електропровідність міді зроблені авторами робіт [7, 8]. За даними роботи [9] кожен 0,005 % домішок дають додаткове збільшення електричного опору міді: кисень – 0,06 мкОм; свинець – 0,1 мкОм; залізо – 0,2 мкОм, сурма й нікель – по 0,15 мкОм; олово до 0,008 % на електричний опір практично не впливає, тому що повністю перебуває у вигляді оксидів, а окремі включення незначно знижують електропро-

відність міді. Згідно з даними авторів роботи [10], типовий вміст домішок у кисневмісній міді такий: залізо і нікель – до 0,02%; олово – до 0,03%; срібло – до 0,025%; свинець, цинк, фосфор, сурма, сірка – до 0,01% кожного; миш'як, вісмут, кадмій, селен – до 0,005% кожного.

Спроби легувати мідь з метою підвищення її механічних властивостей призводять до суттєвого зниження її електропровідності (табл. 1). Вадами наявних методів отримання литих сплавів, здатних зберігати високі показники механічних і теплоелектрофізичних властивостей при підвищених температурах, є обмежена верхня границя робочих температур, що зазвичай не перевищує $0,6T_{пл}$. Для міді це складає близько 650°C , що може бути істотно нижче, ніж температура зварювання більшості сплавів на основі заліза або міді. Тому проблема поліпшення спеціальних властивостей і експлуатаційних характеристик таких матеріалів є вкрай актуальною.

Одним із способів отримання зазначених матеріалів є зміцнення матриці, яка має високі тепло- і електропровідність, дисперсними включеннями, які формуються ще в рідкому стані у результаті емульгування розплаву. Для цього доцільно використовувати металічні системи на основі міді, діаграми стану яких характеризуються наявністю двофазної області розплаву та наявністю області незмішування в рідкому стані (монотектичні системи).

Розв'язання задачі. Якщо розглядати діаграму стану бінарної системи $\text{Cu} - \text{Cr}$, то можна визначити, що розплави цієї системи, в залежності від вмісту хрому, можуть існувати у формі двох рідких фаз, які різняться за будовою, із різними характеристиками взаємодії між іонами, що підтверджується великою різницею між величинами розрахункових значень енергії змішування та конфігураційної ентропії цих фаз. Але для розплавів системи $\text{Cu} - \text{Cr}$ одночасне існування двох фаз термодинамічно неможливе, тобто концентраційна протяжність монотектичної ділянки лінії ліквідусу достатньо мала і нею можна знехтувати. Розширити її можна шляхом введення в систему додаткового елемента, енергія змішування атомів якого з атомами компонентів в одній із фаз має максимальну величину, а енергія змішування з атомами компонента, що є основою другої фази, мінімальна. Для системи $\text{Cu} - \text{Cr}$ найбільш ефективною добавкою є вуглець. Наприклад, у розплавах на основі міді з добавками хромистого чавуну (1,4% C, 16% Cr) при температурах, близьких до значення монотектичної температури системи, дисперсійне середовище являє собою розчин на основі міді з мінімальним вмістом розчинених елементів [11, 12].

Якщо досліджувати бінарні діаграми систем мідь – перехідні метали V групи (V, Nb, Ta), мідь – важкі аналоги хрому (Mo, W), $\text{Cu} - \text{Fe}$ і мідь – важкі аналоги заліза (Ru, Os), а також $\text{Ag} - \text{Cr}$ і $\text{Ag} - \text{Fe}$ (срібло – важкий аналог міді), то легко визначити, що у таких системах термодинамічно можлива одночасна присутність двох рідких фаз (наявна область незмішування у рідкому стані). Систему $\text{Cu} - \text{Fe}$ можна вважати умовно гомогенною в рідкому

стані. Таким чином, можна визначити перспективність використання як матеріалу для виготовлення електродів для контактного зварювання сплавів системи Cu + хромистий чавун. Структури зразків

із таких сплавів є мідною матрицею з дисперсними включеннями. Близька до сферичної форма включень може свідчити про наявність дисперсної зміцнюючої фази.

Таблиця 1 – Вплив змісту деяких хімічних елементів на фізико-механічні властивості міді

Хімічний елемент	Щільність при 20°C, * 10 ³ , кг/м ³	Температура плавлення, °C	Розчинність у міді при 20°C, % по масі	Вплив елемента на властивості міді
Al	2,7	660	0,4	Збільшує жароміцність, знижує рідкотекучість
B	2,34	2300	0,06	У кількості 0,03 – 0,06 % модифікатор, розкислювач, підвищує рідкотекучість
Be	1,8	1284	0,2	Підвищує міцність, рідкотекучість, розкислювач
Ca	1,54	851	Не розчинний	Знижує рідкотекучість, розкислювач
Cd	8,65	321	< 0,05	Підвищує міцність, зносостійкість
Cr	7,19	1875	0,05	Підвищує міцність, жароміцність
Fe	7,87	1539	0,14	Підвищує міцність і жароміцність, зменшує вплив фосфору на електропровідність
Li	0,53	179	Не розчинний	Дегазатор і розкислювач, збільшує рідкотекучість, знижує корозійну стійкість
Mg	1,74	651	1,0	Підвищує жароміцність, розкислювач
Mn	7,44	1244	24	Підвищує міцність і жароміцність
P	1,8	44,2 білий	0,5	Знижує жароміцність й електропровідність, підвищує рідкотекучість і механічні властивості
Si	2,33	1410	2,0	Знижує розчинність газів, розкислювач
Zn	7,1	420	30	Розкислювач і дегазатор, підвищує міцність, корозійну стійкість, ливарні властивості
Zr	6,45	1852	1,1	Модифікатор (до 0,1 %), збільшує жароміцність і крихкість

Основна маса хрому і заліза знаходиться саме у включеннях зміцнюючої фази. Близькість температур фазових перетворень на термографічних кривих як нагрівання, так і охолодження сплавів на основі міді з добавками хромистого чавуну (1350°C – температура початку кристалізації чавуну, 1295°C – температура початку виділення карбіду (Cr, Fe)₇C₃, 1230°C – температура солідусу чавуну) до температур фазових переходів, характерних для Fe – Cr – C сплаву, який містить 16% Cr і 1,4% C, також свідчить про незначний вміст міді в дисперсних включеннях при температурах, близьких до температури початку кристалізації хромистого чавуну.

Ці дані дозволяють зробити висновок про близькість монотектичної температури сплаву, який аналізується, до температури ліквідусу хромистого чавуну, що вводиться як добавка.

Введення у мідь 5–8 % хромистого чавуну дозволяє отримати структуру з дрібнодисперсними (0,005–5 мкм) рівномірно розподіленими (з густиною розподілу (2,5–4) × 10⁹ м⁻²) включеннями (рис. 1), що забезпечує необхідний ступінь зміцнення мідної матриці. Формування дисперсних включень ще в рідкому стані, а також інтенсивне охолодження розплаву у формі і виливків у воді, дозволяють отримати дрібнозернисту основу з дрібнодисперсними рівномірно розподіленими включеннями. Це дозволяє виключити з технологічного процесу операції гартування, деформації і відпалу. Виключення трьох енергоємних операцій дозволяє

значно зменшити вартість виробів із розробленого сплаву порівняно з вартістю при їх виготовленні з хромистих бронз, що традиційно використовуються для цих цілей. Окрім того, скорочення тривалості плавки, зменшення вартості шихтових матеріалів також знижує вартість виливків.

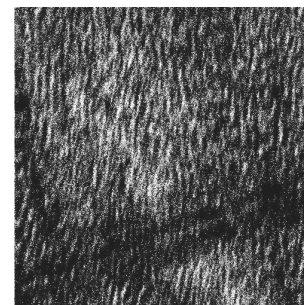


Рисунок 1 – Структура міді, легованої хромистим чавуном (×500)

Твердість міді, легованої хромистим чавуном, в литому стані знаходиться в межах 80–88 НВ, у той час як твердість заготовок із загартованої, деформованої і зістареної бронзи БРХ1 складає 79–82 НВ. Питома електропровідність сплаву знаходиться в межах 4,76 · 10⁷ – 4,56 · 10⁷ Ом⁻¹ · м⁻¹, що складає 80–82% від електропровідності міді марки М1, у той час як електропровідність бронзи БРХ1 складає 72–77 %.

Висновки.

1. Підтверджено доцільність застосування металічних систем на основі сплавів міді з обмеже-

ною взаємною розчинністю компонентів у рідкому стані для отримання матеріалу для електродів контактних машин, здатних зберігати високі показники механічних та теплоелектрофізичних властивостей при підвищених температурах, у яких зміцнюючі дисперсні включення формуються безпосередньо у розплаві.

2. Твердість міді, легованої хромистим чавуном, у литому стані знаходиться у межах 80–88 НВ, а твердість заготовок із загартованої, деформованої і зістареної бронзи БРХ1 складає 79–82 НВ. Питомо електропровідність дослідного сплаву знаходиться у межах $4,76 \cdot 10^7 - 4,56 \cdot 10^7 \text{ Ом}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$, що складає 80–82% від електропровідності міді марки М1, у той час як електропровідність бронзи БРХ1 складає 72–77%.

Список літератури

1. Иванова И. И., Крылова Н. А., Евлаш С. И. Дисперснотвердеющие порошковые бронзы для электродов контактной сварки. *Электрические контакты и электроды*. Киев: ИПМ НАН Украины. 2014. С. 97–101.
2. Шалунев Е. П., Смирнов В. М. Нанокмпозиционные материалы на основе порошковой меди для электродов точечной контактной сварки оцинкованных сталей. *Электрические контакты и электроды*. Киев: ИПМ НАН Украины. 2016. С. 3–12.
3. Веклич А. М., Фесенко С. О., Крячко Л. О., Борецький В. Ф., Клешич М. М., Головкова М. Є. Особливості електродугового розряду між композитними електродами Cu–C. *Электрические контакты и электроды*. К.: ИПМ НАН Украины. 2016. С. 36–60.
4. Ганев Т. Р. Особливості дифузійної взаємодії міді та молібдену під час зварювання тиском. *Технічні науки та технології: науковий журнал*. Чернівці: Черніг. нац. технол. ун-т. 2015. № 2 (2). С. 55–61.
5. Власова О. В., Баглюк Г. А. Исследование условий спекания механоактивированных порошков на основе меди. *Электрические контакты и электроды*. Киев: ИПМ НАН Украины. 2014. С. 90–96.
6. Радченко О. К., Гельман О. І., Радченко Л. О., Іценко А. І., Кривошея В. О. Порівняльний аналіз властивостей порошків сплавів Cu–S та Cu–P пічного синтезу. *Сучасні проблеми фізичного матеріалознавства*. Київ: ИПМ ім. І. М. Францевича НАН України. 2014. № 23. С. 208–214.
7. Смирязин А. П. *Промышленные цветные металлы и сплавы*. М.: Металлургия, 1976. 373 с.
8. Горшков И. Е. *Литье слитков цветных металлов и сплавов*. М.: Металлургия, 1952. 416 с.
9. Мальцев М. В. *Металлография цветных металлов и сплавов*. М.: Металлургия, 1976. 125 с.
10. Христенко В. В., Кириевский Б. А. О взаимной растворимости и образовании области несмешивания металлов в жидком состоянии. *Металлы и литье Украины*. 1999. № 1–2. С. 12–15.
11. Христенко В. В., Кириевский Б. А. Расчет параметров уравнений равновесия между жидкими фазами в системах с областью несмешиваемости в жидком состоянии. *Процессы литья*. 2000. № 1. С. 3–9.
12. Бредихин В. Н., Маняк Н. А., Кафтаненко А. Я. *Медь вторичная*. Донецк: ДонНТУ. 2006. 416 с.

References (transliterated)

1. Ivanova I. I., Krylova N. A., Evlash S. I. Dispersnotverdejushhie poroshkovye bronzy dlja jelektrodov kontaktnoj svarki [Dispersion hardening powder bronze for resistance welding electrodes]. *Elektricheskie kontakty i elektrody*. Kiev, IPM NAN Ukrainy Publ., 2014, pp. 97–101.
2. Shalunov E. P., Smimov V. M. Nanokompozicionnye materialy na osnove poroshkovoj medi dlja jelektrodov tochechnoj kontaktnoj svarki ocinkovannyh stalej [Nanocomposite materials based on powdered copper for electrodes of spot contact welding of galvanized steels]. *Elektricheskie kontakty i elektrody*. Kiev, IPM NAN Ukrainy Publ., 2016, pp. 3–12.
3. Veklych A. M., Fesenko S. O., Kryachko L. O., Borecz'kyj V. F., Kleshych M. M., Golovkova M. Ye. Osobly'vosti elektrodugovogo rozryadu mizh kompozytny'my' elektrodamy' Cu–C [Features of electric arc discharge between Cu–C composite electrodes]. *Elektricheskie kontakty i elektrody*. Kiev, IPM NAN Ukrainy Publ., 2016, pp. 36–60.
4. Ganeyev T. R. Osobly'vosti dy'fuzijnoy vzayemodiyi midi ta molibdeny pid chas zvaryvannya ty'skom [Features of copper and molybdenum diffusion during pressure welding]. *Tekhnichni nauky ta tekhnologiyi*. Chemig. nath. technol. un-t. 2015, no 2 (2), pp. 55–61.
5. Vlasova O. V., Bagljuk G. A. Issledovanie uslovij spekanija mehanoaktivirovannyh poroshkov na osnove medi [Study of sintering conditions for mechanically activated copper-based powders]. *Elektricheskie kontakty i elektrody*. Kiev, IPM NAN Ukrainy Publ., 2014, pp. 90–96.
6. Radchenko O. K., Get'man O. I., Radchenko L. O., Icenko A. I., Kryvosheya V. O. Porivnyal'ny'j analiz vlasty'vostej poroshkiv splyav Cu–S ta Cu – P pichnogo sy'ntezu [Comparative analysis of the properties of alloys of Cu–S and Cu – P fusion syntheses]. *Suchasni problemy' fizychnogo materialoznavstva*. Ky'viv, IPM im. I.M. Francevy'cha NAN Ukrainy'. 2014, no. 23, pp. 208–214.
7. Smirjazin A. P. *Proмышlennye cvetnye metally i splavy* [Industrial non-ferrous metals and alloys]. Moscow, Metallurgija Publ., 1976. 373 p.
8. Gorshkov I. E. *Lit'e slitkov cvetnyh metallov i splyavov* [Casting ingots of non-ferrous metals and alloys]. Moscow, Metallurgizdat Publ., 1952. 416 p.
9. Malcev M. V. *Metallografija cvetnyh metallov i splyavov* [Metallography of non-ferrous metals and alloys]. Moscow, Metallurgija Publ., 1976. 125 p.
10. Hristenko V. V., Kirievskij B. A. O vzaimnoj rastvorimosti i obrazovanii oblasti nesmeshivanja metallov v zhidkom sostojanii [On mutual solubility and the formation of the region of metal mixing in the liquid state]. *Metall i lit'e Ukrainy*. 1999, no. 1–2, pp. 12–15.
11. Hristenko V. V., Kirievskij B. A. Raschet parametrov uravnenij ravnovesija mezhdz zhidkimi fazami v sistemah s oblast'ju nesmeshivaemosti v zhidkom sostojanii [Calculation of parameters of equilibrium equations between liquid phases in systems with a region of immiscibility in a liquid state]. *Processy lit'ja*. 2000, no. 1, pp. 3–9.
12. Bredihin V. N., Manjak N. A., Kafanenko A. Ja. *Med' vtorichnaja* [Secondary copper]. Donetsk, DonNTU Publ., 2006. 416 p.

Надійшла (received) 22.07.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Крахмальов Олександр Вікторович (Крахмалев Александр Викторович, Krakhmalov Oleksandr) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Зварювання», ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-3338-9724>; e-mail: krakhmalov1@gmail.com

Зінченко Олена Іванівна (Зинченко Елена Ивановна, Zinchenko Olena) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2961-5861>; e-mail: zinchenko.zinchenko@gmail.com

Кротенко Галина Анатоліївна (Кротенко Галина Анатоліевна, Krotenko Galina) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-3523-7350>; e-mail: krotenko.galina@gmail.com

С. А. НАЗАРЕНКО, Н. А. ТКАЧУК, С. И. МАРУСЕНКО

ЭВОЛЮЦИЯ РАЗРАБОТОК УЧЕНЫХ И ВОСПИТАННИКОВ ХПИ В ОБЛАСТИ ВООРУЖЕНИЯ И ВОЕННОЙ ТЕХНИКИ В XX СТОЛЕТИИ

Харьковский политехнический институт (ХПИ) дал путевку в жизнь целой плеяде выдающихся создателей вооружения и военной техники. В статье предпринята попытка выстроить последовательность создания средств вооружения и военной техники. Приведены уникальные данные об удачных решениях при создании отечественных образцов техники: от самых первых изделий до сложных современных устройств оборонно-промышленного комплекса. В статье показано, как зарождалась, формировалась и развивалась многими поколениями выдающихся ученых, выпускников и педагогов ХПИ научная школа, обеспечившая своим напряженным трудом, идеями и конструкциями высокий уровень развития сектора обороны и безопасности страны. Рассмотрено участие ученых и воспитанников ХПИ в атомных проектах СССР. Особое внимание уделено деятельности харьковских научно-технических школ в области авиационной и ракетно-космической техники в XX столетии.

Ключевые слова: высшее техническое образование; военная техника; ХПИ; вооружение; авиация; атомный проект; радиоэлектроника; ракета; научная школа; испытательный полигон.

С. О. НАЗАРЕНКО, М. А. ТКАЧУК, С. І. МАРУСЕНКО

ЕВОЛЮЦІЯ РОЗРОБОК ВЧЕНИХ І ВИХОВАНЦІВ ХПІ В ОБЛАСТІ ОЗБРОЄННЯ І ВІЙСЬКОВОЇ ТЕХНІКИ У XX СТОЛІТТІ

Харківський політехнічний інститут (ХПІ) дав путівку у життя цілій плеяді видатних творців озброєння і військової техніки. У статті зроблена спроба побудувати послідовність створення засобів озброєння і військової техніки, наведені унікальні дані про вдалі рішення при створенні вітчизняних зразків техніки: від найперших виробів до складних сучасних пристроїв оборонно-промислового комплексу. У статті показано, як зароджувалася, формувалася і розвивалася багатьма поколіннями видатних вчених, випускників та педагогів ХПІ наукова школа, яка забезпечила своєю напруженою працею, ідеями і конструкціями високий рівень розвитку сектора оборони і безпеки країни. Розглянуто участь вчених та вихованців ХПІ у атомних проектах СРСР. Особливу увагу приділено діяльності харківських науково-технічних шкіл у області авіаційної і ракетно-космічної техніки у XX столітті.

Ключові слова: вища технічна освіта; військова техніка; ХПІ; озброєння; авіація; атомний проект; радіоелектроніка; ракета; наукова школа; випробувальний полігон.

S. NAZARENKO, M. TKACHUK, S. MARUSENKO

EVOLUTION OF DEVELOPMENTS OF KHPI SCIENTISTS AND GRADUATES IN THE FIELD OF WEAPONS AND MILITARY EQUIPMENT IN 20TH CENTURY

Kharkiv Polytechnic Institute gave a start to life of a whole galaxy of outstanding weapons and military equipment creators. The article attempts to build a sequence of weapons and military equipment creating. Unique data on successful decisions when creating domestic models of equipment are presented: from the very first products to complex modern devices of the military-industrial complex. The article shows how many generations of outstanding scientists, graduates and teachers of the KhPI scientific school originated, formed and developed, providing a high level of development of the country's defense and security sector with their hard work, ideas and designs. The participation of KhPI scientists and pupils in the Soviet atomic projects is considered. Particular attention is paid to the activities of Kharkov scientific and technical schools in the areas of aviation and space rocket technology in the 20th century.

Keywords: higher technical education; military equipment; KhPI; armament; aviation; atomic project; electronics; rocket; scientific school; testing ground.

Введение. Вооружение и военная техника – это квинтэссенция достижений научно-технического прогресса в стране. Преподаватели и воспитанники Харьковского политехнического института (ХПИ) всегда вносили огромный вклад в укрепление обороноспособности страны [1–6]. В статье сделан обзор некоторых этапов развития отдельных ключевых научных направлений исследований ученых и выпускников Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» (НТУ «ХПИ») в области вооружения и военной техники в 20 столетии.

Зарождение научных школ. Теоретическую и практическую базу исследования в области вооружения и военной техники в Украине получили в 1885 году с открытием второго в Российской империи Харьковского практического технологического института (ХПТИ) [1–6]. Первый технический научно-образовательный комплекс Востока Украины с 1898 года назывался Харьковский технологический институт (ХТИ), а с конца 1929 – Харьковский политехнический институт (ХПИ).

Первым директором создаваемого ХПТИ был назначен профессор **В. Л. Кирпичев** [1, 2]. Он

являлся выпускником Михайловской артиллерийской академии (МАО), основателем которой был выдающийся конструктор, организатор производства и боевого применения ракет, «первый ракетный генерал» А. Д. Засядко. Крупный научно-исследовательский центр в области технической науки МАО после реорганизаций стал Военной академией ракетных войск стратегического назначения имени Петра Великого [2].

Среди учителей В. Л. Кирпичева были будущие академики И. А. Вышнеградский; А. В. Гадолин; член-корреспондент Императорской Санкт-Петербургской Академии Наук (ИСПАН) Н. В. Маиевский и др. [2]. С 1868 г. В. Л. Кирпичев был преподавателем механики и сопротивления материалов МАО. Первая научная работа В. Л. Кирпичева была выполнена в 1869–1870 гг. под руководством А. В. Гадолина по заданию Императорского Русского технического общества (ИРТО). В. Л. Кирпичев разработал методику испытаний механических свойств орудийной стали, обработанной по способу Д. К. Чернова [2]. В 1895 г. по ходатайству

© С. А. Назаренко, Н. А. Ткачук, С. И. Марусенко, 2019

конференции (совета) МАА В. Л. Кирпичев «был назначен ее почетным членом».



В. Л. Кирпичев



Академик А. М. Ляпунов

Помощник (заместитель) директора ХПТИ Х. С. Головин окончил Николаевскую инженерную академию. Он читал курс лекций по строительной механике в Инженерной академии и ХПТИ, был директором Санкт-Петербургского технологического института (СПТИ) [3].

Кирпичев создавал образцовую высшую техническую школу и стремился к тому, чтобы в ХПТИ работали лучшие педагоги и ученые [1–6]. Он привлек к преподаванию в ХПТИ академика Н. Н. Бекетова; Председателя Харьковского математического общества (ХМО), члена-корреспондента ИСПАН К. А. Андреева; лауреата Демидовской премии ИСПАН А. Ф. Мевюса; удостоенного в 1896 году премии ИСПАН М. А. Тихомандрицкого; директора СПТИ (1902–1922) и председателя Всероссийской ассоциации инженеров Д. С. Зернова; директоров Киевского политехнического института (КПИ) К. А. Зворыкина, В. Ф. Тимофеева, И. Д. Жукова; первого директора Томского технологического института (ТТИ) Е. Л. Зубашева; первого избранного профессорской коллегией директором ХТИ П. М. Мухачева и др. [2].

Кирпичев привлек **А. М. Ляпунова** к чтению в ХПТИ с 1887 г. курса аналитической механики. Докторская диссертация Ляпунова «Общая задача об устойчивости движения», изданная в Харькове в 1892 году на средства ХМО, стала основополагающей работой в теории устойчивости и принесла ему в дальнейшем мировую славу [2]. В 1893–1905 гг. профессор **В. А. Стеклов** читал в ХТИ курсы лекций по аналитической и теоретической механике. В 1921 году вице-президент Академии наук (АН) В. А. Стеклов создал физико-математический институт АН и стал его первым директором [3].

Лаборантом при механической лаборатории, возглавляемой Кирпичевым, был выпускник ХПТИ 1894 г., в дальнейшем профессор ХТИ, директор ТТИ, заслуженный деятель науки и техники, проректор Московского государственного университета **И. И. Бобарыков** [2, 3]. У него учились основоположник практической космонавтики С. П. Королев, главный конструктор первого конструкторского бюро (КБ) и завода в СССР по вертолетостроению Н. И. Камов, генеральный конструктор по самолетостроению С. А. Лавочкин и создатель первой в мире кафедры космических двигателей А. В. Квасников [10].



Академик В. А. Стеклов



И.И. Бобарыков

Профессор Кирпичев стал основателем и первым директором с 1898 по 1902 гг. Киевского Политехнического института, председателем Строительной комиссии и «лучшим лектором» Санкт-Петербургского политехнического института (СППИ) [2].

Ученик В. Л. Кирпичева, адъюнкт-профессор механики ХПТИ **Д. С. Зернов** в 1892 году был назначен профессором по кафедре прикладной механики Императорского Московского Технического Училища (ИМТУ). Основоположники современной аэрогидродинамики Н. Е. Жуковский и С. А. Чаплыгин были теми учеными, с которыми у Д. С. Зернова быстро наладилось плодотворное сотрудничество [7]. Среди приглашенных в ХТИ его вторым директором Д. С. Зерновым преподавателей отметим будущих ректоров И. А. Красуского и Г. Ф. Буракова (ХТИ), В. П. Алексеевского (ТТИ), А. П. Пшеборского и П. П. Пятницкого (Харьковского университета); академиком Д. А. Граве и В. Ф. Левитского; заслуженного деятеля науки УССР Н. Н. Евдокимова; члена-корреспондента АН УССР М. Д. Зуева [7].

Принципы высшего технического образования, заложенные основателем ХПИ В. Л. Кирпичевым, были логичными и фундаментальными вследствие того, что основывались на синтезе разнообразных систем подготовки специалистов в странах Америки и Европы [1–7]. В идеологии многосторонней и интегрированной подготовки инженеров гармонично объединились теоретическая подготовка с производственной практикой, лабораторными и практическими занятиями [2].

Примеры деятельности первых выпускников ХТИ. Выпускник ХПТИ 1893 г. В. Э. Тир был помощником главного инженера Николаевских судостроительных заводов (1904–1907), начальником технической конторы Харьковского паровозостроительного завода (1911–1915). Под его руководством выполнены работы по механическому оборудованию и механизмам миноносцев «Звонкий», «Задорный», «Зоркий», крейсера «Память Меркурия», линейных крейсеров, броненосцев «Потемкин», «Иоанн Златоуст»; построены 5 новых типов паровозов, подъемные краны для Ревельского судостроительного, Царицынского пушечного, Обуховского вооруженного заводов, эллинг для постройки дредноутов и др. [3, 6, 8].

Преподаватель курса лекций по деталям машин в ХТИ (с 1901 г.) стал профессором по кафедре технологии металлов (1911 г.), заведующим Научно-исследовательской кафедрой общего машиностроения ХТИ (1924–1926 гг.). Во время Первой мировой

войны В. Э. Тир спроектировал станок для шлифовки параболических зеркал крупных диаметров для проекторов, занимался оборудованием мастерской в ХТИ для изготовления взрывателей к трехдвойным гранатам, в Славянске построил первый в России компрессор для сжижения хлора [3, 6].



Д.С. Зернов



В. Э. Тир

После окончания ХПТИ в 1896 г. А. Г. Дукельский был техническим директором (главным инженером) Металлического завода; главным конструктором ЦКБС-5, вел научно-преподавательскую работу в Артиллерийской академии, Военно-морской академии, Ленинградском военно-механическом институте. Он стал создателем первых отечественных корабельных и береговых установок крупного калибра, железнодорожных артиллерийских установок, лауреатом Государственной премии 1946 г. [8].

Выпускник ХТИ 1898 г. А. А. Полумордвинов в 1899 году запатентовал проект прибора «Телефот», который представлял важнейшее конструктивное и технологическое открытие в области системы передачи цветного изображения на расстояние (прообраз современного телевизора) [2, 7, 8].

Студент С. А. Коровин стал в дальнейшем выдающимся конструктором стрелкового оружия. Он усовершенствовал боеприпас, при тех же габаритах патрона разместив в нем более мощный пороховой заряд, что позволило увеличить начальную скорость пули с 200 до 228 м/с. В 1926 г. разработанный им пистолет начал выпускаться под наименованием ТК (Тульский Коровина) [8]. Во время войны Коровин разработал варианты пистолета-пулемета и миномета. Им были созданы образцы первых в мире автоматов, спроектированных по схеме «буллпап». Все-таки в конкурсе по разработке автомата победил М. Т. Калашников, С. А. Коровин занял второе место.

Выпускник ХТИ 1901 года Л. М. Мацевич в период с 1904 г. по 1908 г. участвовал в строительстве нескольких боевых кораблей. Он предложил проекты броненосного крейсера, противоминных заграждений, систем для защиты кораблей от торпедных атак. Мацевич разработал 14 проектов подводных кораблей; изобрел оригинальный двигатель, пригодный как для надводного, так и для подводного хода лодок. В 1909 г. он создал проект одного из первых гидроаэропланов, а также приспособления, обеспечивающего летчику безопасность при вынужденной посадке на воду. Он впервые в мире предложил и обосновал идею «авиационного судна» со специальной палубой для размещения до 25 аэропланов и сеткой, предназначенной для безопасного торможения при посадке [8–11]. В

1910 г. Мацевич во Франции возглавлял комиссию по покупке для воздушных сил Российской империи первых 11 аэропланов и руководил подготовкой первой группы инструкторов и мотористов для военной летной школы. Под впечатлением от гибели Мацевича в первой авиационной катастрофе в Российской империи в 1911 году Г. Е. Котельников создал первый в мире ранцевый парашют. К 1915 г. в составе флота было пять кораблей, переоборудованных под авианесущие группой военных инженеров – учеников Мацевича [7–11].



Мемориальная доска Мацевичу на главном корпусе ХПИ



Г. Ф. Бураков

Выпускник ХТИ 1901 г. М. А. Воропаев после увольнения основателя прикладной механики сплошных сред Тимошенко, возглавлял с 1911 по 1914 г. лабораторию и кафедру сопротивления материалов Киевского политехнического института (КПИ) и впервые в мире исследовал механические свойства разных сортов чугуна при повторных нагружениях, продолжив пионерские работы Кирпичева по усталости конструкционных материалов [2, 7, 8]. Во время Первой мировой войны он возглавил «военное производство» в КПИ.

Выпускник (1891 г.) и профессор (1911 г.) ХТИ Г. Ф. Бураков был заместителем председателя Военно-технической комиссии при ХТИ (1916 г.), принимал участие в исполнении чертежей и изготовлении отдельных деталей для бомбометов и минометов, станков для обточки снарядов для Центрального военно-промышленного комитета России в механических мастерских ХТИ. Заведующий лабораторией по испытанию частей машин, механической лаборатории профессор ХТИ А. М. Соломко был начальником механических мастерских Всероссийского Земского союза по изготовлению снаряжения для действующей армии на время военных действий (1915–1917 гг.), заведующим отделом механических мастерских Комитета Юго-Западного фронта [3, 5, 11].

Выпускник (1902 г.) и профессор (с 1912 г.) ХТИ, основатель научной отечественной школы железобетонных конструкций Я. В. Столяров был председателем комитета военно-технической помощи Харьковского отделения ИРТО [2–5, 7, 8]. Среди учеников Я. В. Столярова в ХТИ выделим председателя технического совета Наркомстроя СССР, члена президиума Академии строительства и архитектуры СССР, лауреата Государственной премии СССР, инженера-полковника Б. Г. Скрамтаева; заместителя Председателя Совета Министров СССР, председателя Государственного Комитета по делам строительства,

президента Академии строительства и архитектуры СССР, лауреата Государственной премии СССР В. А. Кучеренко; начальника Главного управления специального строительства (ГУСС) Министерства обороны СССР, руководителя строительства полигона для испытания первой советской атомной бомбы и «первого космопорта планеты Земля» – космодрома Байконур, заслуженного строителя, Героя Советского Союза М. Г. Григоренко; Героя Социалистического Труда, начальника Управления военно-восстановительных работ Ленинградского фронта И. Г. Зубкова [9].



Я. В. Столяров



М. Г. Григоренко

Выпускник ХТИ 1926 г. Б. Г. Скрамтаев работал в механической лаборатории ХТИ и ХММИ, начальником кафедры строительных материалов Военно-инженерной академии, главой Центрального НИИ промышленных сооружений в годы Великой Отечественной войны, первым руководителем НИИ цемента и НИИ бетона и железобетона; заместителем министра промышленности строительных материалов СССР, президентом Международного союза лабораторий по испытаниям и исследованиям материалов и конструкций (РИЛЕМ) [5, 7, 8].

М. Г. Григоренко вместе с группой военных строителей в 1968 г. был удостоен звания лауреата Ленинской премии за разработку и осуществление индустриальных методов строительства специальных объектов [9]. В 1965 г. в штатах частей ГУСС работало около 177 тысяч военных строителей. ГУСС было введено в строй более 20 аэродромных комплексов для гражданской и военной авиации, сданы около 2 тысяч стартов боевых ракетных комплексов, построен единственный в мире северный космодром Плесецк. Создано более десяти уникальных объектов системы контроля космического пространства и противодействия ракетному нападению, 5 крупных испытательных полигонов, 16 научных и учебных центров и комплексов, в том числе по использованию атомной и ядерной энергии. Космодром «Байконур» стал символом космического века [12]. Рассчитанный на 25 пусков, стартовый комплекс космодрома выполнил пуски более 1100 космических аппаратов различного назначения и более 100 межконтинентальных баллистических ракет, и продолжает служить человечеству [12]. На Байконуре испытано 38 основных типов ракет, более 80 типов космических аппаратов и их модификаций.

Профессор ХТИ А. Н. Щукарев сконструировал первую кибернетическую (логическую) маши-

ну в Украине и России, модернизировав машину Джевонса-Хрущева и введя в ее конструкцию электрические элементы [3, 11]. Он впервые применил логическую машину для решения практических задач с показом заключений прямо на световом табло, прообразе современного дисплея [6].

Выпускник (1924 г.) ХТИ и заведующий кафедрой электрических машин ХЭТИ (1931–1933 гг., 1945–1950 гг.) Г. И. Штурман стал профессором Рижского высшего инженерно-авиационного военного училища, Лауреатом Государственной премии СССР, заслуженным деятелем науки и техники Латвийской ССР [3]. В середине 20-х годов в ХТИ открыли военную кафедру [4].



А. Н. Щукарев



Н. Д. Пильчиков

Иллюстрация развития одной из научно-технических идей выпускниками и педагогами ХПИ. Профессор ХТИ Н. Д. Пильчиков предложил и обосновал идею создания аэростата с герметической кабиной (прообразе современного скафандра), где искусственным путем поддерживалось бы нормальное давление для подъема на большие высоты до 20–30 и более километров [3, 4, 10–12, 26].

Выпускник 1929 г. ХТИ А. Я. Щербаков разработал первые отечественные герметичные кабины (ГК) для высотных полетов (к 1937 г. его стратосферный планер достиг рекордной высоты – 12105 м) [10]. Эти работы завершились созданием ряда типов ГК мягкой и жесткой конструкции регенерационного типа для первых советских высотных самолетов. Щербаковым была разработана первая в мире ГК на истребителе И–153, которая прошла государственные испытания и рекомендовалась в серийное производство. Он создал ГК, испытанные на серийных истребителях МиГ–1, а также на опытных самолетах ВИ–100, БОК, ДВБ–102. Позднее А. Я. Щербаков также разработал ГК жесткого типа для истребителей Як–7Б и Ла–5, для бомбардировщика Пе–2. В дальнейшем ГК стали непременной принадлежностью всех скоростных и высотных самолетов [10, 12]. В этот период началось сотрудничество А. Я. Щербакова с М. К. Янгелем (тема дипломной работы 1937 г. которого – «Высотный истребитель с герметичной кабиной»), в дальнейшем академиком АН СССР, дважды Героем Социалистического Труда.

Своеобразным продолжателем их идей стал студент ХПИ, лауреат Государственной премии СССР, премии им. М. К. Янгеля НАН Украины, заслуженный деятель науки и техники Украины Ф. П. Санин, обеспечивший герметичность жидкостных ракет, превышающую мировые достижения [12].

Создание на базе и территории ХПИ множества украинских НИИ и учебных институтов. В 1930 г. на базе и территории ХПИ было организовано множество украинских НИИ разнообразного предназначения (в т. ч. двигателей внутреннего сгорания (УНИИДВС), силикатной промышленности, сельскохозяйственного машиностроения (УНИИСХМ), физико-технический (УФТИ)) и 8 самостоятельных специализированных институтов для подготовки инженерно-технических кадров (в т. ч. Харьковский механико-машиностроительный (ХММИ), химико-технологический (ХХТИ), электротехнический (ХЭТИ), авиамоторный (авиационный, ХАИ)) [1–6].

Под руководством профессоров ХММИ А. А. Алова и А. О. Василенко, в дальнейшем академик АН УССР, лауреат Государственной премии СССР, в Украинском НИИ сельскохозяйственного машиностроения начал в 1931–1933 гг. научно-производственную деятельность Л. В. Люльев [13]. В дальнейшем он стал выдающимся конструктором в области создания зенитной артиллерии и зенитных управляемых ракет, дважды Героем Социалистического Труда, лауреатом Ленинской премии и Государственных премий СССР.

В 1949 г. ХПИ (ныне – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», НТУ ХПИ) был воссоздан на основе харьковских вузов: ХММИ, ХЭТИ, ХХТИ [1–6].

Радиоэлектроника. В 1946 г. в ХЭТИ открылся радиотехнический факультет [1, 4]. Заведующим кафедрой теоретических основ радиотехники стал основатель научной школы советских радиофизиков, член-корреспондент АН УССР, действительный член АН УССР (с 1948 г.) А. А. Слуцкий, начавший преподавать в ХТИ еще в 20-е годы. Заведующим кафедрой радиоприемно-передающих устройств стал профессор С. Я. Брауде, в дальнейшем Академик Национальной академии наук (НАН) Украины. За цикл научных работ по боевому применению морских радиолокаторов и радиоокеанографии С. Я. Брауде и ряду преподавателей ХПИ присудили Государственную премию СССР в 1952 г. [4].



С. Я. Брауде, Б. Е. Патон, А. В. Мень на полигоне

Преподававший в ХТИ и ХЭТИ А. Я. Усиков, в дальнейшем академик НАН Украины, лауреат Ленинской премии и Госпремии Украины, в 1955 г. возглавил созданный Институт радиофизики и электроники АН УССР (ИРЭ). Преподаватель ХХТИ (с 1932 г.) и ХПИ, лауреат Государственной премии СССР И. Е. Островский стал руководите-

лем отдела распространения радиоволн ИРЭ. Преподаватель ХЭТИ и ХПИ, лауреат Государственной премии СССР И. С. Турганев, в дальнейшем заслуженный деятель науки и техники УССР, возглавил лабораторию радиолокации ИРЭ. Оппонентом его диссертации был создатель первых радиолокационных установок, лауреат Государственной премии, академик АН СССР, Герой Социалистического Труда Ю. Б. Кобзарев, ранее преподававший в ХТИ [3, 14, 27].

В ИРЭ НАН Украины выпускники ХПИ стали также лауреатами: Ленинской премии – И. Д. Трутень, А. Н. Чернец (выпуск 1935 г.); Государственной премии Украины – Д. Д. Литвинов (выпуск 1951 г.); В. Б. Разказовский (1955 г.); заслуженный изобретатель Украины В. А. Щербов (1955 г.); Г. П. Кулемин (1959 г.); Б. Н. Князьков (1959 г.); премии Совета Министров СССР – С. И. Хоменко, А. Ф. Величко (1960 г.), Ф. В. Кивва. Выпускник ХПИ 1958 г. В. П. Чурилов стал лауреатом Государственной премии Украины; заслуженным деятелем науки и техники Украины [9, 14, 27].

Заслуженный деятель науки и техники УССР С. Я. Брауде и ряд выпускников ХПИ (член-корреспондент НАН Украины А. В. Мень, Г. А. Инютин, Л. Г. Содин, Н. К. Шарькин, Е. П. Коноваленко, П. А. Мельяновский и др.) стали разработчиками четырех поколений радиотелескопов, лауреатами Государственных премий СССР и Украины в области науки и техники [9, 14, 27].

Выпускники ХПИ А. И. Калмыков, В. Н. Цимбал, А. С. Курекин создали Центр радиофизического зондирования Земли НАН и Национального космического агентства Украины, стали лауреатами Государственных премий [9, 14]. Они внесли большой вклад в развитие радиофизических исследований природной среды с аэрокосмических носителей методами дистанционного зондирования поверхности Земли.



А. И. Калмыков



А. П. Биленко

Выпускник ХЭТИ 1949 г. А. П. Биленко в течение 20 лет был научным руководителем п/я 121 (ВНИИС, ныне ОАО «Концерн «Созвездие»). Специалист в теории и практической реализации современных систем связи и управления, с 1977 по 1990 г.г. был директором и генеральным конструктором Московского НИИ радиосвязи [9]. Под руководством А. П. Биленко осуществлены наиболее значительные достижения в СССР средств радиосвязи принципиально нового стиля в 1970–1990 годах. Лауреат Ленинской и Государственной пре-

мии СССР был почетным академиком почти 20 национальных академий зарубежных стран. Под руководством Героя Социалистического Труда А. П. Биленко была создана Единая система спутниковой связи 1-го этапа (ЕССС-1) [12]. Комплексы спутниковой связи позволили создавать информационно-управляющие системы. Была создана реальная основа для автоматизированного управления радиосвязью.

Выпускники радиотехнического факультета ХПИ А. П. Дорохов (выпуск 1950 г.), В. Д. Кукуш (1950 г.), Е. Г. Прошкин (1950 г.), Б. Г. Бондар (1952 г.), О. И. Губернаторов (1952 г.), В. В. Толстов (1953 г.), П. С. Ковтун, М. Ф. Лагутин вместе с заслуженным работником высшей школы УССР, выпускником ХММИ 1933 г. Г. Я. Андреевым стояли у истоков создания в 1966 г. Харьковского института радиоэлектроники (ХИРЭ). Выпускник ХЭТИ 1946 г. Б. Л. Кашеев был заведующим кафедрой основ радиотехники ХПИ (1950–1971 гг.). В 1958 г. он основал и возглавил Проблемную научно-исследовательскую лабораторию радиотехники, стал заслуженным деятелем науки и техники УССР, проректором ХИРЭ по научной работе [1, 4, 9, 15].



Б. Л. Кашеев



В. И. Таран

Выпускник ХПИ 1952 г. В. И. Таран стал заслуженным работником высшей школы УССР [13]. Заведующий кафедрой радиоэлектроники НТУ «ХПИ» (1971–2007 гг.) стал основателем и директором Института ионосферы Академии наук и Министерства образования Украины (1991–2009 гг.). НИИ ионосферы осуществлял научные исследования поведения ионосферы в естественном и искусственно возбужденном состоянии, ее состав; влияние на радиосвязь явлений, происходящих в ионосфере [4, 9]. За создание экспериментальной базы, аналогов которой нет в странах СНГ, и полученные результаты исследований В. И. Таран и ряд сотрудников ХПИ стали лауреатами премии Совета министров СССР.

Выпускник ХПИ 1954 г. И. Н. Борщев был главным конструктором разработки бортовой радиоэлектронной аппаратуры одного из первых отечественных противотанковых управляемых реактивных снарядов с управлением снаряда по инфракрасному лучу [9]. С 1963 г. он возглавлял коллективы разработчиков по созданию малогабаритных радиолокационных станций (РЛС), охраняемых стационарных комплексов и переносных станций наземной разведки целей ближней дальности действия. В 1981 г. И. Н. Борщев удостоен звания лауреата Государственной премии СССР за разра-

ботку и внедрение в серийное производство радиолокационных станций «Фара» и «Кредо», предназначенных для обнаружения наземных, надводных движущихся целей и обслуживания стрельбы артиллерии в любое время суток и года, в том числе при отсутствии оптической видимости (туман, снегопад, дождь, в условиях задымленности).

Выпускник ХПИ 1953 г. Н. И. Кваша участвовал в проектировании и создании, а затем и возглавлял работы по созданию многочисленных подводных аппаратов, в том числе дизельной подводной лодки проекта 633, атомной подводной лодки (АПЛ) (вооруженной комплексом крылатых ракет), подводной лодки-мишени, спасательной подводной лодки, глубоководного спасательного аппарата проекта 1855 «Приз», подводных атомоходов проектов 613Э, 651Э. Вершиной творчества ЦКБ «Лазурит» и его генерального конструктора стала АПЛ проекта 945 «Барракуда», первая лодка в стране с полностью титановым корпусом, который был сделан таким образом, что это повлияло в лучшую сторону, причем как на скорость, так и на погружение — подводная скорость перемещения составляла почти 36 узлов, а предельная глубина погружения до 550 м [13]. АПЛ (по классификации НАТО – Sierra-I) была первой субмариной, способной нести 40 торпед, что в два раза превышало нагрузку подлодки проекта 671 РТМ «Щука» (по кодификации НАТО – Victor III). Главный козырь лодки – низкие физические поля, низкие магнитные и электрические характеристики (ранее недоступные отечественным атомоходам и даже меньше соответствующих характеристик АПЛ США). Акустические данные «Барракуды» впервые в СССР сравнивались с американскими аналогами [9, 31].



АПЛ проекта 945 «Барракуда»

Институт проблем машиностроения. Основателем и первым директором Института проблем машиностроения (ИПМаш) АН УССР был выпускник 1956 г. и заместитель декана инженерно-физического факультета ХПИ А. Н. Подгорный [5, 9]. Научные интересы академика Национальной академии наук Украины были связаны с исследованием наиболее ответственных элементов конструкций машин, работающих в экстремальных условиях, и направлены на повышение их прочности, работоспособности и снижения металлоемкости.

ХПИ и ИПМаш АН УССР образовали в 1976 г. один из первых в стране научно-учебный комплекс, ставший логическим продолжением практики плодотворного сотрудничества. Профессора ХПИ, лауреаты Государственной премии Украины А. Н. Подгорный и В. В. Бортовой возглавляли группу ученых ИПМаш и ХПИ, выполнявших государственную программу «Фермопостроитель»,

в рамках которой была создана для орбитальной пилотируемой станции «Мир» уникальная «развертываемая» космическая конструкция с оптимальными жесткостно-весовыми характеристиками [12, 16]. Наукоемкие космические технологии по созданию трансформируемых крупногабаритных конструкций базировались на специфичном свойстве сплавов, испытывающих термоупругий переход, позволяющий обратимо пластически деформироваться и восстанавливать исходную (до деформирования) форму [12, 16].

Заслуженный деятель науки и техники Украины А. Н. Подгорный также руководил в ИПМаш отделением двигателей и перспективных источников энергии. Выпускник ХПИ 1955 г., зам. директора ИПМаш, заслуженный машиностроитель УССР А. П. Кудряш с 1984 г. по 2002 г. возглавлял отдел дизельных энергоустановок, переименованный впоследствии в отдел поршневых энергоустановок. По заказу ГКНТ СССР в отделе выполнен цикл работ по использованию водородного топлива в дизелях. Среди общего числа научных разработок отдела достойное место занимают дизельные энергоустановки с замкнутым циклом работы (ДЭУ ЗЦ) [9, 17]. Потребность в таких установках была обусловлена необходимостью энергообеспечения подземных и подводных объектов военного назначения, не имевших связи с атмосферой. Заказ на разработку экспериментального образца ДЭУ ЗЦ отдел получил от министерства обороны СССР.

Заведующий кафедрой теоретической и математической физики ХПИ В. Л. Рвачев возглавил школу математического моделирования физических процессов в ИПМаш АН УССР. Лауреат Государственной премии УССР, академик НАН Украины, заслуженный деятель науки и техники Украины продолжал преподавать в ХПИ [17, 18].

Бывшие студенты ХПИ, руководители отдела моделирования тепловых и механических процессов ИПМаш АН УССР Ю. М. Мацевитый и отраслевой лаборатории экспериментальных методов термпрочности элементов ГТД Д. Ф. Симбирский стали в 1984 г. лауреатами Государственной премии СССР за работы в области термомеханики космических аппаратов [5, 9, 16, 17].

Профессор ХПИ, заслуженный деятель науки и техники Украины Ю. М. Мацевитый использовал современные компьютерные технологии для диагностики и проектирования оборудования на основе математического моделирования гидрогазодинамических и теплофизических систем и процессов. Научная деятельность академика НАН Украины тесно связана с научно-техническими работами таких флагманов индустрии Украины, как ОАО «Турбоатом», Государственное предприятие «Завод имени Малышева», ОАО «Хартрон», НИИ «Шторм» (Харьков); Государственное конструкторское бюро «Южное им. М. К. Янгеля» (Днепропетровск); ОАО «Мотор-Сич» (Запорожье). Директор ИПМаш имени академика А. Н. Подгорного НАН Украины Ю. М. Мацевитый стал в 2002 г. заведующим созданной кафедры «Газогидромеха-

ники и теплообмена» НТУ «ХПИ» [5, 9, 16, 17].

Выпускник и профессор ХПИ, руководитель отдела нестационарных механических процессов ИПМаш, лауреат Государственной премии Украины Ю. С. Воробьев провел теоретические и экспериментальные исследования высокоскоростного упругопластического деформирования элементов конструкций авиационной и космической техники [9].



Три президента: А. П. Александров (АН СССР); Б. Е. Патон (АН УССР) и А. Н. Подгорный (Инженерная академия Украины)

Выпускник и профессор ХПИ, руководитель отдела надежности и динамической прочности, лауреат Государственной премии Украины в области науки и техники К. В. Аврамов занимается проблемами, связанными с обеспечением динамической прочности обтекателей, баков ракетополетителей, корпусов твердотопливных двигателей, а также расчетами акустических нагрузок, возникающих в турбулентном пограничном слое при сверхзвуковом обтекании ракеты [16, 17].

Авиационная и ракетно-космическая техника. В. Л. Кирпичев был правителем дел первого в Российской империи официального органа по воздухоплаванию – Комиссии по применению аэростатов к военным целям под председательством начальника инженерных войск Э. И. Тотлебена [2]. В частности, он участвовал в рассмотрении проектов вертолета с электродвигателем («Электролета») отставного поручика А. Н. Лодыгина, оказав позитивное влияние на его дальнейшую изобретательскую деятельность; первого (по мнению многих ученых) самолета в мире А. Ф. Можайского. «Посвящение на умственную деятельность» от В. Л. Кирпичева получили пионеры авиационно-ракетной техники в ХТИ: В. В. Рюмин и Л. М. Мацевич; КПИ: А. С. Кудашев и Д. П. Григорович; СППИ: Н. А. Рынин и Н. Н. Поликарпов, а также многие другие [2].

Выпускник ХТИ 1908 г. Г. А. Ботезат в 1911 г. в Сорбонне с большим успехом защитил первую в области авиации докторскую диссертацию («Étude de la stabilité de l'aéroplane»). Работа стала одним из первых в мире комплексных исследований проблемы полета аэроплана. Одним из первых Ботезат провел исследования роли демпфирования в обеспечении устойчивости полета [10, 20].

Ботезат был членом Технического комитета Управления Военно-Воздушного Флота Российской империи; инициатором и руководителем крупнейшего в мире государственного научно-

исследовательского, опытно-конструкторского и учебного центра, получившего название «Главный аэродром в Херсоне». Ученый разработал метод малых возмущений для решения задач об устойчивости аэроплана и по праву считается одним из основоположников науки о динамике полета летательных аппаратов [20]. С 1915 г. в авиационных частях с успехом применялись баллистические таблицы Ботезата, позволявшие при бомбардировках принимать поправки на скорость полета и направление ветра.



Г. А. Ботезат



Академик Г. Ф. Проскура

Ученый с мировой известностью был одним из первых экспертов Национального консультативного комитета по аэронавтике США, ставшего предшественником Национального управления по воздухоплаванию и исследованию космического пространства (National Aeronautics and Space Administration, сокр. NASA). Ботезат создал по заказу Военно-воздушных сил США в исследовательском авиационном центре Райт-Филл (г. Дейтон) первый в мире вертолет, успешно совершивший устойчиво управляемый полет. Это был первый военный контракт на сооружение винтокрылого аппарата в США [10, 20]. Максимальная полезная нагрузка первого американского вертолета составила рекордное достижение для того времени – 450 кг и оставалась непревзойденной до начала 40-х годов.

В 1909 г. студент Г. Д. Сендецкий предложил создать аэросекцию при студенческом техническом обществе ХТИ. 15 мая в бюро студенческого технического общества ХТИ был представлен проект Устава аэросекции, утвержденный Учебным комитетом ХТИ. Председателем аэросекции стал Г. Ф. Проскура [8, 11]. Разработчик Устава, первый секретарь и постоянный член Аэросекции Г. Д. Сендецкий в дальнейшем под руководством профессора В. Э. Тира защитил с отличием «впервые в России главный проект оборудования завода авиадвигателей» и стал одним из первых преподавателей в 1919 г. Московского авиационного техникума (в настоящее время после ряда реорганизаций – Военно-воздушная академия имени профессора Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина) [10].

В дальнейшем в Военно-воздушной академии работали выпускники ХПИ, профессора, доктора технических наук: заслуженный деятель науки и техники, бывший заведующий механической лаборатории ХММИ А. С. Вольмир и учитель первых советских космонавтов К. Б. Алексеев [9, 12].

Членом бюро аэросекции был С. В. Гернгросс, впоследствии один из первых конструкторов Центрального аэрогидродинамического института

(ЦАГИ), с 1918 г. возглавившего авиационную науку в стране [8]. В дальнейшем, выпускник ХПИ 1953 г. И. В. Лисак стал заведующим отдела ЦАГИ и лауреатом Государственной премии [9]. В 1911 г. аэросекции присвоили имя одного из пионеров отечественной авиации, «Украинского Икара» Л. М. Мациевича [8–10].



К. Б. Алексеев в обществе учеников – первых советских космонавтов

Одной из первых работ аэросекции было сооружение под руководством Г. Ф. Проскуры в ХТИ одной из первых в Российской империи аэродинамической трубы замкнутого типа диаметром 1 м с мотором мощностью 10 кВт [3, 4]. До этого в Российской империи наличествовали аэродинамические трубы, созданные К. Э. Циолковским в Калуге (1887 г.) и Н. Е. Жуковским в Москве (1902 г.).

В апреле 1909 г. при Харьковском отделении Императорского русского технического общества был создан Воздухоплавательный отдел. Его председателем стал преподаватель ХТИ А. Д. Ильев [3]. В 1911 г. почетным членом Совета ХТИ был избран основоположник гидроаэродинамики Н. Е. Жуковский.

В Харьковской индустриально-технической группе Укрглавпрофобром в 1921 г. было образовано 12 научно-исследовательских кафедр по различным направлениям, из которых 9 – на основе ХТИ [4]. Кафедры имели большое значение в организации науки в Украине и стали основой формирования НИИ.

Заведующим научно-исследовательской кафедрой гидромеханики и авиации при ХТИ стал проректор Г. Ф. Проскура. В 1921 году была утверждена специализация по авиации в ХТИ. Первыми аспирантами Г. Ф. Проскуры были выпускники ХТИ: А. П. Филиппов, впоследствии Академик АН УССР, лауреат Государственной премии, заслуженный деятель науки и техники Украины; В. М. Майзель, заместитель начальника Научно-технического управления ВСНХ УССР; Д. Н. Ксандров, впоследствии первый декан факультета самолетостроения ХАИ и заведующий кафедрой строительной механики ХАДИ [3].

4 августа 1923 г. по решению коллегии Укрглавпрофобра на базе специализации по авиации было открыто авиационное отделение механического факультета ХТИ. Секретарем авиасекции был тогда студент А. И. Борисенко, в последующем заведующий аэродинамической лабораторией ХТИ в 1927 – 1929 гг., заслуженный деятель науки УССР, доктор технических наук, профессор, с 1953 г. – заведующий ка-

федрой газотермодинамики и реактивных двигателей ХАИ [7].

Преподавателями были также будущие член-корреспондент АН УССР В. М. Майзель; заслуженные деятели науки и техники И. М. Бабаков, Я. Л. Геронимус, Н. И. Резников и другие [3, 4]. Первая в Украине студенческая группа по исследованию проблем реактивного полета была организована в 1926 г. под руководством третьекурсника А. Я. Щербакова в ХТИ. Питомец нашего института В. И. Александров стал в дальнейшем одним из создателей легендарной «Катюши» [12].

В 1929 г. была создана кафедра технической аэрогидромеханики Всеукраинской академии наук, которую возглавил академик Г. Ф. Проскура, в дальнейшем председатель АВИАНИТО (Авиационного научно-инженерно-технического общества), заслуженный деятель науки и техники, лауреат Государственной премии.

С 1923 по 1930 гг. в ХТИ было подготовлено около 100 авиационных инженеров [10]. Многие из тех, кто учился в то время, позже стали видными учеными и специалистами. Например, единственная женщина, удостоенная звания Героя Советского Союза и Героя Социалистического Труда – В. С. Гризодубова; заслуженный деятель науки и техники, академик АН УССР Г. В. Карпенко; директор авиазаводов, Герои Социалистического Труда Л. Ф. Аврас и Н. Я. Мирошниченко; создатель ОКБ в Казанском авиационном институте (ныне Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева), главный технолог авиазавода З. И. Ицкович [8, 10].



М. И. Гуревич и примеры управляемых крылатых ракет
М. И. Гуревича

Выпускник ХТИ 1925 г. М. И. Гуревич защитил диплом по теме «Пассажирский аэроплан». В Харькове вышел и его первый печатный труд – «Практическое руководство к постройке планера», основанный на собственном опыте. В 1940–1957 гг. он был заместителем главного конструктора, в 1957–1964 гг. – главным конструктором в ОКБ Микояна. Лауреат 6 Государственных премий СССР участвовал в разработке скоростных и сверхзвуковых фронтовых истребителей. На самолетах, разработанных под руководством М. И. Гуревича, установлено около шести десятков мировых рекордов [8–10].

Во многих странах мира были произведены и эксплуатировались несколько десятков тысяч самолетов

МиГ (аббревиатура «Микоян и Гуревич»). С 1949 г. по 1961 г. Герой Социалистического Труда (1957 г.) Гуревич руководил проектированием, постройкой и испытанием первых советских серийных управляемых крылатых ракет, вошедших в состав вооружения самолетов-ракетносцев Ту–4, Ту–16, Ту–95К и Ту–22, а также ракет класса «поверхность–поверхность» [8–10, 23]. М. И. Гуревич стал лауреатом Ленинской премии (1963 г.) за разработку ракетносных систем К–10, К–11, К–16 и К–20, способных поражать точечные подвижные морские и наземные цели, а также радиолокационные станции ПВО и ПРО с больших расстояний. Доктор технических наук (1964 г.) стал создателем первых советских катапультных кресел.

В 1926 г. на базе авиамастерских «Укрвоздухпуть» создается Харьковский авиационный завод (ХАЗ, завод № 135, Харьковское государственное авиационное производственное предприятие, ХАПО) – пионер серийного самолетостроения в Украине [21]. Выпускники ХТИ стояли у истоков его становления и развития, сформировав уникальную форму научно-технического сотрудничества в виде своеобразного прототипа нынешних учебно-научно-производственных комплексов. С ХТИ сотрудничали создатель первых серийных отечественных самолетов, директор и главный конструктор самого крупного в Украине Харьковского авиазавода К. А. Калинин, его главный инженер Г. Е. Петров (Горбенко), в дальнейшем первый директор ХАИ, ведущий конструктор [3, 8, 10, 21].

К. А. Калинин был преподавателем ХТИ, доцентом ХПИ, руководил проектированием деталей аэроплана (1927–1930 гг.). Автор самолетов свыше 20 различных типов, которые приняты в серийное производство в 1927–1937 гг. [8]. Его санитарный самолет «К–4» первым из советских аэропланов на 3–й Международной авиационной выставке в Берлине в 1928 г. удостоен золотой медали [3, 10, 21].

В 1926–1935 гг. выпускники ХТИ 1929 г. А. Я. Щербаков и И. Г. Неман в качестве ведущих конструкторов (последовательно занимая должности чертежника, начальника конструкторской бригады, начальника отдела и затем заместителя главного конструктора) создавали проекты первых советских серийных пассажирских самолетов в КБ ХАЗ [8, 21].



И. Г. Неман

К-7 перед испытаниями

И. Г. Неман был главным конструктором КБ завода № 135, в 1931–1938 гг. и 1944–1952 гг. был заведующим кафедрой конструкций самолетов ХАИ. Он создал ХАИ–1, первый в Европе пасса-

жирский самолет с убирающимся шасси, показавший рекордную скорость полета [8, 25]. Под руководством Немана были также созданы учебно-боевой самолет ХАИ-3, скоростные разведчики ХАИ-5 (Р-10) и ХАИ-6, штурмовики «Иванов», ХАИ-51, ХАИ-52 и др. [12]. В 1936 г. ОКБ завода 135 возглавил Неман. В 1936–1940 гг. выпускались его скоростные разведчики и бомбардировщики (355 шт.) [10, 21].

В 1933 г. на ХАЗе был создан семимоторный самолет-гигант К-7 (зам. директора по опытному строительству А. Я. Щербаков). Крупнейший самолет своего времени К-7 был выполнен по аэродинамической схеме «летающего крыла» с использованием оригинальных конструкторских решений, новых технологий и материалов [10, 21]. Все грузы, системы, агрегаты и топливо было размещено в огромном крыле размахом в 53 метра. Военный вариант самолета представлял собой настоящую «летающую крепость», которая появилась на девять лет раньше американского «Боинга» В-17.

В историю авиации самолет К-12 (ВС-2) вошел как первый в мире реальный бомбардировщик бесхвостой схемы, отвечавший всем требованиям военной тактики своего времени. Первые эскизы «самолета-бесхвостки» появились в 1933 г. В 1958 г. английский журнал «Эйр пикториэл» поместил фотографию К-12 с красноречивой подписью: «Эта машина явилась прототипом всех современных сверхзвуковых самолетов». Испытания моделей планера К-15 с твердотопливными ракетными двигателями проходили в 1935–1936 гг. [8, 10, 21].

В отделе специальных конструкций (ОСК) Московского авиационного завода № 1 («Авиакхим»), руководимом А. Я. Щербаковым, в феврале – мае 1939 г. были проведены успешные летные испытания первых в мире ракет с воздушно-реактивными двигателями и первых советских двухступенчатых ракет, которые показали возможность создания ПВРД, способного развить тягу, превышающую лобовое сопротивление и даже сумму сил лобового сопротивления и веса [8, 10].

Щербаков разработал и успешно провел первые в мире летные испытания комбинированных силовых установок с дополнительными ПВРД. Испытания этих реактивных двигателей явились первыми в мире летными испытаниями авиационных прямоточных воздушно-реактивных двигателей [8, 10, 12].

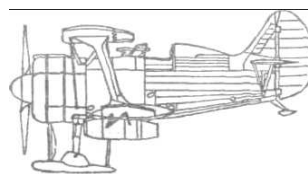
Щербаков деятельно сотрудничал с Королевым и после его ареста продолжил успешно работу над проектом ракетоплана РП-318-1, который был первым в нашей стране пилотируемым летательным аппаратом, использующим для своего движения силу реактивной струи. Взлет ракетоплана осуществлялся с помощью самолета-буксировщика, что явилось прообразом технологии «воздушного старта» [12].

РП-318-1 – предок «Шаттла», «Бурана» и других космических аппаратов многоразового использования. Полеты РП-318-1, а также положительные результаты работ по созданию ЖРД и

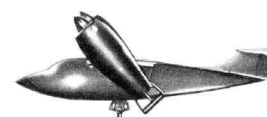
ПВРД, летные испытания комбинированных силовых установок с дополнительными ПВРД предопределили развертывание деятельности по созданию самолетов с реактивными двигателями различных типов в СССР. КБ под руководством А. Я. Щербакова в 1940 г. разработало проект высотного-скоростного истребителя «ИВС» с рекордной высотой полета до 14000 м [10].

Успешные испытания ракетоплана способствовали переводу С. П. Королева с Колымы в специальное ЦКБ-29 («Особое техническое бюро НКВД СССР»). Затем во время войны И. Г. Неман (заместитель главного конструктора) и С. П. Королев (руководитель группы реактивных ускорителей) принимали активное участие в совершенствовании самолета Пе-2 – самого массового фронтового бомбардировщика советской авиации [10, 22].

Во время войны А. Я. Щербаков со своим коллективом создал и запустил в серийное производство 5 модификаций военно-транспортного самолета Ще-2. Случай передачи в производство в годы войны абсолютно нового самолета был для советской авиапромышленности явлением из ряда вон выходящим. С весны 1944 по 1946 гг. было выпущено 567 таких машин. В основном благодаря Ще-2 во второй половине войны до 85% всех боевых вылетов осуществлялось на самолетах, прошедших полевой ремонт [19].



Самолет И-15 бис
(И-152) с ПВРД ДМ-2



Экспериментальный
высокоскоростной
истребитель «ВСИ»

А. Я. Щербаков в 1946–1947 гг. был первым начальником ОКБ созданного «Научно-исследовательского экспериментального института парашютно-десантного снаряжения» (переименован в 1966 г. в НИИ автоматических устройств). Ему принадлежит один из первых проектов конвертоплана с вертикальными взлетом и посадкой, опередившего время более чем на 20 лет. А. Я. Щербаков, первый зам. Главного конструктора С. П. Королева (1948–1950 гг.), внес решающий вклад в доводку и организацию серийного выпуска первой советской баллистической управляемой ракеты Р-1 [8, 12, 22].

А. Я. Щербаков участвовал в создании и возглавил Специальное конструкторское бюро по ракетам дальнего действия (в дальнейшем СКБ стало основным разработчиком морских баллистических ракет для подводных лодок ВМФ) с лабораториями и опытным цехом на базе заводов № 66 и № 385 в Златоусте. 16 сентября 1955 г. был произведен первый в мире старт с подводной лодки баллистической ракеты разработки ОКБ-1 и ОКБ-385, у истоков которых трудился А. Я. Щербаков.

В 1955–1969 гг. А. Я. Щербаков был начальником отдела и лаборатории в ОКБ–301 четырежды лауреата Государственной премии СССР С. А. Лавочкина, создававшим зенитные управляемые ракеты для системы ПВО «Беркут», первую в мире боевую межконтинентальную сверхзвуковую крылатую ракету «Буря» [12, 23].



С. П. Королев и
А. Я. Щербаков



Крылатая ракета «Буря»

Выпускник ХММИ 1937 г., один из руководителей Головного института по ракетной технике Минобороны СССР А. А. Витрук стал первым начальником Командно-измерительного комплекса (КИК) [12, 23]. Он внес большой вклад в развитие научно-исследовательских и испытательных работ, в осуществление контроля и управления первыми ИСЗ, в организацию и совершенствование методов управления космическими аппаратами (КА); участвовал в организации работ по созданию Евпаторийского центра дальней космической связи.



А. А. Витрук



Б. Я. Коган

Запуски на космодроме Байконур первых в мире межконтинентальных баллистических ракет и КА проводила инженерно-испытательная часть под командованием бывшего студента ХЭТИ О. И. Майского [19]. Он стал лауреатом Государственной премии СССР (1977 г.) за создание, испытание и организацию серийного производства межконтинентальной ракеты УР–100. Воспитанник ХХТИ Д. Г. Харьковский был начальником отдела координации испытаний ракетно-космических систем 5-го НИИП МО [23, 24].

На базе специальных КБ харьковских заводов имени Т. Г. Шевченко и «Коммунар» в 1959 г. было организовано Особое конструкторское бюро (ОКБ-692, а/я 67, КБ «Электроприборостроения», ОАО «Хартрон») по системам управления межконтинентальных ракет [12, 23]. Харьковское научно-производственное объединение «Хартрон» стало одной из трех организаций в бывшем СССР и единственной в Украине, которые создавали системы управления для ракет и КА, включая бортовые ЭВМ.



Первый ряд (слева направо) – Президент АН СССР А. П. Александров, Генеральный директор НПО «Хартрон» В. Г. Сергеев, Президент АН УССР Б. Е. Патон, начальник 5 ГУ МОМ А. П. Зубов. Стоят – директор опытного завода Г. А. Борзенко, начальники комплексов НПО А. И. Кривонососов, В. А. Уралов, Г. И. Лящев, Я. Е. Айзенберг, А. И. Гуржиев, А. С. Гончар

В 1964 году по инициативе Главного конструктора КБ «Электроприборостроения» В. Г. Сергеева и профессора А. В. Дабагына в ХПИ была открыта кафедра под названием «Автоматическое управление движением» (АУД), которой вверялась подготовка инженеров-механиков-исследователей по специальности «Динамика полета и управление движением ракет и космических аппаратов» [1, 4, 9]. В дальнейшем В. Г. Сергеев стал дважды Героем Социалистического Труда, лауреатом Ленинской и Государственных премий СССР и Украины, академиком НАН Украины; А. В. Дабагян – заведующим кафедрами АУД и «Автоматизированные системы управления», заслуженным работником высшей школы Украины, членом международной федерации по автоматическому управлению и контролю от СССР [11, 12, 23].

В 1977 г. кафедре АУД (с 2000 г. – кафедра «Системы и процессы управления») возглавил заслуженный работник народного образования Украины Е. Г. Голоскоков [9]. Значительный вклад в становление и развитие кафедры внес Генеральный директор АО «Хартрон», заслуженный деятель науки и техники Украины Я. Е. Айзенберг, который был главным теоретиком четырех поколений систем управления ракетно-космической техники [9, 12, 23].

КБ «Электроприборостроения» были созданы СУ для четырех поколений межконтинентальных баллистических ракет, трех поколений космических ракет-носителей, многих типов искусственных спутников земли и КА. Среди них – межконтинентальные баллистические ракеты СС–7, СС–8, СС–9, СС–15, СС–18, СС–19, стратегический комплекс крылатых ракет «Метеорит», самая мощная в мире ракета-носитель «Энергия», ракета-носитель «Циклон», различные модули для орбитальных космических станций «Салют–6», «Салют–7», «Мир» и «МКС», более 150 спутников серии «Космос» и др. [12, 23]. Лауреатами Ленинских и Государственных премий СССР и Украины в области науки и техники стали выпускники ХПИ: генеральные и главные конструкторы СУ ракет Я. Е. Айзенберг, Г. А. Борзенко, А. И. Кривонососов, В. А. Уралов, В. Н. Горбенко, Г. И. Лящев; начальники отделов Б. М. Конорев, В. Ф. Шишков и др.

[4, 9, 11, 12, 23]. В становлении «Хартрона», разработке, освоении в производстве и испытаниях приборов и аппаратуры СУ баллистических ракет стратегического назначения и космических аппаратов принимали участие выпускники ХПИ – главные конструктора А. Н. Калногуз, Ю. М. Борушко, Б. Н. Гавранек и др.

В 1930 г. авиационное отделение механического факультета ХТИ составило базу первого в Советском Союзе специализированного авиационного института ХАИ (ныне – Национальный аэрокосмический университет) [1, 10–12, 25]. Академик, заведующий кафедрой гидросиловых установок ХММИ Г. Ф. Проскура стал одновременно заведующим кафедрой аэрогидродинамики ХАИ [10].

С первых дней создания ХАИ авиационных специалистов успешно готовили выпускники ХТИ Я. Е. Ткаченко, С. Я. Жолковский, П. В. Дыбский, Л. Д. Арсон, П. Г. Бенинг, А. А. Литвинов, А. А. Кроль, С. И. Кузьмин и др. [1, 3, 4, 8–10]. В ХАИ активно использовалась аэро-гидродинамическая лаборатория при ХММИ.

Для решения проблем создания морских баллистических, крылатых и зенитных ракет был создан НИИ реактивного (в дальнейшем ракетно-артиллерийского) вооружения ВМФ – 4 НИИ. Его первым начальником стал и более 10 лет возглавлял НИИ выпускник ХММИ 1933 г. Н. А. Сулимовский, ставший лауреатом 2 Государственных премий СССР (1946 г., 1951 г.) [23]. Выпускник ХЭТИ 1938 г. Б. Я. Коган в 1951 г. получил Государственную премию СССР за создание и внедрение аналоговых электронных моделирующих устройств, которые были единственным доступным в 40–х – начале 50–х годов вычислительным средством, моделировавшим работу системы управления летательными аппаратами [23].

Выпускник ХЭТИ 1930 г. А. И. Бертинов был основателем научной школы по электромеханике и электроэнергетике систем автоматического управления летательных аппаратов; заместителем уполномоченного Государственного Комитета Обороны по спецтехнике; заведующим кафедрой Московского авиационного института, заслуженным деятелем науки и техники [8].

Выпускник ХЭТИ 1936 г. М. М. Красношапка работал в 1943–1955 гг. в Военно-воздушной инженерной академии имени Н. Е. Жуковского, где защитил докторскую диссертацию. В 1949 г. он стал Лауреатом Государственной премии СССР за работы в области авиационного электрооборудования [9].

Бывший студент ХММИ М. Ю. Цирульников был руководителем проектов: 45-мм противотанковая пушка М-42, танковая 45-мм пушка ВТ-42, полковая 76-мм пушка ОБ-25, корпусная 152-мм пушка БЛ-7. В послевоенный период лауреат Государственной премии СССР (1946 г.) разработал более двадцати опытных образцов и баллистических установок самых различных классов артиллерии: полевой, танковой, самоходной, горной, зенитной и других. Под руководством Главного конструктора комплекса средней дальности были созданы первые мощные

энергетические установки на твердом топливе для ракетно-космических систем [23].

Выпускник (1930) ХММИ Г. Е. Лозино-Лозинский разработал самолетную силовую установку с первой в мире серийной форсажной камерой с регулируемым критическим сечением для ТРД и был основным разработчиком в течение 35 лет двигательных установок самых совершенных в мире истребителей и управляемых крылатых ракет ОКБ А. И. Микояна и М. И. Гуревича. Он был участником организации серийного производства истребителей от «МиГ-9» до «МиГ-31», стал лауреатом Ленинской и двух Государственных премий СССР [8–10].

За разработку сверхзвукового истребителя-перехватчика «МиГ-31» Главному конструктору Г. Е. Лозино-Лозинскому в 1975 г. присвоено звание Герой Социалистического труда [9]. МиГ-31 является первым (и до сегодняшнего дня единственным) в мире серийным истребителем с фазированной антенной решеткой (ФАР импульсно-доплеровской РЛС СБИ-16 «Заслон») большой мощности. Группа из четырех взаимодействующих самолетов МиГ-31 способна полностью контролировать воздушное пространство протяженностью по фронту 800–900 км.

В 1976–1992 гг. Г. Е. Лозино-Лозинский являлся Генеральным директором и Генеральным конструктором НПО «Молния» – головного разработчика космолана «Буран» и зенитных управляемых ракет-мишеней [9]. Точная и до сих пор единственная в мире автоматическая посадка «Бурана» с орбиты на аэродром в автоматическом режиме вошла в книгу рекордов Гиннеса. Кораблем управляла инерциальная система управления путем координации работы почти 50 смежных систем [23].



Пуск ракеты-носителя «Энергия»



Проекты Г. Е. Лозино-Лозинского

Основоположник новой ветви средств выведения в космос конструкций – авиационно-космических транспортных систем – Г. Е. Лозино-Лозинский привлекал сотрудников и выпускников ХПИ в 80–х годах к работам по элементам конструкций космолана «Буран» [8–10, 12]. В ХПИ работы по динамике конструкций возглавлял заслуженный деятель науки и техники УССР, дважды лауреат Государственной премии Украины С. И. Богомолов. Лауреаты Государственной премии Украины В. Б. Гринев и Э. А. Симсон руководили работами по оптимальному проектированию конструкций [9].

В 1989 г. Г. Е. Лозино-Лозинский в числе других пяти авторов получает от Государственного

комитета СССР по делам изобретений и открытий патент № 1709067 на изобретение «Планирующий многоразовый воздушно-космический аппарат». Член Международной академии аэронавтики стал разработчиком многоразовой авиационно-космической системы МАКС, в которой с летающего космодрома АН-225 «Мрия» орбитальный самолет в воздухе должен был стартовать в космос [12]. Программа «МАКС» получила золотую медаль в 1994 г. в Брюсселе на Всемирном салоне изобретений, научных исследований и промышленных инноваций.



Корабль многоразового использования «Буран»



Е. Г. Голосоксов



Один из комплексов НИПКИ «Молния»

Выпускник ХПИ 1958 г., заслуженный машиностроитель Украины (1996 г.) В. П. Чеховский стал лауреатом Государственной премии СССР (1989 г.) за создание КБ «Южное» твердотопливных ракетных комплексов, в том числе не имеющего аналогов в мире боевого железнодорожного ракетного комплекса (БЖРК) Р-23 УТТХ (SS-24), принятого на вооружение советской армией [23]. Выпускник ХПИ 1958 г., заместитель генерального конструктора КБ «Южное», генеральный директор ракетно-космического научно-исследовательского центра «Южкосмос» В. С. Фоменко стал лауреатом Государственной премии СССР за разработку систем управления и контроля агрегатов ракет и спутников, участвовал в разработке комплекса «Морской старт», совместно созданного Украиной, Россией, США и Норвегией на основе космической ракеты-носителя «Зенит 3SL» [23].

На базе разработок, заложенных профессором ХТИ (1923–1941 гг.), заведующим кафедрой передачи электрической энергии, заместителем директора ХЭТИ, академиком АН УССР (с 1939 г.) В. М. Хрущевым основан научной школы техники сильных электрических и магнитных полей в 1990 г. был создан научно-исследовательский и проектно-конструкторский инсти-

тут «Молния» [3, 4]. В НИПКИ «Молния» имеется экспериментальная база с опытно-исследовательским полигоном, включающая генераторы искусственных молний, статического электричества, имитаторы электромагнитных помех естественного и искусственного происхождения. Опытно-исследовательский полигон НИПКИ «Молния» с комплексом оборудования, не имеющего аналогов в мире, постановлением Кабинета Министров Украины в 1999 г. отнесен к объектам, составляющим национальное достояние [31]. В НИПКИ «Молния» проводятся исследования технологий защиты гражданских и военных объектов от электромагнитного влияния и электромагнитной совместимости. При институте создан сертификационный центр «Импульс» для проверки на соответствие требованиям электромагнитной совместимости технических средств [31].

За исследования, проведенные на базе НИПКИ «Молния», стали лауреатами Государственной премии Украины в области науки и техники воспитанники и сотрудники ХПИ: С. М. Фертик, Г. В. Лисачук, В. И. Кравченко, А. И. Коробко, М. И. Баранов, Г. М. Колиушко, В. В. Князев, В. В. Рудаков, В. С. Гладков, Ю. С. Демченко, О. Л. Климов, А. А. Науменко, Г. Ф. Нескородов [3, 4, 9, 11].

В 2001 г. в ХПИ на кафедре интегрированных технологий машиностроения им. М. Ф. Семко был создан единственный в Украине центр ускоренного формообразования изделия, основой которого является технология Rapid Prototyping. В 2008 г. профессора ХПИ А. И. Грабченко и В. А. Фадеев были удостоены Государственной премии в области науки и техники за создание высокоточных прецизионных процессов обработки ответственных изделий для авиационной промышленности [4, 9].

Атомный проект. Профессора ХТИ Н. Д. Пильчикова считают первым в Украине ядерником-экспериментатором. Он исследовал радиоактивность радия с помощью электроскопа, особое внимание уделяя изучению α - и β -лучей, их реагированию на магнитное поле. В 1910 г. вышла его последняя посмертная статья «Радий и его лучи» [26].

Рядом с ХТИ в 1920 г. была основана Всеукраинская рентгеновая академия (с 1925 г. – Украинский рентгено-радиологический институт, ныне НИИ медицинской радиологии). Его возглавлял в 1923–1937 гг. выпускник ХТИ, член-корреспондент Всеукраинской академии наук, председатель Украинского союза рентгенологов и радиологов Г. О. Хармандарьян [8]. В. М. Дукельский преподавал в ХТИ и заведовал лабораторией Всеукраинской рентгеновой академии. Впоследствии он получил Ленинскую премию за цикл работ «Элементарные процессы и неупругое рассеяние при атомных столкновениях» [3].

В 1931–1935 гг. преподавал в ХЭТИ и одновременно возглавлял физическую лабораторию в Украинском рентгено-радиологическом институте В. М. Тучкевич, в дальнейшем член Президиума АН СССР, лауреат Государственной премии. Заслуженный деятель науки и техники; Герой Социалистического Труда В. М. Тучкевич совместно с выпускником ХПИ 1954 г. И. А. Тепманом стали лауреатами

Ленинской премии [9].



Лауреаты Государственной премии, профессора ХПИ Г. В. Лисачук, Л. С. Палатник, В. В. Бортовой, А. И. Федоренко, Ю. Т. Костенко; зам. генерального конструктора НПО „Энергия” В. П. Никитский; космонавт Г. М. Стрекалов, начальник лаборатории НПО „Энергия” В. М. Лапчинский, начальник НИЧ ХПИ Ю. И. Погорелов

На территории ХТИ был учрежден в 1928 г. Украинский физико-технический институт (УФТИ, ныне Харьковский ФТИ, ХФТИ). В 1930 г. ведущие ученые УФТИ под руководством его первого директора И. В. Обреимова начали подготовку инженеров-физиков-исследователей на созданном физико-механическом факультете ХММИ, сформировав уникальную форму сотрудничества в виде оригинального прообраза современных учебно-научных комплексов [1, 2, 4, 27]. Первый заведующий отделом теоретической физики УФТИ и кафедры ХММИ Д. Д. Иваненко стал автором протон-нейтронной модели атомного ядра (1932 г.) и впоследствии лауреатом Государственной премии.

Эпохальным событием на пути становления советской школы физиков-ядерщиков стал эксперимент по расщеплению ядра атома лития с помощью ускоренных протонов в 1932 г., который осуществили сотрудники «высоковольтной бригады» УФТИ во главе с А. И. Лейпунским, К. Д. Синельниковым, А. К. Вальтером и Г. Д. Латышевым (с участием студентов физмеха ХММИ) [27]. Этот эксперимент подтолкнул власти СССР к большим финансовым вложениям в развитие ядерных исследований. В УФТИ приступили к возведению нового высоковольтного лабораторного корпуса, в котором к 1936 г. был сооружен крупнейший в Европе сверхвысоковольтный электростатический ускоритель протонов на энергию 3,5 МэВ [27]. Последующие события в мировой гонке вооружений показали, что ускоритель ЭСУ-3,5 и накопленный в УФТИ опыт работы на нем имел громадное значение при получении учеными УФТИ специальных данных по «ядерным константам», необходимым для создания в СССР ядерного оружия.

В 1946 г. в Высоковольтном корпусе ХФТИ разместилась под руководством акад. К. Д. Синельникова сверхсекретная Спецлаборатория № 1. Лаборатория N 2 АН СССР по исследованию атомного ядра, далее переименована в Лабораторию измерительных приборов АН СССР (ЛИПАН), далее преобразована в ИАЭ им И. В. Курчатова [27].

Заведующий кафедрой ХХТИ (1930–1941 гг.) Г. Д. Латышев стал членом-корреспондентом АН УССР, лауреатом Государственной премии СССР

за экспериментальные исследования в области физики атомного ядра (1949 г.), Академиком АН Казахской ССР [27]. С 1958 г. по 1965 г. он организовал и возглавил Институт ядерной физики АН Казахской ССР.



К. Д. Синельников и А. К. Вальтер Г. Д. Латышев

Заведующий кафедрой физики диэлектриков ХММИ К. Д. Синельников стал директором УФТИ, академиком АН УССР (1948 г.), лауреатом Государственной премии СССР (1948 г.), заслуженным деятелем науки и техники УССР [4, 27]. В 1948 г. в ХПИ под его руководством конструировались высокопроизводительные вакуумные насосы для откачки камеры синхроциклотрона. Заведующий специальностями физико-механического факультета ХММИ А. К. Вальтер стал академиком АН УССР, лауреатом Государственной премии Украины за учебник «Ядерная физика» [27].

Профессор ХММИ и ХЭТИ (1932–1941 гг.) А. И. Лейпунский стал директором УФТИ, самым молодым академиком (1934 г.) за всю историю АН Украины, с 1939 г. – руководителем исследований по проблеме «Изучение деления урана», а также с 1940 г. – по проектированию циклотрона [27].



Родоначальники эры космической ядерной энергетики: М. В. Келдыш, А. И. Лейпунский, В. М. Иевлев, И. В. Курчатов

Выпускник физмеха ХММИ 1936 г. В. А. Маслов работал в УФТИ и под руководством А. И. Лейпунского в 1940 г. защитил кандидатскую диссертацию «Характер деления ядер урана под действием медленных нейтронов». Высокая теоретическая подготовка экспериментаторов УФТИ привела к ясному осознанию значения ядерной проблемы. Прочие советские ядерщики, включая Курчатова, были под гипнозом работ Юлия Харитона и Якова Зельдовича, считавших, что «время сближения двух урановых масс, каждая из которых находится в докритической в отношении цепного распада области, вряд ли удастся сделать хотя бы сравнимым со временем разгона реакции» [28]. В

октябре 1940 г. сотрудники УФТИ В. А. Маслов и В. С. Шпинель подали секретную заявку на изобретение «Об использовании урана в качестве взрывчатого и отравляющего вещества» [28].



В. А. Маслов



Авторское свидетельство

Авторское свидетельство № 6353с было оформлено только после того, как взрывы атомных бомб над Хиросимой и Нагасаки показали, что атомное оружие отнюдь не «нереальная фантастика», как тогда в 1940 г. мотивировался отказ в выдаче авторского свидетельства. Маслов написал письмо в Академию наук СССР, содержащее развернутую программу работ по урановой проблеме [28].

Ф. Ланге и В. А. Маслов подали заявки на изобретение «Способ приготовления урановой смеси, обогащенной ураном с массовым числом 235. Многокамерная центрифуга» (1940 г.) и «Термоциркуляционная центрифуга» (не позднее 3 февраля 1941 г.) [28]. В дальнейшем центрифужный метод разделения изотопов стал самым эффективным и дешевым способом, необходимым для производства ядерного топлива. В. А. Маслов погиб в боях в 1941 г.

А. И. Лейпунский стал научным руководителем создания энергетических ядерных реакторов для кораблей ВМФ и космических аппаратов (на околоземную орбиту было запущено 33 спутника с реакторами на быстрых нейтронах «БУК»). Он стал лауреатом Ленинской премии (1960 г.), Героем Социалистического Труда (1963 г.) за создание реакторов с жидкометаллическим теплоносителем для подводных лодок [30].



Мемориальная доска Л. Д. Ландау на физическом корпусе ХПИ

Академик
Е. М. Лифшиц

Одними из первых теоретиков советского атомного проекта были Л. Д. Ландау (в 1932–1937 гг. – заведующий кафедрой теоретической физики ХММИ) и выпускники физмеха ХММИ А. С. Компанеец и Е. М. Лифшиц (преподаватель

ХММИ, зав. кафедрой ХХТИ (1933–1939 гг.)). Они первыми сдали «теорминимум Ландау», что удалось за 30 лет только 44 ученым [1, 4, 5, 29].

А. С. Компанеец возглавлял теоротдел спецсектора Института химической физики в период 1946 – 1958 гг., когда его сотрудники вели расчетно-теоретические работы по проблемам горения, взрыва, проникающих излучений, процесса центрифугирования и т. д. Академики АН СССР Л. Д. Ландау и Е. М. Лифшиц разрабатывали теорию и проводили расчеты эффективности первых советских атомных (РДС-1 – РДС-5) и водородных бомб РДС-6 (РДС-6Т и РДС-6С) [29, 30].

Один из ведущих физиков-теоретиков XX века Л. Д. Ландау стал Героем Социалистического труда (1954 г.), лауреатом Государственных премий СССР (1946, 1949, 1953 гг.), Ленинской премии (1962 г.), Нобелевской премии (1962 г.). Е. М. Лифшиц стал Лауреатом Государственной премии СССР (1954 г.), Ленинской премии (1962 г.) [1, 4, 5, 9, 11, 29, 30].

Выпускник ХТИ 1922 г. С. Н. Семихатов был преподавателем ХТИ (1922–1929 гг.), доцентом ХПИ, заведующим кафедрой топлива ХММИ, начальником лабораторного отдела НИИХИММАШ [3, 8]. Доктор технических наук, лауреат Государственной премии за выдающиеся изобретения (1950 г.) был близким соратником академика Н. А. Доллежаля, дважды Героя Социалистического Труда (1949 г., 1984 г.).

Выпускник ХХТИ 1932 г. Н. С. Чугреев стоял у истоков получения первого плутония: сначала (с октября 1947 года) на экспериментальной установке в НИИ-9 (будущий ВНИИНМ, Высотехнологический НИИ неорганических материалов), а затем (с февраля 1949 года) на первом радиохимическом заводе Комбината № 817 («Челябинск-40»). Председатель пусковой комиссии завода по регенерации отработавшего ядерного топлива (1977 г.) был лауреатом Ленинской и двух Государственных премий СССР, премии Совета Министров СССР [9].

Выпускники ХЭТИ, сотрудники Всесоюзного электротехнического института (ВЭИ) А. М. Андрианов, С. М. Осовец, Н. А. Явлинский были командированы в Лабораторию измерительных приборов АН СССР для наладки систем питания установок для электромагнитного разделения изотопов урана. Начальник Центрального КБ для разработки и освоения производства новой техники и вооружений ВЭИ Н. А. Явлинский в 1949 г. за разработку конструкции и освоение производства электрических машин для артиллерии был удостоен звания лауреата Государственной премии СССР [9].

В начале 1950-х годов в ЛИПАН под его руководством были сооружены первые тороидальные установки ТМП, Т-1, Т-2 и Т-3 (в то время – крупнейшая термоядерная установка в Европе) и первая в СССР ЭВМ последовательного действия. Н. А. Явлинский был одним из создателей первых термоядерных установок и проводил первые работы по компьютерному моделированию процессов в плазме «ТОКАМАКа» – количественные расчеты

мощности потерь с линейчатым излучением спектральных линий примесей [9, 30].

Основатель и первый директор Института атомной энергии, главный научный руководитель атомного проекта в СССР И. В. Курчатов дал Н. А. Явлинскому прозвище «мудрейший», оценив его ум и талант. В 1958 г. за исследования мощных импульсных разрядов в газе для получения высокотемпературной плазмы А. М. Андрианов, С. М. Осовец, Н. А. Явлинский вместе с академиками АН СССР Л. А. Арцимовичем и М. А. Леонтовичем (внук В. Л. Кирпичева) были удостоены звания лауреатов Ленинской премии СССР [9, 30].



Макеты некоторых ядерных боеприпасов в Музее г. Сарова

Выпускник, аспирант, ассистент ХЭТИ А. К. Потужный защитил кандидатскую диссертацию под руководством В. М. Хрущева. Он стал соавтором создания первого советского бетатрона, первым директором Новосибирского электротехнического института [6]. Благодаря самоотверженной и кипучей деятельности выпускника 1940 г. ХХТИ, лауреата Государственной премии СССР, ученого-радиохимика Г. А. Середы в Обнинске появился и Институт атомной энергетики – ИАТЭ. Выпускник 1940 г. ХЭТИ А. М. Столов стал лауреатом Ленинской премии 1959 года – за создание синхрофазотронов на 10000000000 эВ [6, 8, 9].

При лаборатории № 2 АН СССР было организовано в 1946 г. КБ–11 («Лаборатория №2» АН, Арзамас–16). В 1967 г. КБ–11 переименовано во ВНИИ экспериментальной физики (ВНИИЭФ). Выпускник ХПИ 1955 г. В. И. Рыжков стал начальником отдела ВНИИЭФ, дважды Лауреатом Государственной премии СССР. Выпускники ХПИ, ведущие специалисты ВНИИЭФ – А. П. Какичев, А. А. Косарев, В. А. Котылевский, Н. П. Луговской, Н. Л. Мамчич, С. В. Панкратов, Ю. М. Сидоркин, А. А. Фальченко, А. А. Шорох – также стали лауреатами Государственных премий [9, 30].

Заведующий лабораторией ХФТИ М. И. Корсунский возглавлял кафедру, был профессором ХПИ с 1952 г. по 1962 г. [9]. В 1962 г. он стал заведующим отделом Института ядерной физики АН Казахской ССР и был избран академиком АН КазССР. Выпускник 1956 г. М. А. Ястребенецкий стал доктором технических наук, профессором, начальником отдела Государственного научно-технического центра по ядерной

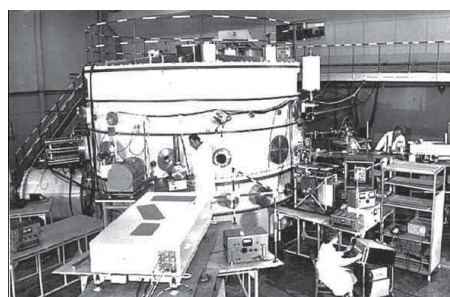
и радиационной безопасности, директором института безопасности и надежности технологических систем, заслуженным деятелем науки и техники Украины, представителем Украины в международной рабочей группе МАГАТЭ.



М. И. Корсунский



Н. А. Явлинский



Торсаатрон «Ураган-3»

Выпускник 1958 г. А. М. Егоров стал директором института плазменной электроники и новых методов ускорения Национального научного центра ХФТИ, членом-корреспондентом НАН Украины, заслуженным деятелем науки и техники Украины [27]. Выпускник 1961 И. И. Папилов стал доктором физико-математических наук, профессором, известным специалистом в области материаловедения реакторных и космических материалов (в частности, бериллия), главным научным сотрудником Национального научного центра ХФТИ, лауреатом Государственной премии УССР [9, 27].

В соответствии с целевой комплексной термоядерной программой СССР и постановлением Президиума АН УССР и Коллегии Минвуза УССР в 80-х годах в работах, проводимых ХПИ совместно с ХФТИ АН УССР, решались задачи инженерного обеспечения проектирования и совершенствования электромагнитных систем токамаков и торсаатронов [5]. В ходе работ, проводимых под руководством лауреата Государственной премии в области науки и техники Украины, заведующего кафедрой сопротивления материалов ХПИ В. В. Бортового, были исследованы термонапряженное состояние катушек тороидального поля электромагнитных систем типа ТОКОМАК; механическая прочность электромагнитных обмоток термоядерных установок торсаатрона У–2М; проведена весовая оптимизация катушки электромагнитной системы ТБ – 0 и т. д. [9].

Научная программа под названием «Украина» предусматривала разработку основ управляемого термоядерного реактора. Выполнение основных

этапов этой программы сделало ХФТИ на конец 1980–х гг. единственным в Украине центром термоядерных исследований с современной экспериментальной базой. При этом Украина вошла в сермерку стран мира, которые разрабатывали проблему управления термоядерными реакциями [27].

Современное состояние танкостроения: некоторые аспекты. В наше время большой вклад в развитие обороны и безопасности Украины делают сотрудники многих подразделений НТУ «ХПИ». Всемирную известность получила Харьковская школа танкостроения, основу которой составили выпускники и преподаватели ХПИ. Используемые в отечественных машинах технические решения скрупулезно изучают за рубежом. Вполне понятно, что без специалистов, без научной школы создать бронемашину, отвечающие всем требованиям современного боя, просто невозможно [31].



Легендарные танк Т-34 и дизель В-2, созданные в Харькове

На протяжении всей истории Харьковского паровозостроительного завода (впоследствии «Завод № 75», «Харьковский завод транспортного машиностроения им. В. А. Малышева», Государственного предприятия «Завод имени В. А. Малышева» (ГП «ХКБМ»)) и Государственного предприятия «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению имени А. А. Морозова» наблюдается их тесная связь с ХПИ [32].

Выпускник ХТИ 1922 г. И. Н. Алексенко стал первым руководителем танковой конструкторской группы, заведующим КБ танкостроения на ХПЗ (впоследствии ОКБ-520, КБ-60, ОКБ имени Морозова, ГП «ХКБМ имени А. А. Морозова») [31, 32]. Завод выступал базой для прохождения практики студентами. После обучения лучшие отбирались для работы в танковом КБ. ГП «ХКБМ» играло ключевую роль в создании бронированных гусеничных машин Советского Союза. Компетенция ГП «ХКБМ» в разработке и производстве бронетанковой техники является всеобъемлющей и охватывает весь процесс создания того или иного образца, от первой линии на чертеже и до последующего усовершенствования уже эксплуатирующейся машины [32].

Высокотехнологические ГП «Завод им. В. А. Малышева» и ГП «ХКБМ имени А. А. Морозова» сейчас в НТУ «ХПИ» наиболее тесно сотрудничают с Научно-учебным институтом механической инженерии и транспорта (директор – заслуженный изобретатель Украины, проф. В. В. Епифанов) [31]. В 2002 году НТУ «ХПИ» вошел в состав участников концерна «Бронетехника Украины».

Военный институт танковых войск имени

Верховной Рады Украины НТУ «ХПИ» является правопреемником Харьковского Гвардейского высшего танкового командного училища и Харьковского института танковых войск. С марта 2003 года институт становится структурным подразделением НТУ «ХПИ», являясь основной базой подготовки профессиональных кадров для танковых войск Украины [31].

Единство учебного, научного, конструкторского и производственного потенциалов харьковских танкостроителей, «устремленное на стимулирование синергии в разработке специальных знаний путем интенсивного взаимодействия, совместного использования объектов, обмена познаниями», обуславливает высокое место в мировом рейтинге украинского бронетанкостроения [31].

В ХТИ зародилась первая в Украине научная школа по двигателестроению под руководством профессора В. Т. Цветкова, были подготовлены многие поколения высококвалифицированных инженеров, работали выдающиеся ученые и практики [31].

Наивысшим достижением советского дизелестроения считается создание в Харькове прославленного дизеля В-2. Только под руководством выпускника ХММИ, лауреата Государственных премий СССР, дважды Героя Социалистического Труда И. Я. Трашутина было создано 87 модификаций основных типов двигателей для военной техники [31].

Сотни инженеров, подготовленные в ХПИ, принимали участие в создании отечественных танковых двигателей 5ТДФ, 6ТД-1, 6ТД-2 и 3ТД-3, намного опередивших время и ныне по тактико-техническим характеристикам не уступающих лучшим зарубежным аналогам [31]. Много выпускников ХПИ стали прославленными конструкторами двигателей для бронетанковой и авиационной техники.

В НТУ «ХПИ» функционирует Межотраслевой Центр по научно-техническому сопровождению, модернизации и разработки двигателей внутреннего сгорания для бронетехники Украины с участием 15 кафедр [31]. Под руководством проректора НТУ «ХПИ» по научной работе, заслуженного деятеля науки и техники Украины, лауреата Государственной премии Украины А. П. Марченко Центр проводит исследования, вносящие весомый вклад в обеспечение национальной безопасности и обороны.

Доскональное описание достижений харьковских политехников в области бронетанковой техники и военного двигателестроения требует отдельных обширных исследований, составляющих содержание дальнейших публикаций.

В 2019 г. был подписан Меморандум о сотрудничестве между НИИ Министерства обороны Украины, Министерством образования и науки Украины и НТУ «ХПИ». Его целью является осуществление перспективной научной, научно-технической и инновационной деятельности, обеспечение высокой обороноспособности Украины, взаимовыгодное сотрудничество и эффективное использование потенциала, расширение совместных возможностей международной кооперации [31].



Подписание Меморандума о сотрудничестве [31]

Стороны представляли: начальник Центрального НИИ Вооруженных Сил Украины генерал-лейтенант Игорь Романченко, начальник Центрального НИИ вооружения и военной техники ВСУ генерал-майор Игорь Чепков, начальник Национального университета обороны Украины имени Ивана Черняховского генерал-лейтенант Анатолий Сиротенко, заместитель начальника Центрального НИИ вооружения и военной техники ВСУ полковник Михаил Васьковский и ректор НТУ «ХПИ», член-корреспондент НАН Украины, лауреат Государственной премии Украины Евгений Сокол.

Заключение. В работе нашли отражения только некоторые направления исследований ученых и выпускников Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» в области вооружения и военной техники. В статье кратко показано, как зарождались, формировались и развивались многими поколениями ученых и педагогов ХПИ исследования, обеспечившие развитие сектора обороны и безопасности Украины. Они свидетельствуют о высокой степени интеграции их деятельности с отечественными разработчиками вооружения и военной техники. Свои первые «стартапы» сделали в ХПИ будущие известные ученые и конструктора: Л. М. Мациевич, Г. А. Ботезат, Г. Ф. Проскура, Ж. Я. Котин, Я. И. Баран, М. И. Гуревич, Г. Е. Лозино–Лозинский, Н. А. Явлинский, Н. С. Чугреев, Н. С. Попов, А. Н. Подгорный, Ю. М. Мацевитый, а также многие другие.

Традиции познания и научной деятельности находят воплощение в перспективных направлениях современного вооружения и военной техники. Большой научный потенциал, несомненно, найдет воплощение в инновационном развитии в XXI веке и высокотехнологичных производствах мирового уровня. Преодоление кризиса будет сопровождаться развитием шестого технологического уклада и увеличением роли «экономики знаний».

В дальнейшем планируется охватить более широкий спектр исследований и разработок в этом направлении.

Список литературы

1. *Харьковский политехнический институт. 1885–1985: история развития* / ред. Н. Ф. Киркача. Харьков: Вища школа, 1985. 223 с.

2. Александров Е. Е., Назаренко С. А., Хавин В. Л. Деятельность основателя отечественной научной школы механики и машиностроения профессора В. Л. Кирпичева. *Механіка та машинобудування*. 2012. №2. С. 230–249.
3. *История Харьковского технологического института в лицах*. URL: <http://library.kpi.kharkov.ua/vustavki/PREPODAVATELY.html>.
4. *Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт». История развития. 1885–2010* / уклад.: В. І. Ніколаєнко, В. В. Кабачек, С. І. Мешкова [та ін.] ; за ред. В. І. Ніколаєнко. Харків : НТУ «ХПИ», 2010. 408 с.
5. Андреев А. Г., Назаренко С. А. Основные работы ученых ХПИ в области анализа термонапряженных конструкций. *Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. тр.: темат. вып. Динамика и прочность*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2013. № 63 (1036). С. 3–11.
6. Тверитникова О. С., Посвятенко Н. І., Мельник Т. В. *Нариси історії розвитку прикладних технічних наук в Україні. З досвіду Харківського політехнічного інституту* : монографія / заг. ред. Е. К. Посвятенко. Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". Харків: НТУ «ХПИ», 2015. 272 с.
7. Назаренко С. А., Хавин В. Л., Непран Н. В., Семененко Л. П. Основные работы профессора Д. С. Зернова. *Вісник НТУ «ХПИ»*. Харків: НТУ «ХПИ». № 51. 2011. С. 16–23.
8. *Студенты и выпускники ХПИ*. URL: <http://library.kpi.kharkov.ua/uk/alpha>
9. *Еліта держави – видатні випускники Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»* / [упоряд. Л. Л. Товажнянський, Ю. Д. Сакара, А. В. Бистриченко та ін.]. Харків: НТУ «ХПИ», 2010. 188 с.
10. Назаренко С. А., Павлова Г. В. Пионерские работы харьковских технологов в области авиационной техники. *Universitates = Университеты. Наука и просвещение*. 2014. № 3. С. 42–55.
11. Костенко Ю. Т., Морозов В. В., Николаенко В. И., Сакара Ю. Д., Товажнянский Л. Л. *Харьковский политехнический: ученые и педагоги*. Харьков, 1999. 389 с.
12. Назаренко С. А. Деятельность воспитанников Харьковского политехнического института в области освоения космического пространства. *Universitates = Университеты: Наука и просвещение*. 2013. № 2. С. 64–74.
13. Згуровский М. З. *Киевские политехники – пионеры авиации, космонавтики, ракетостроения* / М. З. Згуровский. 2-е изд., перераб. и доп. Киев: Изд-во НТУУ «ХПИ», 2011. 276 с.
14. *Институт радиофизики и электроники им. А. Я. Усикова НАН Украины 50 лет* / Под ред. В. М. Яковенко и др. Харьков: Ин-т радиофизики и электрон. НАН Украины, 2005. 612 с.
15. *Харьковский национальный университет радиоэлектроники*. URL: <https://nure.ua/>
16. Андреев А. Г., Назаренко С. А. Основные направления исследований ученых НТУ «ХПИ» в области механики. *Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. тр.: темат. вып. Динамика и прочность машин*. Харьков : НТУ «ХПИ». 2015. № 57 (1166). С. 3–7.
17. *Институт проблем машиностроения*. URL: <http://ipmach.kharkov.ua/ru/>.
18. Шейко Т. И. [и др.]. К 90-летию со дня рождения Академика НАН Украины Владимира Логвиновича Рвачева. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПИ": зб. наук. пр. Темат. вип.: Динаміка і міцність*. Харків: НТУ «ХПИ». 2016. № 26 (1198). С. 7–26.
19. Назаренко С. А., Ткачук Н. А. Обзор некоторых ключевых направлений исследований ученых НТУ «ХПИ» в области динамики конструкций. *Вісник НТУ «ХПИ»: зб. наук. пр. Сер.: Динаміка і міцність машин*. Харків: НТУ «ХПИ». 2017. № 39 (1261). С. 49–56.
20. Михеев В. Р. *Георгий Александрович Ботезат. 1882–1940*. Москва: Наука, 2000. 158 с.
21. *Харьковский авиазавод. История, современность, перспективы* / под ред. ген. директора ХГАПП П. О. Науменко. Харьков. ХГАПП, 2006. 436 с.
22. Королева Н. С. С. П. *Королев: Отец: К 100-летию со дня рождения: в 3 кн.* Москва: Наука, 2007.
23. Андреев А. Г., Назаренко С. А. Основные работы ученых

- ХПИ в области управления механическими системами. *Вісник НТУ «ХПИ». Динаміка і міцність машин.* 2014. № 57 (1099). С. 3–14.
24. *Первый пилотируемый полет. Российская космонавтика в архивных документах. В 2-х книгах.* Под редакцией В. А. Давыдова. Книга 2. Федеральное космическое агентство. Москва: Издательство «Родина МЕДИА», 2011. 560 с.
 25. *История ХАИ: к 80-летию основания университета : библиогр. указ. / сост. И. В. Олейник, В. С. Гресь, Н. М. Ткаченко, В. Н. Павленко ; под общ. ред. Н. М. Ткаченко.* Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьк. авиац. ин-т», 2011. 256 с.
 26. Дятлов Ю.В. *Діяльність М. Пильчи́кова в контексті розвитку фізичних досліджень (кінець ХІХ –початок ХХ ст.) // автореф. дис... канд.іст.наук: 07.00.07.* Київ, 2004. 19 с.
 27. Толоч В. Т., Коган В. С., Власов В. В. *Физика и Харьков.* Харьков: Тимченко, 2009. 408 с.
 28. Каган В.С. Софроний В. В. *Сотрудники УФТИ – участники Великой Отечественной войны / [ред. кол. : В.В. Мухин и др.].* Харьков: Тимченко, 2008. 320 с.
 29. Назаренко С. А., Марусенко С. И. Ключевые работы ученых НТУ «ХПИ» в области математического моделирования в технике. *Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. тр.: темат. вып. Математическое моделирование в технике и технологиях.* Харьков: НТУ «ХПИ». 2015. № 18 (1127). С. 14–19.
 30. *Атомный проект СССР: Документы и материалы. В 3 т. / Под общ. ред. Л.Д. Рябева.* Москва. Саров: Наука, Физматлит, 2007.
 31. *Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут".* URL: <http://www.kpi.kharkov.ua/>.
 32. *Харьковское конструкторское бюро по машиностроению.* URL: <http://morozov.com.ua/ua/>.

References (transliterated)

1. *Khar'kovskij politehnicheskij institut. 1885–1985: istoriya razvitiya* [Kharkov Polytechnic Institute. 1885–1985: a history of development]/red. N.F.Kirkacha. Kharkiv: Vishha shkola, 1985. 223 p.
2. Aleksandrov E. E., Nazarenko S. A., Havin V. L. Deyatel'nost osnovatelya otechestvennoy nauchnoy shkolyi mehaniki i mashinostroeniya professora V. L. Kirpicheva [The activities of the founder of the domestic scientific school of mechanics and mechanical engineering, Professor V. L. Kirpichev]. *Mexanika ta mashynobuduvannya.* 2012, no. 2, pp. 230–249
3. *Istoriya Kharkovskogo tehnologicheskogo instituta v litsah* [The history of the Kharkov Institute of Technology in persons]. URL: <http://library.kpi.kharkov.ua/vustavki/PREPODAVATELY.html>.
4. *Nacional'nyj tekhnichnyj universytet «Kharkivs'kyj politexnichnyj instytut». Istoriya rozvytku. 1885–2010* [Kharkiv Polytechnic Institute National Technical University. History of development. 1885–2010]/ uklad.: V. I. Nikolayenko, V. V. Kabachek, S. I. Meshkovaya [ta in.] ; za red. V. I. Nikolayenka. Kharkiv: NTU «KhPI», 2010. 408 p.
5. Andreev A. G., Nazarenko S. A. Osnovnye raboty uchenyih KhPI v oblasti analiza termonapryazhennyih konstruksiy [The main works of KhPI scientists in the field of thermal stress analysis]. *Vestnik NTU «KhPI»: sb. nauch. tr.: temat. Vyip. Dinamika i prochnost mashin.* Kharkov : NTU «KhPI». 2013, no. 63 (1036), pp. 3–11.
6. Tvery'tny'kova O. Ye., Posvyatenko N. I., Mel'nyk T. V. *Nary'sy istoriyi rozvytku prykladny'x tekhnichny'x nauk v Ukrayini. Z dosvidu Kharkivs'kogo politexnichnogo instytutu : monografiya* [Essays on the history of development of applied engineering sciences in Ukraine. From the experience of Kharkov Polytechnic Institute: monograph] / zag. red. E. K. Posvyatenko. Nacz. texn. Un-t "Kharkiv. politexn. in-t". Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. 272 p.
7. Nazarenko S. A., Havin V. L., Nepnan N. V., Semenenko L. P. Osnovnye raboty professora D. S. Zernova [The main works of Professor D. S. Zernov]. *Visnyk NTU «KhPI».* Kharkiv: NTU «KhPI». 2011, no. 51, pp. 16–23.
8. *Studenty i vypuskniki KhTI* [Students and graduates of KhTI]. URL: <http://library.kpi.kharkov.ua/uk/alphabet>
9. *Elita derzhavy` – vy'datni vy'puskny'ky` Nacional'nogo tekhnichnogo universytetu «Kharkivs'kyj politexnichnyj instytut»* [Elite of the State - prominent graduates of the National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"] / [uporjad. L. L. Tovazhnyans'kyj, Yu. D. Sakara, A. V. By'strichenko ta in.]. Kharkiv: NTU «KhPI», 2010. 188 p.
10. Nazarenko S. A., Pavlova G. V. Pionerskie raboty har'kovskih tehnologov v oblasti aviacionnoj tehniki [Pioneering work of Kharkov technologists in the field of aviation technology]. *Universitates = Universitety. Nauka i prosveshhenie.* 2014, no. 3, pp. 42–55.
11. Kostenko Ju. T. , Morozov V. V. , Nikolaenko V. I. , Sakara Ju. D., Tovazhnjanskij L. L. *Kharkovskij politehnicheskij: uchenye i pedagogi* [Kharkov Polytechnic: scientists and educators. Kharkov, 1999. 389 p.
12. Nazarenko S. A. Dejatel'nost' vospitannikov Kharkovskogo politehnicheskogo instituta v oblasti osvoineniya kosmicheskogo prostranstva [Activities of students of the Kharkov Polytechnic Institute in the field of space exploration]. *Universitates = Universitety: Nauka i prosveshhenie.* 2013, no. 2, pp. 64–74.
13. Zgurovskij M. Z. *Kievskie politehniky – pionery aviacii, kosmonavтики, raketostroeniya* [Kiev Polytechnics – pioneers of aviation, astronautics, rocket science] / M. Z. Zgurovskij. 2-e izd., pererab. i dop. Kiev: Izd-vo NTU „KPI”, 2011. 276 p.
14. *Institui radiofiziki i jelektroniki im. A. Ja. Usikova NAN Ukrainy 50 let* [Institute of Radiophysics and Electronics. A. Ya. Usikova NAS of Ukraine 50 years] / Pod red. V. M. Jakovenko i dr. Har'kov: In-t radiofiziki i jelektron. NAN Ukrainy, 2005. 612 p.
15. *Khar'kovskij nacional'nyj universitet radioelektroniki* [Kharkov National University of Radio Electronics]. URL: <https://nure.ua/>
16. Andreev A. G., Nazarenko S. A. Osnovnye napravleniya issledovanij uchenyih NTU «KhPI» v oblasti mehaniki [The main directions of research scientists NTU "KhPI" in the field of mechanics]. *Vestnik NTU «KhPI»: sb. nauch. tr.: temat. vyp. Dinamika i prochnost' mashin.* Kharkov : NTU «KhPI». 2015, no. 57 (1166), pp. 3–7.
17. *Institui problem mashinostroeniya* [Institute of Mechanical Engineering problems]. URL: <http://ipmach.kharkov.ua/ru/>.
18. Shejko T. I. [i dr.]. K 90-letiju so dnja rozhdeniya Akademika NAN Ukrainy Vladimira Logvinovicha Rvacheva [On the occasion of the 90th birthday of Academician of the NAS of Ukraine Vladimir Logvinovich Rvachev]. *Visnyk Nacz. texn. un-tu "XPI": zb. nauk. pr. Temat. vy'p.: Dy'namika i micznist' mashin.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2016, no. 26 (1198), pp. 7–26.
19. Nazarenko S. A., Tkachuk N. A. Obzor nekotoryh ključevyih napravlenij issledovanij uchenyih NTU «KhPI» v oblasti dinamiki konstrukcij [Overview of some key areas of research by scientists of NTU "KhPI" in the field of structural dynamics]. *Visnyk NTU "KhPI": zb. nauk. pr. Temat. vy'p.: Dy'namika i micznist' mashin.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2017, no. 39 (1231), pp. 49–56.
20. Miheev V. R. *Georgij Aleksandrovich Botezat 1882–1940.* [Georgy Aleksandrovich Botezat. 1882–1940]. Moskva: Nauka, 2000. 158 p.
21. *Khar'kovskij aviazavod. Istoriya, sovremennost', perspektivy* [Kharkov Aircraft Plant. History, modernity, prospects] / pod red. gen. direktora KhGAPP P. O. Naumenko. Khar'kov. KhGAPP, 2006. 436 p.
22. Koroleva N. S. S. P. Korolev: Otec: K 100-letiju so dnja rozhdeniya: v 3 kn [Father: On the occasion of the 100th birthday: in 3 books]. Moskva: Nauka, 2007.
23. Andreev A. G., Nazarenko S. A. Osnovnye raboty uchenyih HPI v oblasti upravleniya mehanicheskimi sistemami [The main works of KhPI scientists in the field of control of mechanical systems]. *Visnyk NTU «KhPI». Dy'namika i micznist' mashyn.* 2014, no. 57 (1099), pp. 3–14.
24. *Pervyj pilotiruemyj polet. Rossijskaja kosmonavtika in arhivnyh dokumentah* [The first manned flight. Russian cosmonautics in archival documents.]. V 2-h knigah. Pod redakciej V. A. Davydova. Kniga 2. Federal'noe kosmicheskoe agentstvo. Moscow: Izdatel'stvo «Rodina MEDIA», 2011. 560 p.
25. *Istoriya KhAI: k 80-letiju osnovaniya universiteta : bibliogr. Ukaz* [History of KhAI: to the 80th anniversary of the founding of the university: bibliogr. decree.]/ sost. I. V. Olejnik, V. S. Gres', N. M. Tkachenko, V. N. Pavlenko ; pod obshh. red. N.

- M. Tkachenko. Khar'kov: Nac. ajerokosm. Un-t im. N. E. Zhukovskogo «Khar'k. aviac. In-t», 2011. 256 p.
26. Dyatlov Yu. V. *Diya'nist` M. Py'l'chy`kova v konteksti rozvy'tku fizy`chny`x doslidzhen` (kinecz` XIX –pochatok XX st.) // avtoref. dy`s... kand.ist.nauk: 07.00.07* [Activity of M. Pilchikov in the context of the development of physical studies (end of XIX - beginning of XX century) // author. Dissertation for Candidate of Science Degree in Science: 07.00.07]. Ky`yiv, 2004. 19 p.
27. Tolok V. T., Kogan V. S., Vlasov V. V. *Fizika i Khar'kov* [Physics and Kharkov]. Khar'kov: Timchenko, 2009. 408 p.
28. Kagan V. S., Sofronij V. V. *Sotrudniki UFTI – uchastniki Velikoj Otechestvennoj vojny* [UFTI employees - participants of the Great Patriotic War] [red. kol. : V. V. Muhin i dr.]. Khar'kov: Timchenko, 2008. 320 p.
29. Nazarenko S. A., Marusenko S. I. Kljuचेveye raboty uchenyh NTU «HPI» v oblasti matematicheskogo modelirovaniya v tehnikе [Key works of scientists of NTU "KhPI" in the field of mathematical modeling in engineering]. *Vestik. NTU «KhPI»: sb. nauch. tr.: temat. vyp. Matematicheskoe modelirovanie v tehnikе i tehnologijah*. Khar'kov: NTU «KhPI». 2015, no. 18(1127), pp. 14–19.
30. *Atomnyj proekt SSSR: Dokumenty i materialy. V 3 t.* [Atomic project of the USSR: Documents and materials. In 3 t.] / Pod obshh. red. L. D. Rjabeva. Moscow. Sarov: Nauka, Fizmatlit, 2007.
31. *Nacional'ny`j texnichny`j univertytet "Xarkivs'ky`j politexnichny`j insty`tut"* [National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"]. URL: <http://www.kpi.kharkov.ua/>.
32. *Har'kovskoe konstruktorskoe bjuro po mashinostroeniju* [Kharkov Design Bureau of Mechanical Engineering]. URL: <http://morozov.com.ua/ua/>.

Поступила (received) 06.09.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Назаренко Сергій Олександрович (Назаренко Сергей Александрович, Nazarenko Sergej) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8213-6590>; e-mail: nazarenkoserzh7@gmail.com

Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; тел.: (057) 707-69-02; e mail: tma@tmm-saprg.org.

Марушенко Світлана Іванівна (Марушенко Светлана Ивановна, Marusenko Svitlana) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1340-5491>; e-mail: svivmar@ukr.net

А. Г. ПРИЙМАКОВ, А. В. УСТИНЕНКО, А. В. БОНДАРЕНКО, Р. В. ПРОТАСОВ, В. И. СЕРИКОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНЫХ ГИБКИХ КОЛЕС СИЛОВЫХ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В настоящее время в мире достигнуты значительные успехи в разработке и внедрении волновых зубчатых передач. Одной из характеристик качества работы волновой передачи является ее шумовая характеристика. С точки зрения снижения уровня шума представляет интерес применение гибких колес из полимера, а при необходимости сохранения высокого уровня работоспособности – из металлополимера. Поэтому задача исследования металлополимерных гибких колес силовых волновых передач является актуальной и практически полезной. Ее решение позволит обеспечить минимальный уровень шума и вибраций при высокой нагрузочной способности и долговечности передачи. Работа посвящена разработке методики теоретического исследования устойчивости составного металлополимерного гибкого колеса. При исследовании стойкости цилиндрических конструктивно-ортотропных оболочек с достаточной точностью для практического использования можно воспользоваться теорией пологих оболочек. Получены расчетные зависимости для определения критических нагрузок, характерных для эксплуатации силовых волновых зубчатых передач. Дана критериальная оценка стойкости оболочек металлополимерных гибких колес через параметры волнообразования λ и η . Рассмотрены частные случаи нагружения силовых волновых зубчатых передач и обеспечение стойкости металлополимерных гибких колес при этом. Показано, что параметры λ и η и числа полуволн волнообразования n и m определяются из условия минимума критической нагрузки.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, металлополимерное гибкое колесо, теория оболочек, устойчивость.

О. Г. ПРИЙМАКОВ, О. В. УСТИНЕНКО, О. В. БОНДАРЕНКО, Р. В. ПРОТАСОВ, В. И. СЕРИКОВ ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ ГНУЧКИХ КОЛІС СИЛОВИХ ХВИЛЬОВИХ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ

На наш час в світі досягнуті значні успіхи в розробці і впровадженні хвильових зубчастих передач. Однією з характеристик якості роботи хвильової передачі є її шумова характеристика. З точки зору зниження рівня шуму становить інтерес застосування гнучких коліс з полімеру, а при необхідності збереження високого рівня працездатності – з металлополімеру. Тому задача дослідження металлополімерних гнучких коліс силових хвильових передач є актуальною та практично корисною. Її розв'язання дозволить забезпечити мінімальний рівень шуму і вібрацій при високій навантажувальній здатності та довговічності передачі. Робота присвячена розробці методики теоретичного дослідження стійкості складеного металлополімерного гнучкого колеса. При дослідженні стійкості циліндричних конструктивно-ортотропних оболонок з достатньою точністю для практичного використання можна скористатися теорією пологих оболонок. Отримано розрахункові залежності для визначення критичних навантажень, характерних для експлуатації силових хвильових зубчастих передач. Дано критериальну оцінку стійкості оболонок металлополімерних гнучких коліс через параметри хвилеутворення λ і η . Розглянуто окремі випадки навантаження силових хвильових зубчастих передач та забезпечення стійкості металлополімерних гнучких коліс при цьому. Показано, що параметри λ і η і числа півхвиль хвилеутворення n та m визначаються з умови мінімуму критичного навантаження.

Ключові слова: хвильова зубчаста передача, металлополімерне гнучке колесо, теорія оболонок, стійкість.

О. ПРИЙМАКОВ, О. УСТЫНЕНКО, О. БОНДАРЕНКО, Р. ПРОТАСОВ, В. СИЕРЫКОВ RESEARCH OF STABILITY OF METAL-POLYMER FLEXIBLE WHEELS FOR POWER WAVE GEARS

Nowadays, significant successes have been achieved in the development and implementation of wave gears in the world. One of the characteristics of the quality of the wave gears is its noise characteristic. From the point of view of reducing the noise level, the use of flexible wheels made of polymer is of interest, and if it is necessary to maintain a high level of performance - the use of flexible wheels made of metal-polymer. Therefore, the task of researching metal-polymer flexible wheels of power wave gears is actual and practically useful. Its solution will ensure a minimum level of noise and vibration with high load capacity and gear durability. The work is devoted to the development of a methodology for the theoretical study of the stability of a composite metal-polymer flexible wheel. In studying the resistance of cylindrical structurally orthotropic shells with sufficient accuracy for practical use, we can use the theory of shallow shells. The calculated dependences for determining the critical loads characteristic of the operation of power wave gears are obtained. A criterial assessment of the resistance of the shells of metal-polymer flexible wheels through the wave formation parameters λ and η is given. Particular cases of loading power wave gears and ensuring the stability of metal-polymer flexible wheels are considered. It is shown that the parameters λ and η and the number of half-waves of wave formation n and m are determined from the condition of minimum critical load.

Keywords: wave gear, metal-polymer flexible wheel, shell theory, stability.

Актуальность задачи. Развитие различных отраслей машиностроения Украины обуславливает необходимость создания машин и механизмов с высокими качественными показателями. Одним из путей повышения надежности, уменьшения габаритных размеров и массы машин, а также снижения расходов на их эксплуатацию является использование прогрессивных типов механических передач энергии от двигателя к исполнительному устройству.

К таким передачам относится волновая зубчатая передача, которая основана на принципе преобразования параметров вращательного движения посредством волновой деформации одного из кинематических звеньев механизма. Впервые этот принцип

предложен А.И. Москвитиним в 1944 г. для фрикционной передачи с электромагнитным генератором волн [1], а затем В. Массером [2, 3] в 1959 г. для зубчатой передачи с механическим генератором волн. Признание и распространение волновая передача получила благодаря своим неоспоримым преимуществам перед другими типами передач, основными из которых являются большое передаточное число, большое число зубьев, одновременно находящиеся в зацеплении, высокая кинематическая точность, малые скорости скольжения в зацеплении и, как следствие, малый износ зубьев и высокий

© А. Г. Приймаков, А. В. Устиненко, А. В. Бондаренко, Р. В. Протасов, В. И. Сериков, 2019

КПД, малые нагрузки на валы и опоры в результате взаимной уравновешенности сил в зацеплении.

В настоящее время в мире достигнуты значительные успехи в разработке и внедрении волновых редукторов общего назначения. В отечественном машиностроении механизмы с волновой зубчатой передачей также активно внедряются в таких областях машиностроения, как робототехника, самолетостроение и др.

Одной из характеристик качества работы любой передачи является ее шумовая характеристика. С точки зрения снижения уровня шума представляет интерес применение гибких колес из полимера, а при необходимости сохранения достаточно высокого уровня работоспособности – из металлополимера.

Еще в середине 70-х годов прошлого века [4] предложено использовать двухслойные металлополимерные гибкие колеса – наружный слой металлический с зубчатым венцом, а внутренний, по которому осуществляется контакт тела гибкого колеса с вращающимся генератором волн, – полимерный. Однако применение их было ограничено только кинематическими волновыми передачами с роликовым генератором, и не было разработано рекомендаций по вычислению приведенных механических характеристик прочности, по расчету изгибной прочности под нагрузкой, по анализу температурно-теплового режима работы, а также по влиянию характера сопряжения двух слоев.

Таким образом, задача всестороннего исследования металлополимерных гибких колес силовых волновых передач является актуальной и практически полезной, так как позволит обеспечить при их высокой нагрузочной способности и долговечности минимальный уровень шума и вибраций.

Постановка задачи. Специфика применения силовых волновых зубчатых передач (СВЗП) требует оценки следующих критериев работоспособности, а именно:

- виброустойчивость гибких колес и всей передачи в целом;
- износостойкость боковых поверхностей зубьев;
- прочность основных элементов СВЗП;
- устойчивость формы составных (структурно-ортотропных оболочек) гибких колес.

Наименее исследованным на наш день является последний критерий. Поэтому **целью работы** будет разработка методики теоретического исследования устойчивости составного металлополимерного гибкого колеса.

Деформации и напряжения в гибком колесе трехволновой СВЗП. Гибкое колесо деформируется радиально на величину $\Delta = W_0$ и плотно прилегает к каждому из дисков на участке, соответствующем углу 2β . Тогда в этих зонах упругая линия колеса описывается радиусом $R_x = R_d + 0,5h$ (R_d – радиус диска, h – толщина гибкого колеса), на остальных участках форма упругой линии определя-

ется силовыми факторами.

Известно, см. работы [2–5], что надежность и нагрузочную способность СВЗП лимитируют напряжения изгиба σ_θ в продольных сечениях металлополимерного гибкого колеса (в плоскости генератора волн). Для определения этих напряжений необходимо знать компоненту радиальных перемещений W , которая связана с компонентами упругих деформаций известными соотношениями, см. например [4–6]. Очевидно, что начальная радиальная деформация W_0 определит напряжения σ_θ от воздействия генератора ($\sigma_{\Gamma_{\max(\min)}}$), а дальнейший рост ΔW под воздействием внешней нагрузки – определит приращение напряжений σ_θ от воздействия внешнего крутящего момента ($\Delta\sigma_{\theta_{\max(\min)}}$). Суммарная радиальная деформация $W_0 + \Delta W$ позволяет перейти к определению экстремальных значений полных изгибных напряжений $\sigma_{\theta_{\max(\min)}}$.

Для вычисления напряжений в гибком колесе волновой передачи в работах [4–6] получены выражения на основе теории пологих оболочек. Исходная расчетная зависимость имела вид [4]:

$$\sigma_\theta = \frac{Eh}{2R^2(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial \xi^2} + \frac{\partial v}{\partial \theta} \right), \quad (1)$$

где E, ν – модуль упругости, коэффициент Пуассона;

h, R – толщина колеса, радиус его срединной поверхности;

w, v, u – компоненты перемещения;

θ, ξ – относительная угловая и относительная осевая координаты.

Сначала в работах [4–6] были записаны зависимости для определения изгибающего момента на гибком колесе. На участке 1, где $0 \leq \varphi \leq (\pi/3 - b)$ он будет равен:

$$M_1 = \frac{\sqrt{3}}{3} PR(1 - \cos \varphi) - M_0 = \sqrt{3} PR \left[\frac{\sin\left(\frac{\pi}{3} - \beta\right)}{\pi} + \frac{\beta \cos\left(\frac{\pi}{3} - \beta\right)}{\pi} - \frac{\cos \varphi}{3} \right], \quad (2)$$

а на участке 2, где $(\pi/3 - b) \leq \varphi \leq \pi/3$,

$$M_2 = \frac{\sqrt{3}}{3} PR \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{3} - \beta\right) \right] - M_0 = \sqrt{3} PR \left[\frac{\sin\left(\frac{\pi}{3} - \beta\right)}{\pi} + \frac{\beta \cos\left(\frac{\pi}{3} - \beta\right)}{\pi} - \frac{\cos\left(\frac{\pi}{3} - \beta\right)}{3} \right]. \quad (3)$$

Далее рассмотрим полученные в [4–6] выражения для определения экстремальных значений полных изгибных напряжений $\sigma_{\theta_{\max(\min)}}$ в критических точках гибкого колеса В (участок 1) и С (уча-

сток 2). Эти выражения имеют вид:

$$\sigma_{\theta\max} = \sigma_B = \frac{k_2}{2k_1 - k_2} \frac{WhE}{2R^2}; \quad (4)$$

$$\sigma_{\theta\min} = \sigma_C = \frac{k_3}{2k_1 - k_2} \frac{WhE}{2R^2}, \quad (5)$$

где k_1, k_2, k_3 – коэффициенты, вычисляемые по зависимостям:

$$k_1 = \frac{\pi}{18} - \frac{\beta}{6} - \frac{\sin\left(\frac{\pi}{3} - \beta\right)}{12};$$

$$k_2 = -\frac{\sqrt{3} \cos\left(\frac{\pi}{3} - \beta\right)}{3} + \frac{\sqrt{3} \sin\left(\frac{\pi}{3} - \beta\right)}{\pi} + \frac{\sqrt{3}\beta \cos\left(\frac{\pi}{3} - \beta\right)}{\pi};$$

$$k_3 = \frac{\sqrt{3} \sin\left(\frac{\pi}{3} - \beta\right)}{\pi} + \frac{\sqrt{3}\beta \cos\left(\frac{\pi}{3} - \beta\right)}{\pi} - \frac{\sqrt{3}}{3}. \quad (6)$$

Таким образом, выражения (2–6) позволяют определить экстремальные значения напряжений в МГК, необходимые в дальнейшем для исследования его устойчивости.

Математическое моделирование металлополимерных гибких колес силовых волновых зубчатых передач. Основными элементом СВЗП служит гибкое металлополимерное зубчатое колесо (МГК), которое представляет собой длинную конструктивно-ортотропную оболочку с внешним зубчатым венцом (или двумя), подкрепленную изнутри полимерным кольцом [5–7], как шпангоутом. При больших значениях частоты вращения генератора волн ($n \sim 3000 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$) и при больших внешних нагрузках появляется проблема обеспечения устойчивости таких оболочек, например, при осевом сжатии (из-за наличия осевой составляющей нагрузки в зубчатом зацеплении), при внешнем радиальном сжатии (под действием генератора волн) и при тангенциальной нагрузке из-за передачи крутящего момента $M_{кр}$.

Длинная конструктивно-ортотропная оболочка, подкрепленная изнутри полимерным шпангоутом, при нагрузке ее усилиями T_1^0, T_2^0, S_0 относительно ее срединной поверхности будет поддаваться изгибу от самого начала нагрузки [8–10].

Устойчивость оболочки определяется критической нагрузкой, то есть наименьшей нагрузкой, при которой возможны другие изгибные формы равновесия, которые характеризуются появлением волнообразований на ее поверхности.

Приняв, что деформирование гибкого колеса происходит лишь от генератора волн и в плоскости генератора, нормальную составляющую внешней нагрузки, которая вызывает выпучивание оболочки, запишем так:

$$P = T_1^0 e_1 + T_2^0 e_2 + S^0 e_3. \quad (7)$$

При исследовании устойчивости цилиндрических конструктивно-ортотропных оболочек с достаточной точностью для практического использования можно воспользоваться теорией пологих оболочек [8, 9, 11]. Согласно этой теории, в уравнениях равновесия в тангенциальном направлении можно пренебречь перерезывающими силами, а искривление оболочки с достаточной точностью можно описать лишь нормальными компонентами перемещений.

Для пологой конструктивно-ортотропной длинной цилиндрической оболочки соотношения упругости запишем в виде:

$$\begin{cases} T_1 = B_{11} \frac{\partial U}{\partial x} + \nu B \left(\frac{\partial \nu}{\partial y} + \frac{\varpi}{R} \right) - A_{11} \frac{\partial^2 \varpi}{\partial x^2}; \\ T_2 = \nu B \frac{\partial U}{\partial x} + B_{22} \left(\frac{\partial \nu}{\partial y} + \frac{\varpi}{R} \right) - A_{22} \frac{\partial^2 \varpi}{\partial y^2}; \\ S = \frac{B(1-\nu)}{2} \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial \nu}{\partial x} \right) - A_{33} \frac{\partial^2 \varpi}{\partial x \partial y}. \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} G_1 = D_{11} \frac{\partial^2 \varpi}{\partial x^2} + \nu D \frac{\partial^2 \varpi}{\partial y^2} - A_{11} \frac{\partial U}{\partial x}; \\ G_2 = \nu D \frac{\partial^2 \varpi}{\partial x^2} + D_{22} \frac{\partial^2 \varpi}{\partial y^2} - A_{22} \left(\frac{\partial \nu}{\partial y} + \frac{\varpi}{R} \right); \\ H_1 = D_{13} \frac{\partial^2 \varpi}{\partial x \partial y} - \frac{A_{33}}{2} \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial \nu}{\partial x} \right); \\ H_2 = D_{23} \frac{\partial^2 \varpi}{\partial x \partial y} - \frac{A_{33}}{2} \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial \nu}{\partial x} \right), \end{cases} \quad (9)$$

где $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varpi = 2\varepsilon_3$ – относительные удлинения и сдвиг срединной поверхности оболочки;

e_1, e_2, e_3 – ее изменение кривизны и кручение;

u, ν – компоненты перемещения вдоль координатных линий;

ϖ – компонент перемещения по внешней нормали;

B – жесткость металлической части оболочки при растяжении-сжатии, $B = Eh/(1-\nu^2)$;

D – жесткость металлической части оболочки при изгибе, $D = Eh^3/(12(1-\nu^2))$;

E, ν – приведенные значения модуля Юнга и коэффициента Пуассона металлополимерной оболочки;

h – общая толщина оболочки, измеренная в впадинах зубчатого венца;

B_{11} – жесткость подкрепленной оболочки при растяжении в направлении оси x ;

B_{22} – жесткость подкрепленной оболочки при растяжении в направлении оси y ;

D_{11} – параметр жесткости подкрепленной оболочки при изменении в направлении оси x ;

D_{22} – параметр жесткости подкрепленной обо-

лочки при изменении в направлении оси y ;

D_{13} – жесткость подкрепленной оболочки при кручении вокруг оси x ;

D_{23} – жесткость подкрепленной оболочки при кручении вокруг оси y ;

R – радиус срединной поверхности.

Параметры A_{11} , A_{22} , A_{33} является коэффициентами влияния, которые характеризуют изгибные деформации, которые возникают при растяжении-сжатии и сдвиге оболочки, и, наоборот, эти параметры пропорциональны статистическим моментам поперечных сечений относительно осей, которые лежат в срединной поверхности оболочки.

При симметричном размещении шпангоута $A_{11} = A_{22} = A_{33} = 0$ (конструктивно-ортотропная оболочка).

Систему дифференциальных уравнений нейтрального равновесия цилиндрической оболочки представим в следующей форме:

$$T_1 = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2}; \quad T_2 = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2}; \quad S = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x \partial y}, \quad (10)$$

где Φ – функция напряжений.

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 G_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} (H_1 + H_2) + \frac{\partial^2 G_2}{\partial y^2} + \frac{T_2}{R} = \\ = - \left(T_1^0 \frac{\partial^2 \varpi}{\partial x^2} + T_2^0 \frac{\partial^2 \varpi}{\partial y^2} + T_3^0 \frac{\partial^2 \varpi}{\partial x \partial y} \right). \end{aligned} \quad (11)$$

К уравнениям равновесия (11), которые представлены в усилиях, следует добавить условие совместности деформаций:

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_1}{\partial y^2} - 2 \frac{\partial^2 \varepsilon_3}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 \varepsilon_2}{\partial x^2} = \frac{1}{R} \frac{\partial^2 \varpi}{\partial x^2}. \quad (12)$$

В условии (12) согласно теории пологих оболочек пренебрегаем изменением геометрических размеров оболочки сравнительно с изменением напряженно-деформированного состояния при выпирании.

Решая соотношение упругости (8) относительно компонентов деформации, с учетом (10) получаем:

$$\begin{aligned} (B_{11} B_{22} - v^2 B^2) \varepsilon_1 = \\ = B_{22} \frac{\partial^2 \varpi}{\partial x^2} - vB \frac{\partial^2 \varpi}{\partial y^2} + B_{22} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} - vB \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2}; \\ (B_{11} B_{22} - v^2 B^2) \varepsilon_2 = \\ = B_{11} \frac{\partial^2 \varpi}{\partial y^2} - vB \frac{\partial^2 \varpi}{\partial x^2} + B_{11} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} - vB \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 2(B_{11} B_{22} - v^2 B^2) \varepsilon_3 = \\ = \frac{B_{11} B_{22} - v^2 B^2}{B(1-v)} \frac{\partial^2 \varpi}{\partial x \partial y} - \frac{B_{11} B_{22} - v^2 B^2}{B(1-v)} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x \partial y}. \end{aligned} \quad (13)$$

Подставляя систему (13) в уравнение совместности деформаций (12), а систему (9) в уравнение равновесия (11), мы получаем следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} \nabla_1 \varpi + \nabla_2 \Phi = \\ = (B_{11} B_{22} - v^2 B^2) \left(T_1^0 \frac{\partial^2 \varpi}{\partial x^2} + T_2^0 \frac{\partial^2 \varpi}{\partial y^2} + 2S^0 \frac{\partial^2 \varpi}{\partial x \partial y} \right); \\ \nabla_2 \varpi = \nabla_3 \Phi. \end{aligned} \quad (14)$$

Тут ∇ – дифференциальные операторы в частных производных четвертого порядка:

$$\begin{aligned} \nabla_1 = [D_{11}(B_{11} B_{22} - v^2 B^2) - B_{22}] \frac{\partial^4}{\partial x^4} + \\ + [D_{22}(B_{11} B_{22} - v^2 B^2)] \frac{\partial^4}{\partial y^4} + \\ + [2vD(B_{11} B_{22} - v^2 B^2) - B + (B_{11} B_{22} - v^2 B^2)(D_{13} D_{23}) - \\ - \frac{2(B_{11} B_{22} - v^2 B^2)}{B(1-v)}] \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2}; \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \nabla_2 = vB \frac{\partial^4}{\partial x^4} + vB \frac{\partial^4}{\partial y^4} + \frac{B_{11} B_{22} - v^2 B^2}{R} \frac{\partial^2}{\partial x^2} - \\ - \left[B_{11} + B_{22} - \frac{2(B_{11} B_{22} - v^2 B^2)}{B(1-v)} \right] \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2}; \end{aligned} \quad (16)$$

$$\nabla_3 = B_{11} \frac{\partial^4}{\partial x^4} + \frac{2(B_{11} B_{22} - v^2 B^2)}{B(1-v)} \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + B_{22} \frac{\partial^4}{\partial y^4}. \quad (17)$$

Исключая из системы уравнений (14) функцию напряжений Φ , получаем дифференциальное уравнение, которое описывает устойчивость длинной цилиндрической металлополимерной оболочки при комбинированной нагрузке:

$$\begin{aligned} (\nabla_1 \nabla_2 + \nabla_2^2) \varpi = (B_{11} B_{22} - v^2 B^2); \\ \left(T_1^0 \frac{\partial^2}{\partial x^2} + T_2^0 \frac{\partial^2}{\partial y^2} + 2S^0 \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} \right) \nabla_3 \varpi. \end{aligned} \quad (18)$$

Подставляя в уравнение (18) решение в виде

$$\varpi = A \sin(\lambda x \pm \eta y), \quad (19)$$

которое описывает скошенные формы волнообразования и где

$$\lambda = m\pi/l; \quad \eta = n/R, \quad (20)$$

получаем следующее соотношение для определения критических нагрузок при комбинированной нагрузке:

$$-(T_1^0 \lambda^2 + T_2^0 \eta^2 + 2S^0 \lambda \eta)_{KP} = \left[\Psi_1 + (B_{11} B_{22} - v^2 B^2) \left(\frac{\Psi_2^2}{\Psi_3} - 2 \frac{\lambda^2 \Psi_2}{R \Psi_3} + \frac{\lambda^4}{R^2 \Psi_3} \right) \right], \quad (21)$$

где

$$\begin{aligned} \Psi_1(\lambda, \eta) = & \left(D_{11} - \frac{B_{22}}{B_{11} B_{22} - v^2 B^2} \right) \lambda^4 + \\ & + \left(D_{22} - \frac{B_{11}}{B_{11} B_{22} - v^2 B^2} \right) \eta^4 + \\ & + \left[2vD + D_{13} + D_{23} \frac{B}{B_{11} B_{22} - v^2 B^2} - \frac{2}{B(1-v)} \right] \lambda^2 \eta^2; \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \Psi_2(\lambda, \eta) = & \frac{vB}{B_{11} B_{22} - v^2 B^2} \lambda^4 + \\ = & \frac{vB}{B_{11} B_{22} - v^2 B^2} \lambda^4 + \frac{vB}{B_{11} B_{22} - v^2 B^2} \eta^4 - \\ & - \left[\frac{B_{22} + B_{11}}{B_{11} B_{22} - v^2 B^2} - \frac{2}{B_{11} B_{22} - v^2 B^2} \right] \lambda^2 \eta^2; \end{aligned} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} \Psi_3(\lambda, \eta) = & B_{11} \lambda^4 + B_{22} \eta^4 + \\ & + \frac{2(B_{11} B_{22} - v^2 B^2)}{B(1-v)} \lambda^2 \eta^2. \end{aligned} \quad (24)$$

Очевидно, что критериальная оценка устойчивости МГК заключается в следующем:

$$P_{KP} < -(T_1^0 \lambda^2 + T_2^0 \eta^2 + 2S^0 \lambda \eta)_{KP}. \quad (25)$$

Параметры λ , η определяются из условия минимума критической нагрузки, то есть $P_{KP} \Rightarrow \min$.

Обеспечение устойчивости металлополимерных гибких колес при различных видах нагружения. Рассмотрим частные случаи нагружения СВЗП и обеспечение стойкости МГК при этом [12–14].

1. Устойчивость металлополимерных гибких колес при осевом сжатии оболочки МГК из-за значительных осевых сил в зубчатом зацеплении

СВЗП. В этом случае $T_2^0 = S^0 = 0$ и, в соответствии с (21), имеем

$$\begin{aligned} (T_1^0)_{KP} = & \left[\phi_1 + (B_{11} B_{22} - v^2 B^2) \frac{\phi_2}{\phi_3} \right] \lambda^2 + \\ & + \frac{B_{11} B_{22} - v^2 B^2}{R^2 \phi_3 \lambda^2} - \frac{2(B_{11} B_{22} - v^2 B^2)}{R} \frac{\phi_2}{\phi_3}, \end{aligned} \quad (26)$$

где

$$\begin{aligned} \phi_i = & \Psi_i(1, \Psi) (i = 1, 2, 3); \\ \phi = & \frac{\eta^2}{\lambda^2} = \frac{n^2 l^2}{m^2 \pi^2 R^2}, \end{aligned} \quad (27)$$

где n , m – число полуволен волнообразования.

Наименьшее значение правой части выражения (26) по отношению к параметру λ будет иметь место при

$$\lambda = \frac{2}{R} \sqrt[4]{\frac{B_{11} B_{22} - v^2 B^2}{\phi_1 \phi_3 (B_{11} B_{22} - v^2 B^2) \phi_2^2}} \quad (28)$$

и определяется выражением

$$\begin{aligned} T_{KP} = & \frac{2}{R} \sqrt{(B_{11} B_{22} - v^2 B^2) \left[\phi_1 \phi_3 + (B_{11} B_{22} - v^2 B^2) \right]} + \\ & + \frac{2(B_{11} B_{22} - v^2 B^2)}{R} \frac{\phi_2}{\phi_3}. \end{aligned} \quad (29)$$

Зависимость (29) определяет критическое значение осевой нагрузки МГК СВЗП, причем, для обоих слоев одновременно.

Значение параметра ϕ находится из условия минимума правой части зависимости (29), когда $T_{KP} \Rightarrow \min$.

2. Устойчивость МГК под внутренним давлением от действия генератора волн. При радиальном сжатии со стороны генератора волн СВЗП в теле оболочки МГК; $T_2^0 = -PR$ и, согласно (21), при потере устойчивости оболочки в продольном направлении образуется лишь одна полуволна, то есть $m = 1$ и $\lambda_1 = \pi/l$.

Следовательно, для определения критического радиального давления со стороны генератора волн будет иметь место зависимость

$$(PR)_{KP} = \left[\theta_1 + (B_{11} B_{22} - v^2 B^2) \frac{\theta_2 - \frac{\pi^2}{Rl^2}}{\theta_3} \right] \frac{1}{\eta^2}, \quad (30)$$

где η – параметр, который определяется из условия минимума правой части, то есть при

$$(PR)_{KP} = \min ; \theta_i(\lambda_1 \eta) = \psi_i(\lambda_1, \eta) (i = 1, 2, 3).$$

3. Устойчивость металлополимерных гибких колес при тангенциальной нагрузке из-за передачи вращательного момента M_{KP} . При силовом кручении оболочки МГК $T_1^0 = T_2^0 = 0$, и, соответственно зависимости (21), критический вращательный момент $(M_{KP})_{KP}$ определяется выражением

$$\frac{(M_{KP})_{KP}}{2\pi R} = \frac{1}{\lambda \eta} \left[\Psi_1 + (B_{11} B_{22} - v^2 B^2) \frac{\Psi_3 - \frac{\lambda^2}{R}}{\Psi_3} \right]. \quad (31)$$

Параметры λ , η опять выбираются из условия минимума правой части и определяют форму потери устойчивости при кручении МГК. Форма потери устойчивости существенно зависит от характера соединения слоев, от жесткости элементов соединения, их формы, размеров и характера нагрузки.

Выводы:

1. Применение металлополимерных гибких колес силовых волновых передач позволяет обеспечить минимальный уровень шума и вибраций в силовых волновых передачах.

2. Получены расчетные зависимости для определения критических нагрузок, характерных для эксплуатации СВЗП.

3. Дана критериальная оценка устойчивости оболочек МГК через параметры волнообразования λ и η .

4. Показано, что параметры λ и η и числа полуволн волнообразования n и m определяются из условия минимума критической нагрузки.

Список литературы

1. *Итоги науки и техники. Серия "Машиностроительные материалы, конструкция и расчет деталей машин. Гидропривод". Том 4 "Волновые передачи"*. Под ред. Н. С. Ачеркана. Москва, 1972. 192 с.
2. W. Masser. *Strain wave gearing*. Patent no. US2906143A, 1959, USA.
3. Murayama, Yuya. An Introduction to HarmonicDrive® and Strain Wave Gearing. *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*. 2017, vol. 83, pp. 746–749.
4. Валявский А. И. *Исследование напряженного состояния и жесткости гибких колес волновых зубчатых передач с генератором свободной деформации. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук*. Одесса, 1975. 25 с.
5. Приймаков А. Г. *Напряженно-деформированное состояние и усталостная прочность металлополимерных гибких колес силовых волновых передач. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук*. Москва, 1984. 24 с.
6. Приймаков А. Г., Рудницкий В. И. Определение радиальной осадки полимерного слоя металлополимерных гибких колес силовых волновых передач. *Детали машин*. 1985, вып. 41, С. 106–110.
7. Приймаков А. Г. Усталостные испытания силовых трехволновых зубчатых передач с металлополимерными гибкими колесами. *Проблемы трения и изнашивания*. 1985, вып. 27, С. 48–51.
8. Приймаков О. Г. *Розрахунок і проектування силових хвильових*

вих зубчастих передач. Харків, вид. ХІ ВПС ім. І. Кожедуба, 2003. 112 с.

9. Curt Preissner, Thomas Royston, Deming Shu. A High-Fidelity Harmonic Drive Model. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2012, vol. 134, pp. 011002–13.
10. Pholchai Chotiprayanakul, Nattakul Khamsri, Neeracha Kumjaroen. A design of HDPE flexible spline of harmonics gear. *MATEC Web of Conferences 192, 01030 (2018)*. ICEAST 2018. Available at: https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/pdf/2018/51/matec-conf_iceast2018_01030.pdf, accessed 22.07.2019.
11. Abakumov A. N., Zakharova N. V. Determination of load capacity for flexible spline of harmonic drive. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019, vol. 1210, pp. 12–19.
12. Quan Lu, Tieqiang Gang, Guangbo Hao, Lijie Chen. Compound optimal control of harmonic drive considering hysteresis characteristic. *Mechanical Sciences*. 2019, vol. 10, pp. 383–391.
13. Masoud Masoumi and H. Alimohammadi. An investigation into the vibration of harmonic drive systems. *Frontiers of Mechanical Engineering*. 2013, vol. 8, pp. 50–59.
14. A. Aidl, M. Bendouba, A. Talha, N. Benseddig, M. Benguediab, and S. Zengah. Uniaxial Fatigue of HDPE-100 Pipe. *Experimental Analysis (2014)*. *Directory of Open Access Journals in Engineering*. 2014, vol. 4, no 2, pp. 600–604.

References (transliterated)

1. *Itogi nauki i tehniki. Seriya "Mashinostroitel'nye materialy, konstrukcija i raschet detalej mashin. Gidroprivod". Tom 4 "Volvnyye peredachi"* [Results of science and technology. Series "Mechanical engineering materials, design and calculation of machine parts. Hydraulic drive". Vol. 4 "Wave gears"]. Ed. N. S. Acherkan. Moscow, 1972. 192 p.
2. W. Masser. *Strain wave gearing*. Patent no. US2906143A, 1959, USA.
3. Murayama, Yuya. An Introduction to HarmonicDrive® and Strain Wave Gearing. *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*. 2017, vol. 83, pp. 746–749.
4. Valjavskij A. I. *Issledovanie napryazhennogo sostojanija i zhestkosti gibkih koles volnovyh zubchatyh peredach s generatorom svobodnoj deformacii. Avtoref. diss. ... kand. tehn. nauk* [Research of the stress state and rigidity of the flexible wheels of wave gears with the generator of free deformation. Candidate eng. sci. diss. (Ph. D.)]. Odessa, 1975. 25 p.
5. Prijmakov A. G. *Napryazhenno-deformirovannoe sostojanie i ustalostnaja prochnost' metallopolimernyh gibkih koles silovyh volnovyh peredach. Avtoref. diss. ... kand. tehn. nauk* [Stress-strain state and fatigue strength of metal-polymer flexible wheels of power wave gears. Candidate eng. sci. diss. (Ph. D.)]. Moscow, 1984. 24 p.
6. Prijmakov A. G., Rudnickij V. I. *Opređenje radial'noj osadki polimernogo sloja metallopolimernyh gibkih koles silovyh volnovyh peredach* [Determination of the radial deposition of the polymer layer of metal-polymer flexible wheels of power wave gears]. *Detali mashin* [Machine parts]. 1985, vol. 41, pp. 106–110.
7. Prijmakov A. G. *Ustalostnye ispytaniya silovyh trehvolnovyh zubchatyh peredach s metallopolimernymi gibkimi kolesami* [Fatigue tests of power three-wave gears with metal-polymer flexible wheels]. *Problemy trenija i iznashivaniya* [Friction and Wear Problems]. 1985, vol. 27, pp. 48–51.
8. Prijmakov O. G. *Rozrahunok i projektuvannja sylovyh hvyl'ovyh zubchastyh peredach* [Calculation and design of power wave gears]. Kharkiv, XI VPS im. I. Kozheduba Publ., 2003. 112 p.
9. Curt Preissner, Thomas Royston, Deming Shu. A High-Fidelity Harmonic Drive Model. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2012, vol. 134, pp. 011002–13.
10. Pholchai Chotiprayanakul, Nattakul Khamsri, Neeracha Kumjaroen. A design of HDPE flexible spline of harmonics gear. *MATEC Web of Conferences 192, 01030 (2018)*. ICEAST 2018. Available at: https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/pdf/2018/51/matec-conf_iceast2018_01030.pdf, accessed 22.07.2019.
11. Abakumov A. N., Zakharova N. V. Determination of load capacity for flexible spline of harmonic drive. *Journal of Physics:*

- Conference Series*. 2019, vol. 1210, pp. 12–19.
12. Quan Lu, Tieqiang Gang, Guangbo Hao, Lijie Chen. Compound optimal control of harmonic drive considering hysteresis characteristic. *Mechanical Sciences*. 2019, vol. 10, pp. 383–391.
13. Masoud Masoumi and H. Alimohammadi. An investigation into the vibration of harmonic drive systems. *Frontiers of Mechanical Engineering*. 2013, vol. 8, pp. 50–59.
14. A. Aidl, M. Bendouba, A. Talha, N. Benseddiq, M. Benguediab, and S. Zengah. Uniaxial Fatigue of HDPE-100 Pipe. *Experimental Analysis (2014). Directory of Open Access Journals in Engineering*. 2014, vol. 4, no 2, pp. 600–604.

Надійшла (received) 09.08.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Приймаков Олександр Григорович (Приймаков Александр Григорьевич, Pryimakov Oleksandr) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, старший науковий співробітник; м. Харків, Україна.

Устиненко Олександр Віталійович (Устиненко Александр Витальевич, Ustynenko Oleksandr) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-64-78; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6714-6122>; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org

Бондаренко Олексій Вікторович (Бондаренко Алексей Викторович, Bondarenko Oleksiy) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (067) 189-97-00; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2693-5301>; e-mail: avbondko@gmail.com

Протасов Роман Васильович (Протасов Роман Васильевич, Protasov Roman) – Словацький технічний університет в Братиславі, старший викладач кафедри транспортної техніки та конструювання; м. Братислава, Словаччина; тел.: +421-949-352-655; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1611-0610>; e-mail: roman.protasov@stuba.sk

Сериков Володимир Іванович (Сериков Владимир Иванович, Sierykov Volodymyr) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-64-78; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5295-3925>; e-mail: SerikovVI@tmm-sapr.org

Н.В. ПРОКОПЕНКО, Е.И. ЗИНЧЕНКО

О МЕТОДИКЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РЕСУРСА РАБОТЫ КРОМОК КАМЕР СГОРАНИЯ ПОРШНЕЙ ФОРСИРОВАННЫХ БЫСТРОХОДНЫХ ДИЗЕЛЕЙ С УЧЕТОМ МОДЕЛИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДВИГАТЕЛЯ

В работе проанализированы существующие методики прогнозирования длительной прочности поршней быстроходных дизелей с учетом усталости, ползучести и их комплексного влияния. Показано, что на процесс ползучести материала в реальных конструкциях поршней существенное влияние оказывает длительность цикла нагружения материала. Отмечено, что скорость ползучести материала в произвольный момент времени также зависит от ранее накопленной деформации ползучести. Параметры нагружения материала от цикла к циклу будут изменяться. Обосновано, что прогнозирование длительной и термоусталостной прочности поршней форсированных быстроходных дизелей следует осуществлять с учетом комплексного влияния усталости и ползучести на процесс накопления повреждений. Разработана методика оценки длительной и термоусталостной прочности поршня с учетом отмеченного комплексного влияния указанных процессов. Проведен анализ влияния истории нагружения поршня быстроходного дизеля на долговечность кромки камеры сгорания. Разработана методика, позволяющая прогнозировать время до разрушения кромки камеры сгорания на начальных стадиях проектирования двигателя с учетом модели его эксплуатации.

Ключевые слова: температурное состояние; граничные условия; быстроходный дизель; камера сгорания; коэффициент теплопроводности; поршень; длительная прочность; модель эксплуатации

М.В. ПРОКОПЕНКО, О.І. ЗІНЧЕНКО

ПРО МЕТОДИКУ ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ РОБОТИ КРОМОК КАМЕР ЗГОРЯННЯ ПОРШНІВ ФОРСОВАНИХ ШВИДКОХІДНИХ ДИЗЕЛІВ З УРАХУВАННЯМ МОДЕЛІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВИГУНА

В роботі проаналізовано існуючі методики прогнозування тривалої міцності поршнів швидкохідних дизелів з урахуванням втоми, повзучості та їх комплексного впливу. Показано, що на процес повзучості матеріалу в реальних конструкціях поршнів істотно впливає тривалість циклу навантаження матеріалу. Відзначено, що швидкість повзучості матеріалу в довільний момент часу також залежить від раніше накопленої деформації повзучості. Параметри навантаження матеріалу від циклу до циклу будуть змінюватися. Обґрунтовано, що прогнозування тривалої і термовтомної міцності поршнів форсованих швидкохідних дизелів слід здійснювати з урахуванням комплексного впливу втоми та повзучості на процес накоплення пошкоджень. Розроблено методику оцінки тривалої і термовтомної міцності поршня з урахуванням зазначеного комплексного впливу зазначених процесів. Проведено аналіз впливу історії навантаження поршня швидкохідного дизеля на довговічність кромки камери згоряння. Розроблено методику, що дозволяє прогнозувати час до руйнування кромки камери згоряння на початкових стадіях проектування двигуна з урахуванням моделі його експлуатації.

Ключові слова: температурний стан; граничні умови; швидкохідний дизель; камера згоряння; коефіцієнт теплопровідності; поршень; тривала міцність; модель експлуатації

M. PROKOPENKO, O. ZINCHENKO

ABOUT PREDICTION METHOD FOR WORK RESOURCE OF COMBUSTION CAMERAS SHIPS OF FORCED HIGH-SPEED DIESELS PISTONS TAKING INTO ACCOUNT ENGINE OPERATION MODEL

The paper analyzes the existing methods for predicting the long-term strength of high-speed diesel engines pistons, taking into account fatigue, creep and their complex effect. It is shown that the material creep process is significantly affected by the duration of the material loading cycle in real piston structures. It is noted that at an arbitrary time the material creep rate also depends on the previously accumulated creep deformation. The material loading parameters will change from cycle to cycle. It has been substantiated that the prediction of the long-term and heat-fatigue strength of the forced high-speed diesel engines pistons should be carried out taking into account the complex effect of fatigue and creep on the damage accumulation process. A method has been developed for estimating the long-term and thermal fatigue strength of the piston, taking into account the noted complex effect of these processes. The analysis is carried out the loading history influence of a high-speed diesel piston on the combustion chamber edge durability. A technique has been developed that makes it possible to predict the time to destruction of the of the combustion chamber edge at the initial stages of engine design, taking into account the model of its operation.

Keywords: temperature state; border conditions; high-speed diesel; combustion chamber; thermal conductivity; piston; long-term strength; operating model

Методика прогнозирования длительной прочности поршня быстроходного дизеля с учетом комплексного влияния усталости и ползучести на процесс накопления повреждений. На процесс ползучести, а следовательно и релаксации термоупругих напряжений, имеющий место в реальных конструкциях поршней, помимо уровней действующих температур и напряжений существенное влияние оказывает также и длительность цикла нагружения материала [1–29]. Также важно отметить, что вследствие упрочнения материала скорость ползучести в произвольный момент времени зависит не только от действующих температуры и напряжения, но и от ранее накопленной деформации ползучести, т.е. величина релаксации напряжений от каждого цикла

нагружения к следующему будет изменяться [1]. Это приводит к тому, что и параметры нагружения материала от цикла к циклу также будут изменяться. На рис. 1 представлены зависимости изменения с течением времени максимального, минимального и амплитудного действующих напряжений в зоне кромки камеры сгорания (КС) типа ЦНИДИ поршня дизеля 4ЧН12/14. Из сопоставления отмеченных зависимостей видно, что максимальное напряжение цикла за первые 0,5 часа работы снижается с 99 МПа до 64,6 МПа, т.е. в 1,53 раза, а через 100 часов – до 60,8 МПа, т.е. в 1,62 раза. При этом минимальное напряжение соответственно падает с 4 до –22,1 МПа (в 1,35 раза) и –28,0 МПа (в 1,47 раза). Подобное

© Н. В. Прокопенко, Е. И. Зинченко, 2019

изменение действующих максимальных и минимальных напряжений приводит к снижению амплитуды напряжений, причем по сложному закону (рис. 1, а). Так, амплитуда напряжений за первые 0,2 часа уменьшилась с 47,5 до 43,2 МПа, затем вновь несколько повысилась – до 44,5 МПа. Все это означает, что наличие процесса ползучести (релаксации напряжений) в зоне кромки КС в условиях циклических низкочастотных нагружений материала оказывает существенное влияние на процесс накопления усталостных повреждений исследуемой детали.

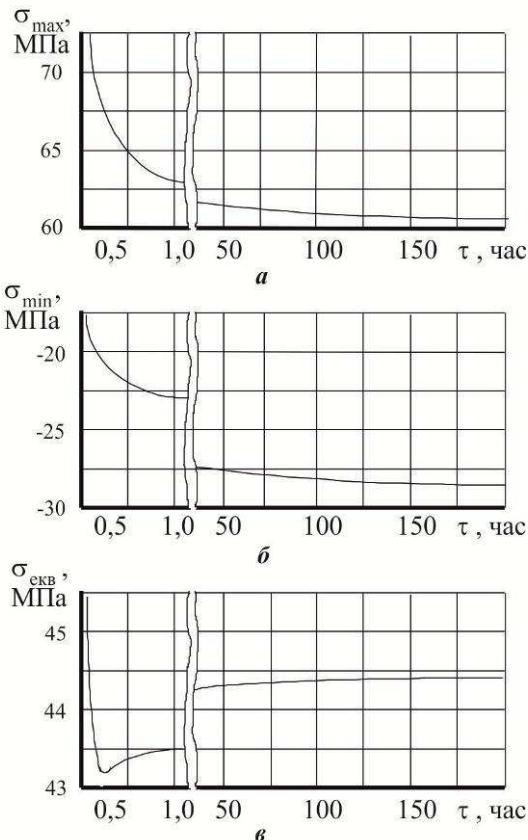


Рисунок 1 – Изменение параметров цикла нагружения кромки КС типа ЦНИДИ поршня дизеля 4ЧН12/14 при его термомеханическом циклическом нагружении

Таким образом, прогнозирование длительной и термоусталостной прочности поршней форсированных быстроходных дизелей следует осуществлять с учетом комплексного влияния усталости и ползучести на процесс накопления повреждений.

Нами разработана методика оценки длительной и термоусталостной прочности поршня с учетом отмеченного комплексного влияния указанных процессов [2]. К особенностям предлагаемой методики относится также то, что описание процесса ползучести (релаксации напряжений) базируется на теории упрочнения с учетом длительности цикла нагружения материала исходя из энергетического критерия прочности. В основу методики положен принцип линейного

суммирования усталостных и квазистатических повреждений. При этом разрушение материала при неизоотермическом низкочастотном нагружении особо теплонапряженной зоны исследуемой детали наступает, если:

$$d_f + d_s = \int_1^{N_f} \frac{dN}{N_{fi}} + \frac{1}{u_0} \int_0^{\tau^*} \dot{\epsilon}_n \cdot \sigma \cdot d\tau = 1 \quad (1)$$

Это уравнение позволяет оценить время и число циклов до наступления предельного состояния материала в особо нагруженной зоне детали КС – момента образования трещин вследствие воздействия малоциклового усталости и циклической ползучести.

При этом расчеты предельного состояния материала основываются на определении возникающих пластических деформаций и размахов этих деформаций. Однако расчеты напряженно-деформированного состояния (НДС) применительно к деталям КС с учетом пластичности и ползучести (в нелинейной постановке) крайне затруднены. Одним из эффективных и достаточно достоверных способов преодоления данного обстоятельства является использование принципа Нейбера, который позволяет учесть влияние пластических деформаций на указанное предельное состояние при использовании результатов расчетов НДС детали в упругой постановке.

Для особо нагруженной зоны детали (зоны концентрации напряжений) обобщенный принцип Нейбера записывается в виде [3, 4]:

$$\frac{\sigma_y}{E} = \sigma_y \cdot \epsilon^{1-m} \quad (2)$$

где $\epsilon_{\Sigma} = \epsilon_y + \epsilon_{nl}$ (ϵ_y , ϵ_{nl} – упругая и пластическая деформации) – полная деформация;

m – показатель степени, зависящий от условий нагружения (принимает значения от 0 (жесткое нагружение) до 1 (мягкое нагружение), рис. 2).

Усталостные свойства материала, характеризующиеся амплитудами упругой и пластической деформаций, сформулированы и предложены Дж. Марроу в виде [5]:

$$\epsilon_y = \frac{\sigma_f}{E(2N_f)^b} \quad (3)$$

$$\epsilon_{nl} = \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (4)$$

Здесь σ'_f и ϵ'_f – коэффициенты усталостной прочности и вязкости соответственно, зависящие от температуры, а b и c – показатели циклической прочности и пластичности. Их значения могут изменяться в следующих пределах [6]:

$$b = -0,08 \dots -0,15; c = -0,40 \dots -0,91.$$

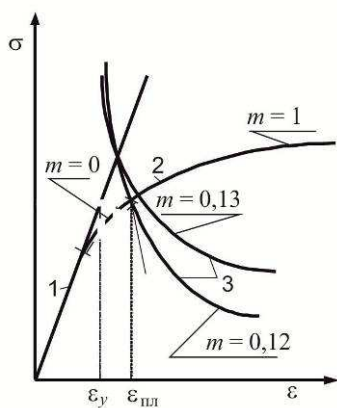


Рисунок 2 – Графическая интерпретация принципа

Нейбера: 1 – $\sigma_{\text{ли}} = E\varepsilon_y$;

2 – $\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \varepsilon_{\text{пл.к.}} \left(\frac{\sigma}{\sigma_k} \right)^{\frac{c}{b}}$ – диаграмма циклического деформирования;

3 – $E\varepsilon_y^m (\varepsilon_y + \varepsilon_{\text{пл}})^{-m} = \text{const}$ (соотношение Нейбера)

Физический смысл параметров, входящих в уравнения (3) и (4), иллюстрирует рис. 3

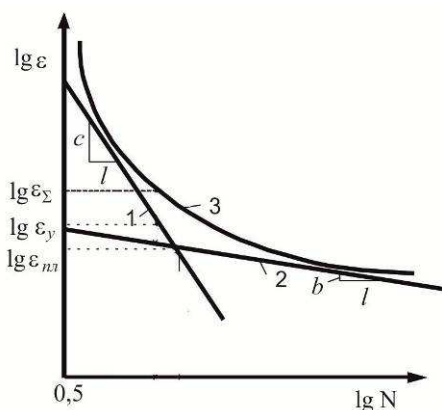


Рисунок 3 – Схематическое изображение зависимости амплитуды пластической (1), упругой (2) и полной (3) деформаций от усталостной долговечности

Постоянные b и σ'_f/E адекватны наклону и ординате точки (соответствующей первой смене знака деформации) прямой, отображающей зависимость амплитуды упругой деформации от долговечности; постоянные c и ε'_f – соответственно, наклон и ординату точки (соответствующей первой смене знака деформации) прямой, отображающей зависимость амплитуды пластической деформации от долговечности.

Точка пересечения этих прямых называется переходной долговечностью (порядка 10^4 циклов).

Коэффициент усталостной прочности связан с определяемыми по результатам опытов пределом прочности σ_s и коэффициентом поперечного сужения образца при разрыве Ψ зависимостью [7]:

$$\sigma'_f = k \frac{\sigma_s}{1-\Psi}, \quad (5)$$

где $k = P_{\text{разр}}/P_{\text{max}}$ – коэффициент разрушающей нагрузки ($0,6 < k < 1$);

$m_{\text{разр}}, P_{\text{max}}$ – соответственно, усилие разрыва образца и максимальное усилие, определяемое по истинной диаграмме деформирования;

σ_s – предел прочности материала при статическом растяжении, зависящий от уровня температуры;

Ψ – зависящее от температуры относительное сужение поперечного сечения образца при его разрыве.

Коэффициент усталостной вязкости ε'_f можно определить через истинную статическую вязкость при разрушении ε_f [3]:

$$\frac{\varepsilon'_f}{\varepsilon_f} = a_0 (-c)^n, \quad (6)$$

где

$$a_0 = 4,931 \pm 0,482, \quad a_1 = 3,945 \pm 0,151 \quad (7)$$

универсальные безразмерные константы,

$$\varepsilon_f = \ln \left[\frac{1}{1-\Psi} \right].$$

Недостатком уравнений (3) и (4) является то, что они действительны лишь в области, как правило, ограниченной значениями N_f , равными 10^5 циклов. Для продолжения области применимости уравнений Морроу до $N_f = 10^6 \dots 10^8$ циклов принимают во внимание существование обратимой неповреждающей пластической деформации [3]. Под данным понятием подразумевают пороговое значение амплитуды пластической деформации, которая реализуется смещением дислокаций. В работах В.Т. Трошенко, П. Лукаша, М. Клеснила показано, что предел усталости материала связан с величиной неразрушающей пластической деформации. Следовательно, модифицированное уравнение Морроу с учетом (3) примет следующий вид:

$$\varepsilon_{\text{пл.р.}} = \varepsilon_{\text{пл}} - \varepsilon_{\text{пл.н}} = \varepsilon'_f (2N_f)^c, \quad (8)$$

где $\varepsilon_{\text{пл.р.}}$ – необратимая (разрушающая) часть пластической деформации; $\varepsilon_{\text{пл.н.}}$ – обратимая (неразрушающая) пластическая деформация, которая находится в пределах $3 \cdot 10^{-5} \div 4 \cdot 10^{-5}$ [4].

Тогда, исходя из приведенных уравнений (3), (4) и (8), соотношение для определения амплитуды упругой деформации в зависимости от числа циклов до разрушения имеет вид:

$$\varepsilon_y = \frac{\sigma'_f}{E} \left[(2N_f)^c + \frac{\varepsilon_{пл.н.}}{\varepsilon'_f} \right]^{b/c}. \quad (9)$$

При этом для определения числа циклов нагружений до разрушения N_f можно воспользоваться универсальным соотношением, полученным из совместного решения уравнений (2), (8) и (9) и называемым уравнением Б. Поспишила [3, 4]:

$$\sigma_{a.лин.} = \left\{ \sigma'_f \left[(2N_{pi})^c + \frac{\varepsilon_{пл.н.}}{\varepsilon'_f} \right]^{b/c} \right\}^m \times \left\{ \sigma'_f \left[(2N_{pi})^c + \frac{\varepsilon_{пл.н.}}{\varepsilon'_f} \right]^{b/c} + E \left[\varepsilon'_f (2N_{pi})^c + \varepsilon_{пл.} \right] \right\}^{m-1}, \quad (10)$$

где $\sigma_{a.лин.}$ – амплитуда напряжений, рассчитанная по закону Гука.

Для реализации данной методики необходимо при помощи структурного метода рассчитать тепловое и НДС в теле поршня за цикл его нагружения. Далее, в зоне концентрации напряжений и максимальных температур (которой, например, является кромка КС поршня), по размахам главных напряжений может быть рассчитана эквивалентная амплитуда цикла:

$$\sigma_{a.лин.} = \frac{\sqrt{2}}{4} \sqrt{(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2)^2 + (\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3)^2 + (\Delta\sigma_3 + \Delta\sigma_1)^2}, \quad (11)$$

где $\Delta\sigma_1, \Delta\sigma_2, \Delta\sigma_3$ – размахи главных напряжений за цикл нагружения.

При рассмотрении поверхности кромки КС основными являются окружные напряжения σ_3 , поскольку главные напряжения σ_1 и σ_2 практически близки к нулю [8, 9].

При асимметричном циклическом нагружении, характерном для деталей КС двигателя, рассчитываемую в выражении (11) амплитуду цикла $\sigma_{a.лин.}$ следует скорректировать введением коэффициента влияния асимметрии цикла a [4]:

$$\sigma_{a.лин.эkv.} = \sigma_{a.лин.} \cdot a; \quad (12)$$

$$a = \sqrt{\frac{\sigma_{max}}{\sigma_a}}, \quad (13)$$

где σ_{max} – верхний уровень напряженного состояния: максимальная растягивающая или

минимальная сжимающая величина действительного главного напряжения;

σ_a – действительная амплитуда напряжений цикла.

Значения действительных максимальных напряжений цикла σ_{max} и амплитуда напряжений цикла σ_a определяются с учетом упругих напряжений и пластического деформирования материала. Рассматривая совместно уравнения (2)–(4), получаем:

$$\sigma_- = \sigma^m \left[\sigma + E \varepsilon'_f \left(\frac{\sigma}{\sigma'_f} \right)^{c/b} \right]^{1-m}. \quad (14)$$

Для отыскания решения уравнения (10) относительно N_f , с учетом соотношений (12)–(14), можно использовать итерационную формулу Ньютона–Рафсона [4]:

$$N_{+1} = N - \frac{f(N)}{df(N)/dN}, \quad (15)$$

где N_{+1} и N – последующее, более точное приближение решения, и предполагаемое решение $f(N) = \sigma_{a.лин.} - \sigma_{a.лин.эkv.}$, соответственно, определяемое с учетом (10) и (12).

Важно отметить, что процесс неизоотермической усталости при переменной температуре представляет собой более опасное явление с точки зрения повреждений, чем при постоянной температуре, равной среднему значению температуры цикла. Исходя из этого, все параметры, входящие в уравнения и описывающие процессы усталости (которые зависят от температуры) необходимо определять при эффективной температуре цикла нагружения. Для определения эффективной температуры неизоотермического усталостного процесса с достаточной точностью можно принять выражение [4]:

$$t_{эtm} = \frac{1}{2} \left[t_{max} + \frac{\sum_{i=1}^k t_i \cdot \tau_i}{\tau_b} \right] \quad (16)$$

или [10]:

$$t_{эtm} = \frac{(3t_{max} + t_{min})}{4}. \quad (17)$$

Для учета комплексного влияния малоциклового усталости и циклической ползучести предлагаемая методика предполагает следующее. Исходные циклы изменения температуры и напряжения разбиваются на требуемое для обеспечения точности расчетов количество

участков. Далее расчет процессов релаксации напряжений и накопления повреждений, вызванных ползучестью, осуществлялся по уточненной методике, представленной в [11].

Как было отмечено выше, накопленные деформации, вызванные циклической ползучестью, как в области сжатия, так и в области растяжения материала приводят к изменению параметров цикла. Тогда выражение (12) можно представить в виде:

$$\sigma'_{a.лин.экв.} = \sigma'_{a.лин.} \cdot a', \quad (18)$$

где

$$\sigma'_{a.лин.} = \frac{\sigma_{max.\tau} - \sigma_{min.\tau}}{2}, \quad (19)$$

$$a' = \sqrt{\frac{\sigma_{\partial,max.\tau}}{\sigma_{\partial,a.\tau}}}, \quad (20)$$

где $\sigma_{max.\tau}$ и $\sigma_{min.\tau}$ – максимальные и минимальные напряжения (размахи напряжений) за цикл нагружения в местах локальных экстремумов, рассчитанные исходя из начальной упругой деформации и накопленной к рассматриваемому моменту времени деформации ползучести,

$\sigma_{\partial,max.\tau}$ и $\sigma_{\partial,a.\tau}$ – действительное максимальное напряжение цикла и действительная амплитуда напряжения цикла, рассчитанные с учетом мгновенных пластических деформаций, исходя из выражения (14).

Для отыскания количества циклов до разрушения согласно представленной методике необходимо рассчитать амплитуду напряжения цикла $\sigma'_{a.лин.}$, определить коэффициент влияния асимметрии цикла a' и найти из (18) эквивалентную амплитуду цикла $\sigma'_{a.лин.экв.}$. Затем, используя формулу Ньютона–Рафсона, следует решить уравнение (15) относительно N , заменив в нем $\sigma_{a.лин.экв.}$ на рассчитанное выше значение $\sigma'_{a.лин.экв.}$.

Таким образом, изменение от цикла к циклу параметров соотношений (18)–(20) приводит к получению для каждого из последующих циклов различных значений доли накопленных повреждений как ползучести, так и усталости. Поэтому оценка накопления повреждений, в соответствии с приведенной методикой, предполагает проведение расчетов всех циклов нагружения до момента выполнения равенства (2).

Оценка долей усталостных повреждений и повреждений, накопленных в результате ползучести в поршнях быстроходных дизелей, по представленной выше методике предполагает использование большого числа коэффициентов, зависящих от применяемого материала, уровня действующих температур и условий нагружения исследуемой детали.

Таблица 1 – Усталостные характеристики поршневого сплава АЛ25

Температура, °С	σ_b , МПа	ψ	ϵ_f	ϵ'_f	σ'_f , МПа
250	167,5	0,034	0,034	0,022	173,4
270	159,0	0,040	0,041	0,027	165,6
290	149,5	0,046	0,047	0,031	155,9
310	136,0	0,053	0,054	0,035	143,6
330	120,0	0,059	0,061	0,040	127,5
350	99,5	0,066	0,067	0,044	108,9
370	81,0	0,072	0,074	0,049	87,2

Это обстоятельство вызывает существенные расхождения в значениях коэффициентов выражения (10), полученных различными авторами [8, 9], и приводит к расхождениям в прогнозируемых значениях длительной и термоусталостной прочности поршня.

На основании проведенного нами анализа установлено, что для описания процесса накопления повреждений, вызванного низкочастотным циклическим нагружением поршня (выполненного из сплава АЛ25), наиболее достоверными являются значения постоянных материала b и c , а также показателя степени m в формуле Нейбера, приведенные в работах [20,23]. Они соответственно равны $b = -0,12$; $c = -0,6$; $m = 0,12$.

Величина $E_{пл.н.}$ принята равной $4 \cdot 10^{-5}$ [20], а коэффициент a в формуле (5) – равным единице, как для хрупких материалов.

На основе диаграмм циклического деформирования поршневого сплава АЛ25, согласно выражениям (5) и (6), нами определены остальные характеристики материала в функциях температуры (см. табл.1, колонки 4–6).

С учетом полученных коэффициентов по представленной выше методике нами осуществлен расчет термоусталостной и длительной прочности выполненных из сплава АЛ25 поршней с КС типа ЦНИДИ дизелей 4ЧН11/12,5 и 4ЧН12/14. Расчеты велись для наиболее опасной точки, которой является кромка КС. В качестве исходных данных взяты данные по термоциклированию выше указанных поршней на безмоторных тепловых стендах (БТС) [20, 23, 25].

Для поршня первого двигателя физическое моделирование проводилось в условиях лишь низкочастотных термонагрузений ($\tau_{ц} = 4$ мин) [8, 12], а для второго – в двух вариантах: как при воздействии тепловых нагрузений низкой частоты ($\tau_{ц} = 6$ мин), т.е. в условиях однофакторного нагружения, так и при совместном наложении тепловых нагрузений низкой и высокой частоты, т.е. при двухфакторном термонагружении [9]. Размах колебания температуры δt в течение высокочастотного периодического нагружения (длительностью 1000 колебаний в минуту, что

соответствует 2000 оборотам в минуту четырехтактного двигателя) составлял 13°C.

Имеющие место законы изменения температур и напряжений в зоне кромки КС поршней различны и приведены на рис. 4, 5. Максимальные и минимальные окружные напряжения цикла для первого двигателя соответствовали 3-й и 125-й секундам цикла, а для второго – 8-й и 366-й секундам соответственно.

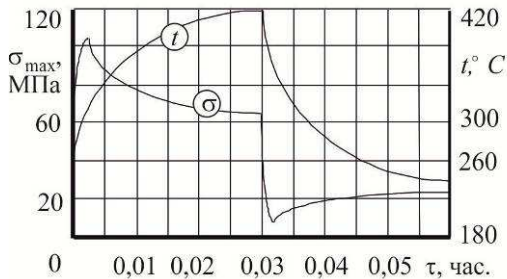


Рисунок 4 – Изменение температуры и окружных напряжений в зоне кромки камеры сгорания типа ЦНИДИ поршня дизеля 4ЧН11/12,5 при физическом моделировании на БТС

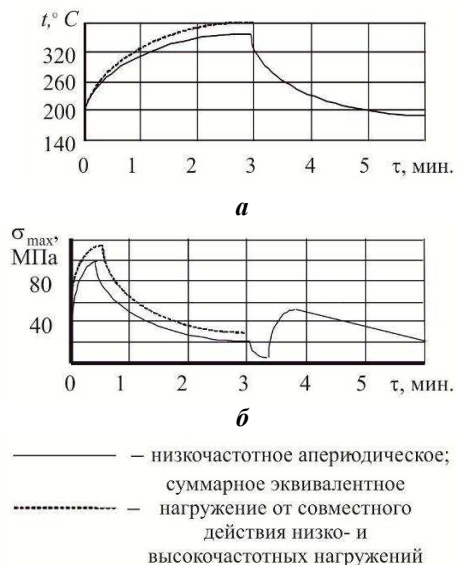


Рисунок 5 – Изменение температуры (а) и окружных напряжений (б) на поверхности кромки камеры сгорания поршня дизеля 4ЧН12/14 на моделирующей установке

Основные параметры циклического нагружения кромки, а также полученное при физическом моделировании на БТС число циклов до их разрушения представлены в табл. 2.

Следует отметить две особенности, учтенные в методике расчета количества циклов (времени) до разрушения кромки КС в условиях двухфакторного нагружения поршня.

1. Накопление повреждений от термомеханической усталости, обусловленное периодическими нагружениями высокой частоты вычислялись в соответствии с выражением [13–16]:

$$d_{\text{пр}} = \sum_i \frac{z_i}{N_{\text{lim}}} \cdot \quad (21)$$

Здесь z_i и N_{lim} – наработанное количество циклов нагружения высокой частоты и предельная долговечность материала при i -х условиях нагружения соответственно.

При отыскании N_{lim} использованы кривые многоциклового усталости $N_{\text{lim}} = f(\Delta\sigma_i + t_i)$ (зависимость амплитуды колебаний термомеханических напряжений σ_i от количества циклов до наступления предельного состояния сплава АЛ25), экспериментально полученные в ИПП АН Украины в условиях циклических термомеханических нагружений образцов материалов поршней быстроходных дизелей [14]. При совместном воздействии механических и термических напряжений высокой частоты величину σ_i можно определить, исходя из выражения [14]

$$\sigma_i = \Delta\sigma_{Mi} + \phi_i \cdot \Delta\sigma_{Ti}, \quad (22)$$

где $\Delta\sigma_{Mi}$, $\Delta\sigma_{Ti}$ – размахи механических и термических напряжений;

ϕ_i – коэффициент выносливости.

Таблица 2 – Основные параметры циклического нагружения, усталостной и длительной прочности кромки исследуемых поршней

Параметр	4ЧН11/12,5	4ЧН12/14*	4ЧН12/14**
Максимальные и минимальные упругие напряжения, МПа	84,43/-6,5	99,7/4,1	111,85/4,1
Размах температур в цикле, °C	381↔200	377↔171	385↔171
Длительность цикла нагружения, мин	4	6	6
Эффективная температура цикла, °C	345	330	336
Амплитуда действительного напряжения (σ_a), МПа	73,1	71,2	73,8
Полученное при физическом моделировании на установке число циклов до разрушения	1800±200	2050	1100
Расчетное число циклов до разрушения кромки КС поршня без учета ползучести	1680	1220	580
Расчетное число циклов до разрушения кромки КС поршня при совместном действии усталости и ползучести	1810	1930	1060

Окончание табл. 2

Параметр	4ЧН11/12,5	4ЧН12/14*	4ЧН12/14**
Доля накопленных повреждений от термомеханической усталости (d_f)	0,3	0,54	0,6
Доля накопленных повреждений от циклической ползучести (d_s)	0,7	0,46	0,4

* – низкочастотное (однофакторное) термомеханическое нагружение;

** – совместные низкочастотное и высокочастотное (двухфакторное) термомеханическое нагружение

В условиях термоциклирования поршня на БТС размахи пульсирующих механических напряжений $\Delta\sigma_{M_i}$ принимались равными нулю, а размахи термических напряжений в течение цикла высокой частоты вычислялись по формуле:

$$\sigma_{ii} = \frac{\alpha_{ii} \cdot E_i \cdot \delta t_i}{(1 - \nu_i)}. \quad (23)$$

Здесь α_{ii} , E_i , ν_i – коэффициент линейного расширения, модуль упругости и коэффициент Пуассона поршневого сплава АЛ25 при i -х условиях нагружения. Характеристики материала α_i , E , ν определялись по данным работы [17]. Коэффициент выносливости ϕ_i в интервале температур 230–290 °С принимался равным 0,5, а свыше 290°С–0,4 [14].

Установлено, что применительно к термоциклированию поршня с КС типа ЦНИДИ дизеля 4ЧН12/14 на БТС доля накопленных повреждений от термомеханической усталости, обусловленная периодическими нагружениями высокой частоты, настолько мала (не превышает значения 0,03), что ею можно пренебречь.

2. Расчет накопления повреждений от процесса ползучести при двухфакторном нагружении сплава АЛ25 осуществлялся на основе суммарных (низко- и высокочастотных) эквивалентных значений температур и окружных термоупругих напряжений (см. рис. 5) [9]. Это позволило формализовать расчет однофакторной методики.

Расчеты количества циклов до разрушения кромок КС рассматриваемых поршней проводились в двух вариантах – без учета процесса ползучести и с учетом комплексного влияния процессов ползучести и усталости на процесс накопления повреждений. Результаты расчетов приведены в табл. 2. Видно, что без учета ползучести точность получаемых результатов для практики оказывается неприемлемой.

Довольно хорошая сходимость результатов проведенных расчетов с экспериментальными данными позволяет использовать предложенную методику для расчета накопления повреждений от процессов термоусталости и ползучести алюминиевого поршня с учетом моделей эксплуатации двигателей, т.е. осуществлять наиболее достоверное прогнозирование их длительной и термоусталостной прочности с учетом конструктивных и реальных режимных факторов.

Анализ влияния истории нагружения поршня быстроходного дизеля на долговечность кромки камеры сгорания. Неуклонный рост уровня форсирования быстроходных дизельных двигателей вызывает необходимость обеспечения требуемого ресурса работы кромки КС поршня. При этом до настоящего времени наиболее надежными методами оценки эксплуатационной долговечности кромки следует считать экспериментальные [18]. По этой причине разработка методик, позволяющих прогнозировать время до разрушения кромки КС уже на начальных стадиях проектирования двигателя и, что важно, с учетом модели его эксплуатации является довольно актуальной задачей.

По общему мнению специалистов, время до разрушения кромки КС можно определить исходя из внешне простого линейного суммирования повреждений, вызванных процессами усталости d_f и ползучести d_s :

$$d_f + d_s = 1. \quad (24)$$

С учетом (24) и принятой модели эксплуатации двигателя относительный ресурс работы кромки равен

$$\frac{\tau_p}{T} = \frac{1}{\sum_{i=1}^j \left(\sum_{k=1}^m \frac{1}{N_{fk}} + \frac{1}{U_s^*} \cdot \sum_{k=1}^m U_{sk} \right)}, \quad (25)$$

где τ_p – абсолютная наработка поршня до разрушения кромки КС;

T – планируемый моторесурс;

j – количество эксплуатационных

переходных режимов работы двигателя в выбранной модели эксплуатации;

m – количество низкочастотных циклов нагружения i -го переходного режима работы двигателя;

N_{fk} – число циклов до появления трещин при работе двигателя по i -му переходному режиму при k -ом цикле нагружения;

U_{sk} – удельная энергия рассеивания в процессе ползучести при работе двигателя по i -му переходному режиму при k -ом цикле нагружения;

U_s^* – критическое значение удельной энергии рассеивания.

Заметим, что величина удельной энергии рассеивания определяется как

$$U_{sk} = \int_0^{\tau_{цк}} \dot{\varepsilon} \sigma d\tau, \quad (26)$$

т.е. зависит от времени k -го цикла нагружения $\tau_{цк}$, скорости ползучести $\dot{\varepsilon}$ и действующего напряжения σ .

Выполненный в [19] анализ свидетельствует, что для описания процесса ползучести алюминиевых сплавов, особенно в случае их низкочастотного нагружения, может быть использована теория упрочнения

$$\dot{\varepsilon} = f(\varepsilon, \sigma, t). \quad (27)$$

где ε – накопленная к рассматриваемому моменту времени деформация ползучести;

t – действующая температура.

Графическая интерпретация деформирования материала в соответствии с данной теорией при двурежимном нагружении материала представлена на рис 6. Здесь переход от режима i на режим $i-1$ осуществляется в момент времени τ_1 в точке $1'$ и заканчивается в момент времени τ_3 в точке $2'$. При ином чередовании рассматриваемых режимов нагружения (в случае неизменной наработки на каждом из них) переход от режима $i-1$ на режим i осуществляется в момент времени $\tau_2 = \tau_3 - \tau_1$ в точке $1''$ и заканчивается в момент времени τ_3 в точке $2''$. Видно, что смена порядка чередования режимов нагружения приводит к тому, что последующее деформирование материала становится непосредственно зависящим от истории предшествующего его нагружения. Это означает, что в общем случае относительный ресурс работы кромки КС, определяемый в (25), должен зависеть от порядка чередования j эксплуатационных переходных режимов работы двигателя.

Однако, следует заметить, что помимо изменения с течением времени скорости ползучести $\dot{\varepsilon}$, в зоне кромки КС имеет место релаксация напряжений

$$\dot{\varepsilon} = -\frac{1}{E} \frac{d\sigma}{dt}. \quad (28)$$

Последнее обстоятельство оказывает уже сложное влияние на значения величин U_{sk} и N_{jk} . При этом в [20] нами было показано, что при предельно высоких параметрах цикла термомеханического нагружения кромки камеры сгорания типа ЦНИДИ ($t_{\max} = 375...385^\circ\text{C}$, $t_{\min} = 170^\circ\text{C}$, $\sigma_{\max} = 100...110\text{МПа}$, $\sigma_{\min} = 4\text{МПа}$) порядок чередования низкочастотных режимов

нагружения двигателя не оказывает практического влияния на время до разрушения кромки.

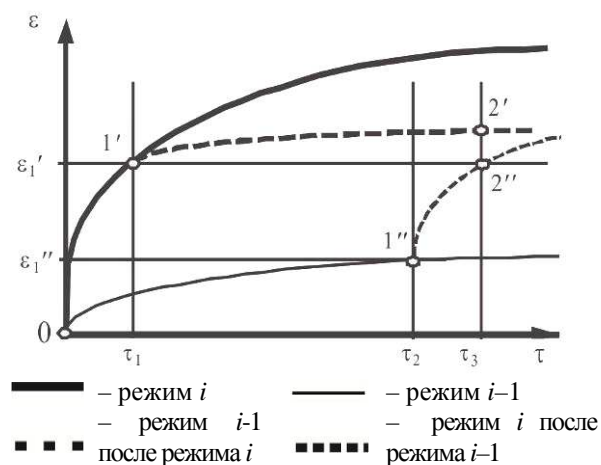


Рисунок 6 – Деформирование материала в условиях ползучести при двурежимном нагружении

В целях последующего прогнозирования времени до разрушения кромки КС аналогичное расчетное исследование выполнено применительно к поршню с тороидальной КС, в том числе и в диапазоне изменения температур и напряжений, обеспечивающих требуемую эксплуатационную прочность кромки.

Степень влияния последовательности чередования режимов работы двигателя на ресурс работы кромки устанавливалась на примере двурежимного циклического низкочастотного нагружения поршня дизеля 4ЧН12/14. Для первого режима моделировался цикл нагружения двигателя х.х.↔0,93 $N_{еном}$, для второго – 0,5 $N_{еном}$ ↔0,6 $N_{еном}$. В соответствии с загрузкой тракторного дизеля в условиях рядовой его эксплуатации время работы (при ресурсе 10000 часов) на первом из рассматриваемых режимов принималось равным 620 часов, на втором – 3200 часов [21]. В качестве варьируемых параметров выступали: порядок чередования указанных режимов в расчетном исследовании, время одного цикла низкочастотного нагружения поршня ($\tau_{цк} = 4$ мин и 6 мин), уровень форсирования двигателя ($N_d = 14,5$ кВт/л и 20 кВт/л).

Уровни действующих температур и напряжений в зоне кромки КС составляют при форсировке $N_d = 14,5$ кВт/л на первом режиме нагружения 207↔314 $^\circ\text{C}$ и 43↔54,5 МПа, а на втором – 265↔288 $^\circ\text{C}$ и 49↔51 МПа соответственно. При форсировке до $N_d = 20$ кВт/л на первом режиме уровни действующих температур 207↔355 $^\circ\text{C}$, уровни действующих напряжений 43↔58,5 МПа, на втором режиме – 286↔310 $^\circ\text{C}$ и 51↔54 МПа соответственно. Результаты расчетов приведены в табл. 3.

Анализ полученных результатов свидетельствует, что в условиях сложного термомеханического циклического

низкочастотного нагружения кромки КС поршня порядок чередования режимов работы двигателя практически не оказывает влияния на ресурс работы кромки. Это означает, что при разработке модели эксплуатации двигателя учитывать порядок чередования режимов его нагружения не следует.

Таблица 3 – Влияние различных переходных режимов на накопление повреждений в зоне кромки КС поршня с тепловодом

Процесс нагружения	$N_{л}$, кВт/л	$\tau_{цк}$, мин	d_f+d_s
Вариант 1			
1	14,5	4	0,1388
2		4	0,0868
Всего варианта 1			0,2256
Вариант 2			
2	14,5	4	0,1206
1		4	0,104
Всего варианта 2			0,2246
Вариант 3			
1	14,5	6	0,0948
2		6	0,0542
Всего варианта 3			0,149
Вариант 4			
2	14,5	6	0,081
1		6	0,07
Всего варианта 4			0,151
Вариант 5			
1	20	4	3,44
2		4	0,8968
Всего варианта 5			4,3368
Вариант 6			
2	20	4	0,963
1		4	3,334
Всего варианта 6			4,297
Вариант 7			
1	20	6	1,6738
2		6	0,4974
Всего варианта 7			2,1712
Вариант 8			
2	20	6	0,5522
1		6	1,575
Всего варианта 8			2,1272

Результаты расчетной оценки накопления повреждений в зоне кромки КС при двурезимном нагружении поршня в дальнейшем используются для расчета длительной прочности с учетом переходных процессов работы двигателя.

Оценка степени влияния различных переходных процессов в общей модели эксплуатации дизеля на длительную прочность поршня. Оценка степени влияния переходных процессов дизеля на длительную прочность поршня оценивалась на примере его использования на тракторе в условиях рядовой эксплуатации, установленной по данным годовой загрузки трактора при выполнении полного объема сельскохозяйственных работ [15]. Такая теоретическая модель рядовой эксплуатации быстроходных дизелей представлена в табл. 4

(здесь $\bar{\tau}_q$ – относительная наработка двигателя на режиме q ($\sum_1^q \bar{\tau}_q = 1$), а \bar{N}_{eq} и \bar{n}_q – соответственно относительная мощность и частота вращения коленчатого вала $\bar{N}_{eq} = N_{eq}/N_{eном}$, $\bar{n}_q = n_q/n_{ном}$).

Таблица 4 – Теоретическая модель рядовой эксплуатации быстроходных дизелей (рядовые условия эксплуатации)

Номер режима q	$\bar{\tau}_q$	\bar{N}_{eq}	\bar{n}_q
1	0,035	0	0,65
2	0,022	0,23	0,69
3	0,17	0,35	0,73
4	0,15	0,50	0,78
5	0,41	0,65	0,82
6	0,28	0,70	0,86
7	0,07	0,85	0,91
8	0,02	0,90	0,95
9	0,03	0,93	0,95

Расчетные исследования выполнены для поршня с тороидальной КС дизеля 4ЧН12/14, форсированного до 25 кВт/л. Исследуемый двигатель имеет промежуточное охлаждение наддувочного воздуха и масляное струйное охлаждение поршня. Рассмотрены варианты с применением и без применения Г-образного тепловода. Определение накопления повреждений в зоне кромки КС осуществлялось по методике, изложенной выше с учетом высокочастотной составляющей нагружения. Расчет проводился, исходя из планируемого ресурса двигателя, равного 10000 часов.

Таблица 5 – Влияние различных переходных режимов на накопление повреждений в зоне кромки КС поршня без тепловода

Режим	τ , час	t_{max} , °C	t_{min} , °C	σ_{max} , МПа	σ_{min} , МПа	d	δ_{tr} , %
1↔9	620	320	189	49,3	-2,6	0,502	31,3
1↔8	80	315	189	48,0	-2,6	0,069	4,3
2↔8	360	315	219	44,9	-3,8	0,023	14,8
2↔7	80	307	219	45,2	-3,8	0,060	3,7
3↔7	1320	307	235	43,6	-4,5	0,556	34,6
3↔6	1500	285	235	36,9	-4,5	0,077	4,8
3↔5	680	278	235	34,7	-4,5	0,028	1,8
4↔5	3160	277	256	32,5	-5,5	0,075	4,7

Результаты, полученные для поршня без тепловода представлены в табл. 5, а с тепловодом – в табл. 6 (здесь τ – время работы на рассматриваемом цикле; t_{max} , t_{min} , σ_{max} , σ_{min} – максимальные и минимальные значения температур (°C) и напряжений (МПа) в зоне кромки камеры сгорания; d

– величина накопленных повреждений; δ_d – вклад накопления повреждений на рассматриваемом цикле в общую долю накопленных повреждений за 10000 часов, %).

Из таблиц видно, что наибольший вклад в суммарное накопление повреждений за 10000 часов вносят режимы 1↔9 (до 32%) и 3↔7 (до 35%). Однако с учетом того, что на режиме 1↔9 полученное накопление повреждений достигается в два раза быстрее (за 620 часов, против 1320 часов режима 3↔7), можно утверждать, что степень влияния режима 1↔9 на длительную прочность поршня является наибольшей. По этой причине оценку накопления повреждений на ранних стадиях проектирования поршней целесообразно осуществлять именно на этом режиме.

Таблица 6 – Влияние различных переходных режимов на накопление повреждений в зоне кромки КС поршня с учетом тепловода

Режим	τ , час	t_{\max} , °C	t_{\min} , °C	σ_{\max} , МПа	σ_{\min} , МПа	d	δ_d , %
1↔9	620	307	169	49,7	-3,0	0,2161	31,9
1↔8	80	302	169	48,2	-3,0	0,0372	5,5
2↔8	360	301	201	44,9	-4,2	0,1011	14,9
2↔7	80	293	201	45,2	-4,2	0,0328	4,8
3↔7	1320	293	218	43,4	-4,9	0,2083	30,7
3↔6	1500	270	218	36,6	-4,9	0,0349	5,1
3↔5	680	262	218	34,4	-4,9	0,0147	2,2
4↔5	3160	262	240	32,1	-5,8	0,0334	4,9

Выводы. Из вышесказанного можно сделать следующие выводы.

На основе экспериментальных исследований ползучести сплава Al25 в условиях циклического низкочастотного изменения температур и напряжений, разработана методика описания процесса циклической ползучести, учитывающая длительность цикла нагружения материала. В ее основу положено уточненное аналитическое описание исследуемого процесса по теории упрочнения.

На основе принципов линейного суммирования повреждений разработана методика оценки длительной и термоусталостной прочности особо теплонапряженной зоны кромки КС поршня с учетом комплексного влияния процессов усталости и ползучести на процесс накопления повреждений. К ее особенностям относятся: описание циклической ползучести (релаксации напряжений) с учетом упрочнения материала и времени цикла его нагружения; определение доли повреждений, вызванных ползучестью, исходя из энергетического критерия прочности; учет изменения от цикла к циклу значений максимального, минимального и амплитудного упругих и действительных напряжений. Изменение

указанных параметров цикла влекут за собой изменение долей накопленных повреждений, вызванных как усталостью, так и ползучестью, а также приводят к изменению характера протекания процесса релаксации напряжений в последующем цикле, т.е. к изменению значений накапливаемых повреждений от цикла к циклу.

3. Использование разработанных методик оценки длительной и термоусталостной прочности поршня позволило установить, что в условиях сложного термомеханического циклического низкочастотного нагружения кромки КС поршня порядок чередования режимов работы двигателя практически не оказывает влияния на ресурс работы кромки. Это означает, что при разработке модели эксплуатации двигателя учитывать порядок чередования режимов его нагружения не следует.

Список литературы

1. Пылев В.А., Шеховцов А.Ф., А. Рамирес Миттани, Прокопенко Н.В. Математическое моделирование накопления повреждений ползучести в поршнях быстроходных дизелей при нестационарных нагружениях. *Двигатели внутр. сгорания: Межрег. научно-техн. сборник*. Харьков: ХГПУ. 1997. Вып. 56–57. С. 54–62.
2. Шеховцов А.Ф., Пылев В.А., А. Рамирес Миттани, Прокопенко Н.В. Совместное влияние малоциклового термоусталости и ползучести на долговечность поршня быстроходного дизеля. *Двигатели внутр. сгорания: Межрег. научно-техн. сборник*. Харьков: ХГПУ. 1997. Вып. 56–57. С. 50–53.
3. Pospisil B. Standardni metodika hodnoceni pevnosti a zivotnosti tepelne energetichych zarizeni // *Strojirenstvi*. 1979. № 2. Р. 84–94.
4. Поспишил Б., Квитка А.Л., Третьяченко Г.Н. и др. *Прочность и долговечность элементов энергетического оборудования*. К.: Наукова думка, 1987. 215с.
5. Morrow J. Dean. Internal friction, damping, and cyclic plasticity. *ASTM materials science series*, 8, ASTM special technical publication, 1965, no. 378, pp. 49–62.
6. Коллинз Дж. *Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение*. Москва: Мир. 1984. 624 с.
7. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. *Сопротивление материалов*. М.: Наука. 1986. 560с.
8. Тимохин А.В. *Повышение работоспособности деталей камеры сгорания дизелей на основе оценки уровня тепловой напряженности: автореф. дис. ... доктора техн. наук: спец. 05.04.02:01.02.06 «Тепловые двигатели»*. Рыбинск, 1994, 33 с.
9. Бачевский А.М. *Разработка способа и методики экспериментальной оценки термоусталостной прочности поршней быстроходных дизелей: дис. ... канд. техн. наук*. Харьков, 1992. 229 с.
10. Гольденблат И.И., Бажанов В.Л., Конков В.А. *Длительная прочность в машиностроении*. Москва: Машиностроение, 1977. 248 с.
11. Шеховцов А.Ф., Абрамчук Ф.И., Пылев В.А. Расчетная оценка термоусталостной прочности поршней дизелей типа СМД с учетом ползучести их материалов. *Двигатели внутреннего сгорания*. Харьков.1993. Вып. 9. С. 10–18.
12. Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Иванченко А.Б. Оценка усталостной долговечности поршня транспортного дизеля при циклическом нагружении. *Двигателестроение*, 1991. № 11. С. 14–15.
13. Шеховцов А.Ф. Метод расчетной оценки термоусталостной прочности поршней ДВС // *Двигателестроение*, 1979. №11. С. 15–19.
14. Трошенко В.Т., Синявский Д.П., Городецкий С.С. и др. Исследование прочности материалов поршней ДВС в условиях циклического и термомеханического нагружений. *Проблемы прочности*. 1976. №7. С. 3–9.

15. Шеховцов А.Ф. *Исследование нестационарных тепловых режимов поршней перспективных тракторных дизелей: дис. ... доктора техн. наук.* Харьков, 1978. 549 с.
16. *Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности* / Под ред. А.Ф. Шеховцова. К.: Изд-во «Техника», 1992. 272 с.
17. Колобнев И.Ф. *Жаропрочные линейные алюминиевые сплавы.* Москва: Металлургия, 1973. 320 с.
18. Диденко А.М., Вахтель В.Ю., Шкурко Ж.Г. Разработка и использование методов ускоренных испытаний. *Двигатели внутреннего сгорания.* 1989. Вып.50. С. 30–40.
19. Шеховцов А.Ф., Пылев В.А., А. Рамирес Миттани, Прокопенко Н.В. Выбор и обоснование методов для описания процессов ползучести материалов деталей камеры сгорания быстроходных дизелей. *Двигатели внутреннего сгорания. Межрег. научно-техн. сборник.* Харьков: ХГПУ. 1997. Вып. 56-57. С. 212-218.
20. Пильов В.О. Результати розрахункового дослідження по накопиченню пошкоджень в зоні кромки камери згорання поршня в разі його циклічного дворежимного теплового навантаження. *Міжвуз. збірник наук. праць.* ХарДАЗТ, 1998. Вип. 32. С. 30–33.
21. Лушицкий Ю.В., Косулин А.Г. Эксплуатационный расход топлива и метод его определения. *Двигатели внутреннего сгорания.* 1985. Вып.41. С. 96–104.
22. Шейченко Р.И., Ткачук Н.А., Бондаренко М.А., Лунев Е.А. Численное моделирование напряженно-деформированного состояния инновационных тонкостенных машиностроительных конструкций. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».* Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 12. С. 137–145.
23. Симсон Э.А., Назаренко С.А., Прево И.Д. Методы анализа и оптимизации нагруженных элементов технологических систем. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».* Харків: НТУ «ХПІ», 2014. № 42. С. 187–192
24. Neittaanmäki P., Repin S., Tuovinen T. *Mathematical Modeling and Optimization of Complex Structures.* Switzerland: Springer, 2016. 328 p. doi: <https://doi.org/10.1007/978-3-319-23564-6>.
25. Ткачук Н.А., Хлань А.В., Шейко А.И. [и др.] Разработка математического аппарата для решения задач расчетно-экспериментального исследования элементов механических систем. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР.* Харків: НТУ «ХПІ», 2017. №12 (1234). С. 110–131.
26. Марченко А.П., Ткачук М.А., Соболев О.В. [и др.] Інноваційні технології композиційного зміцнення поверхні елементів виробів для оборонної та енергетичної галузей. *Механіка та машинобудування,* 2017, №1. С. 234–246.
27. Бреславский Д.В., В.А. Метелев, О.К. Морачковский. Анизотропия ползучести и повреждаемости элементов конструкций при циклическом нагружении. *Проблемы прочности.* Киев. 2015. №2. С. 21–29.
28. Воробьев Ю.С., Овчарова Н.Ю. Влияние динамических свойств материала на скоростное деформирование элементов конструкций // *Вісник Запорізького національного університету.* Запоріжжя: ЗНУ, 2015. № 1. С. 12–22.
29. Воробьев Ю.С., Овчарова Н.Ю. Скоростное деформирование многослойных элементов при контактном воздействии. *Технічна механіка.* Дніпро: ІТМ НАН України і ДКА України, 2016, № 3. С. 17–24.
3. Pospisil B. Standardni metodika hodnoci pevnosti a zivotnosti tepelne energetichyh zarizeni [Standard methodology for evaluation of strength and lifetime of thermal power equipment] *Strojirenstvi.* 1979. no 2. pp. 84-94.
4. Pospishil B., Kvitka A.L., Tretyachenko G.N. i dr. *Prochnost i dolgovechnost elementov energeticheskogo oborudovaniya* [Strength and durability of elements of power equipment] Kyiv, Naukova dumka Publ., 1987. 215 p.
5. Morrow J. Dean. Internal friction, damping, and cyclic plasticity. *ASTM materials science series,* 8, ASTM special technical publication, 1965, no. 378, pp. 49–62.
6. Collins J. A. *Failure of Materials in Mechanical Design: Analysis, Prediction, Prevention.* John Wiley & Sons, 1983 (Russ. ed. Collins A. Povrezhdenie materialov v konstrukciyah. Analiz, predskazanie, predotvrashenie. Moscow, Mir Publ., 1984. 624 p.).
7. Birger I.A., Mavlyutov R.R. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Moscow, Nauka Publ. 1986. 560 p.
8. Timohin A.V. *Povyshenie rabotosposobnosti detalej kamery sgoraniya dizelej na osnove ocenki urovnya teplovoj napryazhennosti: avtoref. dis. ... doktora tehn. nauk 05.04.02:01.02.06 "Teplovye dvigateli"* [Improving the operability of parts of a combustion chamber of diesel engines based on an assessment of the level of thermal tension. Abstract of a thesis dr. eng. sci. diss 05.04.02:01.02.06 "Heat engines"]. Rybinsk, 1994, 33 p.
9. Bachevskij A.M. *Razrabotka sposoba i metodiki eksperimentalnoj ocenki termoustalostnoj prochnosti porshnej bystrohodnyh dizelej: dis. ... kand. tehn. nauk* [Development of a method and methodology for experimental evaluation of the thermal fatigue strength of high-speed diesel pistons. Cand. eng. sci. diss.]. Kharkov, 1992, 229 p.
10. Goldenblat I.I., Bazhanov V.L., Konkov V.A. *Dlitelnaya prochnost v mashinostroenii* [Long lasting strength in mechanical engineering]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 248 p.
11. Shehovcov A.F., Abramchuk F.I., Pylev V.A. Raschetnaya ocenka termoustalostnoj prochnosti porshnej dizelej tipa SMD s uchetom polzuchesti ih materialov [Calculation of the thermal fatigue strength of SMD diesel pistons taking into account the creep of their materials] *Dvigateli vnutrennego sgoraniya.* Kharkov, 1993, iss. 9, pp. 10–18.
12. Chajnov N.D., Timohin A.V., Ivanchenko A.B. Ocenka ustalostnoj dolgovechnosti porshnya transportnogo dizelya pri ciklicheskom nagruzenii [Evaluation of fatigue life of a transport diesel piston under cyclic loading] *Dvigatelistroenie.* 1991, no. 11, pp. 14–15.
13. Shehovcov A.F. Metod raschetnoj ocenki termoustalostnoj prochnosti porshnej DVS [Calculation method for thermal fatigue strength of ICE pistons] *Dvigatelistroenie.* 1979, no 11, pp. 15–19.
14. Troshenko V.T., Sinyavskij D.P., Gorodeckij S.S. i dr. Issledovanie prochnosti materialov porshnej DVS v usloviyah ciklicheskogo i termomechanicheskogo nagruzenij [The study of the strength of the materials of the internal combustion engine pistons under cyclic and thermomechanical loading] *Problemy prochnosti.* 1976, no 7, pp. 3–9.
15. Shehovcov A.F. *Issledovanie nestacionarnyh teplovyh rezhimov porshnej perspektivnyh traktornyh dizelej: dis. ... doktora tehn. nauk* [Research of unsteady thermal regimes of pistons of promising tractor diesel engines: dr. eng. sci. diss.]. Kharkov, 1978. 549 p.
16. *Sovremennye dizeli: povyshenie toplivnoj ekonomichnosti i dlitelnoj prochnosti* [Modern diesels: improving fuel efficiency and long lasting strength] / Ed. A.F. Shehovcov. Kyiv, Technika Publ., 1992. 272 p.
17. Kolobnev I.F. *Zharoprochnye linejnye alyuminievye splavy* [Heat Resistant Linear Aluminum Alloys]. Moscow, Metallurgiya Publ., 1973. 320 p.
18. Didenko A.M., Vahtel V.Yu., Shkurko Zh.G. Razrabotka i ispolzovanie metodov uskorennyh ispytaniy [Development and

References (transliterated)

1. Pylev V.A., Shehovcov A.F., A. Ramires Mittani, Prokopenko N.V. Matematicheskoe modelirovanie nakopleniya povrezhdenij polzuchesti v porshnyah bystrohodnyh dizelej pri nestacionarnyh nagruzeniayah [Mathematical modeling of the accumulation of creep damage in the pistons of high-speed diesel engines under unsteady loads] *Dvigateli vnutr. sgoraniya: Mezhhreg. nauchno-tehn. sbornik.* Kharkov, HGPU Publ., Iss. 56–57. 1997, pp. 54-62.
2. Shehovcov A.F., Pylev V.A., A. Ramires Mittani, Prokopenko N.V. Sovmestnoe vliyanie malociklovoj termoustalosti i polzuchesti na dolgovechnost porshnya

- use of accelerated test methods] *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. Kharkov, 1989, iss. 50, pp. 30–40.
19. Shehovcov A.F., Pylev V.A., A.Ramires Mittani, Prokopenko N.V. Vybór i obosnovanie metodov dlya opisaniya processov polzuchesti materialov detalej kamery sgoraniya bystrohodnyh dizelej [Selection and justification of methods for describing the creep processes of materials of parts of the combustion chamber of high-speed diesel engines] *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*: Mezhhreg. nauchno-tehn. sbornik. iss. 56-57. Kharkov: HGPU. 1997. pp. 212–218.
 20. Pyliov V.O. Rezultati rozrahunkovogo doslidzhennya po nakopichennyu poskodzhen v zoni kromki kamery zgoriannya porshnya v razi jogo ciklichnogo dvorezhimnogo teplovogo navantazhennya [The results of the calculated study on the accumulation of damage in the zone of the edge of the combustion chamber of the piston in the case of its cyclic two-mode heat load]. *Mizhvuz. zbirnik nauk. prac. HarDAZT*, 1998, iss. 32, pp. 30–33.
 21. Lushickij Yu.V., Kosulin A.G. Ekspluatatsionnyj rashod topliva i metod ego opredeleniya [Fuel consumption and method of its determination] *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. 1985, iss. 41, pp. 96–104.
 22. Shejchenko R.I., N. A. Tkachuk, M. A. Bondarenko, E.A. Lunev. Chislennoe modelirovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya innovatsionnyh tonkostennyh mashinostroitelnyh konstrukcij [Numerical simulation of the stress-strain state of innovative thin-walled engineering structures]. *Visnik Nacionalnogo tehničnogo universitetu «Harkivskij politehničnij institut»*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2017, no. 12, pp. 137–145.
 23. Simson E.A., Nazarenko S.A., Prevo I.D. Metody analiza i optimizacii nagruzhennyh elementov tehnologicheskikh system [Methods of analysis and optimization of loaded elements of technological systems]. *Visnik Nacionalnogo tehničnogo universitetu «Harkivskij politehničnij institut»*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2014, no 42, pp. 187–192.
 24. Neittaanmaki P., Repin S., Tuovinen T. *Mathematical Modeling and Optimization of Complex Structures*. Switzerland: Springer, 2016. 328 p. doi: <https://doi.org/10.1007/978-3-319-23564-6>.
 25. Tkachuk N.A., Hlan A.V., Shejko A.I. [and oth.] Razrabotka matematicheskogo apparata dlya resheniya zadach raschetnoeksperimentalnogo issledovaniya elementov mehanicheskikh system [Development of a mathematical apparatus for solving the problems of computational-experimental study of elements of mechanical systems]. *Visnik NTU "KhPI". Seriya: Mashinoznastvo ta SAPR*. 2017, no 12 (1234), pp. 110–131
 26. Marchenko A.P., Tkachuk M.A., Sobol O.V. [and oth.] Innovatsijni tehnologiyi kompozitsijnogo zmicnennya poverhni elementiv virobiv dlya oboronnoyi ta energetichnoyi galuzej [Innovative technologies of composite hardening of the surface of elements of products for the defense and energy industries]. *Mehanika ta mashinobuduvannya*, 2017, no 1, pp. 234–246.
 27. D.V. Breslavskij, V.A. Metelev, O.K. Morachkovskij. Anizotropiya polzuchesti i povrezhdaemosti elementov konstrukcij pri ciklicheskom nagruzhenni [Anisotropy of creep and damage to structural elements under cyclic loading] *Problemy prochnosti*. 2015, no 2, pp. 21–29.
 28. Vorob'ev Yu.S., Ovcharova N.Yu. Vliyanie dinamicheskikh svojstv materiala na skorostnoe deformirovanie elementov konstrukcij [The influence of the dynamic properties of the material on the speed deformation of structural elements] *Visnik Zaporizkogo nacionalnogo universitetu*. Zaporizhzhya, ZNU Publ., 2015, no 1, pp. 12–22.
 29. Vorob'ev Yu. S., Ovcharova N. Ju. Skorostnoe deformirovanie mnogoslojnyh jelementov pri kontaktnom vozdejstvii [Speed deformation of multilayer elements under contact action] *Tehnichna mekhanika*. Dnipro: ITM NAN Ukraïni i DKA Ukraïni, 2016, no 3, pp. 17–24.

Поступила (received) 21.08.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Прокопенко Микола Вікторович (Прокопенко Николай Викторович, Prokopenko Mykola) – кандидат технічних наук (PhD), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: kola0123@ukr.net.

Зінченко Олена Іванівна (Зинченко Елена Ивановна, Zinchenko Olena) – кандидат технічних наук (PhD), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2961-5861>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: zinchenko.zinchenko@gmail.com.

М. А. ТКАЧУК, О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, В. М. ШИМОН, С. П. АЛФЕЛДИЙ, І. І. ПУШКАШ

ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ НОГИ ЛЮДИНИ ПІСЛЯ ОПЕРАТИВНОГО ЛІКУВАННЯ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ БІОСКЛА

У роботі пропонуються результати чисельного дослідження впливу на напружено-деформований стан елементів ноги людини здійснення оперативного лікування, заміни пошкоджених остеомиєлітом тканин імплантатами, виготовлених з біоскла. Математична модель здійснених досліджень застосовує основні співвідношення механіки суцільного середовища у зв'язі з чисельними методами, зокрема, методом скінченних елементів. В ході дослідження розглядалися три розрахункові групи, відмінності яких полягали у розмірах імплантату з біоскла, кожна група, в свою чергу, складалася з чотирьох розрахункових схем, дві з яких описували «інтактний» стан та «пошкоджений», інші дві розрахункові схеми описували ногу людини після оперативного лікування з установки імплантатів, виготовлених з різних типів біоскла – AC-5 та FAR-5, відповідно. За підсумками досліджень були отримані характеристики напружено-деформованого стану та здійснено порівняльний аналіз.

Ключовими словами: напружено-деформований стан; нога людини; остеомиєліт; біоскло; метод скінченних елементів; еквівалентні напруження

Н. А. ТКАЧУК, О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, В. М. ШИМОН, С. П. АЛФЕЛДИЙ, И. И. ПУШКАШ **ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ НОГИ ЧЕЛОВЕКА ПОСЛЕ ОПЕРАТИВНОГО ЛЕЧЕНИЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ БИОСТЕКЛА**

В работе предлагаются результаты численного исследования влияния на напряженно-деформированное состояние элементов ноги человека проведения оперативного лечения, замены поврежденных остеомиелитом тканей имплантатами, изготовленных из биостекла. Математическая модель проведенных исследований базировалась на основных соотношениях механики сплошной среды в связке с численными методами, в частности, методом конечных элементов. В ходе исследования рассматривались три расчетные группы, различия которых заключались в размерах имплантатов из биостекла, каждая группа, в свою очередь, состояла из четырех расчетных схем, две из которых описывали «интактное» состояние и «поврежденное», другие две расчетные схемы описывали ногу человека после оперативного лечения по установке имплантатов, изготовленных из различных типов биостекла – AC-5 и FAR-5, соответственно. По итогам исследований были получены характеристики напряженно-деформированного состояния и проведен сравнительный анализ.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние; нога человека; остеомиелит; биостекло; метод конечных элементов; эквивалентные напряжения

M. TKACHUK, O. VERETELNYK, V. SHIMON, S. ALFELDIY, I. PUSHKASH **NUMERICAL STUDY OF STRESS-STRAIN STATE OF HUMAN FEET AFTER OPERATIONAL TREATMENT WITH BIOGLASS APPLICATION**

The paper presents the results of a numerical study of the effect on stress-strain state of the elements of a person's leg after surgical treatment, replacement of damaged tissues with osteomyelitis with implants made of bioglass. The mathematical model of conducted research was based on the basic relations of continuum mechanics, in conjunction with numerical methods, in particular, by the finite element method. In the course of the study, three design groups were considered, the differences of which consisted in the size of bioglass implants, each group, in turn, consisted of four design schemes, two of which described an "intact" state and a "damaged" state, the other two the schemes described the human leg after surgical treatment of implant installation made of various types of bioglass -AC-5 and FAR-5, respectively. According to the results of the research, characteristics of stress-strain state were obtained and a comparative analysis was carried out.

Keywords: stress-strain state; human foot; osteomyelitis; bioglass; finite element method; equivalent stresses

Вступ. Сучасна медицина досить широко використовує штучні імплантати для заміщення пошкоджених у результаті різних захворювань тканин. Так, при різноманітних захворюваннях кісткових тканин, наприклад, остеомиєліті, використовуються різні матеріали [1–6]. Одним із таких матеріалів є біоскло. У роботі пропонується дослідження правої ноги людини з декількома осередками ураження кісткових тканин.

Дослідження було здійснене за допомогою методу скінченних елементів, оскільки цей метод дає можливість розглядати складні тривимірні геометричні моделі. Також суттєвою перевагою використання цього методу [7] є те, що у випадках, коли важко або неможливо здійснити клінічний аналіз проблематики із використання спеціальних технічних медичних засобів (імплантатів), які використовуються для відновлення цілісності кісткових тканин, а також супутні причини – варіювання параметрів імплантатів в природних умовах. Крім того, слід взяти до уваги неможливість здійснення експериментальних досліджень: аналіз багатьох

різних параметрів вимагає виробництва багатьох прототипів і може бути дуже дорогим. Також важливо, що граничні умови, такі як м'язові сили, не можуть бути реалізовані в експериментальній установці, а експериментальні дослідження на зразку людини можуть не відтворюватися через зміни біологічних властивостей. Ще одним фактором є те, що результати клінічного або експериментального дослідження не можуть бути у багатьох випадках однозначно інтерпретовані. У свою чергу, чисельна модель може допомогти в інтерпретації клінічних та експериментальних результатів.

Таким чином, використання методу скінченних елементів для аналізу напружено-деформованого стану досліджуваних біологічних і біомеханічних систем є найбільш ефективним рішенням.

Як було зазначено вище, метод скінченних елементів часто використовується при розробці імплан-

© М. А. Ткачук, О. В. Веретельник, В.М. Шимон, С.П. Алфелдій, І.І. Пушкаш, 2019

татів, допомагаючи вирішити невирішені питання [8, 9], пов'язані з клінічними дослідженнями. На теперішній час публікуються різні підходи до створення моделей з'єднання «імплантат – кістка» [10–14].

В аспекті моделювання та проектування варто взяти до уваги, що досліджувані структури в біомеханіці не створені людиною, а мають біологічне походження. Отже, при аналізі кістки не існує точно визначених геометричних примітивів, а є специфічна для пацієнта морфологія, яка сильно неоднорідна і змінюється протягом життя в залежності від фізіологічних навантажень, стану здоров'я, віку і харчування.

Одним із найбільш важливих аспектів біомеханічних систем є їх геометрична складність, яка значно ускладнює створення точних моделей. Класичні моделі страждали від цього недоліку – геометричної неточності, присутньої навіть у недавніх моделях [15, 16], що ставило під сумнів в більшості досліджень достовірність результатів та їх екстраполяцію на клінічні умови. Отже, необхідний розвиток методів та моделей для дослідження напружено-деформованого стану елементів біомеханічних систем.

Здійснені дослідження були реалізовані на підставі договору про спільну роботу між ДВНЗ «Ужгородський національний університет» та центром комп'ютерного моделювання «Тензор» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», який оснащений комп'ютерним кластером «ПОЛІТЕХНІК-125».

Метою роботи є розробка методів та здійснення дослідження змін напружено-деформованого стану елементів правої ноги людини після здійснення оперативного лікування з метою заміни пошкоджених кісткових тканин із захворюванням остіємілітом імплантатами, виготовленими із біоскла.

Теоретичні основи математичного опису. Основні співвідношення механіки суцільного середовища для опису напружено-деформованого стану біологічних і біомеханічних систем. Здійснення досліджень напружено-деформованого стану біологічних і біомеханічних систем ґрунтується на рівняннях теорії пружності.

Як відомо, для визначення компонентів напружено-деформованого стану теорія пружності в своєму розпорядженні має три групи рівнянь. Дані групи рівнянь включають в себе: геометричні (відомі як співвідношення Коші), фізичні (відомі як закон Гука) і статичні співвідношення.

Вектор переміщень u , тензора деформацій ε та напружень σ можуть бути визначені як із переліченої системи рівнянь, так і за допомогою методу скінченних елементів [17–23]. За допомогою основних співвідношень методу скінченних елементів можна отримати загальну картину напружено-деформованого стану для всієї досліджуваної моделі.

Згідно із загальними положеннями даного методу [17–23], досліджувана модель біологічних і біомеханічних систем розбивається на скінченне

число дискретних елементів, які пов'язані між собою вузлами. У цих вузлах визначаються величини функції u (ще відомі як вузлові переміщення). При цьому величина в рамках одного дискретного елемента визначається за допомогою апарату інтерполяції за відомими функціями форми α_i :

$$u = \sum \alpha_i u_i . \quad (1)$$

За допомогою матриці жорсткості $[k]^e$ можна записати зв'язок вузлових зусиль $\{R\}^e$ і вузлових переміщень $\{u\}^e$ у наступному вигляді:

$$\{R\}^e = [k]^e \{u\}^e . \quad (2)$$

За допомогою принципу віртуальної роботи напружено-деформований стан скінченного елемента можна подати у наступному вигляді [21]:

$$\{\delta u\}^T \{R\} - \iiint_V \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV = 0 , \quad (3)$$

де $\{u\}$ – вектор вузлових переміщень,

$\{R\}$ – вектор вузлових зусиль,

$\{\varepsilon\}$ – вектор вузлових деформацій,

$\{\sigma\}$ – вектор вузлових напружень,

V – об'єм елемента.

Зв'язок між переміщеннями і деформаціями, а також деформаціями і напруженнями має такий вигляд:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{u\} , \quad (4)$$

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} , \quad (5)$$

де $[B]$ – матриця диференціювання переміщень,

$[D]$ – матриця властивостей матеріалу.

На основі співвідношень теорії пружності [22, 24] матриця жорсткості дискретного елемента (5) визначається геометричними і фізичними співвідношеннями.

Розв'язувальна система рівнянь методу скінченних елементів:

$$[K]\{u\} = \{R\} . \quad (6)$$

Чисельні дослідження напружено-деформованого стану правої ноги людини. Сучасні методи візуалізації, такі як комп'ютерна томографія (КТ) та магнітно-резонансна томографія, дають можливість реконструювати біологічні структури для подальшого скінченно-елементного аналізу. Тривимірна реконструкція є основою для представленого підходу. З іншого боку, імплантати, які підлягають аналізу у скінченно-елементних моделях, можуть бути спроектовані з використанням програмного забезпечення САД, наприклад, такою як Solidworks [25].

У процесі моделювання була відновлена геометрична модель за КТ знімками без патологічних структурних змін. В процесі моделювання були виділені області, які описують пошкоджені тканини. Моделювання пошкоджених тканин здійснювалося зменшенням початкових показників фізико-механічних властивостей кісткових тканин. Аналогічним чином моделювалася установка елементів із біоскла.

Побудова тривимірної геометричної моделі виконувалася в системі автоматизованого проектування Solidworks [25]. Після створення геометричної моделі вона була імпортована в програмний комплекс Workbench [26]. Цей програмний комплекс призначений для здійснення досліджень напружено-деформованого стану із використанням методів механіки суцільного середовища у поєднанні з чисельними методами розв'язання систем рівнянь.

Після імпортування моделі в програмному комплексі Workbench на основі тривимірної геометричної моделі була створена скінченно-елементна модель, визначені фізико-механічні властивості матеріалів, прикладені зовнішні граничні умови. Також здійснені подальші дослідження, що дають змогу визначити компоненти напружено-деформованого стану.

В рамках здійснення даного дослідження матеріали вважалися однорідними та ізотропним.



Рисунок 1 – Геометрична модель правої ноги людини (з виділеними областями, ураженими захворюваннями)

Для здійснення досліджень були створені геометричні моделі, які описували праву ногу людини, з виділеними областями, ураженими захворюваннями (рис. 1). Як було викладено вище, у разі здійснення оперативного лікування здійснюється заміщення уражених тканин імплантатами, виготовленими із біоскла. У роботі було промодельовано різні області заміщення пошкоджених тканин імплантатами з біоскла. На рис. 2 представлена геометрична модель із виділеними областями замі-

щення пошкоджених тканин, відповідні області промарковані латинськими буквами А, В, С, D, Е.

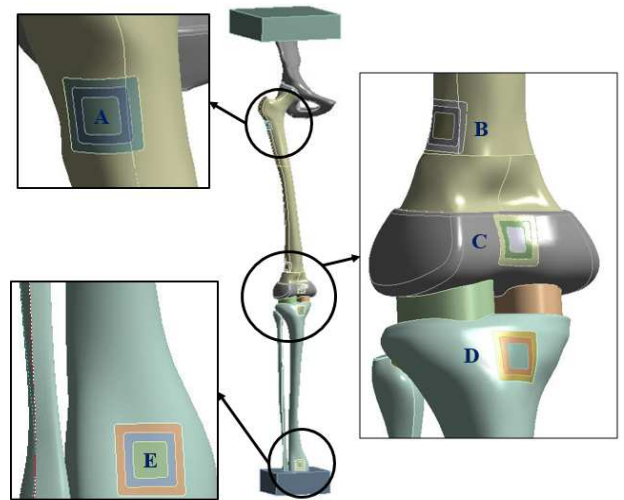


Рисунок 2 – Геометрична модель з виділеними областями заміщення тканин

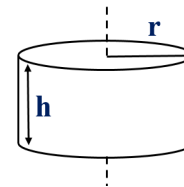


Рисунок 3 – Схема елемента заготовки з біоскла

Розглянуто три типорозміри елементів з біоскла, які застосовуються для заміщення пошкоджених тканин. Ці елементи виготовляються у вигляді дисків з подальшою обробкою зовнішньої поверхні під профіль кістки. На рис. 3 наведена схема заготовки елемента з біоскла, у табл. 1 – розміри елементів, виготовлених із біоскла.

На рис. 4 представлена досліджувана область на прикладі області А.

Таблиця 1 – Габаритні розміри елемента з біоскла

Розрахункова група	h , мм	r , мм
1	10	5
2	15	7,5
3	20	10

При моделюванні оперативного лікування із заміщення пошкоджених тканин було побудовано три розрахункові групи, відмінності між якими полягали у розмірах елемента з біоскла. При цьому, кожна група включає чотири розрахункові схеми які описують різний стан кістки: інтактний стан, пошкоджений, після здійснення оперативного втручання при використанні двох типів біоскла – AC-5 та FAR-5 (див. табл. 2). У табл. 3 наведені фізико-механічні властивості матеріалів біологічних і біомеханічних систем.

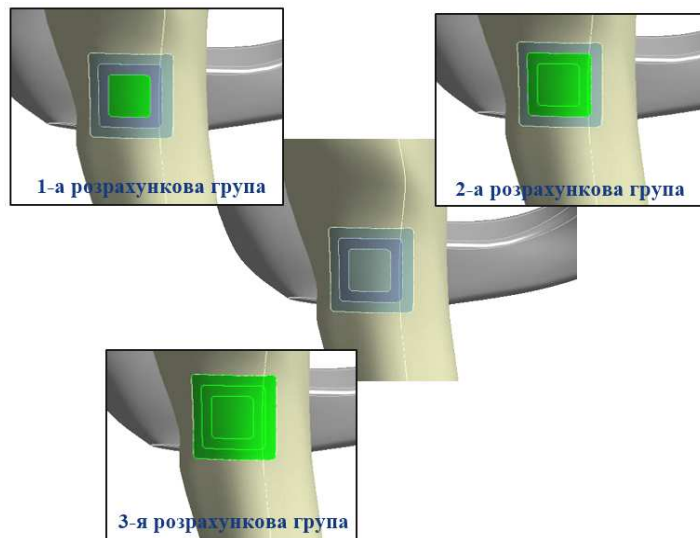


Рисунок 4 – Досліджувана область (на прикладі області А)

При побудові скінченно-елементних моделей (СЕМ) використовувалися скінченні елементи різного типу. Це 10-ти вузловий тетраедр (SOLID187) і 20-ти вузловий кубічний елемент (SOLID186). Застосування різних типів елементів дає можливість отримати якісну СЕМ, яка описує складну геометричну форму елементів біологічних систем. Так, за допомогою кубічного елемента можна розбити більш прості елементи досліджуваної системи, за допомогою тетраедра – більш складні елементи системи.

Таким чином, утворена комбінована скінченно-елементна модель дає можливість отримати вищу апроксимацію з найменшою похибкою.

Таблиця 2 – Розрахункові схеми

№ розрахункової схеми	Стан кістки
1	«Інтактна»
2	«Пошкоджена»
3	AC-5
4	FAR-5

Побудовані скінченно-елементні моделі налічували близько 340 тис. елементів. На рис. 5 наведені

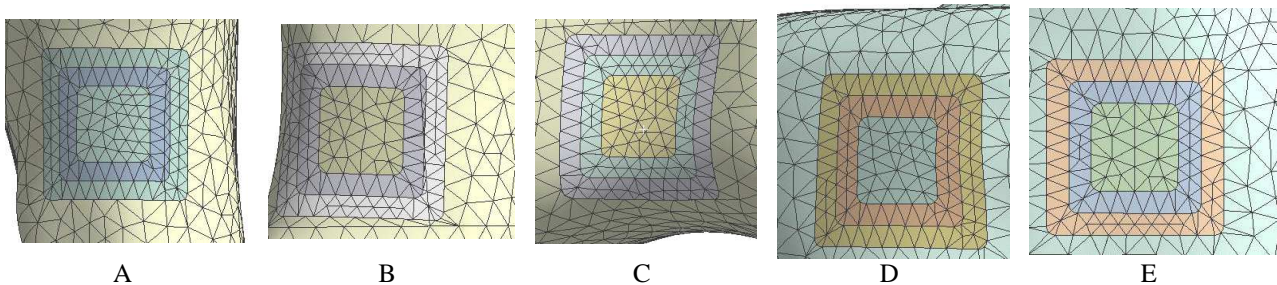


Рисунок 5 – Области скінченно-елементної моделі

області скінченно-елементної моделі у місцях заміщення пошкоджених тканин біоскломом. На рис. 6 наведені схеми навантаження і закріплення, а також додаткові умови, які накладаються на модель у вигляді додаткових переміщень, які додаються до елемента «верхня опора». Сила, яка забезпечує навантаження досліджуваних систем, дорівнює 500Н та прикладається до елемента «верхня опора».

Таблиця 3 – Фізико-механічні властивості матеріалів біологічних і біомеханічних систем

№ розрах. схеми	Кісткова тканина	Модуль Пружності, Па	Коеф. Пуассона
1	Кортикальна тканина	$1 \cdot 10^{10}$	0,3
	Губчаста тканина	$4,5 \cdot 10^8$	0,2
2	Кортикальна тканина	$5 \cdot 10^9$	0,3
	Губчаста тканина	$2,25 \cdot 10^8$	0,2
3	-	$1,5 \cdot 10^8$	0,22
4	-	$0,9 \cdot 10^8$	0,22

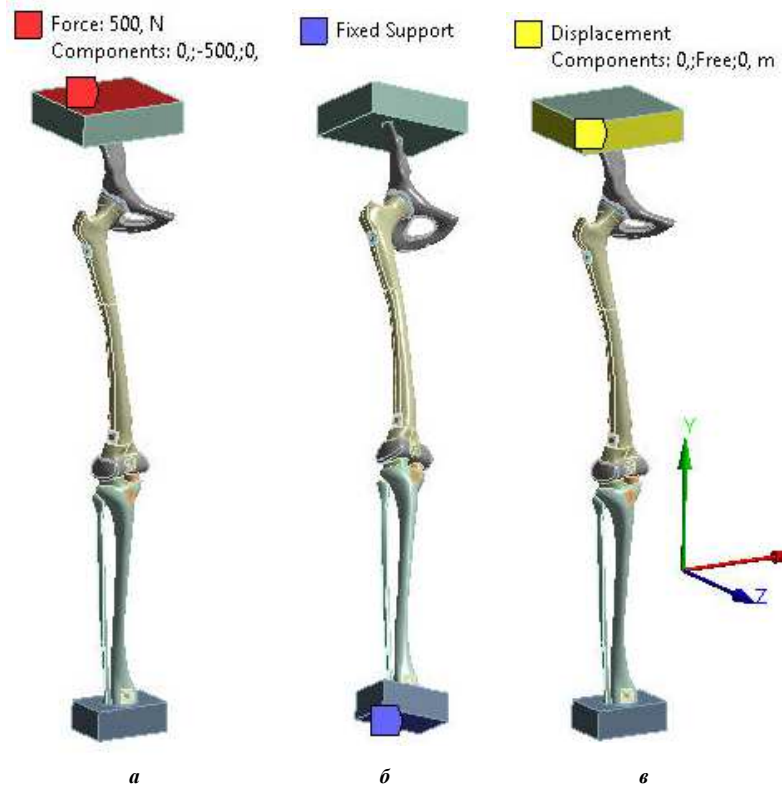



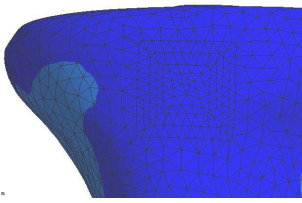
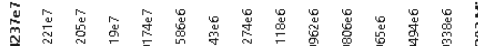
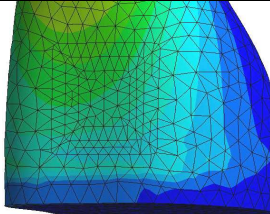

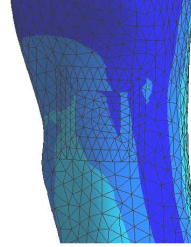

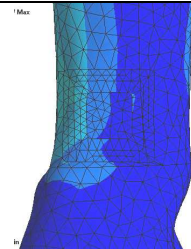
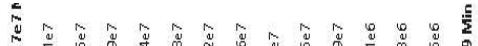
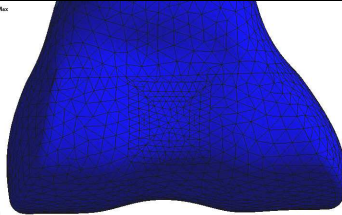

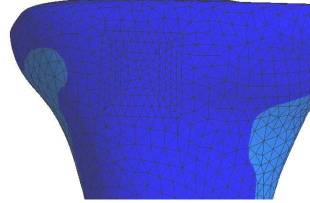

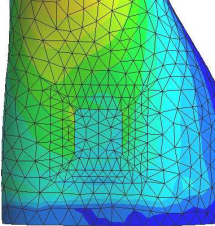
Рисунок 6 – Схеми навантаження (а), закріплення (б) і додаткові умови (в)

Результати чисельних досліджень. За підсумками здійснених досліджень визначалися еквівалентні напруження та повні переміщення для елементів досліджуваних систем для всіх розрахункових груп і схем.

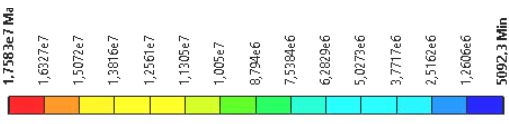
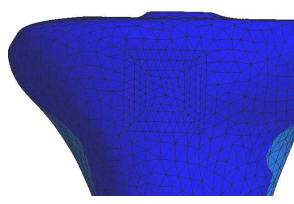
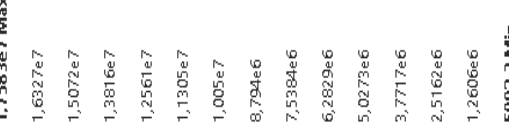
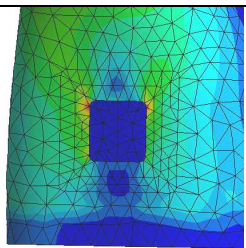
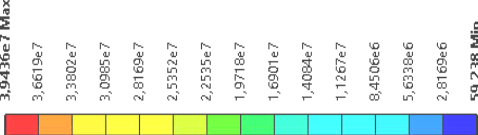
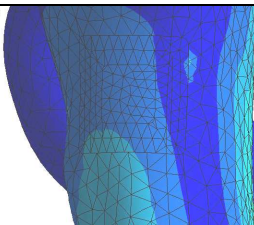
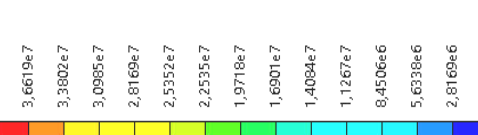
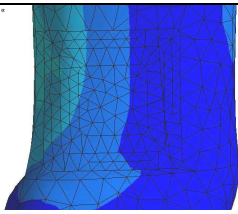
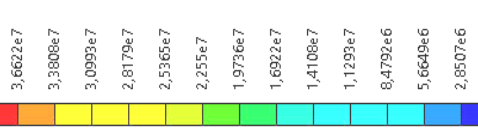
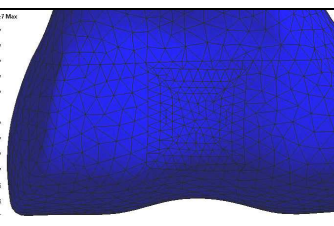
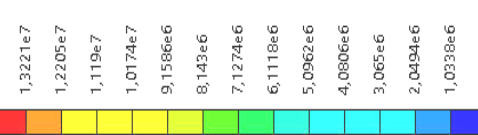
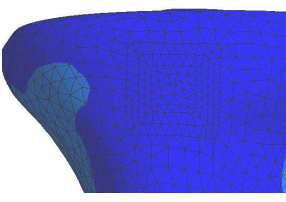
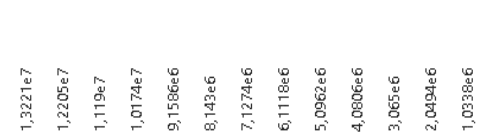
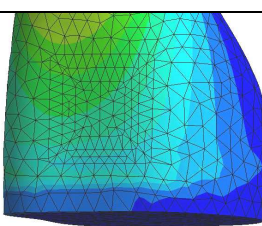
У табл. 4 наведені поля розподілу еквівалентних напружень в розглянутих областях досліджуваної моделі, для всіх розрахункових груп та схем.

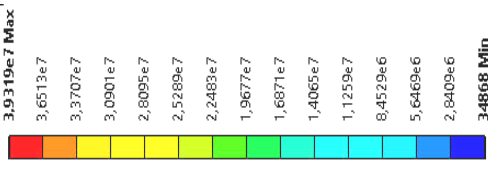
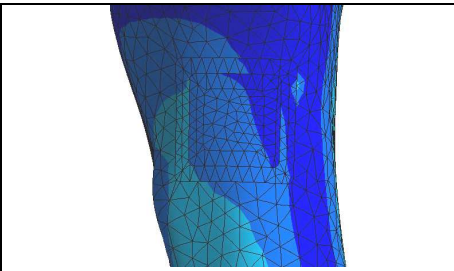
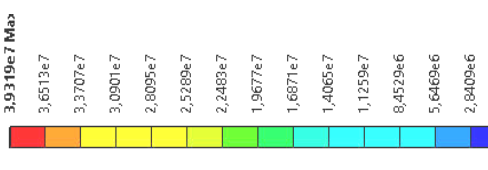
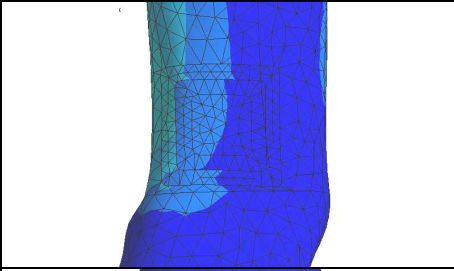
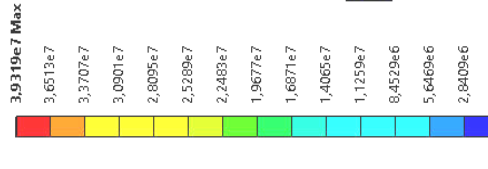

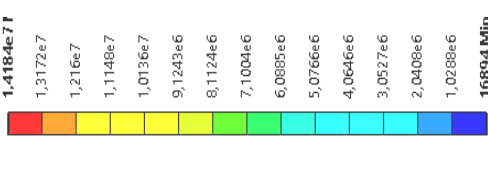
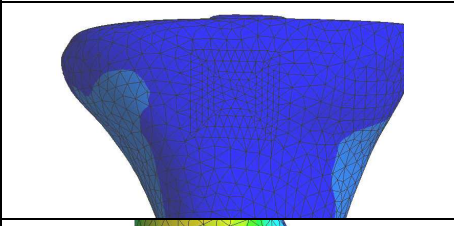
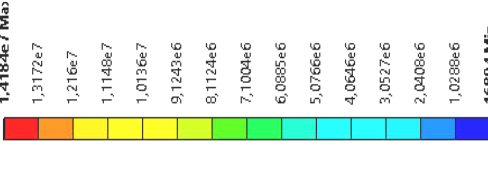
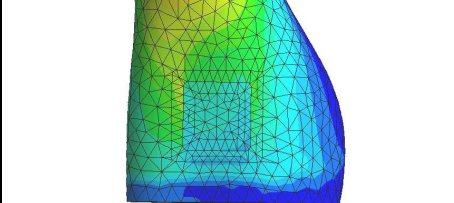
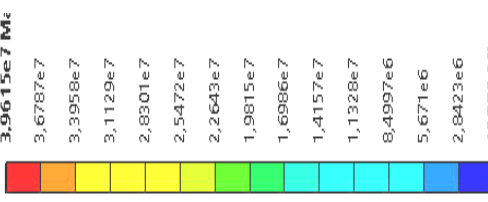
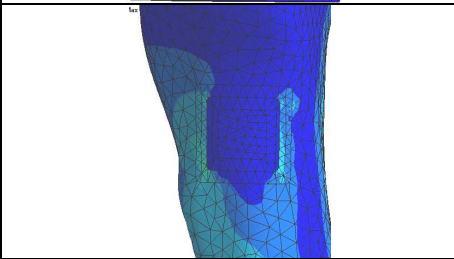
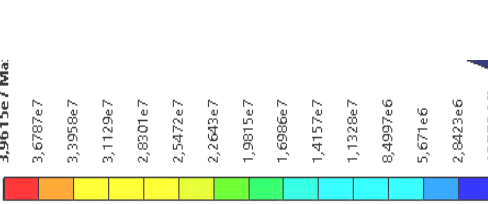
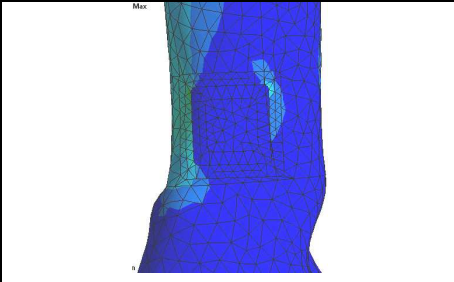
Таблиця 4 – Поля розподілу еквівалентних напружень для різних розрахункових груп


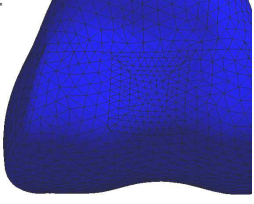

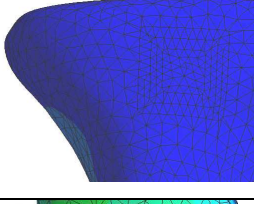

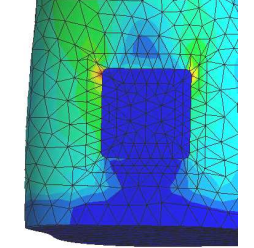
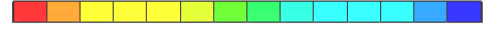
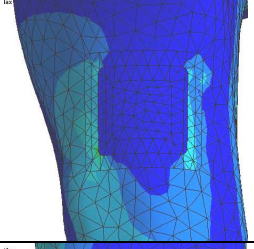
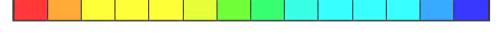
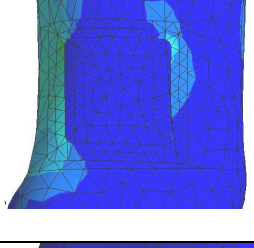

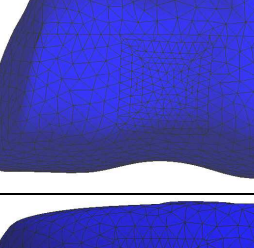

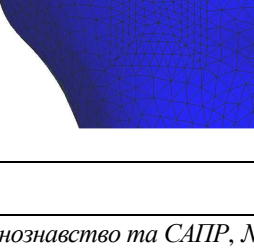
Розрахункова схема	Області СЕМ	Значення	Розподіл еквівалентних напружень
1-а розрахункова група			
1	А	<p>3,9436e7 Max</p> <p>3,6619e7 3,3802e7 3,0985e7 2,8169e7 2,5352e7 2,2535e7 1,9718e7 1,6901e7 1,4084e7 1,1267e7 8,4506e6 5,6338e6 2,8169e6</p> <p>39.238 Min</p>	
	В	<p>3,9436e7 Max</p> <p>3,6619e7 3,3802e7 3,0985e7 2,8169e7 2,5352e7 2,2535e7 1,9718e7 1,6901e7 1,4084e7 1,1267e7 8,4506e6 5,6338e6 2,8169e6</p> <p>39.238 Min</p>	
	С	<p>3,9436e7</p> <p>3,6622e7 3,3808e7 3,0993e7 2,8179e7 2,5365e7 2,255e7 1,9736e7 1,6922e7 1,4108e7 1,1293e7 8,4792e6 5,6649e6 2,8507e6</p> <p>36.393 Mi</p>	

Розрахункова схема	Області СЕМ	Значення	Розподіл еквівалентних напружень
1-а розрахункова група			
	D	<p>1,4237e7</p> <p>1,3221e7</p> <p>1,2205e7</p> <p>1,119e7</p> <p>1,0174e7</p> <p>9,1586e6</p> <p>8,143e6</p> <p>7,1274e6</p> <p>6,1118e6</p> <p>5,0962e6</p> <p>4,0806e6</p> <p>3,065e6</p> <p>2,0494e6</p> <p>1,0338e6</p> <p>18203 M</p> 	
	E	<p>1,4237e7 Max</p> <p>1,3221e7</p> <p>1,2205e7</p> <p>1,119e7</p> <p>1,0174e7</p> <p>9,1586e6</p> <p>8,143e6</p> <p>7,1274e6</p> <p>6,1118e6</p> <p>5,0962e6</p> <p>4,0806e6</p> <p>3,065e6</p> <p>2,0494e6</p> <p>1,0338e6</p> <p>18203 Min</p> 	
2	A	<p>3,9317e7 Max</p> <p>3,6511e7</p> <p>3,3705e7</p> <p>3,0899e7</p> <p>2,8094e7</p> <p>2,5288e7</p> <p>2,2482e7</p> <p>1,9676e7</p> <p>1,687e7</p> <p>1,4065e7</p> <p>1,1259e7</p> <p>8,4531e6</p> <p>5,6473e6</p> <p>2,8415e6</p> <p>35699 Min</p> 	
	B	<p>3,9317e7 Mi</p> <p>3,6511e7</p> <p>3,3705e7</p> <p>3,0899e7</p> <p>2,8094e7</p> <p>2,5288e7</p> <p>2,2482e7</p> <p>1,9676e7</p> <p>1,687e7</p> <p>1,4065e7</p> <p>1,1259e7</p> <p>8,4531e6</p> <p>5,6473e6</p> <p>2,8415e6</p> <p>35699 Min</p> 	
	C	<p>3,9317e7 H</p> <p>3,6511e7</p> <p>3,3705e7</p> <p>3,0899e7</p> <p>2,8094e7</p> <p>2,5288e7</p> <p>2,2482e7</p> <p>1,9676e7</p> <p>1,687e7</p> <p>1,4065e7</p> <p>1,1259e7</p> <p>8,4531e6</p> <p>5,6473e6</p> <p>2,8415e6</p> <p>35699 Min</p> 	
	D	<p>1,4214e7 Max</p> <p>1,32e7</p> <p>1,2186e7</p> <p>1,1172e7</p> <p>1,0158e7</p> <p>9,1437e6</p> <p>8,1297e6</p> <p>7,1157e6</p> <p>6,1017e6</p> <p>5,0878e6</p> <p>4,0738e6</p> <p>3,0598e6</p> <p>2,0458e6</p> <p>1,0318e6</p> <p>17828 Min</p> 	
	E	<p>1,4214e7 Max</p> <p>1,32e7</p> <p>1,2186e7</p> <p>1,1172e7</p> <p>1,0158e7</p> <p>9,1437e6</p> <p>8,1297e6</p> <p>7,1157e6</p> <p>6,1017e6</p> <p>5,0878e6</p> <p>4,0738e6</p> <p>3,0598e6</p> <p>2,0458e6</p> <p>1,0318e6</p> <p>17828 Min</p> 	

Розрахункова схема	Області СЕМ	Значення	Розподіл еквівалентних напружень
1-а розрахункова група			
3	A	<p>3,9179e7 P</p> <p>3,6381e7 3,3584e7 3,0787e7 2,799e7 2,5192e7 2,2395e7 1,9598e7 1,68e7 1,4003e7 1,1206e7 8,4085e6 5,6112e6 2,8139e6</p> <p>16619 Min</p>	
	B	<p>3,9179e7</p> <p>3,6381e7 3,3584e7 3,0787e7 2,799e7 2,5192e7 2,2395e7 1,9598e7 1,68e7 1,4003e7 1,1206e7 8,4085e6 5,6112e6 2,8139e6</p> <p>16619 Mi</p>	
	C	<p>3,9179e7 Ma</p> <p>3,6381e7 3,3584e7 3,0787e7 2,799e7 2,5192e7 2,2395e7 1,9598e7 1,68e7 1,4003e7 1,1206e7 8,4085e6 5,6112e6 2,8139e6</p> <p>16619 Min</p>	
	D	<p>1,7186e7</p> <p>1,5959e7 1,4732e7 1,3505e7 1,2278e7 1,1051e7 9,8244e6 8,5974e6 7,3704e6 6,1434e6 4,9164e6 3,6894e6 2,4623e6 1,2353e6</p> <p>8323,7 M</p>	
	E	<p>1,7186e7 I</p> <p>1,5959e7 1,4732e7 1,3505e7 1,2278e7 1,1051e7 9,8244e6 8,5974e6 7,3704e6 6,1434e6 4,9164e6 3,6894e6 2,4623e6 1,2353e6</p> <p>8323,7 Mi</p>	
4	A	<p>3,916e7 Ma</p> <p>3,6363e7 3,3567e7 3,0771e7 2,7974e7 2,5178e7 2,2381e7 1,9585e7 1,6789e7 1,3992e7 1,1196e7 8,3997e6 5,6033e6 2,807e6</p> <p>10605 Min</p>	
	B	<p>3,916e7 P</p> <p>3,6363e7 3,3567e7 3,0771e7 2,7974e7 2,5178e7 2,2381e7 1,9585e7 1,6789e7 1,3992e7 1,1196e7 8,3997e6 5,6033e6 2,807e6</p> <p>10605 Mi</p>	
	C	<p>3,916e7 Ma</p> <p>3,6363e7 3,3567e7 3,0771e7 2,7974e7 2,5178e7 2,2381e7 1,9585e7 1,6789e7 1,3992e7 1,1196e7 8,3997e6 5,6033e6 2,807e6</p> <p>10605 Min</p>	


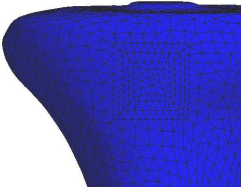

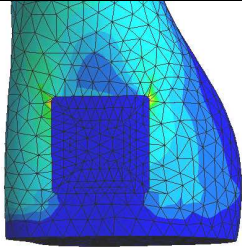
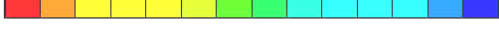
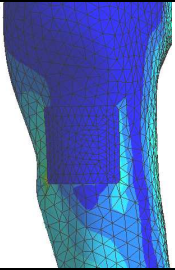

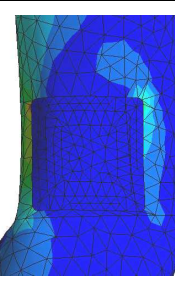

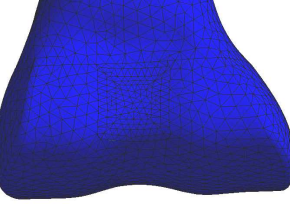
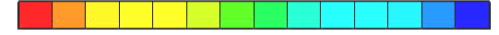
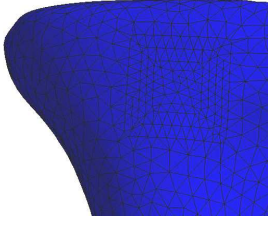

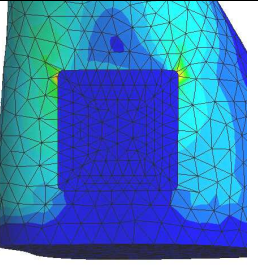
Розрахункова схема	Області СЕМ	Значення	Розподіл еквівалентних напружень
1-а розрахункова група			
4	D	<p>1,7583e7 Ma</p>  <p>1,6327e7 1,5072e7 1,3816e7 1,2561e7 1,1305e7 1,005e7 8,794e6 7,5384e6 6,2829e6 5,0273e6 3,7717e6 2,5162e6 1,2606e6 5092,3 Min</p>	
	E	<p>1,7583e7 Max</p>  <p>1,6327e7 1,5072e7 1,3816e7 1,2561e7 1,1305e7 1,005e7 8,794e6 7,5384e6 6,2829e6 5,0273e6 3,7717e6 2,5162e6 1,2606e6 5092,3 Min</p>	
2-а розрахункова група			
1	A	<p>3,9436e7 Max</p>  <p>3,6619e7 3,3802e7 3,0985e7 2,8169e7 2,5352e7 2,2535e7 1,9718e7 1,6901e7 1,4084e7 1,1267e7 8,4506e6 5,6338e6 2,8169e6 59,238 Min</p>	
	B	<p>3,9436e7 Max</p>  <p>3,6619e7 3,3802e7 3,0985e7 2,8169e7 2,5352e7 2,2535e7 1,9718e7 1,6901e7 1,4084e7 1,1267e7 8,4506e6 5,6338e6 2,8169e6 59,238 Min</p>	
	C	<p>3,9436e7</p>  <p>3,6622e7 3,3808e7 3,0993e7 2,8179e7 2,5365e7 2,2557e7 1,9736e7 1,6922e7 1,4108e7 1,1293e7 8,4792e6 5,6649e6 2,8507e6 36393 Min</p>	
	D	<p>1,4237e7</p>  <p>1,3221e7 1,2205e7 1,119e7 1,0174e7 9,1586e6 8,143e6 7,1274e6 6,1118e6 5,0962e6 4,0806e6 3,065e6 2,0494e6 1,0338e6 18203 Min</p>	
	E	<p>1,4237e7 Max</p>  <p>1,3221e7 1,2205e7 1,119e7 1,0174e7 9,1586e6 8,143e6 7,1274e6 6,1118e6 5,0962e6 4,0806e6 3,065e6 2,0494e6 1,0338e6 18203 Min</p>	

Розрахункова схема	Області СЕМ	Значення	Розподіл еквівалентних напружень
2-а розрахункова група			
2	A	<p>3.9319e7 Max</p> <p>3,6513e7 3,3707e7 3,0901e7 2,8095e7 2,5289e7 2,2483e7 1,9677e7 1,6871e7 1,4065e7 1,1259e7 8,4529e6 5,6469e6 2,8409e6</p> <p>34868 Min</p> 	
	B	<p>3.9319e7 Max</p> <p>3,6513e7 3,3707e7 3,0901e7 2,8095e7 2,5289e7 2,2483e7 1,9677e7 1,6871e7 1,4065e7 1,1259e7 8,4529e6 5,6469e6 2,8409e6</p> <p>34868 Min</p> 	
	C	<p>3.9319e7 Max</p> <p>3,6513e7 3,3707e7 3,0901e7 2,8095e7 2,5289e7 2,2483e7 1,9677e7 1,6871e7 1,4065e7 1,1259e7 8,4529e6 5,6469e6 2,8409e6</p> <p>34868 Min</p> 	
	D	<p>1.4184e7 I</p> <p>1,3172e7 1,216e7 1,1148e7 1,0136e7 9,1243e6 8,1124e6 7,1004e6 6,0885e6 5,0766e6 4,0646e6 3,0527e6 2,0408e6 1,0288e6</p> <p>16894 Min</p> 	
	E	<p>1.4184e7 Ma</p> <p>1,3172e7 1,216e7 1,1148e7 1,0136e7 9,1243e6 8,1124e6 7,1004e6 6,0885e6 5,0766e6 4,0646e6 3,0527e6 2,0408e6 1,0288e6</p> <p>16894 Min</p> 	
3	A	<p>3.9615e7 Ma</p> <p>3,6787e7 3,3958e7 3,1129e7 2,8301e7 2,5472e7 2,2643e7 1,9815e7 1,6986e7 1,4157e7 1,1328e7 8,4997e6 5,671e6 2,8423e6</p> <p>13579 Min</p> 	
	B	<p>3.9615e7 Ma</p> <p>3,6787e7 3,3958e7 3,1129e7 2,8301e7 2,5472e7 2,2643e7 1,9815e7 1,6986e7 1,4157e7 1,1328e7 8,4997e6 5,671e6 2,8423e6</p> <p>13579 Min</p> 	

Розрахункова схема	Області СЕМ	Значення	Розподіл еквівалентних напружень
2-а розрахункова група			
3	C	<p>3,9615e7 Ma</p> <p>3,6787e7 3,3958e7 3,1129e7 2,8301e7 2,5472e7 2,2643e7 1,9815e7 1,6986e7 1,4157e7 1,1328e7 8,4997e6 5,671e6 2,8423e6</p> <p>13579 Min</p> 	
	D	<p>2,1552e7 M</p> <p>2,0013e7 1,8474e7 1,6935e7 1,5396e7 1,3857e7 1,2318e7 1,0779e7 9,2403e6 7,7013e6 6,1623e6 4,6232e6 3,0842e6 1,5452e6</p> <p>6198,6 Min</p> 	
	E	<p>2,1552e7 Max</p> <p>2,0013e7 1,8474e7 1,6935e7 1,5396e7 1,3857e7 1,2318e7 1,0779e7 9,2403e6 7,7013e6 6,1623e6 4,6232e6 3,0842e6 1,5452e6</p> <p>6198,6 Min</p> 	
4	A	<p>3,9601e7 Max</p> <p>3,6773e7 3,3945e7 3,1117e7 2,8289e7 2,5461e7 2,2633e7 1,9805e7 1,6977e7 1,4149e7 1,1321e7 8,499e6 5,6649e6 2,8369e6</p> <p>8819,9 Min</p> 	
	B	<p>3,9601e7</p> <p>3,6773e7 3,3945e7 3,1117e7 2,8289e7 2,5461e7 2,2633e7 1,9805e7 1,6977e7 1,4149e7 1,1321e7 8,499e6 5,6649e6 2,8369e6</p> <p>8819,9 Mi</p> 	
	C	<p>3,9601e7 Ma</p> <p>3,6773e7 3,3945e7 3,1117e7 2,8289e7 2,5461e7 2,2633e7 1,9805e7 1,6977e7 1,4149e7 1,1321e7 8,499e6 5,6649e6 2,8369e6</p> <p>8819,9 Min</p> 	
	D	<p>2,2265e7 M</p> <p>2,0675e7 1,9085e7 1,7495e7 1,5905e7 1,4315e7 1,2725e7 1,1135e7 9,5445e6 7,9544e6 6,3643e6 4,7742e6 3,1841e6 1,594e6</p> <p>3942,1 Min</p> 	

Розрахункова схема	Області СЕМ	Значення	Розподіл еквівалентних напружень
2-а розрахункова група			
4	Е	<p>2.2265e7 Max</p> <p>2,0675e7 1,9085e7 1,7495e7 1,5905e7 1,4315e7 1,2725e7 1,1135e7 9,5445e6 7,9544e6 6,3643e6 4,7742e6 3,1841e6 1,594e6 3942.1 Min</p>	
3-я розрахункова група			
1	А	<p>3.9436e7 Max</p> <p>3,6619e7 3,3802e7 3,0985e7 2,8169e7 2,5352e7 2,2535e7 1,9718e7 1,6901e7 1,4084e7 1,1267e7 8,4506e6 5,6338e6 2,8169e6 59,238 Min</p>	
	В	<p>3.9436e7 Max</p> <p>3,6619e7 3,3802e7 3,0985e7 2,8169e7 2,5352e7 2,2535e7 1,9718e7 1,6901e7 1,4084e7 1,1267e7 8,4506e6 5,6338e6 2,8169e6 59,238 Min</p>	
	С	<p>3.9436e7 Max</p> <p>3,6622e7 3,3808e7 3,0993e7 2,8179e7 2,5365e7 2,255e7 1,9736e7 1,6922e7 1,4108e7 1,1293e7 8,4792e6 5,6649e6 2,8507e6 36,393 Min</p>	
	Д	<p>1.4237e7</p> <p>1,3221e7 1,2205e7 1,119e7 1,0174e7 9,1586e6 8,143e6 7,1274e6 6,1118e6 5,0962e6 4,0806e6 3,065e6 2,0494e6 1,0338e6 18203 Min</p>	
	Е	<p>1.4237e7</p> <p>1,3221e7 1,2205e7 1,119e7 1,0174e7 9,1586e6 8,143e6 7,1274e6 6,1118e6 5,0962e6 4,0806e6 3,065e6 2,0494e6 1,0338e6 18203 Min</p>	
2	А	<p>2.0581e7 Max</p> <p>1,9113e7 1,7645e7 1,6178e7 1,471e7 1,3243e7 1,1775e7 1,0308e7 8,84e6 7,3725e6 5,9049e6 4,4373e6 2,9698e6 1,5022e6 34653 Min</p>	

Розрахункова схема	Області СЕМ	Значення	Розподіл еквівалентних напружень
3-я розрахункова група			
2	B	<p>2,0581e7 M</p> <p>1,9113e7 1,7645e7 1,6178e7 1,471e7 1,3243e7 1,1775e7 1,0308e7 8,84e6 7,3725e6 5,9049e6 4,4373e6 2,9698e6 1,5022e6</p> <p>34653 Min ,</p>	
	C	<p>2,0581e7 Mi</p> <p>1,9113e7 1,7645e7 1,6178e7 1,471e7 1,3243e7 1,1775e7 1,0308e7 8,84e6 7,3725e6 5,9049e6 4,4373e6 2,9698e6 1,5022e6</p> <p>34653 Min</p>	
	D	<p>1,4146e7 Ma</p> <p>1,3137e7 1,2127e7 1,1118e7 1,0109e7 9,0996e6 8,0903e6 7,081e6 6,0718e6 5,0625e6 4,0532e6 3,044e6 2,0347e6 1,0254e6</p> <p>16170 Min</p>	
	E	<p>1,4146e7 Max</p> <p>1,3137e7 1,2127e7 1,1118e7 1,0109e7 9,0996e6 8,0903e6 7,081e6 6,0718e6 5,0625e6 4,0532e6 3,044e6 2,0347e6 1,0254e6</p> <p>16170 Min</p>	
3	A	<p>2,7689e7 Max</p> <p>2,5712e7 2,3735e7 2,1758e7 1,9782e7 1,7805e7 1,5828e7 1,3851e7 1,1874e7 9,8971e6 7,9202e6 5,9433e6 3,9665e6 1,9896e6</p> <p>12692 Min</p>	
	B	<p>2,7689e7 M</p> <p>2,5712e7 2,3735e7 2,1758e7 1,9782e7 1,7805e7 1,5828e7 1,3851e7 1,1874e7 9,8971e6 7,9202e6 5,9433e6 3,9665e6 1,9896e6</p> <p>12692 Min ,</p>	
	C	<p>2,7689e7 Ma:</p> <p>2,5712e7 2,3735e7 2,1758e7 1,9782e7 1,7805e7 1,5828e7 1,3851e7 1,1874e7 9,8971e6 7,9202e6 5,9433e6 3,9665e6 1,9896e6</p> <p>12692 Min</p>	

Розрахункова схема	Області СЕМ	Значення	Розподіл еквівалентних напружень
3-я розрахункова група			
3	D	<p>3.1426e7 Mi</p> <p>2,9181e7 2,6937e7 2,4692e7 2,2448e7 2,0204e7 1,7959e7 1,5715e7 1,347e7 1,1226e7 8,9815e6 6,7371e6 4,4927e6 2,2483e6 3924.4 Min</p> 	
	E	<p>3.1426e7 Max</p> <p>2,9181e7 2,6937e7 2,4692e7 2,2448e7 2,0204e7 1,7959e7 1,5715e7 1,347e7 1,1226e7 8,9815e6 6,7371e6 4,4927e6 2,2483e6 3924.4 Min</p> 	
4	A	<p>2.8923e7 Ma</p> <p>2,6858e7 2,4793e7 2,2727e7 2,0662e7 1,8597e7 1,6531e7 1,4466e7 1,2401e7 1,0335e7 8,2701e6 6,2048e6 4,1395e6 2,0742e6 8920.9 Min</p> 	
	B	<p>2.8923e7 Ma</p> <p>2,6858e7 2,4793e7 2,2727e7 2,0662e7 1,8597e7 1,6531e7 1,4466e7 1,2401e7 1,0335e7 8,2701e6 6,2048e6 4,1395e6 2,0742e6 8920.9 Min</p> 	
	C	<p>2.8923e7 Ma</p> <p>2,6858e7 2,4793e7 2,2727e7 2,0662e7 1,8597e7 1,6531e7 1,4466e7 1,2401e7 1,0335e7 8,2701e6 6,2048e6 4,1395e6 2,0742e6 8920.9 Min</p> 	
	D	<p>3.2996e7 Mi</p> <p>3,064e7 2,8283e7 2,5926e7 2,357e7 2,1213e7 1,8856e7 1,65e7 1,4143e7 1,1786e7 9,4294e6 7,0727e6 4,716e6 2,3593e6 2609.8 Min</p> 	
	E	<p>3.2996e7 Max</p> <p>3,064e7 2,8283e7 2,5926e7 2,357e7 2,1213e7 1,8856e7 1,65e7 1,4143e7 1,1786e7 9,4294e6 7,0727e6 4,716e6 2,3593e6 2609.8 Min</p> 	

Висновки

1. Створено параметричну модель, яка описує результат хірургічного втручання із заміщенням пошкоджених тканин елементами, які виготовлені з різних типів біоскла.

2. З аналізу отриманих значень напружень у стегновій кістці видно, що рівні напруження показали близькість для 1-ї та 2-ї розрахункових груп, відмінності склали менше 1%, а для 3-ї розрахункової групи – 30% для усіх розрахункових схем.

3. З аналізу отриманих значень напружень у великогомілкової кістці видно, що рівні напружень для 1-ї розрахункової групи склали 16%, для 2-ї розрахункової групи – 36%, а для 3-ї розрахункової групи – 56% для всіх розрахункових схем відповідно.

4. З аналізу максимальних значень еквівалентних напружень, отриманих для всіх розрахункових груп, видно, що вони не перевищують максимальних допустимих, оскільки для кортикальної кістки вони складають 160 МПа [27].

5. З аналізу отриманих напружень для елементів, виконаних із біоскла, видно, що напруження в імплантатах виконаних, з АС-5, вищі на 40%, ніж у імплантатах із FAR-5.

6. Розгляд отриманих значень повних переміщень для всіх розрахункових груп та відповідних схем показали невідповідність, яка істотно менша 1%.

Таким чином, за підсумками здійснених досліджень можна зробити висновки, які свідчать про ефективне використання імплантатів, виконаних із різних типів біоскла АС-5 і FAR-5 при оперативному лікуванні із заміщення пошкоджених тканин остеомиєлітом.

Список літератури

1. N. A. P. van Gestel, J. Geurts, D. J. W. Hulsen, B. van Rietbergen, S. Hofmann, and J. J. Arts. Clinical Applications of S53P4 Bioactive Glass in Bone Healing and Osteomyelitic Treatment: A Literature Review. *Hindawi Publishing Corporation BioMed Research International*, vol. 2015, article ID 684826, 12 p. <http://dx.doi.org/10.1155/2015/684826>
2. Ferrando A., Part Jo., Baeza Jo. Treatment of Cavitary Bone Defects in Chronic Osteomyelitis: Bioactive glass S53P4 vs. Calcium Sulphate Antibiotic Beads. *J. Bone Joint Infect.* 2017, vol. 2(4), pp. 194-201. doi: 10.7150/jbji.20404.
3. Larry L. Hench and Julia M. Polak Third-Generation Biomedical Materials. *Science*. 2002, vol. 295(5557), pp. 1014–1017. doi: 10.1126/science.1067404.
4. Geurts J., Vranken T., Gabriels F., Arts J.J., Moh P. Contemporary treatment of chronic osteomyelitis: implementation in low- and middle-income countries. *Geurts J et al. SA Orthop J.* 2018, vol. 17(2), pp. 40-43. doi: 10.17159/2309-8309/2018/v17n2a7.
5. Karasu B., Yanar A. Ozan, Koçak A., Kisacik Ö. Bioactive Glasses. *El-Cezeri Journal of Science and Engineering*. 2017, vol. 4, no. 3, pp. 436–471.
6. L. Drago, M. Toscano, M. Bottagisio Recent Evidence on Bioactive Glass Antimicrobial and Antibiofilm Activity: A Mini-Review. *Materials*. 2018, no. 11, pp. 326; doi:10.3390/ma11020326
7. https://www.researchgate.net/publication/221909127_Finite_Element_Analysis_in_Orthopaedic_Biomechanics
8. Wei Xiao, Mohsen Asle Zaem, Delbert E. Day, Mohamed N. Rahaman. Finite Element Modeling of the Flexural Mechanical Response of Polymer-Coated Bioactive Glass Scaffolds Composed of Thermally-Bonded Unidirectional Fibers. *Biomed. Glasses*. 2017, no. 3, pp. 86-95. doi: <https://doi.org/10.1515/bglass-2017-0008>

9. Xin Liu, Mohamed N. Rahaman, Gregory E. Hilmas, B. Sonny Bal. Mechanical properties of bioactive glass (13-93) scaffolds fabricated by robotic deposition for structural bone repair. *Acta Biomater.* 2013, no. 9(6), 24 p. doi:10.1016/j.actbio.2013.02.026.
10. Spears I. R., M. Pfeleiderer, et al. (2001). The effect of interfacial parameters on cup-bone relative micromotions. A finite element investigation. *J Biomec.* 34(1): 113-20.
11. Thompson M. S., Northmore-Ball M. D., et al. (). Effects of acetabular resurfacing component material and fixation on the strain distribution in the pelvis. *Proc Inst Mech Eng [H]*. 2002, no. 216(4), pp. 237-45.
12. Kaku N., H. Tsumura, et al. (2004). Biomechanical study of load transfer of the pubic ramus due to pelvic inclination after hip joint surgery using a three-dimensional finite element model. *J Orthop Sci*. 9(3): 264-9.
13. Oki, H., M. Ando, et al. (2004). Relation between vertical orientation and stability of acetabular component in the dysplastic hip simulated by nonlinear threedimensional finite element method. *Artif Organs*. 28(11): 1050-4.
14. Manley, M. T., K. L. Ong, et al. (2006). The potential for bone loss in acetabular structures following THA. *Clin Orthop Relat Res*. 453: 246-53.
15. Guan Y, Yoganandan N, Zhang J, Pintar FA, Cusick JF, Wolfla CE, Maiman DJ. Validation of a clinical finite element model of the human lumbosacral spine. *Med Biol Eng Comput*. 2006; 44: 633–641.
16. Little JP, Adam CJ, Evans JH, Pettet GJ, Pearcy MJ. Nonlinear finite element analysis of anular lesions in the L4/5 intervertebral disc. *J Biomech*. 2007; 40:2744–2751.
17. Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J.Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. Amsterdam; Heidelberg: Butterworth-Heinemann. 2006. 631 p.
18. Образцов И.Ф., Савельев Л.М., Хазанов Х.С. *Метод конечных элементов в задачах строительной механики летательных аппаратов*: Учеб. пособие для студентов авиац. спец. вузов. Москва: Высшая школа, 1985. 392 с.
19. Zienkiewicz, O. C. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals* [Text] / O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor, J. Z. Zhu. – 7th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p.
20. Сегерлинд Л. *Применение метода конечных элементов*. М.: Мир, 1979, 388 с.
21. Морозов Е.М. Никишков Г.П. *Метод конечных элементов в механике разрушения*. М.: Наука, 1980.–256 с.
22. Васидзу К. *Вариационные методы в теории упругости и пластичности*. М: Мир, 1987. 542 с.
23. Belytschko, T., Liu, W. K. and Moran, B. *Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures*. J. Wiley & Sons, New York, 2000, 600 p.
24. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. *Теория упругости*. М.: Наука, 1979. 560 с.
25. Solidworks - <http://www.solidworks.com/>
26. Workbench - <http://www.ansys.com/>.
27. Бойко И.В., Сабсай А.В., Макаров В.Б., Раджабов О.В. Математическое моделирование напряженно-деформированного состояния системы «кость-имплантат» при межвертлбовом переломе бедренной кости // *Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 133/2012. Серія: Механіка, енергетика, екологія*. Севастополь, 2012. С. 355-360.

References (transliterated)

1. N. A. P. van Gestel, J. Geurts, D. J. W. Hulsen, B. van Rietbergen, S. Hofmann, and J. J. Arts. Clinical Applications of S53P4 Bioactive Glass in Bone Healing and Osteomyelitic Treatment: A Literature Review. *Hindawi Publishing Corporation BioMed Research International*, vol. 2015, article ID 684826, 12 p. <http://dx.doi.org/10.1155/2015/684826>
2. Ferrando A., Part Jo., Baeza Jo. Treatment of Cavitary Bone Defects in Chronic Osteomyelitis: Bioactive glass S53P4 vs. Calcium Sulphate Antibiotic Beads. *J. Bone Joint Infect.* 2017, vol. 2(4), pp. 194-201. doi: 10.7150/jbji.20404.
3. Larry L. Hench and Julia M. Polak Third-Generation Biomedical Materials. *Science*. 2002, vol. 295(5557), pp. 1014–1017. doi: 10.1126/science.1067404.
4. Geurts J., Vranken T., Gabriels F., Arts J.J., Moh P. Contemporary treatment of chronic osteomyelitis: implementation in low- and

- middle-income countries. *Geurts J et al. SA Orthop J.* 2018, vol. 17(2), pp. 40-43. doi: 10.17159/2309-8309/2018/v17n2a7.
5. Karasu B., Yanar A., Ozan, Koçak A., Kisacik Ö. Bioactive Glasses. *El-Cezeri Journal of Science and Engineering.* 2017, vol. 4, no. 3, pp. 436-471.
 6. L. Drago, M. Toscano, M. Bottagisio Recent Evidence on Bioactive Glass Antimicrobial and Antibiofilm Activity: A Mini-Review. *Materials.* 2018, no. 11, pp. 326; doi:10.3390/ma11020326
 7. https://www.researchgate.net/publication/221909127_Finite_Element_Analysis_in_Orthopaedic_Biomechanics
 8. Wei Xiao, Mohsen Asle Zaem, Delbert E. Day, Mohamed N. Rahaman. Finite Element Modeling of the Flexural Mechanical Response of Polymer-Coated Bioactive Glass Scaffolds Composed of Thermally-Bonded Unidirectional Fibers. *Biomed. Glasses.* 2017, no. 3, pp. 86-95. doi: <https://doi.org/10.1515/bglass-2017-0008>
 9. **Xin Liu, Mohamed N. Rahaman, Gregory E. Hilmas, B. Sonny Bal.** Mechanical properties of bioactive glass (13-93) scaffolds fabricated by robotic deposition for structural bone repair. *Acta Biomater.* 2013, no. 9(6), 24 p. doi:10.1016/j.actbio.2013.02.026.
 10. Spears, I. R., M. Pfeleiderer, et al. (2001). The effect of interfacial parameters on cup-bone relative micromotions. A finite element investigation. *J Biomech.* 34(1): 113-20.
 11. Thompson, M. S., M. D. Northmore-Ball, et al. (2002). Effects of acetabular resurfacing component material and fixation on the strain distribution in the pelvis. *Proc Inst Mech Eng [H]* 216(4): 237-45.
 12. Kaku, N., H. Tsumura, et al. (2004). Biomechanical study of load transfer of the pubic ramus due to pelvic inclination after hip joint surgery using a three-dimensional finite element model. *J Orthop Sci* 9(3): 264-9.
 13. Oki, H., M. Ando, et al. (2004). Relation between vertical orientation and stability of acetabular component in the dysplastic hip simulated by nonlinear three-dimensional finite element method. *Artif Organs.* 28(11): 1050-4.
 14. Manley, M. T., K. L. Ong, et al. (2006). The potential for bone loss in acetabular structures following THA. *Clin Orthop Relat Res.* 453: 246-53.
 15. Guan Y, Yoganandan N, Zhang J, Pintar FA, Cusick JF, Wolfla CE, Maiman DJ. Validation of a clinical finite element model of the human lumbosacral spine. *Med Biol Eng Comput.* 2006; 44: 633-641.
 16. Little JP, Adam CJ, Evans JH, Pettet GJ, Pearcy MJ. Nonlinear finite element analysis of anular lesions in the L4/5 intervertebral disc. *J Biomech.* 2007; 40: 2744-2751.
 17. Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J.Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals.* Amsterdam; Heidelberg: Butterworth-Heinemann. 2006. 631 p.
 18. Obratsov I.F., Savelev L.M., Hazanov H.S., *Metod konechnykh elementov v zadachah stroitelnoy mehaniki letatelnykh apparatov: Ucheb. posobie dlya studentov iviats. spets. vuzov* [The finite element method in the problems of structural mechanics of aircraft]. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1985. 392 p.
 19. Zienkiewicz, O. C. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals* [Text] / O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor, J. Z. Zhu. – 7th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p.
 20. Segerlind L. *Applied Finite Element Analysis.* John Wiley & Sons; 1976, 422 p. (Russ. ed. Segerlind L. *Primenenie metoda konechnykh elementov.* Moscow, Mir Publ., 1979. 388 p.)
 21. Morozov E.M., Nikishkov G.P. *Metod konechnykh elementov v mehanike razrusheniya* [Finite element method in fracture mechanics]. Moscow, Nauka Publ., 1980. 256 p.
 22. Washizu K. *Variational Methods in Elasticity and Plasticity.* Pergamon Press, 1975. 420 p. (Russ. ed. Washizu K. *Variatsionnyye metody v teorii uprugosti i plastichnosti.* Moscow, Mir Publ., 1987. 542 p.)
 23. Belytschko, T., Liu, W. K. and Moran, B. *Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures - J.* Wiley & Sons, New York, 2000, 600 p.
 24. Timoshenko S.P., Guder Dzh. *Teoriya uprugosti* [Elasticity theory]. Moscow, Nauka Publ., 1979. 560 p.
 25. *Solidwork.* <http://www.solidworks.com/>.
 26. *Workbench.* <http://www.ansys.com/>.
 27. Boyko I.V., Sabsay A.V., Makarov V.B., Radzhabov O.V. *Matematicheskoe modelirovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya sistemy «kost-implantat» pri mezhvertelnom perelome bedrennoy kosti* [Mathematical modeling of the stress-strain state of the bone-implant system during intertrochanteric fracture of the femur]. *Visnik SevNTU: zb. nauk. pr., iss. 133/2012. Seriya: Mehanika, energetika, ekologiya.* Sevastopol, 2012, pp. 355-360.

Поступила (received) 26.07.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213>, e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Веретельник Олег Вікторович (Веретельник Олег Викторович, Veretelnyk Oleg) – науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4174-8213>. тел.: (057)7076166; e-mail: veretelnyk.oleg@gmail.com

Шимон Василь Михайлович (Шимон Василий Михайлович, Shimon Vasily) – доктор медичних наук, професор, завідувач кафедри загальної хірургії (з курсами травматології, оперативної хірургії та судової медицини); медичний факультет, ДВНЗ «Ужгородський національний університет», м.Ужгород, Україна, тел.: 0506739595

Алфелдій Сергій Павлович (Алфелдий Сергей Павлович, Alfeldiy Sergey) – аспірант кафедри загальної хірургії (з курсами травматології, оперативної хірургії та судової медицини); медичний факультет, ДВНЗ «Ужгородський національний університет», м.Ужгород, Україна

Пушкаш Іван Іванович (Пушкаш Иван Иванович, Pushkash Ivan) – кандидат медичних наук, доцент, кафедри загальної хірургії (з курсами травматології, оперативної хірургії та судової медицини); медичний факультет, ДВНЗ «Ужгородський національний університет», м.Ужгород, Україна, тел.: 0505101535; e-mail: ivanpushkash86@gmail.com

**М. М. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, А. І. ЛІПЕЙКО, Б.Я. ЛИТВИН, О. М. РІКУНОВ,
М. С. САВЕРСЬКА, Г. В. ТКАЧУК, В. І. СЕРИКОВ**
**ОБґРУНТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ГІДРОПЕРЕДАЧ ПЕРСПЕКТИВНИХ ТАНКОВИХ
ТРАНСМІСІЙ НА ОСНОВІ МОДЕЛЮВАННЯ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ КУЛЬКОВОГО
ПОРШНЯ ІЗ БІГОВОЮ ДОРІЖКОЮ**

З метою забезпечення високих технічних характеристик гідрооб'ємних передач для оснащення перспективних танкових трансмісій здійснено дослідження напружено-деформованого стану кулькових поршнів. Ці поршні перебувають у контактній взаємодії зі статорним кільцем. Для визначення напружено-деформованого стану кулькових поршнів розроблено скінченно-елементну модель із варійованими проектними параметрами. Для моделювання контактної жорсткості поверхневого шару введено проміжний шар із варійованим модулем пружності матеріалу. У ході досліджень варіюється також притискне зусилля кулькового поршня до бігової доріжки. На основі аналізу результатів розрахунків установлені закономірності впливу варійованих параметрів на міцність кулькових поршнів. Розроблені рекомендації стосовно підвищення рівня технічних рішень.

Ключові слова: міцність; перспективні танкові трансмісії; гідрооб'ємна передача; кульковий поршень; бігова доріжка; напружено-деформований стан; контактна взаємодія

**Н. Н. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСКИЙ, А. И. ЛИПЕЙКО, Б.Я. ЛИТВИН, О.Н. РИКУНОВ,
М. С. САВЕРСКАЯ, А. В. ТКАЧУК, В. И. СЕРИКОВ**
**ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ГИДРОПЕРЕДАЧ ПЕРСПЕКТИВНЫХ
ТАНКОВЫХ ТРАНСМИССИЙ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОГО
ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ШАРОВОГО ПОРШНЯ С БЕГОВОЙ ДОРОЖКОЙ**

С целью обеспечения высоких технических характеристик гидрообъемных передач для оснащения перспективных танковых трансмиссий проведено исследование напружено-деформированного состояния шариковых поршней. Эти поршни находятся в контактном взаимодействии со статорным кольцом. Для определения напряженно-деформированного состояния шариковых поршней разработана конечно-элементная модель с варьируемыми проектными параметрами. Для моделирования контактной жесткости поверхностного слоя введен поверхностный слой с варьируемым модулем упругости материала. В ходе исследований варьируется также прижимное усилие шарикового поршня к беговой дорожке. На основе анализа результатов расчетов установлены закономерности влияния варьируемых параметров на прочность шариковых поршней. Разработаны рекомендации по повышению уровня технических решений.

Ключевые слова: прочность; перспективные танковые трансмиссии; гидрообъемная передача; шариковый поршень; беговая дорожка; напряженно-деформированное состояние; контактное взаимодействие

**М. ТКАЧУК, А. ГРАБОВСКИЙ, А. ЛИПЕЙКО, В. ЛЫТВИН, О. РИКУНОВ,
М. САВЕРСКА, Г. ТКАЧУК, В. СИЕРЫКОВ**
**JUSTIFICATION OF TECHNICAL SOLUTIONS FOR HYDROSTATIC DRIVE
OF ADVANCED TANK TRANSMISSIONS ON THE BASIS OF MODELING
OF BALL PISTON CONTACT INTERACTION WITH A BEARING TRACK**

A study of the stress-strain state of ball pistons was made in order to ensure the high technical characteristics of hydrostatic drives for equipping of advanced tank transmissions. These pistons are in contact with a stator ring. A finite element model with variable design parameters has been developed to determine the stress-strain state of ball pistons. A surface layer with a variable modulus of material elasticity is introduced to simulate the contact stiffness of surface layer. The hold down pressure of the ball piston against the bearing track also varies during research. The regularities of variable parameters influence on the strength of ball pistons are established basing on the analysis of the calculation results. Recommendations to increase the level of technical solutions have been developed.

Key words: strength; advanced tank transmissions; hydrostatic drive; ball piston; bearing track; stress-strain state; contact interaction

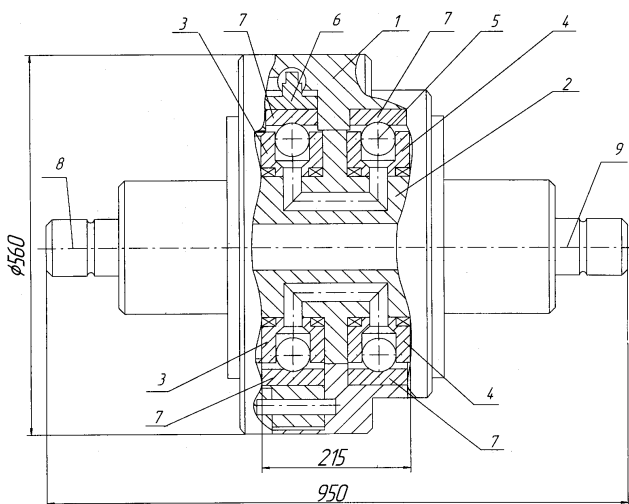
Вступ. На сьогоднішній час одним із напрямків підвищення рухливості важких бойових броньованих машин (ББМ), зокрема, вітчизняних танків, є модернізація танкових трансмісій. Серед перспективних варіантів – застосування радіальних гідрооб'ємних передач (ГОП) із кульковими поршнями. Базові технічні рішення для цих гідрооб'ємних передач описані у [1], а сама ГОП представлена як комерційний продукт Державним підприємством «Харківське конструкторське бюро з машинобудування ім. О.О. Морозова» (ДП «ХКБМ ім. О.О. Морозова») [www.morozov.com.ua] (рис. 1). Виходячи із того, що для таких радіальних гідрооб'ємних передач «вузьким місцем» є міцність кулькових поршнів у контактній взаємодії із біговими доріжками, то саме у цьому напрямку необхідно відшукувати шляхи поліпшення технічних характеристик ГОП.

Аналіз існуючих технічних рішень та методів дослідження міцності елементів радіальних гідрооб'ємних передач. Серед широкого різноманіття технічних рішень радіальних гідрооб'ємних передач [1–8] унікальними характеристиками володіє ГОП-900 [1,

2]. Це зумовлено тим, що для компоновки моторно-трансмісійного відділення характерні жорсткі обмеження на габарити трансмісії. Враховуючи тенденції до зростання потужності танкових двигунів, очікуваним є підвищення інтенсивності навантажень, які проходять через трансмісії. Тому актуальним є дослідження робочих процесів, контактної взаємодії та міцності елементів гідрооб'ємних передач [2–8]. Так, у роботі [3] розроблено методику оптимізації зазорів у рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач на етапі проектування на основі максимізації запропонованої цільової функції. У статті [4] запропоновано методику проведення експериментального дослідження повнопоточної гідрооб'ємної передачі на стенді з електродвигуном і навантажувачим пристроєм. Описано вимірювальний комплекс, що складається з датчиків і аналого-цифрового перетворювача. Представлені структурна та гідравлічна

© М. М. Ткачук, А. В. Грабовський, А. І. Ліпейко, Б. Я. Литвин, О. М. Рікунов, М. С. Саверська, Г. В. Ткачук, В. І. Сериков, 2019

схеми експериментального стенду.



1 – корпус; 2 – блок цапфових розподільчів; 3 – блок циліндрів насоса (ротор); 4 – блок циліндрів гідромотора (ротор); 5 – кульковий поршень; 6 – статор насоса; 7 – обойми (бігові доріжки) насоса та гідромотора; 8 і 9 – вхідний і вихідний вали гідропередачі

Рисунок 1 – Гідропередачі ГОП-900 із кульковими поршнями [1]

У роботі [5] викладено метод діагностики циліндро-поршневої пар насоса радіально-поршневої гідромашини. У якості діагностичних параметрів прийняті експериментальні дані про вібрації статора насоса, що володіють високою інформативністю, простотою одержання й обробки. Метод базується на універсальній математичній моделі динамічних процесів у насосі радіально-поршневої гідромашини з кульковими поршнями, що враховує інерційні властивості кулько-поршнів, статора, пружні властивості рідини в циліндрі керування, ексцентриситет, тиски підживлення у порожнині нагнітання, частоту обертання ротора. Наведено результати розрахунково-експериментальних досліджень.

У статті [6] розглянуто стан розвитку гідрооб'ємних передач радіального типу із кульковими поршнями на сучасному етапі. Проаналізовано повноту вивчення питань конструювання гідрооб'ємних трансмісій типу ГОП-900 та визначено напрямки подальших досліджень із пошуку їх раціональних конструктивних параметрів. У статті [7] наведено відомості, що ілюструють підвищення показників рухливості гусеничних машин внаслідок застосування радіальних гідрооб'ємних механічних трансмісій з кульковими поршнями. Представлений аналіз втрат у гідрооб'ємній передачі. Запропоновано уточнену математичну модель для підрахунку втрат, що враховує деформування деталей. Показано вплив уточненої моделі на точність результатів. Отримано обґрунтування застосування даної моделі для використання при оптимізації конструктивних параметрів гідрооб'ємної передачі.

У книзі [8] детально викладені методи конструювання і розрахунку різних типів передач тракторів і

наведені необхідні для розрахунку довідкові матеріали.

Серед цих робіт варто звернути увагу на те, що більшість із них присвячена аналізу або навантаженості та напружено-деформованого стану елементів конструкцій гідрооб'ємних передач, які не містять, як правило, кулькових поршнів, або, в основному, – тільки окремим робочим процесам у ГОП із кульковими поршнями, проте не стосовно їх міцності. Разом із тим низка робіт [9–12] спрямована на вирішення проблемних питань стосовно саме міцності кулькових поршнів. Тому доцільно розвивати саме цей напрямок. Він спирається на застосування методу скінченних елементів (МСЕ), методу граничних елементів (МГЕ) та методу скінчених різниць тощо [13–15]. Разом із тим, враховуючи специфіку конструкції гідрооб'ємних передач із кульковими поршнями, для яких характерним є малий зазор між складнопрофільними тілами (кульковий поршень та торовидна поверхня бігової доріжки), важливу роль починають відігравати такі мікромеханічні чинники як податливість, що зумовлена шорсткістю поверхонь цих тіл. Для урахування цих чинників у низці робіт [10–17] запропоновано новий підхід на основі модифікації варіаційного принципу Калькера [16]. Цей підхід позбавлений низки недоліків традиційних моделей та методів. Тому доцільне його застосування для дослідження контактної взаємодії складнопрофільних тіл із урахуванням податливості поверхневих шарів його поверхонь.

Мета роботи – дослідження впливу властивостей поверхневих шарів контактуючих складнопрофільних тіл на розподіл контактної тиску та напружено-деформований стан на прикладі кулькових поршнів радіальних гідрооб'ємних передач із урахуванням контактної взаємодії із біговою доріжкою статора гідропередачі ГОП-900.

Моделі контактної взаємодії кулькового поршня із біговою доріжкою гідропередачі ГОП-900. Гідропередачі ГОП-900 [1] для оснащення важких гусеничних машин конструкції ДП «ХКБМ ім. О.О. Морозова» як базовий елемент містить блок циліндрів, у якому розташовано дев'ять кулькових поршнів (у гідронасосі та гідромоторі) (див. рис. 1), під дією тиску робочої рідини та відцентрових зусиль відбувається притискання поршня до статорного кільця (рис. 2).

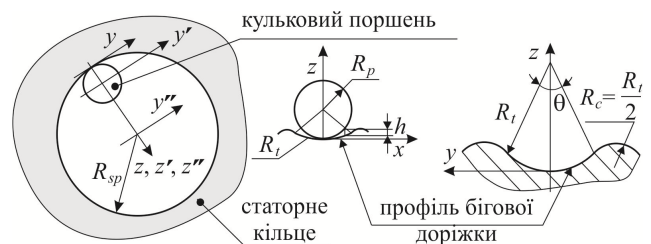


Рисунок 2 – До розрахункової схеми контактної взаємодії кулькового поршня із біговою доріжкою статорного кільця радіальної ГОП-900 гусеничних машин

Складний рельєф бігової доріжки статорного кільця призводить до формування контактної плями у

вигляді фігури складної форми. Ця форма та її розміри залежать, зокрема, від властивостей поверхневого шару матеріалу контактуючих тіл та величини притисної сили. Ці параметри й були обрані як варійовані у ході досліджень, описаних у роботі.

Чисельний аналіз напружено-деформованого стану трансмісії гідропередачі для важких гусеничних машин. Одним із чинників, які стримують досягнення високих робочих режимів роботи ГОП-900, є міцність кулькового поршня під час взаємодії із профільованою біговою доріжкою статора (див. рис. 1, 2).

У роботах [10-12] описані деякі аспекти дослідження контактної взаємодії кулькового поршня із біговою доріжкою ГОП-900. Визначався розподіл контактної тиску у цьому sprzęженні залежно від низки конструктивних, технологічних та експлуатаційних параметрів. Зокрема, мова йшла про форму зазору між поршнем та біговою доріжкою, про шорсткість поверхневих шарів sprzęжених деталей, а також притисне зусилля поршня до бігової доріжки P (залежно від величини внутрішнього тиску робочої рідини у циліндрі ГОП-900). Разом із тим вплив шорсткості поверхневих шарів здійснено у недо-

статньому обсязі. Крім того, потребує додаткового дослідження напружено-деформований стан поршня та бігової доріжки ГОП-900, що визначає їх міцність. Відповідно, у цій роботі поставлені та розв'язані наступні задачі.

Вплив контактної жорсткості проміжного шару на закон розподілу та рівень контактної тиску між кульковим поршнем та біговою доріжкою ГОП-900. Розв'язана за допомогою МСЕ та МГЕ задача про контакт без тертя кулькового поршня та бігової доріжки гідропередачі. У табл. 1 наведені розподіли контактної тиску при варіюванні контактної жорсткості поверхневих шарів у sprzęженні гідрооб'ємної передачі ГОП-900.

Із аналізу наведених результатів випливає, що раціональним варіантом обробки поверхонь є полірування із доведенням контактної жорсткості сталевих поршня та бігової доріжки до 10^{14} Н/м. Це відповідає шорсткості на рівні $R_a \approx 0,8$ мкм.

Таблиця 1 – Розподіл контактної тиску у sprzęженні «поршень – бігова доріжка» гідрооб'ємної передачі ГОП-900 при значенні контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (базова) при різних значеннях притисної сили P , кН

Варіанти досліджень	Притисна сила, кН					
	50		100		200	
1 Базовий варіант						
2 із шаром шорсткості, у 2 рази нижчою, ніж базова						
3 із шаром шорсткості, у 100 разів нижчою, ніж базова						

Віріанти досліджень	Притискна сила, кН					
	50		100		200	
4 із шаром шорсткості, у 20 разів нижчою, ніж базова						
5 із шаром шорсткості, у 10 разів нижчою, ніж базова						
6 із шаром шорсткості, у 5 разів нижчою, ніж базова						

Аналіз наведених розподілів дає підстави для висновку про те, що зі зменшенням контактної жорсткості контактна площадка зростає, рівень контактного тиску знижується, а його максимум зміщується від центру до периферії. Це, в свою чергу, дає можливість ставити задачу про оптимізацію вимог до технологічних операцій обробки поверхневих шарів поршня та бігової доріжки.

Аналіз міцності кулькового поршня гідروб'ємної передачі ГОП-900. У табл. 2–11 наведені картини розподілу компонент напружено-деформованого стану та еквівалентних за Мізесом напружень у кульковому поршні гідроб'ємної передачі ГОП-900 при варіюванні тих же параметрів, що і при розв'язанні задачі, описаної вище.

Таблиця 2 – Розподіли повних переміщень та еквівалентних напружень за Мізесом у гідроб'ємній передачі ГОП-900 (показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (базова, №1, див. табл.1) за різних значеннях притискної сили P , кН

Притискна сила, кН	Повні переміщення (мм)		Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа)	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50				
100				

Притиска сила, кН	Повні переміщення (мм)		Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа)	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
200				

Таблиця 3 – Розподіли нормальних компонент тензора напружень (МПа) у біговій доріжці ГОП-900 (1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (базова, № 1, див. табл. 1) за різних значень P , кН

Прити- ска сила, кН	σ_x		σ_y		σ_z	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50						
100						
200						

Таблиця 4 – Розподіли дотичних компонент тензора напружень (МПа) у біговій доріжці ГОП-900 (показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (базова, № 1, див. табл. 1) за різних значень притисної сили

Прити- ска сила, кН	τ_{xy}		τ_{yz}		τ_{xz}	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50						
100						
200						

Таблиця 5 – Розподіли нормальних компонент тензора напружень (МПа) у кульковому поршні ГОП-900 (показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (базова, № 1, див. табл. 1) за різних значень притисної сили P , кН

Притисна сила, кН	σ_x		σ_y		σ_z	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50	42,938 Max -20 -145 -280 -415 -550 -650 -800 -950 -1426,5 Min		183,86 Max 100 -300 -500 -700 -900 -1100 -1400 -1700 -1975,9 Min		34,606 Max -50 -250 -450 -650 -850 -1000 -1200 -1400 -1829,1 Min	
100	137,03 Max -90 -310 -530 -750 -950 -1100 -1300 -1600 -1888,3 Min		222,31 Max 100 -230 -550 -850 -1100 -1400 -1700 -2100 -2540,5 Min		69,227 Max -200 -470 -740 -1000 -1200 -1500 -1800 -2100 -2380,4 Min	
200	178,37 Max -150 -450 -750 -1000 -1350 -1700 -2000 -2400 -2816,4 Min		435,87 Max 100 -300 -700 -1100 -1500 -1900 -2400 -3000 -3469,1 Min		138,48 Max -200 -500 -800 -1100 -1500 -1900 -2300 -2800 -3112,8 Min	

Таблиця 6 – Розподіли дотичних компонент тензора напружень (МПа) у кульковому поршні ГОП-900 (показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (базова, № 1, див. табл. 1) за різних значень притисної сили P , кН

Притисна сила, кН	τ_{xy}		τ_{yz}		τ_{xz}	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50	144,76 Max 100 70 40 10 -20 -50 -70 -100 -130,15 Min		477,48 Max 400 300 200 100 50 10 -50 -100 -133,45 Min		84,105 Max 70 50 40 30 20 10 5 -10 -20 -37,494 Min	
100	448,19 Max 350 280 200 120 50 -20 -60 -140 -169,31 Min		663,07 Max 570 480 390 300 200 100 50 -20 -80 -124,9 Min		167,33 Max 140 110 80 50 25 5 -20 -40 -63,057 Min	
200	701,64 Max 500 350 250 140 30 -80 -200 -300 -404,52 Min		866,02 Max 700 550 440 300 200 100 50 10 -100 -180,74 Min		294,99 Max 250 200 150 100 50 20 10 -30 -70 -112,6 Min	

Таблиця 7 – Розподіли повних переміщень (мм) та еквівалентних напружень за Мізесом (МПа) у гідрооб'ємній передачі ГОП-900 (показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (№ 5, див. табл. 1) із шаром жорсткості, у 10 разів нижчою, ніж базова, за різних значень притисної сили P , кН

Притисна сила, кН	Повні переміщення (мм)		Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа)	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50	0,084801 Max 0,075 0,066 0,057 0,048 0,038 0,029 0,019 0,01		1961,5 Max 1100 920 800 700 550 410 270 130 0,002943 Min	

Притиска сила, кН	Повні переміщення (мм)		Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа)	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
100				
200				

Таблиця 8 – Розподіли нормальних компонент тензора напружень (МПа) у біговій доріжці ГОП-900 (показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (№ 5, див. табл. 1) із шаром жорсткості, у 10 разів нижчою, ніж базова, за різних значень притискової сили

Прити- ска сила, кН	σ_x		σ_y		σ_z	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50						
100						
200						

Таблиця 9 – Розподіли дотичних компонент тензора напружень (МПа) у біговій доріжці ГОП-900 (показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (№ 5, див. табл. 1) із шаром жорсткості, у 10 разів нижчою, ніж базова, за різних значень притискової сили

Прити- ска сила, кН	τ_{xy}		τ_{yz}		τ_{xz}	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50						
100						

P, кН	τ_{xy}		τ_{yz}		τ_{xz}	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
200	63,773 Max -60 -150 -200 -350 -500 -600 -700 -900 -1113,1 Min		98,899 M 80 -50 -150 -250 -360 -470 -580 -690 -796,78 F		334,6 Max 250 150 70 10 -40 -100 -160 -220 -273,18 Min	

Таблиця 10 – Розподіли нормальних компонент тензора напружень (МПа) у кульковому поршні ГОП-900(показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (№ 5, див. табл. 1) із шаром жорсткості, у 10 разів нижчою, ніж базова, за різних значень притисної сили

P, кН	σ_x		σ_y		σ_z	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50	42,595 Max -20 -145 -280 -415 -550 -650 -800 -950 -1393,7 Min		167,09 M 100 -300 -500 -700 -900 -1100 -1400 -1700 -1920,3 M		34,06 M -50 -250 -450 -650 -850 -1000 -1200 -1400 -1784,2 M	
100	136,03 Max -90 -310 -530 -750 -950 -1100 -1300 -1600 -1857,3 Min		195,98 M 100 -230 -550 -850 -1100 -1400 -1700 -2100 -2485,5 M		69,227 M -200 -470 -740 -1000 -1200 -1500 -1800 -2100 -2399,4 M	
200	179,31 Max -150 -450 -750 -1000 -1350 -1700 -2000 -2400 -2754,4 Min		365,96 M 100 -300 -700 -1100 -1500 -1900 -2400 -3000 -3392,8 M		138,48 Max -200 -500 -800 -1100 -1500 -1900 -2300 -2800 -3074,6 Min	

Таблиця 11 – Розподіли дотичних компонент тензора напружень (МПа) у кульковому поршні ГОП-900 (показана 1/4 частина моделі) за значень контактної жорсткості, що відповідає шару сталі товщиною 0,1 мм (№5, див. табл.1) із шаром жорсткості, у 10 разів нижчою, ніж базова, за різних значень притисної сили

P, кН	τ_{xy}		τ_{yz}		τ_{xz}	
	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу	Значення	Картина розподілу
50	141,09 Max 100 70 40 10 -20 -50 -70 -100 -114,1 Min		460,99 Max 400 300 200 100 50 10 -94,049 Min -100		78,169 Ma 70 50 40 30 10 5 -10 -20 -36,823 Mi	
100	448,43 Max 350 280 200 120 50 -20 -60 -140 -199,64 Min		649,22 Max 570 480 390 300 200 100 50 -80 -129,4 Min		167,09 Max 140 110 80 50 25 5 -20 -40 -62,06 Min	
200	714,63 Max 500 350 250 140 30 -80 -200 -300 -354,9 Min		853,62 Max 700 550 440 300 200 100 10 -100 -159,93 Min		278,82 Ma 250 200 150 100 50 10 -30 -70 -110,46 Mi	

Аналіз розподілів контактної тиску та напружень у парі «кульковий поршень – статорне кільце» гідروоб'ємної передачі ГОП-900. Як видно із наведених результатів, при варіюванні притискної сили та властивостей проміжного шару між кульковим поршнем та статорним кільцем радіальної гідрооб'ємної передачі ГОП-900 відбувається значна зміна і величин, і розподілів контактної тиску та напружень у досліджуваній системі. Зокрема, чітко прослідковується зміна характеру розподілу контактної тиску у зоні контактної взаємодії цих тіл зі зростанням притискної сили: максимум тиску при низькій величині зусилля спостерігається у центрі контактної плями у вигляді еліпсоїдного овалу, а зі зростанням сили він зміщується до периферії уздовж більшої осі плями. При цьому пляма контакту перетворюється у криволінійний чотирикутник зі скругленнями біля вершин. Такий же характер – і для зміни розподілів компонент напруженого стану: їх максимуми зміщуються до області, що примикає до периферії контактної плями.

Ще однією особливістю є згладжувальний ефект на рівень та розподіл контактної тиску та компонент напружено-деформованого стану від збільшення податливості проміжного контактної шару.

Відмічені особливості та одержані результати можуть бути покладені в основу спеціалізованої бази даних, яка служить для обґрунтування раціональних проектно-технологічних параметрів при проектуванні гідропередач такого типу.

Висновки

1. Розв'язання задачі про напружено-деформований стан та контактну взаємодію кулькового поршня радіальної гідрооб'ємної передачі із профільованою біговою доріжкою дало підстави для визначення суттєвого впливу на них, з одного боку, притискної сили, а, з іншого, – властивостей проміжного шару. При цьому встановлено, що за певних умов раціональним є застосування профілю бігової доріжки складної форми, яку потрібно визначати із умов забезпечення міцності кулькових поршнів. Також підтверджено позитивний вплив податливості проміжного шару на величину максимального контактної тиску.

2. Встановлено, що властивості проміжного пружного шару здійснюють значний вплив на розмір цієї площадки та на розподіл і величини контактної тиску. Так, із зростанням товщини, тобто із збільшенням податливості проміжного шару, контактна пляма розширюється, а тиск – знижується. Усі ці особливості та закономірності виявлені при розв'язанні задачі про контактну взаємодію кулькового поршня статорного кільця радіальної гідрооб'ємної передачі із біговою доріжкою для перспективної танкової трансмісії.

3. Підтверджується визначальний вплив на контактну взаємодію складнопрофільних тіл із майже конгруентними поверхнями властивостей проміжного контактної шару. При цьому максимум контактної тиску може сильно знижуватися, а зони його досягнення – зміщуватися від периферії до центру. Отже, підтверджується можливість та ефективність такого прийому для управління напружено-деформованим станом складнопрофільних елементів гідропередач.

Визначені особливості та закономірності разом із

розробленими моделями та засобами будуть у подальшому застосовані при дослідженнях у процесі розробки та виробництва конструкцій із елементами з контактними поверхнями близької форми.

Список літератури

1. Аврунин Г.А., Кабаненко И.В., Хавиль В.В., Истратов А.В. и др. Объемная гидropередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень. *Механика та машинобудування*. – 2004. – №1. – с.14–21.
2. Шатохин В. М., Шатохина Н. В., Соболев В. М. Вибрационная диагностическая модель кульковиков радиально-поршневых насосов гидрообъемных передач. *Автоматизация производственных процессов в машиностроении та приладобудуванні*, 2014. Вып. 48. С. 30-37.
3. Полярус А. В., Токаев В.В., Круговая М.А., Градобоева О.М. Оптимизация зазоров в движущихся соединениях гидрообъемных передач на этапе проектирования. *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета*. Издательство ХНАДУ, 2011. В.Ип. 53. С. 91-94.
4. Шевцов В.М. Экспериментальное исследование полнопоточной гидрообъемной передачи. *Машиностроение*. 2016. Вып. 75. С. 58-62
5. Шатохин В.М., Гранько Б.Ф., Соболев В.М. Вибрационная диагностика зношення циліндро-поршневого пар насосів гидрообъемных передач із кульковими поршнями. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2014. № 4(76). С. 90-99
6. Бирик Д.В. К вопросу о гидрообъемной механической трансмиссии. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. Интегрированные технологии и энергосбережение. 2008. №2. С. 67-72
7. Бирик Д.В. Анализ потерь с учетом деформаций в радиальной гидрообъемной передаче с шариковыми поршнями. *Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова*. 2014. № 3. С. 72-75
8. Шарипов В. М. *Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов*. М.: МГТУ «МАМИ», 2002. 300 с.
9. Tkachuk M.M. Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. No 5/7(95). P. 22–31
10. Скрипченко Н.Б., А.В. Ткачук, Н.Н. Ткачук, Е.И. Касай, Б.И. Крылок Влияние формы беговой дорожки на контактное взаимодействие с шаровыми поршнями радиальной гидropередачи. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. Харків, НТУ «ХПІ». 2015. № 31 (1140). С. 81–100.
11. Ткачук Н.Н., Н.Б. Скрипченко, Н.А. Ткачук, А.В. Грабовский. *Контактное взаимодействие сложнопрофильных деталей машиностроительных конструкций с учетом локальной податливости поверхностного слоя*. Монографія. Харьков: ФОП Панов А.Н., 2017. 148 с.
12. Ткачук Н.Н. *Контактное взаимодействие сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями*. Монографія. Харьков: ФОП Панов А.Н., 2017. 188 с.
13. Tkachuk M.M., Skripchenko N. Tkachuk, M.A., Grabovskiy A. Numerical methods for contact analysis of complex-shaped bodies with account for non-linear interface layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, № 5, pp.22-31.
14. Zienkiewicz O. C. , R. L. Taylor, J. Z. Zhu. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 7th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann. 2013. 756 p.
15. Gwinner J., Stephan E. P. FEM-BEM Coupling: Treatment of Boundary Value Transmission and Contact Problems *Advanced Boundary Element Methods*. 2018.
16. Kalker J.J. Variational principles of contact elastostatics. *J. Inst. Math. and Appl.* Vol. 20. P. 199–221.
17. Tkachuk M. A numerical method for axisymmetric adhesive contact based on Kalker's variational principle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2018. No 3/7(93). P. 34–41.

References (transliterated):

1. Avrunin G.A., Kabanenko I.V., Havil V.V., Istratov A.V. and oth. Ob'emnaya gidropereдача s sharikovyimi porshnyami GOP-900: harakteristiki i tehicheskiy uroven [Volumetric hydraulic trans-

- mission with ball pistons GOP-900]. *Mehanika ta mashinobuduvannya*. 2004, no. 1, pp. 14–21.
2. Shatohin V. M., Shatohina N. V., Sobol' V. M. Vibracijna diagnostychna model kul'kovy'h radial'no-porshnevny'h nasosiv gidroob'yemny'h peredach [Vibrating diagnostic model of ball-joint radial piston hydraulic pump]. *Avtomaty'zaciya vy'robny'chy'x procesiv u mashynobuduvanni ta pry'ladobuduvanni*. 2014, no. 48, pp. 30-37.
 3. Polyarus A. V., Tokaev V. V., Krugovaya M. A., Gradoboeva O. M. Optimizatsiya zazorov v dvizhushchihsoya soedineniyah gidroob'emnyih peredach na etape proektirovaniya [Optimization of clearances in moving joints of hydraulic gears at the design stage] *Vestnik Kharkovskogo natsionalnogo avtomobilno-dorozhnogo universitetu*. 2011, KhNADU Publ., no. 53, pp. 91-94.
 4. Shevtsov V. M. Eksperimentalnoe issledovanie polnopotchnoy gidroob'emnoy peredachi [An experimental study of full-flow hydrostatic transmission]. *Mashinostroenie*. 2016, no. 75, pp. 58-62.
 5. Shatokhin V. M., Gran'ko B. F., Sobol' V. M. Vibracijna diagnosty'ka znoshennya cy'lindro-porshnevny'h par nasosiv gidroob'yemny'h peredach iz kul'kovy'my' porshnyamy' [Vibration diagnostics of cylindrical piston pairs of hydraulic displacement pumps with ball pistons]. *Vibraciyi v texnici ta tekhnologiyax*. 2014, no. 4(76), pp. 90-99
 6. Bibik D. V. K voprosu o gidroob'emnoy mekhanicheskoy transmisi [To the issue of hydrostatic mechanical transmission]. *Visnyk Nacional'nogo tekhnichnogo universy'tetu «Kharkivs'ky'j politekhnichny'j insty'tut»: Integrirovannyye tekhnologii i energoberezenie*. 2008, no. 2, pp. 67-72.
 7. Bibik D. V. Analiz poter s uchedom deformatsiy v radialnoy gidroob'emnoy peredache s sharikovymi porshnyami [Analysis of losses taking into account deformations in a radial hydrostatic transmission with ball pistons]. *Vestnik BGTU im. V. G. Shuhova*. 2014, no. 3, pp. 72-75.
 8. Sharipov V. M. *Proektirovanie mekhanicheskikh, gidromekhanicheskikh i gidroob'emnyih peredach traktorov* [Design of mechanical, hydro-mechanical and hydrostatic gears of tractors]. Moscow, MGTU "MAMI" Publ., 2002. 300 p.
 9. Tkachuk M. M. Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, no. 5/7(95), pp. 22–31
 10. N. B. Skripchenko, A. V. Tkachuk, N. N. Tkachuk, E. I. Kasay, B. I. Krylyuk. Vliyanie formy begovoy dorozhki na kontaktnoe vzaimodeystvie s sharovymi porshnyami radialnoy gidroperedachi [The influence of the shape of the treadmill on the contact interaction with the ball pistons of the radial hydraulic transmission]. *Visnik Natsionalnogo Tekhnichnogo Universitetu «Kharkivskiy Politekhnichnyy Institut». Kharkiv, NTU «KhPI»*. 2015, no. 31 (1140), pp. 81–100.
 11. Tkachuk N. N., Skripchenko N. B., Tkachuk N. A., Grabovskiy A. V. *Kontaknoe vzaimodeystvie slozhnoprofilnyih detaley mashinostroytelnyih konstruksiy s uchedom lokalnoy podatlivosti poverhnostnogo sloya* [Contact interaction of complex parts of engineering structures, taking into account the local flexibility of the surface layer]. Kharkov: FOP Panov A. N. Publ., 2017. 148 p.
 12. Tkachuk N. N. *Kontaknoe vzaimodeystvie slozhnoprofilnyih elementov mashinostroytelnyih konstruksiy s kinematicheskimi sopryazhemyimi poverhnostyami* [Contact interaction of complex elements of engineering structures with kinematically coupled surfaces]. Kharkov: FOP Panov A. N. Publ., 2017. 188 p.
 13. Tkachuk, M. M., Skripchenko, N., Tkachuk, M. A. and Grabovskiy, A. Numerical methods for contact analysis of complex-shaped bodies with account for non-linear interface layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, no. 5, pp. 22-31.
 14. Zienkiewicz, O. C., Taylor R. L., Zhu J. Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 7th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann. 2013. 756 p.
 15. Gwinner J., Stephan E. P. FEM-BEM Coupling: Treatment of Boundary Value Transmission and Contact Problems *Advanced Boundary Element Methods*. 2018.
 16. Kalker J. J. Variational principles of contact elastostatics. *J. Inst. Math. and Appl.* 1977, no. 20, pp. 199–221.
 17. Tkachuk M. A numerical method for axisymmetric adhesive contact based on Kalker's variational principle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2018, no. 3/7(93), pp. 34–41.

Поступила (received) 04.09.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткачук Микола Миколайович (Ткачук Николай Николаевич, Tkachuk Mykola Mykolayovych) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший науковий співробітник кафедри інформаційних технологій та систем колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org

Грабо́вський Андрій Володимирович (Грабо́вский Андрей Владимирович, Grabovskiy Andriy Volodymyrovich) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Ліпейко Андрій Іванович, (Липейко Андрей Иванович, Lipeiko Andrii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна, e-mail: tma@tmm-sapr.org

Литвин Борис Якович (Литвин Борис Яковлевич, Lytvyn Borys) – головний інженер ДП «Завод імені В. О. Малишева», м. Харків, Україна, e-mail: tma@tmm-sapr.org

Рікунов Олег Миколайович (Рикунов Олег Николаевич, Rikunov Oleg) – Національна академія Національної гвардії України, ст. викладач кафедри «Технічного та тилового забезпечення», м. Харків, Україна, тел.: (057) 707-69-01; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Саверська Марія Сергіївна (Саверская Мария Сергеевна, Saverska Mariia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-9271-9586>; e-mail: m.saverska@tmm-sapr.org

Ткачук Ганна Володимирівна (Ткачук Анна Владимировна, Tkachuk Ganna) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Інформаційні технології та системи колісних і гусеничних машин ім. О. О. Морозова», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0435-1847>. e-mail: tkachuckAV@tmm-sapr.org

Сериков Володимир Іванович (Сериков Владимир Иванович, Sierykov Volodymyr) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-64-78; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5295-3925>; e-mail: SerikovVI@tmm-sapr.org

*М. А. ТКАЧУК, М. С. САВЕРСЬКА, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, Г. В. ТКАЧУК,
О. М. МАРУСЕНКО, І. Я. ХРАМЦОВА*

ЧИСЕЛЬНІ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО–ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ У ВЕРСТАТНИХ ПРИСТОСУВАННЯХ

У роботі наведені результати чисельних та експериментальних досліджень напружено–деформованого стану у верстатних пристосуваннях лещатного типу. Для аналізу напружено–деформованого стану застосовано метод скінчених елементів. Для експериментальної фіксації напружено–деформованого стану залучено методи статичної та динамічної інтерферометрії, а також метод голографічної інтерферометрії. Установлено, що контактний тиск концентрується у зонах прикладання зусиль від закріплених елементів, а також на периферії області спраження подошви пристосувань із робочим столом верстата. Визначено характер реакції напружено–деформованого стану корпусу пристосування на дію зусиль різання при фрезеруванні заготовок. Установлено, що при дії зусиль закріплення та зусиль різання відбувається перерозподіл контактної тиску у спраженні подошви пристосування та стола верстата.

Ключові слова: верстатне пристосування; лещата; напружено–деформований стан; метод статичної інтерферометрії; метод динамічної інтерферометрії; метод голографічної інтерферометрії; контактний тиск; контактна взаємодія

*Н. А. ТКАЧУК, М. С. САВЕРСКАЯ, А. В. ГРАБОВСКИЙ, А. В. ТКАЧУК,
А. Н. МАРУСЕНКО, И. Я. ХРАМЦОВА*

ЧИСЛЕННЫЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО–ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ В СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЯХ

В работе приведены результаты численных и экспериментальных исследований напряженно–деформированного состояния в станочных приспособлениях тисочного типа. Для анализа напряженно–деформированного состояния применен метод конечных элементов. Для экспериментальной фиксации напряженно–деформированного состояния применены методы статической и динамической интерферометрии, а также метод голографической интерферометрии. Установлено, что контактное давление концентрируется в зонах приложения усилий от закрепляемых элементов, а также на периферии области сопряжения подошвы приспособлений с рабочим столом станка. Определен характер реакции напряженно–деформированного состояния корпуса приспособления на действие усилий резания при фрезеровании заготовок. Установлено, что при воздействии усилий закрепления и усилий резания происходит перераспределение контактного давления в сопряжении подошвы приспособления и стола станка.

Ключевые слова: станочное приспособление; тиски; напряженно–деформированное состояние; метод статической интерферометрии; метод динамической интерферометрии; метод голографической интерферометрии; контактное давление; контактное взаимодействие

М. ТКАЧУК, М. САВЕРСКА, А. ГРАБОВСКИЙ, Г. ТКАЧУК, О. МАРУСЕНКО, И. ХРАМЦОВА NUMERICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH OF STRESS-STRAIN STATE IN MACHINE TOOLS

The results of numerical and experimental studies of stress-strain state in machine tools of clamp type are presented in the paper. The finite element method was used to analyze the stress-strain state. Static and dynamic interferometry methods, as well as holographic interferometry method, are involved in the experimental fixation of stress-strain state. It has been established that contact pressure is concentrated in zones of forces application from the fastening elements, as well as on the periphery of the region of the attachment of the sole of the adaptations to the working table of the machine. The character of stress-strain state reaction of the tool's hull is determined on the action of the cutting forces during milling of the workpieces. It is established that during the efforts of fastening and cutting efforts there is a redistribution of contact pressure in the conjugation of the tool's sole and machine table.

Keywords: machine tool; clamp; stress-strain state; static interferometry method; dynamic interferometry method; holographic interferometry method

Вступ. У сучасних машинобудівних виробництвах широко застосовуються технологічні системи. Вони характеризуються тим, що елементи цих систем переналаштовуються на оброблення різних деталей відповідно до номенклатури випуску продукції. Оскільки переважаючою тенденцією натеper є скорочення серійності виробництва, то із економічних міркувань (терміни та вартість технологічної підготовки виробництва) доцільне застосування, зокрема, переналаджуваних верстатних пристосувань [1]. Наприклад, для операцій на фрезерних верстатах застосовуються пристосування лещатного типу зі змінними губками. Вони володіють широкою універсальністю та відносно простою структурою. Разом із тим, враховуючі підвищені вимоги до точності та продуктивності виконання технологічних операцій, особливої уваги вимагають рівні жорсткості та міцності, що забезпечують необхідні характеристики технологічних систем. Із цією метою необхідно здійснювати аналіз напружено–деформованого стану (НДС) корпусних елементів таких пристосувань.

Аналіз існуючих методів досліджень напружено–деформованого стану верстатних пристосувань. Технологічні системи є складними та багатокомпонентними із точки зору їх структури та геометричної форми. Для операцій механічної обробки це, наприклад, окрім верстата, інструмента, заготовки – ще й верстатне пристосування. У багатьох випадках якраз пристосування є тим елементом цієї технологічної системи, який визначає її технічний рівень. Такі конструкції є системою контактуючих тіл під дією технологічних зусиль, зусиль закріплення та базування. Для аналізу напружено–деформованого стану об'єктів подібної структури та форми найчастіше застосовується чисельний метод скінчених елементів [2–4]. Для урахування контактної взаємодії залучаються методи теорії варіаційних нерівностей, граничних інтегральних рівнянь, множників Лагранжа, штрафних функцій тощо [5–10]. Для фіксації напружено–деформованого стану експеримен-

© М. А. Ткачук, М. С. Саверська, А. В. Грабовський, Г. В. Ткачук, С. І. Марусенко, І. Я. Храмцова, 2019

тальним шляхом залучаються методи тензометрії, голографічної інтерферометрії, контактних відбитків та інші [11-14].

Незважаючи на широкий арсенал методів досліджень, на теперішній час проблема аналізу НДС елементів верстатних пристосувань із урахуванням контактної взаємодії далека від повного вирішення. Це спонукає здійснювати такі дослідження. Цій тематиці присвячені також дослідження, описані у цій статті.

Мета роботи – чисельні та експериментальні дослідження напружено-деформованого стану у верстатних пристосуваннях та визначення його характерних особливостей.

Об'єкти аналізу напружено-деформованого стану верстатних пристосувань. Як об'єкти досліджень обрані універсальні верстатні пристосування лещатного типу (рис. 1).

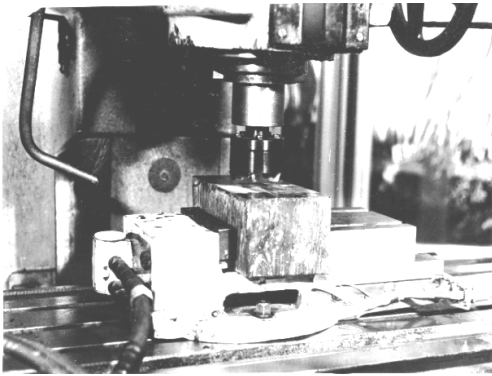


Рисунок 1 – Верстатні пристосування лещатного типу

Ці лещата закріплюються на столі верстата за допомогою двох болтів із зусиллям затягування $F = 30$ кН кожний. Заготовка (деталь) закріплюється за допомогою гідроциліндра, що розвиває зусилля $N = 60$ кН. На оброблювану деталь діє сила різання, яка імітується прикладанням сили $Q = 40$ кН. Ці параметри прийняті номінальними та надалі варіювалися.

Ставиться задача чисельного та експериментального дослідження напружено-деформованого стану у верстатних пристосуваннях методами скінченних елементів, голографічної інтерферометрії та тензометрії.

Чисельна модель та результати аналізу напружено-деформованого стану лещат. На рис. 2, 3 наведені геометрична та скінченно-елементна моделі досліджуваних лещат.

На підшві корпусу лещат задані умови контактного сполучення із жорстким робочим столом верстата. У таблиці 1 наведені результати розрахунків для номінальних значень навантажень.

На рис. 4–16 наведені характерні картини напружено-деформованого стану корпусів лещат при варіюванні силових параметрів F, N, Q , а на рис. 16–21 наведені інтегральні залежності характеристик міцності та жорсткості від цих силових параметрів.

Як видно із наведених результатів, розподіл переміщень контактної тиску та еквівалентних (за Мізесом) напружень позбавлені тих рис, які притаманні розрахунковим моделям із застосуванням традиційних крайових умов типу жорсткого закріплення (див. рис. 4–22 та табл. 2–4). Дійсно, контактний тиск концентрується у зонах закріплення та на периферії підшви лещат. При цьому залежність характеристик напружено-деформованого стану корпусів пристосувань лещатного типу від компонент навантажень F, N, Q носить яскраво виражений нелінійний характер (на відміну від випадку моделей із традиційними лінійними крайовими умовами типу рівностей).

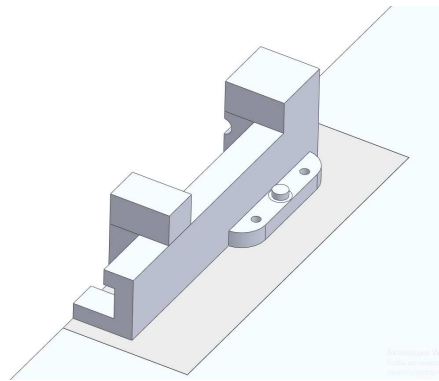


Рисунок 2 – Геометрична модель досліджуваних лещат

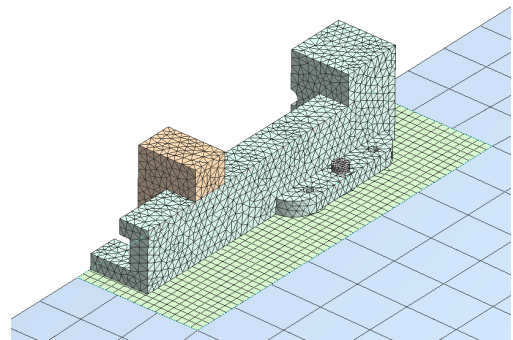


Рисунок 3 – Скінченно-елементна модель досліджуваних лещат

Таблиця 1 – Результати розрахунків для номінальних значень навантажень

Максимальне переміщення, мкм			Загальне максимальне переміщення, u_{max} , мкм	Максимальний контактний тиск q , МПа	Максимальне еквівалентне напруження σ , МПа
вісь z, $u_{z \max}$	вісь y, $u_{y \max}$	вісь x, $u_{x \max}$			
12,5	120,11	54,73	130,63	65,83	664,02

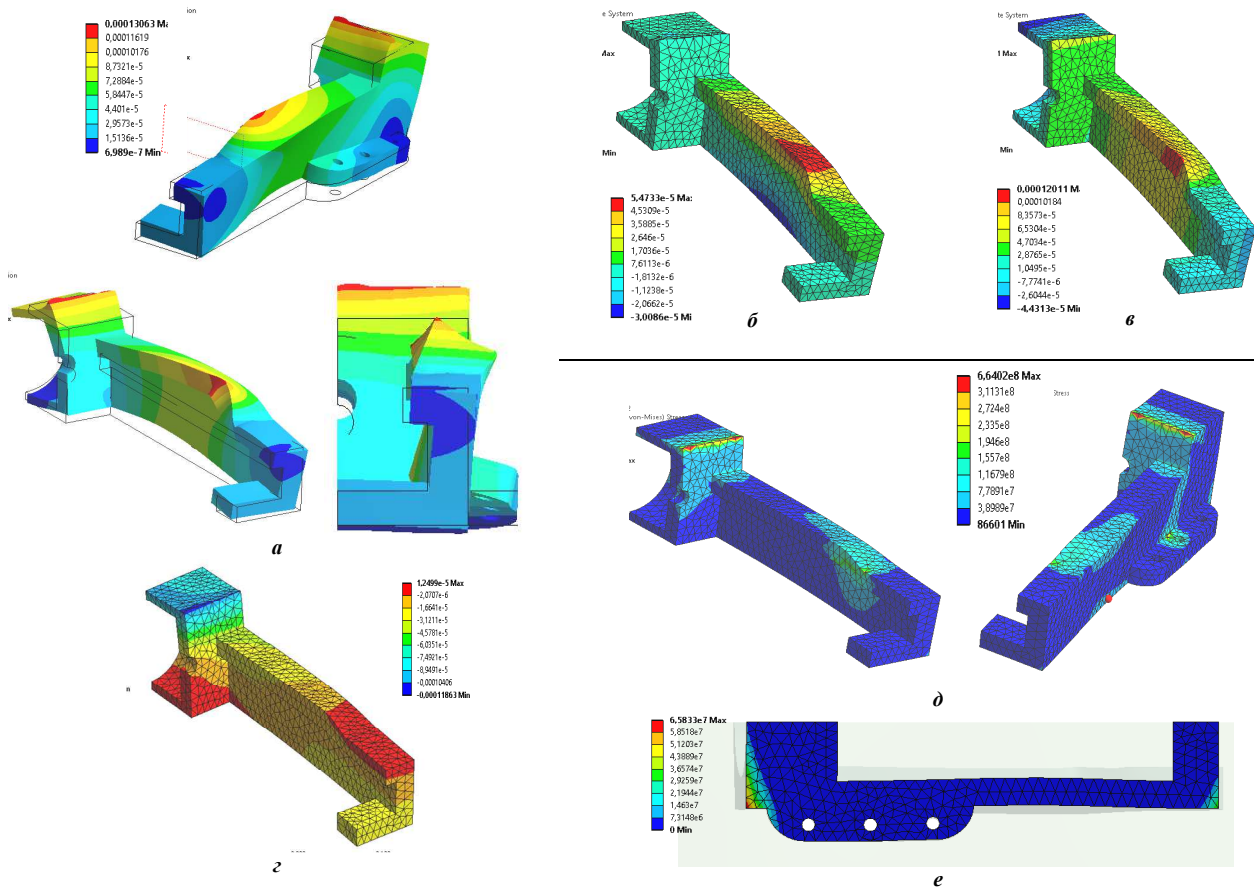


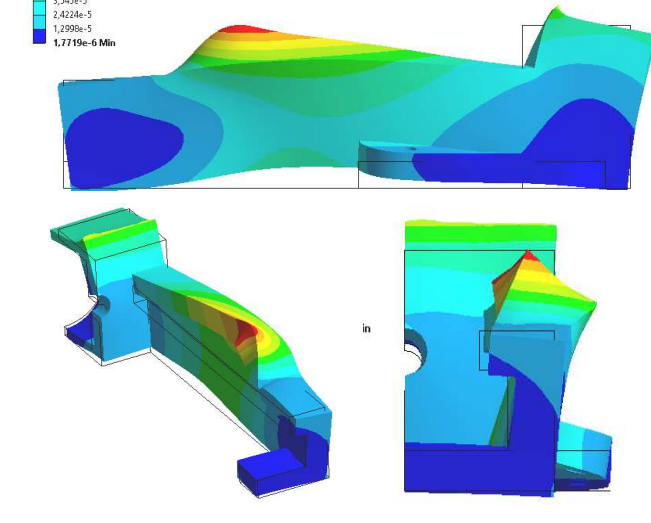
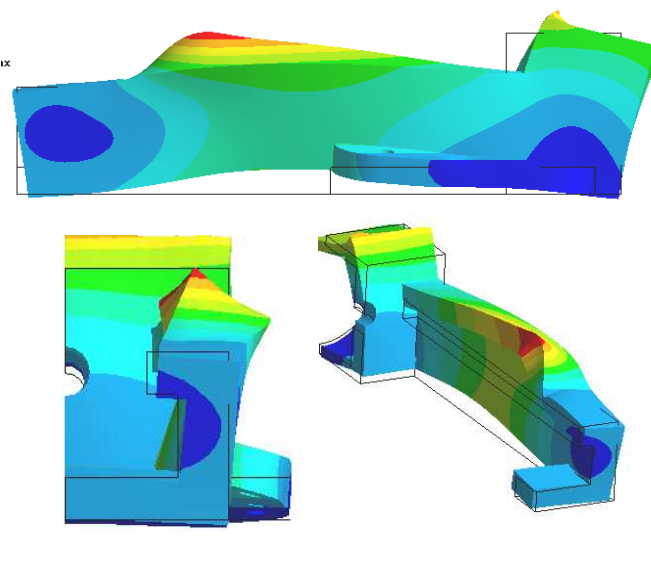
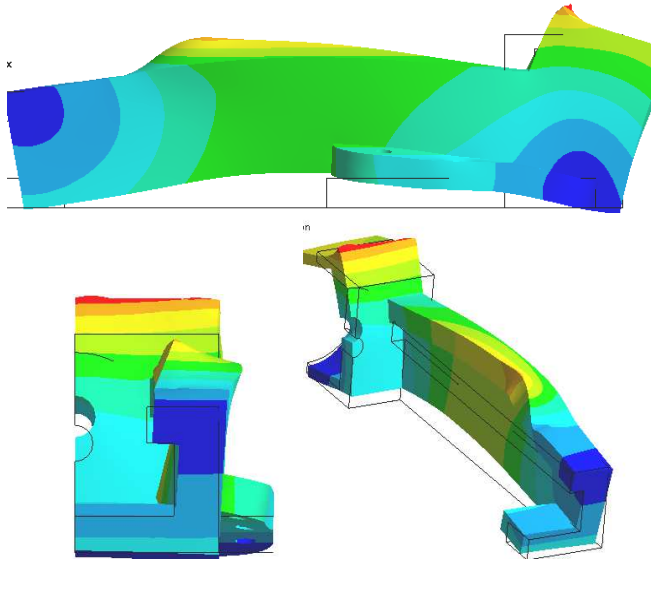
Рисунок 4 – Напружено-деформований стан при номінальних значеннях навантажень: *a* – повні переміщення, мкм; *b* – переміщення, вісь x, мкм; *c* – переміщення, вісь y, мкм; *z* – переміщення, вісь z, мкм; *d* – напруження за Мізесом, МПа; *e* – контактний тиск, МПа

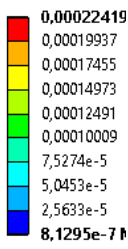
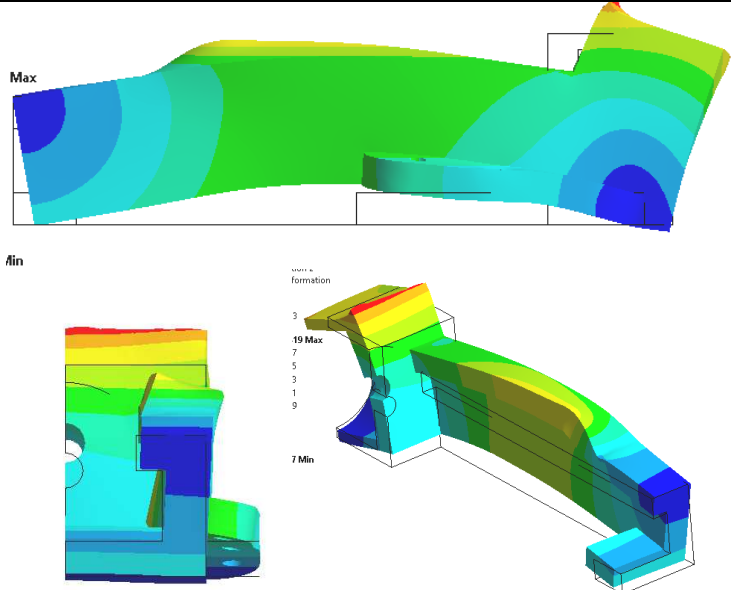
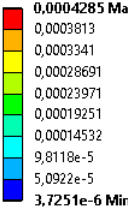
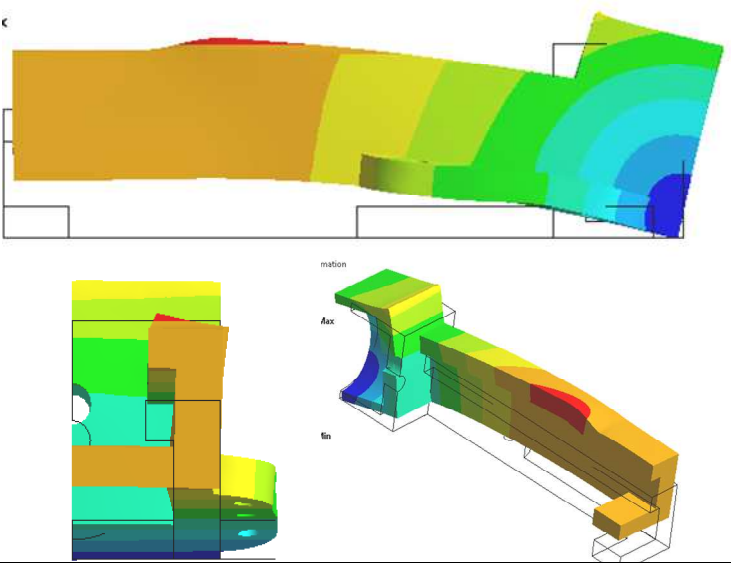
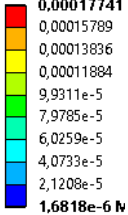
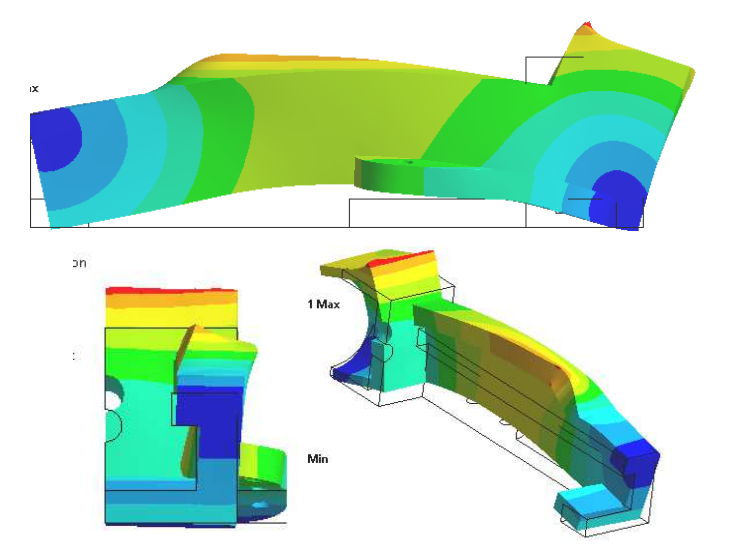
Таблиця 2 – Розподіл контактної тиску, МПа, при різних значеннях зовнішньої сили, кН

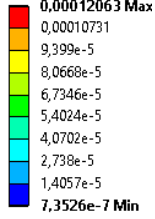
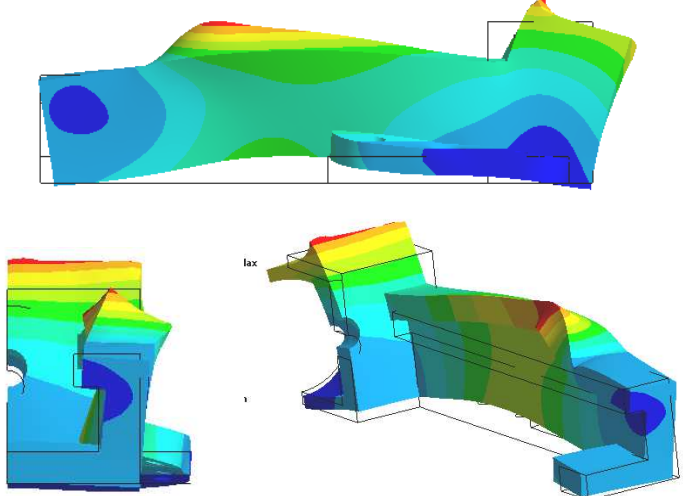
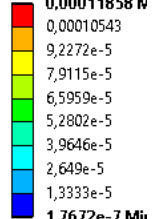
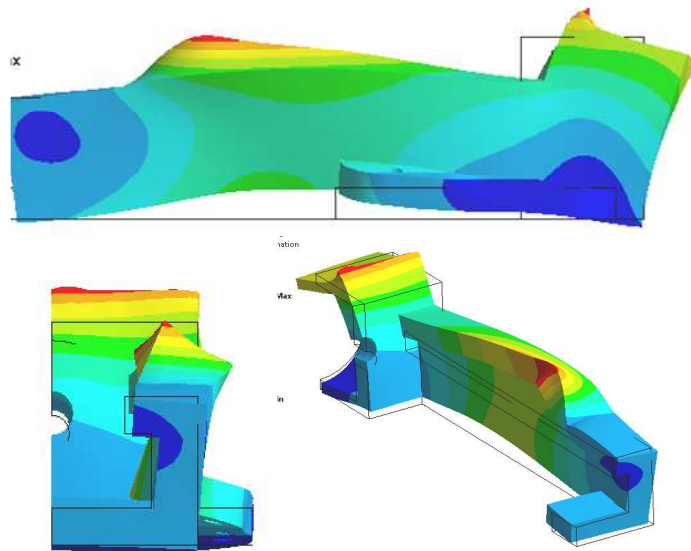
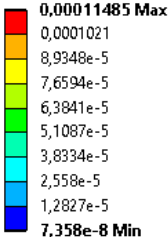
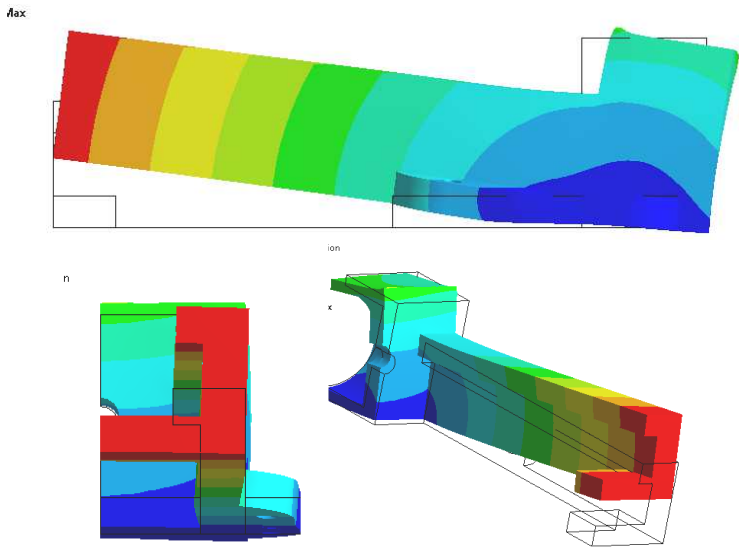
	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу контактної тиску, МПа
При різних значеннях зовнішньої сили	0	<p>3.482e7 M</p> <p>3,0951e7 2,7082e7 2,3214e7 1,9345e7 1,5476e7 1,1607e7 7,7378e6 3,8689e6</p> <p>0 Min</p>	
	20	<p>4.6936e7</p> <p>4,172e7 3,6505e7 3,129e7 2,6075e7 2,086e7 1,5645e7 1,043e7 5,2151e6</p> <p>0 Min</p>	
	60	<p>8.5891e7</p> <p>7,6348e7 6,6804e7 5,7261e7 4,7717e7 3,8174e7 2,863e7 1,9087e7 9,5434e6</p> <p>0 Min</p>	
	80	<p>9.341e7</p> <p>8,1734e7 7,0058e7 5,8381e7 4,6705e7 3,5029e7 2,3353e7 1,1676e7</p> <p>0 Min</p>	

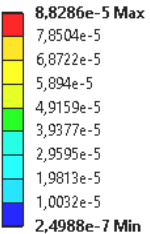
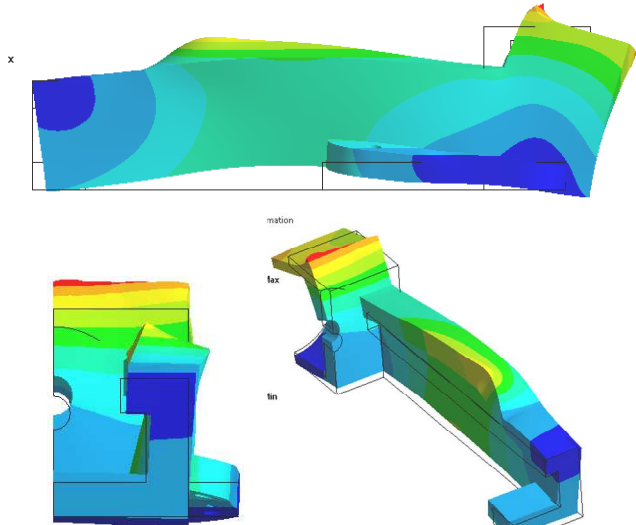
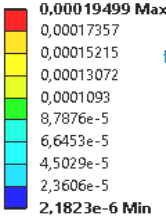
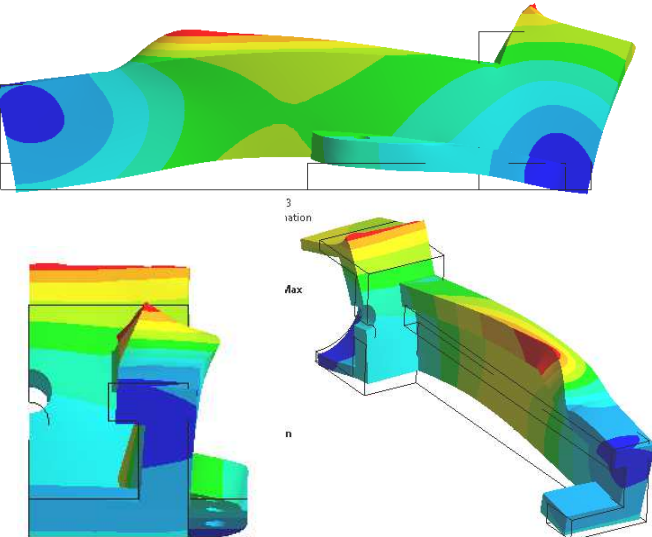
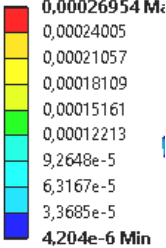
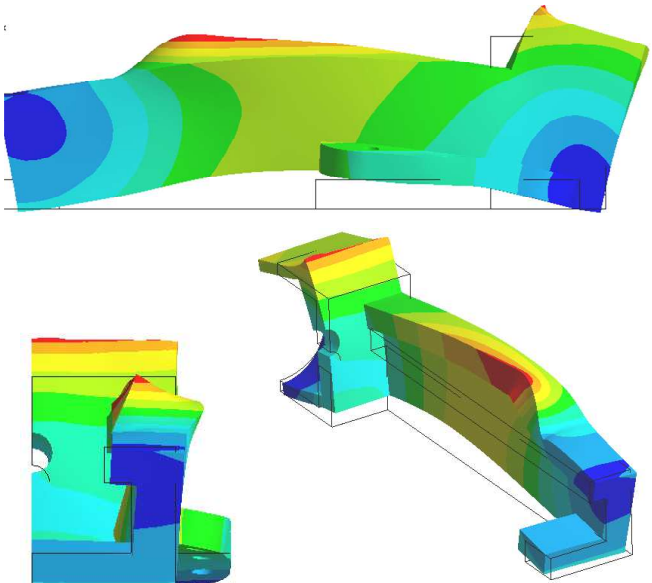
	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу контактного тиску, МПа
при значенні зусилля затягування в болті ,кН	0	<p>6.4776e-5 M</p> <p>5,7579e-5 5,0381e-5 4,3184e-5 3,5987e-5 2,8789e-5 2,1592e-5 1,4395e-5 7,1973e-6 0 Min</p>	
	15	<p>6.3962e7 Max</p> <p>5,685e7 4,9748e7 4,2642e7 3,5535e7 2,8428e7 2,1321e7 1,4214e7 7,1069e6 0 Min</p>	
	45	<p>6.2123e7</p> <p>5,522e7 4,8118e7 4,1415e7 3,4513e7 2,761e7 2,0708e7 1,3805e7 6,9025e6 0 Min</p>	
	60	<p>6.0952e7</p> <p>5,418e7 4,7407e7 4,0635e7 3,3862e7 2,709e7 2,0317e7 1,3545e7 6,7724e6 0 Min</p>	
при значенні сили закріплення det	0	<p>3.8622e7 M</p> <p>3,433e7 3,0039e7 2,5748e7 2,1457e7 1,7165e7 1,2874e7 8,5826e6 4,2913e6 0 Min</p>	
	30	<p>4.7275e7 Ma</p> <p>4,2022e7 3,6769e7 3,1516e7 2,6264e7 2,1011e7 1,5758e7 1,0505e7 5,2527e6 0 Min</p>	
	90	<p>8.5087e7 I</p> <p>7,5633e7 6,6179e7 5,6725e7 4,727e7 3,7816e7 2,8362e7 1,8908e7 9,4541e6 0 Min</p>	
	120	<p>9.6935e7 A</p> <p>8,6164e7 7,5394e7 6,4623e7 5,3853e7 4,3082e7 3,2312e7 2,1541e7 1,0771e7 0 Min</p>	

Таблиця 3 – Картина розподілу еквівалентних напружень за Мізесом, МПа

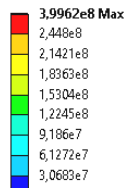
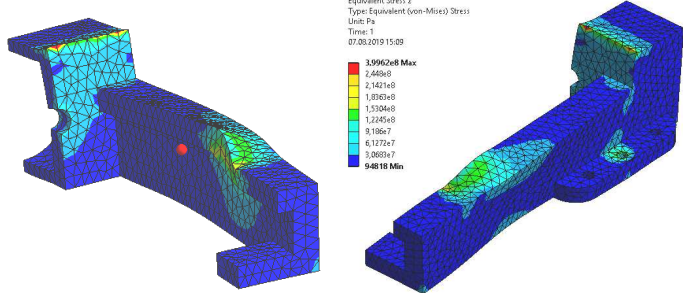
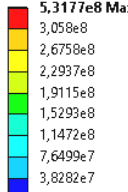
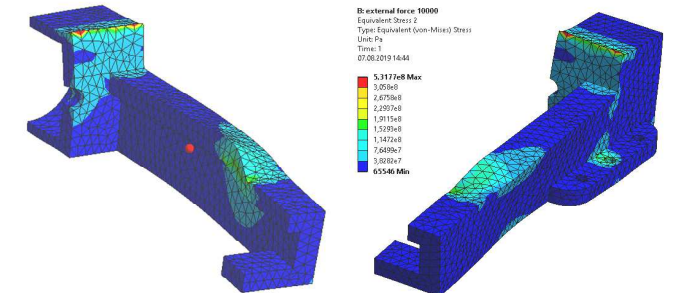
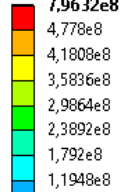
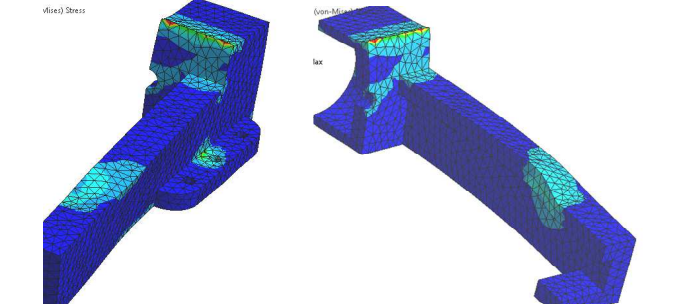
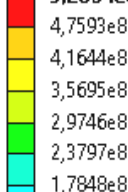
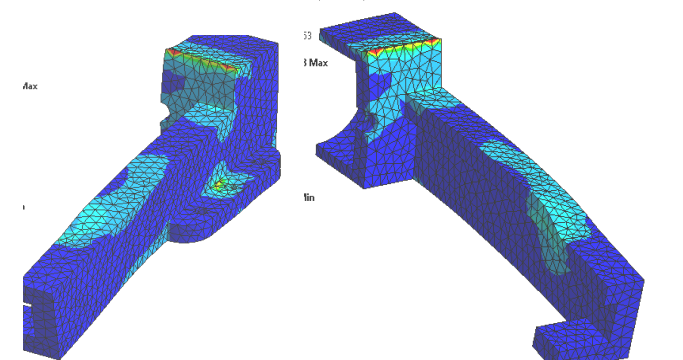
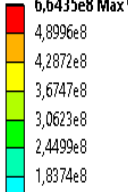
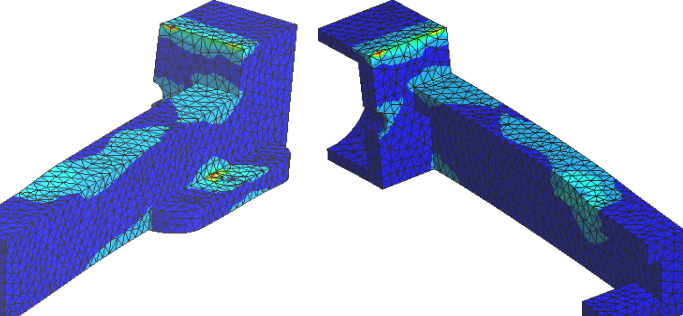
	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу повні переміщення, мкм, мм
При різних значеннях зовнішньої сили	0	<p>0,00010281 Max</p> <p>9,1579e-5</p> <p>8,0353e-5</p> <p>6,9127e-5</p> <p>5,7901e-5</p> <p>4,6676e-5</p> <p>3,545e-5</p> <p>2,4224e-5</p> <p>1,2998e-5</p> <p>1,7719e-6 Min</p>	<p>3,545e-5</p> <p>2,4224e-5</p> <p>1,2998e-5</p> <p>1,7719e-6 Min</p> 
	20	<p>0,0001103 M</p> <p>9,8158e-5</p> <p>8,602e-5</p> <p>7,3882e-5</p> <p>6,1744e-5</p> <p>4,9606e-5</p> <p>3,7468e-5</p> <p>2,5331e-5</p> <p>1,3193e-5</p> <p>1,0548e-6 Mi</p>	<p>ix</p> 
	60	<p>0,00017682 M:</p> <p>0,00015726</p> <p>0,0001377</p> <p>0,00011814</p> <p>9,8582e-5</p> <p>7,9023e-5</p> <p>5,9464e-5</p> <p>3,9905e-5</p> <p>2,0345e-5</p> <p>7,8627e-7 Min</p>	<p>x</p> 

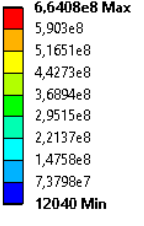
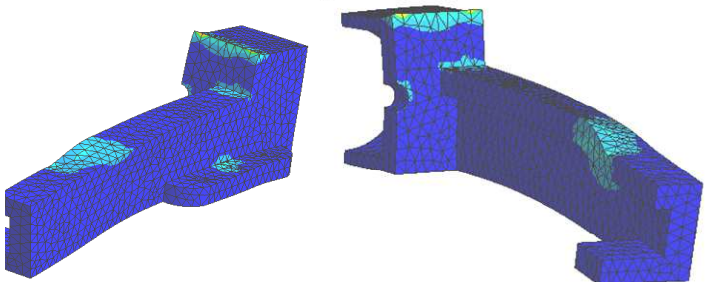
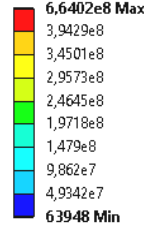
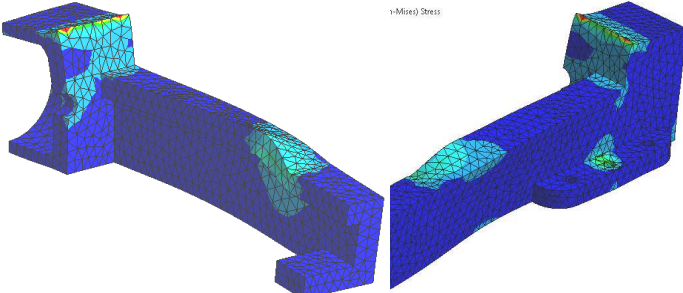
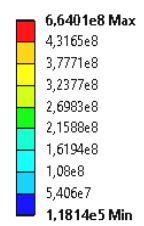
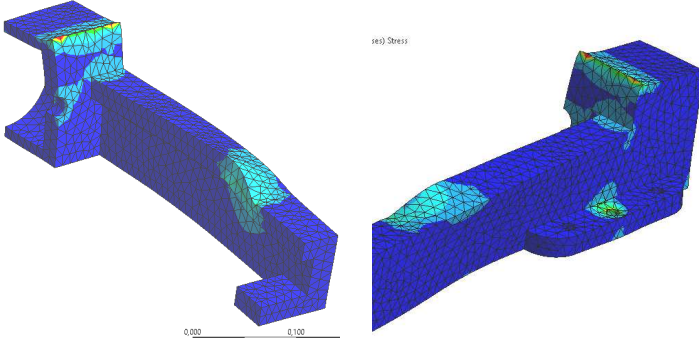
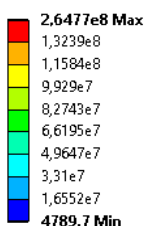
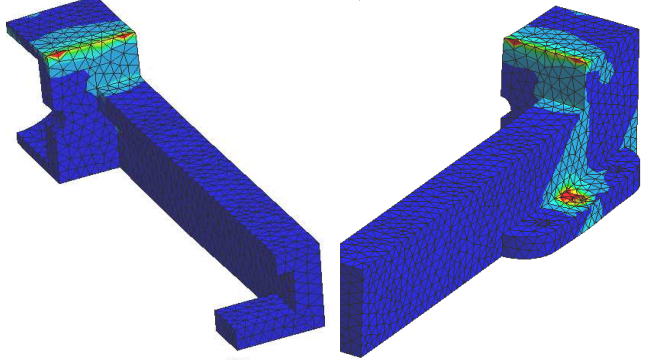
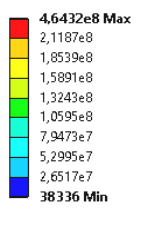
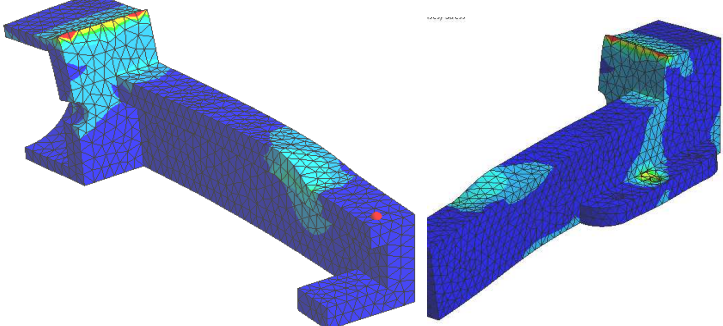
	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу повних переміщень, мм
При різних значеннях зовнішньої сили	80	 <p>0,00022419 0,00019937 0,00017455 0,00014973 0,00012491 0,00010009 7,5274e-5 5,0453e-5 2,5633e-5 8,1295e-7 Min</p>	 <p>Max</p> <p>Min</p>
при значенні зусилля затягування в болті, кН	0	 <p>0,0004285 Ma 0,0003813 0,0003341 0,00028691 0,00023971 0,00019251 0,00014532 9,8118e-5 5,0922e-5 3,7251e-6 Min</p>	 <p>Max</p> <p>Min</p>
при значенні зусилля затягування в болті, кН	15	 <p>0,00017741 0,00015789 0,00013836 0,00011884 9,9311e-5 7,9785e-5 6,0259e-5 4,0733e-5 2,1208e-5 1,6818e-6 Min</p>	 <p>Max</p> <p>Min</p>

	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу повних переміщень, мм
при значенні зусилля затягування в болті, кН	45	 <p>0,00012063 Max 0,00010731 9,399e-5 8,0668e-5 6,7346e-5 5,4024e-5 4,0702e-5 2,738e-5 1,4057e-5 7,3526e-7 Min</p>	
	60	 <p>0,00011858 Max 0,00010543 9,2272e-5 7,9115e-5 6,5959e-5 5,2802e-5 3,9646e-5 2,649e-5 1,3333e-5 1,7672e-7 Min</p>	
при значенні сили закріплення деталі	0	 <p>0,00011485 Max 0,0001021 8,9348e-5 7,6594e-5 6,3841e-5 5,1087e-5 3,8334e-5 2,558e-5 1,2827e-5 7,358e-8 Min</p>	

	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу повних переміщень, мм
при значенні сили закріплення деталі	30	 <p>8,8286e-5 Max 7,8504e-5 6,8722e-5 5,894e-5 4,9159e-5 3,9377e-5 2,9595e-5 1,9813e-5 1,0032e-5 2,4988e-7 Min</p>	
	90	 <p>0,00019499 Max 0,00017357 0,00015215 0,00013072 0,0001093 8,7876e-5 6,6453e-5 4,5029e-5 2,3606e-5 2,1823e-6 Min</p>	
	120	 <p>0,00026954 Max 0,00024005 0,00021057 0,00018109 0,00015161 0,00012213 9,2648e-5 6,3167e-5 3,3685e-5 4,204e-6 Min</p>	

Таблиця 4 – Картина розподілу еквівалентних напружень за Мізесом, МПа

	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу еквівалентних напружень за Мізесом, МПа
При різних значеннях зовнішньої сили	0	 <p>3,9962e8 Max 2,448e8 2,1421e8 1,8363e8 1,5304e8 1,2245e8 9,186e7 6,1272e7 3,0683e7</p>	 <p>Equivalent Stress 2 Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: Pa Time: 1 07.08.2019 15:09</p> <p>3,9962e8 Max 2,448e8 2,1421e8 1,8363e8 1,5304e8 1,2245e8 9,186e7 6,1272e7 3,0683e7 3,0683e7 Min</p>
	20	 <p>5,3177e8 Max 3,058e8 2,6758e8 2,2937e8 1,9115e8 1,5293e8 1,1472e8 7,6499e7 3,8282e7 65546 Min</p>	 <p>n-Mixed Stress</p> <p>External force: 10000 Equivalent Stress 2 Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: Pa Time: 1 07.08.2019 14:44</p> <p>5,3177e8 Max 3,058e8 2,6758e8 2,2937e8 1,9115e8 1,5293e8 1,1472e8 7,6499e7 3,8282e7 65546 Min</p>
	60	 <p>7,9632e8 4,778e8 4,1808e8 3,5836e8 2,9864e8 2,3892e8 1,792e8 1,1948e8 5,9754e7 32959 Min</p>	 <p>Mixed Stress</p> <p>von-Mises Stress</p>
	80	 <p>9,2864e8 4,7593e8 4,1644e8 3,5695e8 2,9746e8 2,3797e8 1,7848e8 1,1899e8 5,95e7 9578,5 Min</p>	 <p>Max</p> <p>Min</p>
при значенні зусилля затягування в болті	0	 <p>6,6435e8 Max 4,8996e8 4,2872e8 3,6747e8 3,0623e8 2,4499e8 1,8374e8 1,225e8 6,1253e7 8340,7 Min</p>	

	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу еквівалентних напружень за Мізесом, МПа
	15	 <p>6,6408e8 Max 5,903e8 5,1651e8 4,4273e8 3,6894e8 2,9515e8 2,2137e8 1,4758e8 7,3798e7 12040 Min</p>	
	45	 <p>6,6402e8 Max 3,9429e8 3,4501e8 2,9573e8 2,4645e8 1,9718e8 1,479e8 9,862e7 4,9342e7 63948 Min</p>	
	60	 <p>6,6401e8 Max 4,3165e8 3,7771e8 3,2377e8 2,6983e8 2,1588e8 1,6194e8 1,08e8 5,406e7 1,1814e5 Min</p>	
при значенні сили закріплення деталі	0	 <p>2,6477e8 Max 1,3239e8 1,1584e8 9,929e7 8,2743e7 6,6195e7 4,9647e7 3,31e7 1,6552e7 4789,7 Min</p>	
	30	 <p>4,6432e8 Max 2,1187e8 1,8539e8 1,5891e8 1,3243e8 1,0595e8 7,9473e7 5,2995e7 2,6517e7 38336 Min</p>	

	Значення навантаження, кН	Шкала	Картина розподілу еквівалентних напружень за Мізесом, МПа
при значенні сили закріплення деталі	90		
	120		

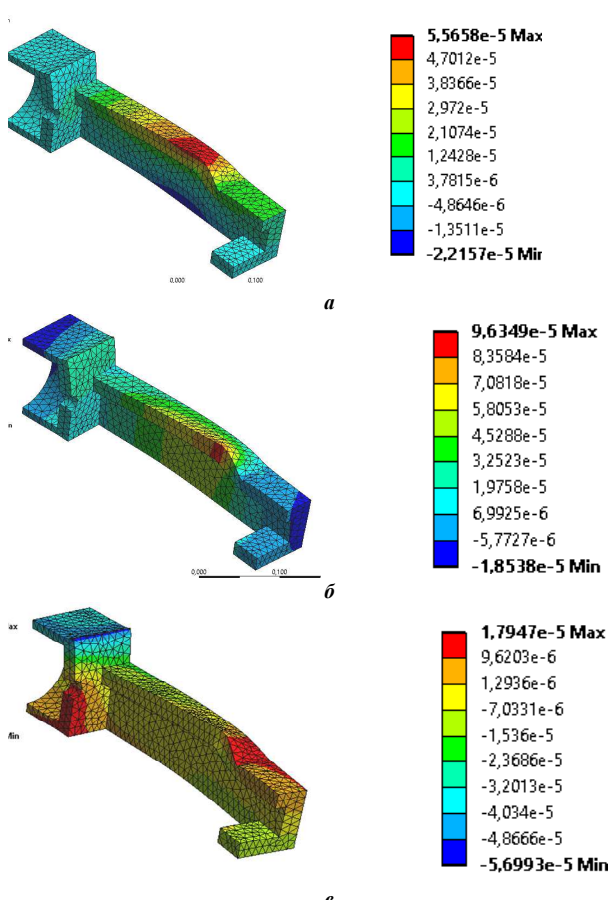


Рисунок 5 – Напружено-деформований стан при значенні зовнішньої сили 0 кН:
 а – переміщення, вісь X, мкм; б – переміщення, вісь Y, мкм;
 в – переміщення, вісь Z, мкм

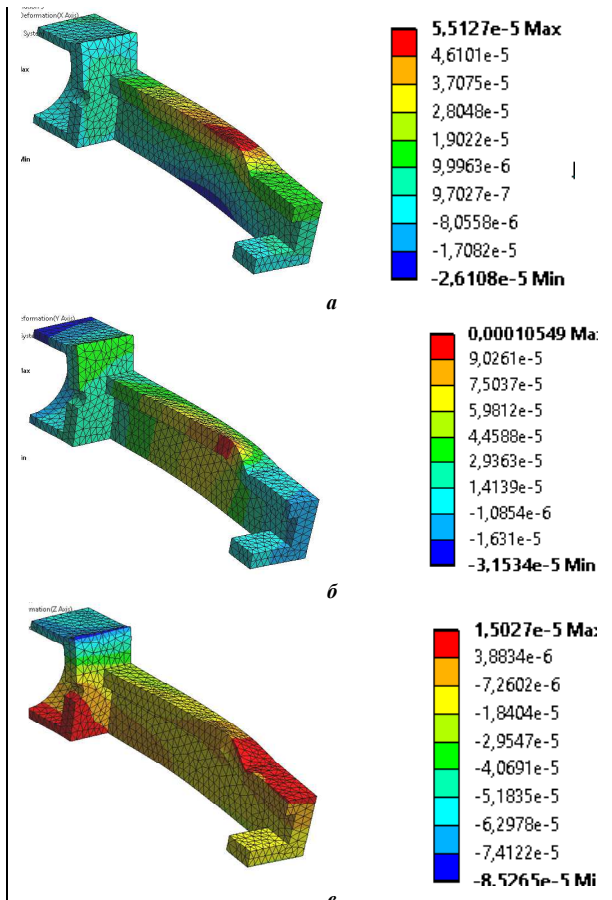


Рисунок 6 – Напружено-деформований стан при значенні зовнішньої сили 20 кН:
 а – переміщення, вісь X, мкм; б – переміщення, вісь Y, мкм;
 в – переміщення, вісь Z, мкм

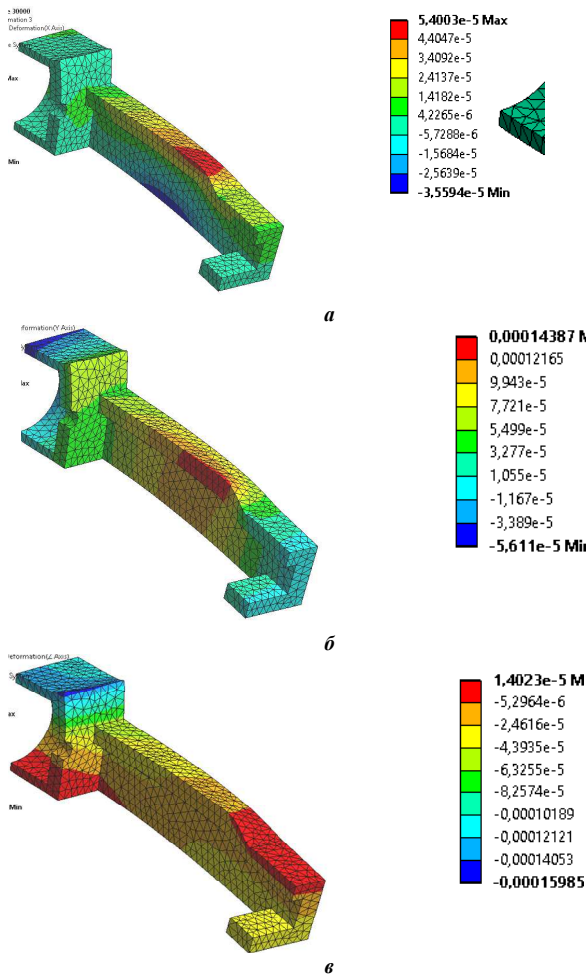


Рисунок 7 – Напружено-деформований стан при значенні зовнішньої сили 60 кН:
 а – переміщення, вісь X, мкм; б – переміщення, вісь Y, мкм;
 в – переміщення, вісь Z, мкм

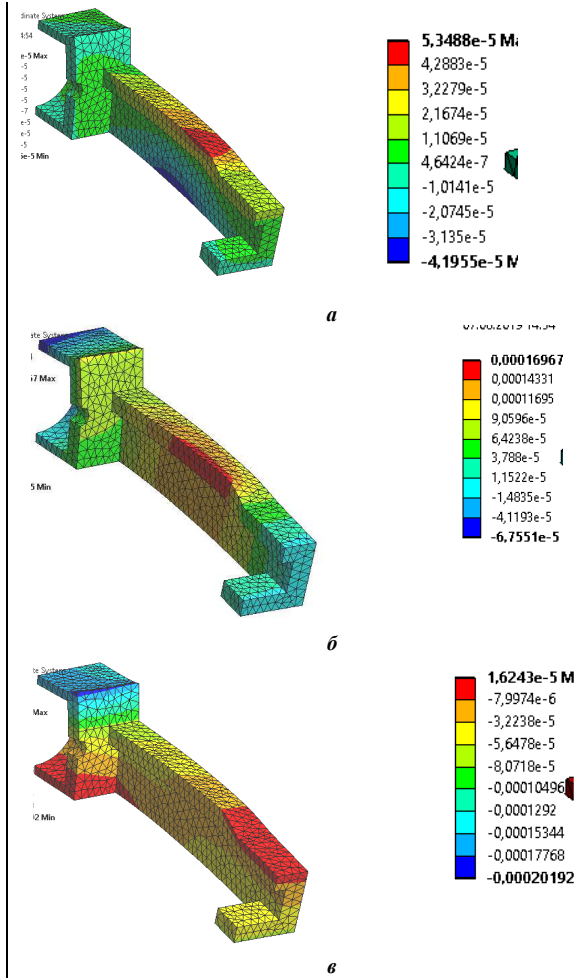


Рисунок 8 – Напружено-деформований стан при значенні зовнішньої сили 80 кН:
 а – переміщення, вісь X, мкм; б – переміщення, вісь Y, мкм;
 в – переміщення, вісь Z, мкм

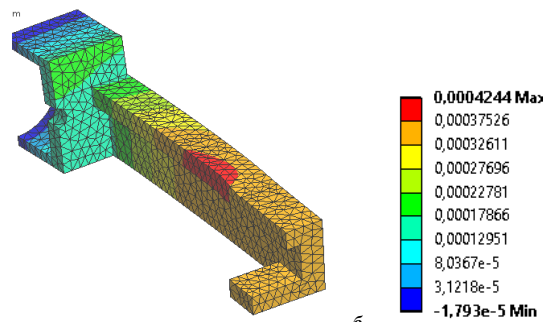
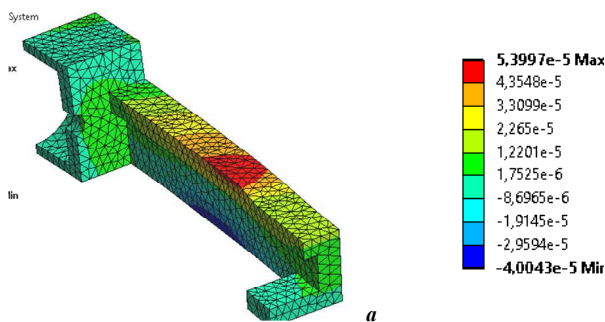
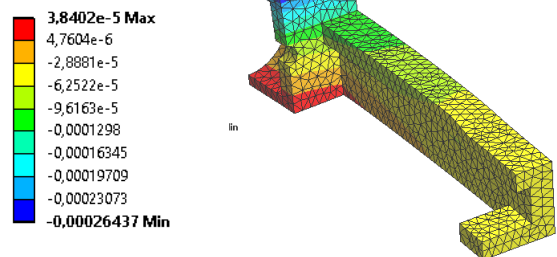


Рисунок 9 – Напружено-деформований стан при значенні зусилля затягування в болті 0 кН:
 а – переміщення, вісь X, мкм;
 б – переміщення, вісь Y, мкм;
 в – переміщення, вісь Z, мкм



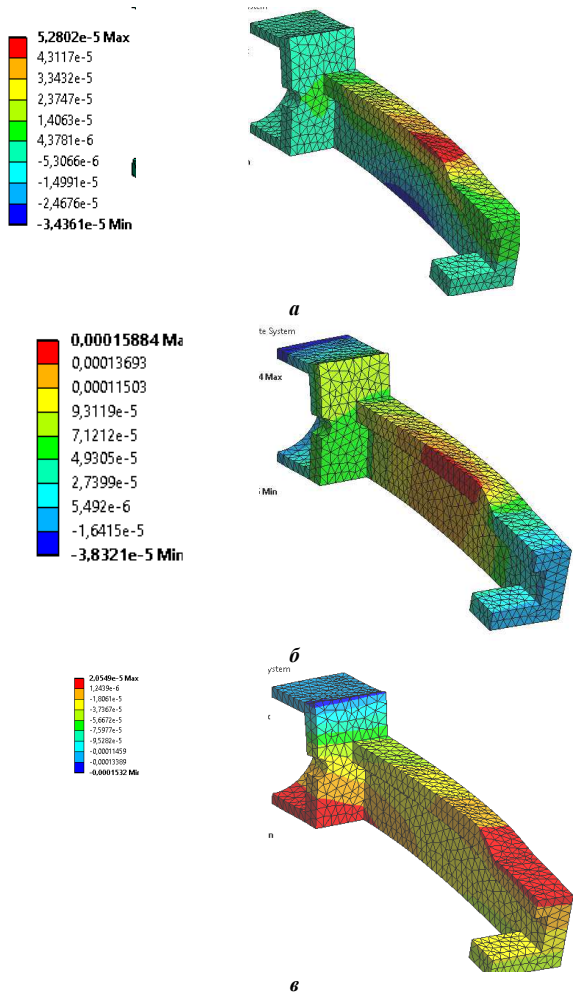


Рисунок 10 – Напружено-деформований стан при значенні зусилля затягування в болті 15 кН:
 а – переміщення, вісь X, мкм; б – переміщення, вісь Y, мкм;
 в – переміщення, вісь Z, мкм

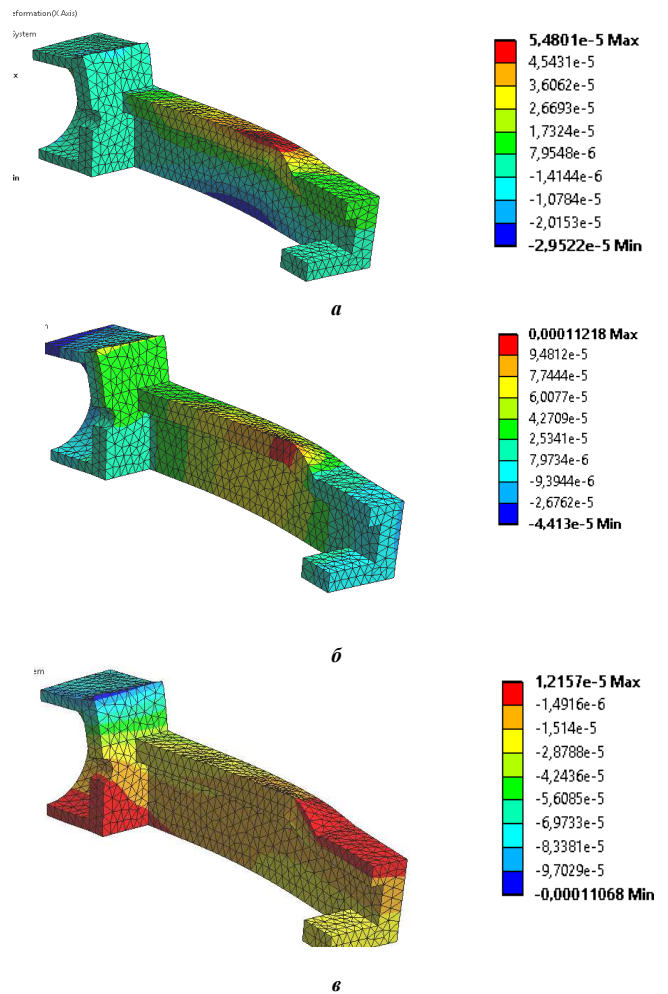


Рисунок 11 – Напружено-деформований стан при значенні зусилля затягування в болті 45 кН:
 а – переміщення, вісь X, мкм; б – переміщення, вісь Y, мкм; в – переміщення, вісь Z, мкм

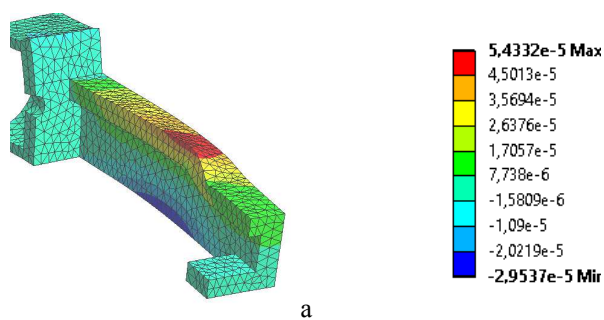
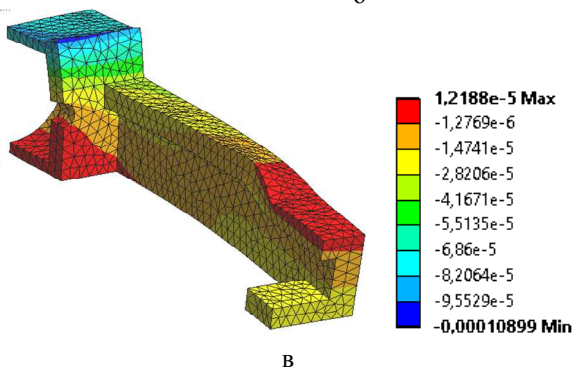
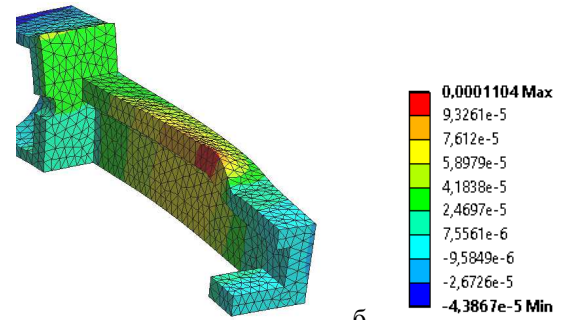


Рисунок 12 – Напружено-деформований стан при значенні зусилля затягування в болті 60 кН:
 а – переміщення, вісь X, мкм;
 б – переміщення, вісь Y, мкм;
 в – переміщення, вісь Z, мкм



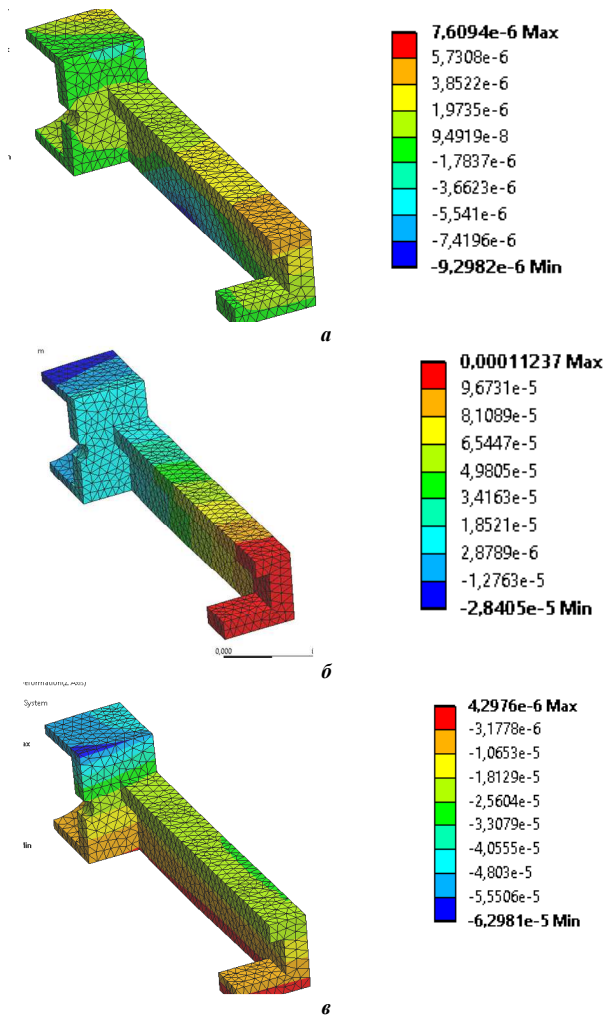


Рисунок 13 – Напружено-деформований стан при значенні сили закріплення деталі 0 кН:
 а – переміщення, вісь X, мкм; б – переміщення, вісь Y, мкм;
 в – переміщення, вісь Z, мкм

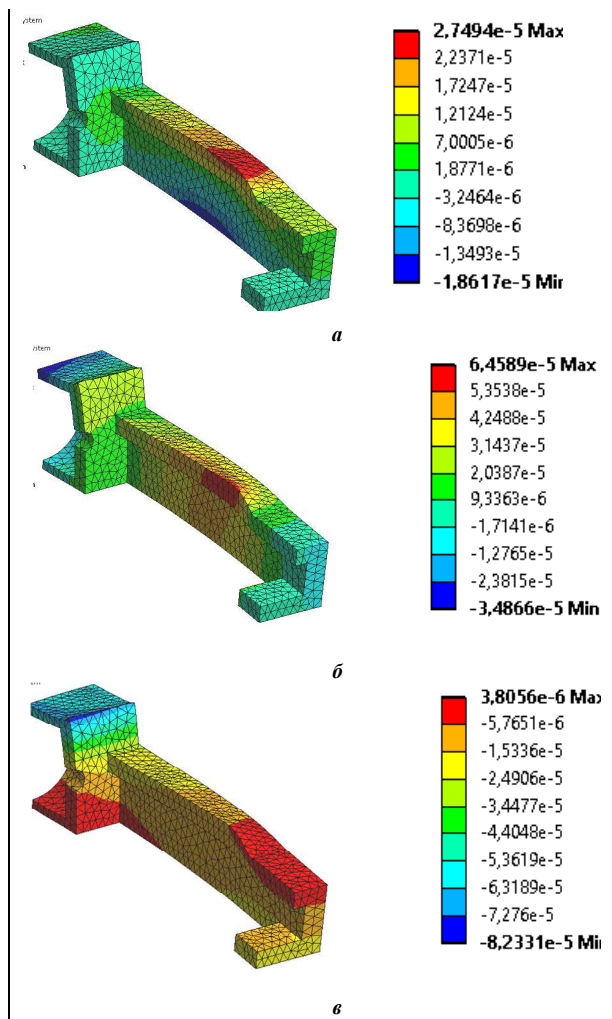


Рисунок 14 – Напружено-деформований стан при значенні сили закріплення деталі 30 кН:
 а – переміщення, вісь X, мкм; б – переміщення, вісь Y, мкм;
 в – переміщення, вісь Z, мкм

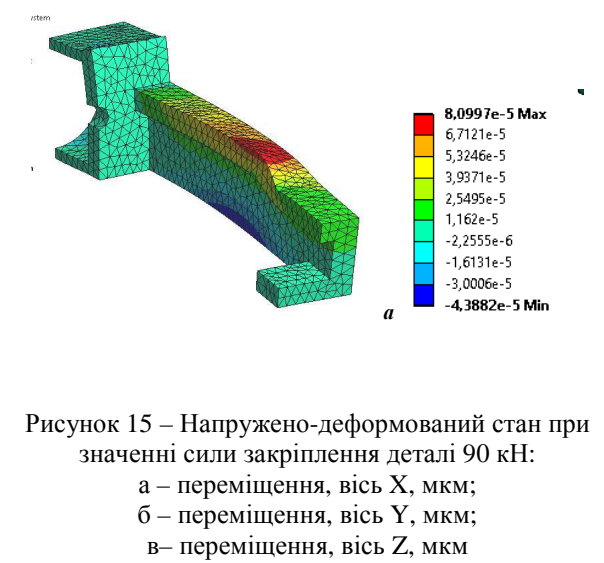
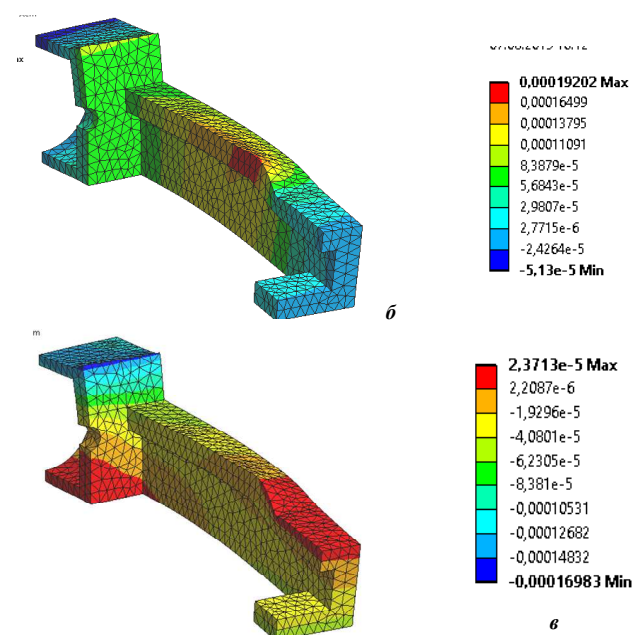


Рисунок 15 – Напружено-деформований стан при значенні сили закріплення деталі 90 кН:
 а – переміщення, вісь X, мкм;
 б – переміщення, вісь Y, мкм;
 в – переміщення, вісь Z, мкм



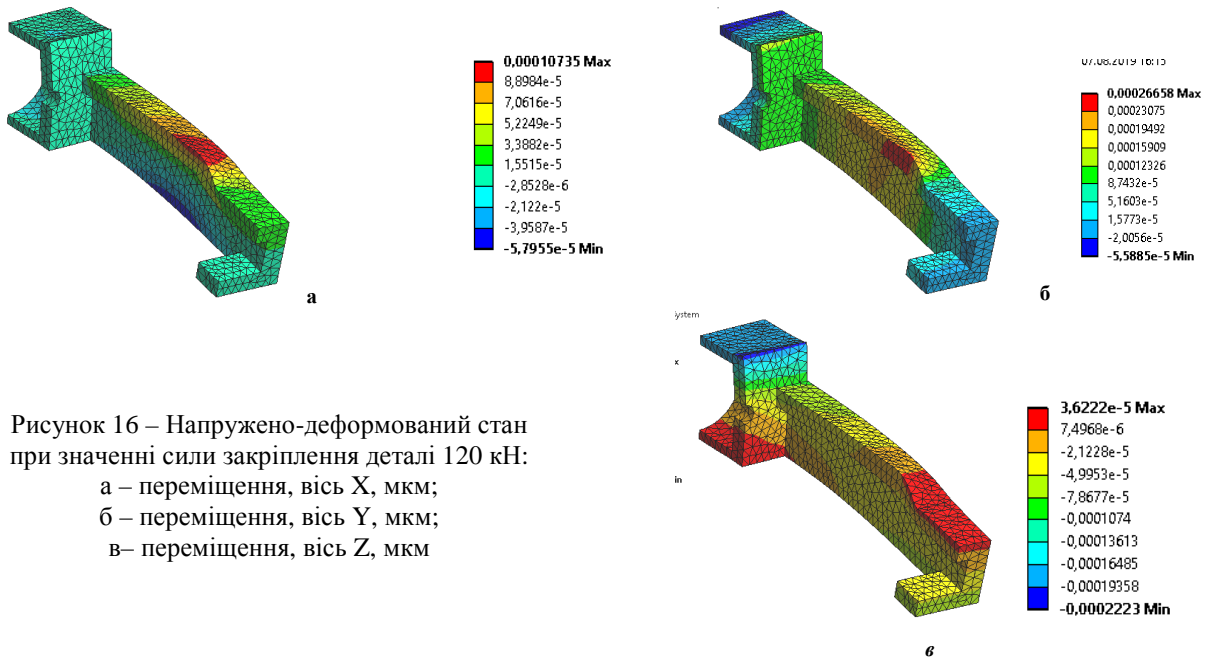


Рисунок 16 – Напружено-деформований стан при значенні сили закріплення деталі 120 кН:
 а – переміщення, вісь X, мкм;
 б – переміщення, вісь Y, мкм;
 в – переміщення, вісь Z, мкм

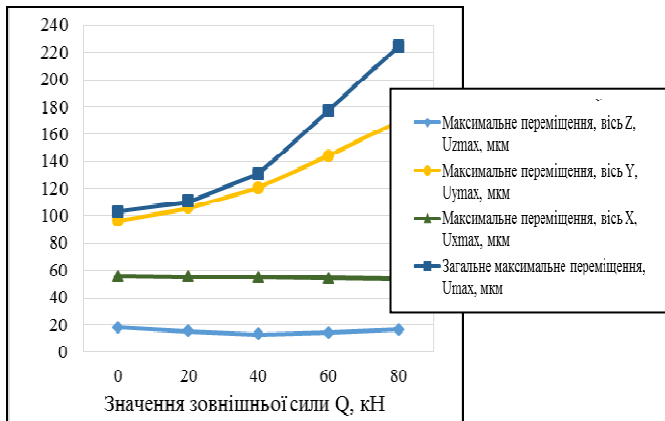


Рисунок 17 – Залежність переміщень від зовнішньої сили Q

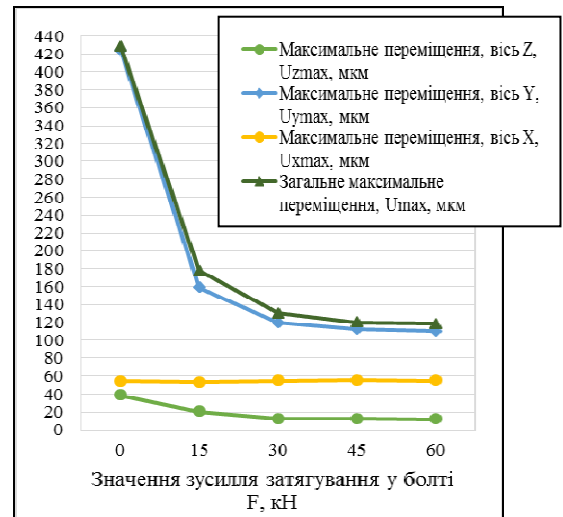


Рисунок 19 – Залежність переміщень від зусиль затягування у болті F

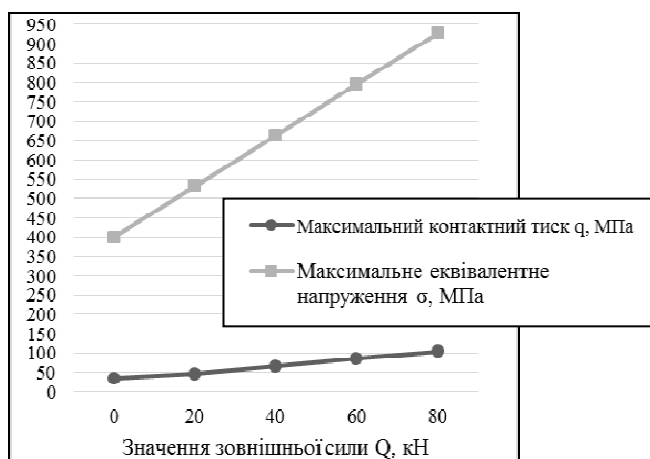


Рисунок 18 – Залежність максимальних значень контактного тиску та еквівалентного напруження за Місесом від зовнішньої сили Q

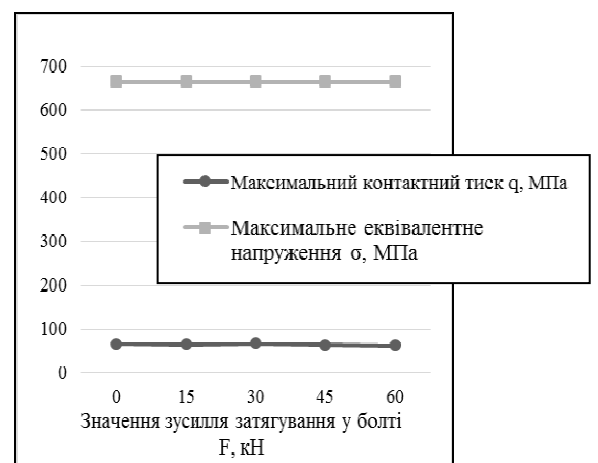


Рисунок 20 – Залежність максимальних значень контактного тиску та еквівалентного напруження за Місесом від зусиль затягування у болті F

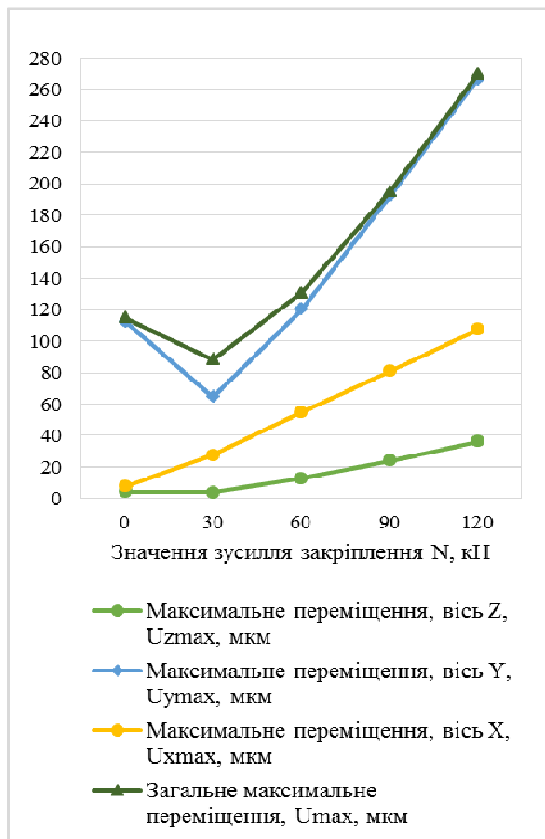


Рисунок 21 – Залежність переміщень від зусилля закріплення N

Аналіз одержаних результатів дає підстави для висновку про те, що традиційні розрахункові моделі із класичними крайовими умовами типу рівності не відображають міцнісні та жорсткісні властивості досліджуваних пристосувань.

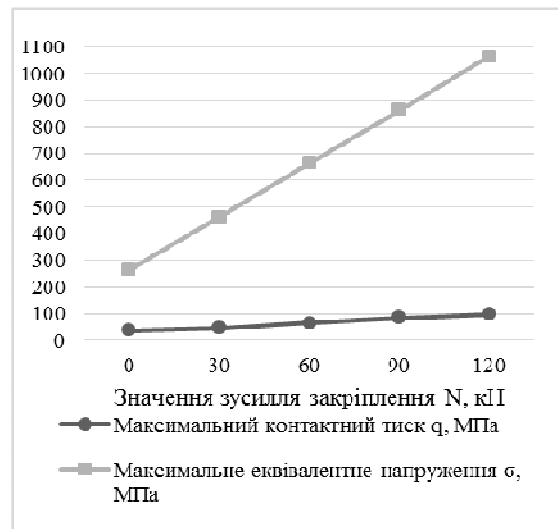


Рисунок 22 – Залежність максимальних значень контактного тиску та еквівалентного напруження за Мізесом від зусилля закріплення N

Результати експериментальних досліджень. На рис. 23–25 наведені робочі моменти та результати експериментальних досліджень деформування лещатних пристосувань методом спекл-голографічної інтерферометрії. Як видно із спекл-інтерферограм, у зоні спряження підшви лещат зі столом станка, рухливої губки та корпусу лещат, а також рухливої губки та оброблюваної деталі відбувається неузгоджене їх деформування. Отже, у цих зонах можливе локальне розкриття стиків, що підтверджує попередній висновок із результатів чисельних досліджень про незастосовність традиційних крайових умов типу рівності у дослідженні реакції верстатних пристосувань на дію експлуатаційних зусиль.

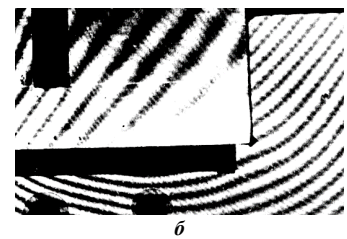
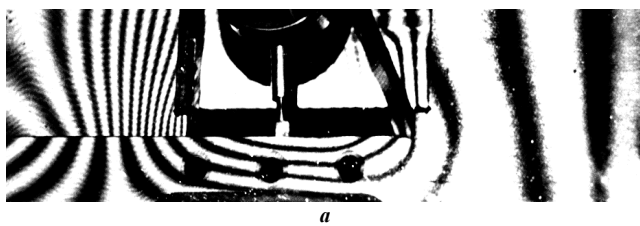


Рисунок 23 – Фрагменти спекл-інтерферограм переналагоджуваних лещат:
а – сполучення корпус – рухома губка; б – сполучення нерухома губка – деталь

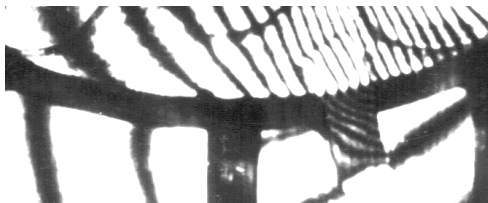


Рисунок 24 – Фрагмент спекл-інтерферограм переналагоджуваних лещат:
«місток» в сполученні основа – підшва



Рисунок 25 – Фрагмент спекл-інтерферограм переналагоджуваних лещат:
сполучення підшва корпусу – базова плита

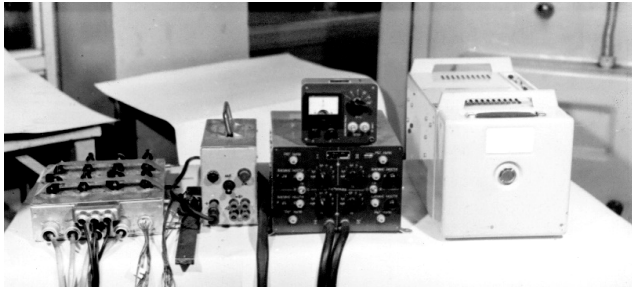
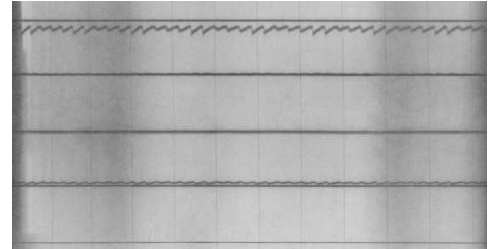
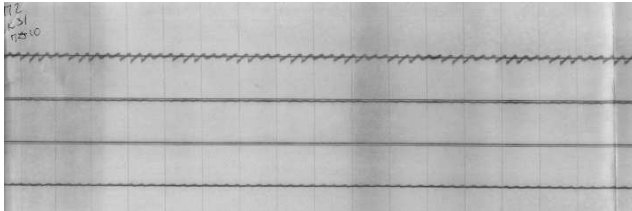
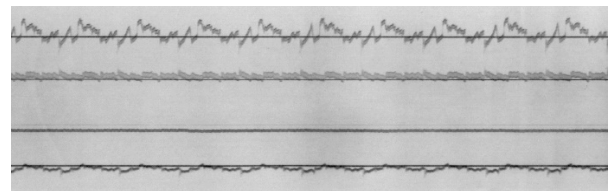
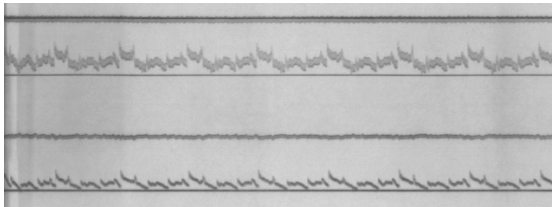


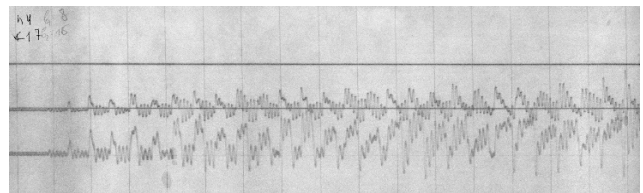
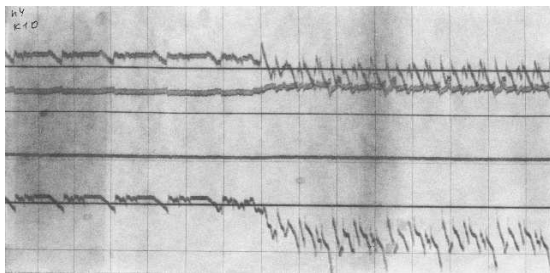
Рисунок 26 – Робочі моменти проведення досліджень динамічних процесів під час оброблення деталей на вертикально-фрезерувальному верстаті ВМ-127, апаратура для проведення тензометричних досліджень: підсилювач ТА-5; осцилограф світлопроменевий НО41; перемикач датчиків



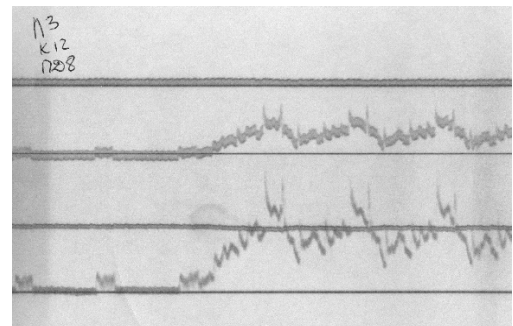
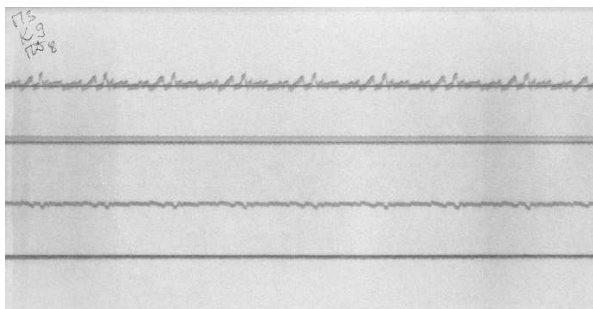
фреза $\varnothing 63$ мм, $z=5$, $t=5$ мм, $s_M=1,67 \cdot 10^{-3}$ м/с (100 мм/хв.), $n=6,67$ с $^{-1}$ (400 об./хв.)



фреза $\varnothing 160$ мм, $z=10$, $t=5$ мм, $s_M=3,34 \cdot 10^{-3}$ м/с (200 мм/хв.), $n=6,67$ с $^{-1}$ (400 об./хв.)



фреза $\varnothing 160$ мм, $z=10$, $t=5$ мм, $s_M=3,34 \cdot 10^{-3}$ м/с (200 мм/хв.), $n=6,67$ с $^{-1}$ (400 об./хв.), поперечна подача



фреза $\varnothing 160$ мм, $z=10$, $t=5$ мм, $s_M=3,34 \cdot 10^{-3}$ м/с (200 мм/хв.), $n=6,67$ с $^{-1}$ (400 об./хв.), позадвжняя подача

Рисунок 27 – Приклади осциллограмм, отриманих при обробці заготовки на пристосованні 3.14.7202.0098 при різних режимах (кількість зубів фрези z , товщина шару, що зрізається t , подача S_M , кутова швидкість обертання інструменту n)

На рис. 26–30 наведені осцилограми деформацій, зафіксовані на корпусі лещат при дії зусиль закріп-

лення та зусиль різання у процесі фрезерування верхньої полиці заготовки на верстаті ВМ-127.

Одержані результати дають підстави для ствердження про те, що для якості та продуктивності технологічних операцій важливим є силове замикання та надійне закріплення оброблюваної деталі. При цьому важливо, щоби виконувалися умови близькості сил F та N , а також їх переважання над силами різання Q . Виконання цих умов дає можливість реалізувати динамічний процес різання матеріалу деталі, що виговляється, у «квазістатичному» режимі.

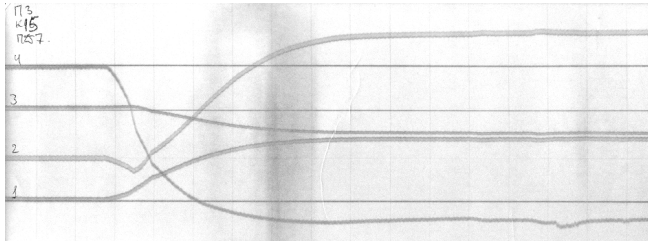


Рисунок 28 – Приклад осцилограми, отриманої при закріпленні заготовки в пристосуванні 3.14.7202.0098

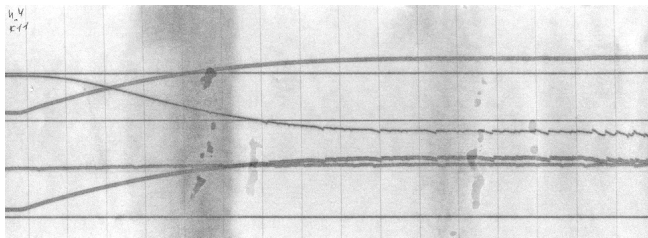


Рисунок 29 – Приклад осцилограми, отриманої при закріпленні заготовки в пристосуванні 3.14.7202.0098 і обробці матеріалу

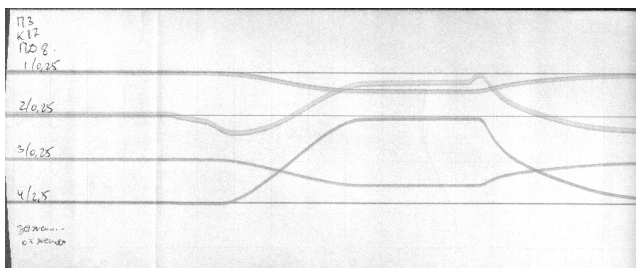


Рисунок 30 – Приклад осцилограми, отриманої при закріпленні та звільненні заготовки в пристосуванні 3.14.7202.0098

Висновки. Здійснений комплекс досліджень дає підстави для низки висновків.

1. Чисельне дослідження напружено-деформованого стану елементів верстатних пристосувань лещатного типу переконливо свідчить про необхідність побудови розрахункових моделей, які адекватно враховують реальні умови їх контактної взаємодії. Без цього одержувані результати моделювання якісно спотворюють характер та чисельно не описують міцнісні та жорсткісні властивості пристосувань як важливої складової технологічної системи «верстат-пристосування-інструмент-деталь».

2. Установлені закономірності напружено-деформованого стану корпусів лещат. Так, для них характерний вигин напрямних, нерухомої губки та

перекошування рухливої губки. Напруження зосереджуються у різних частинах корпусу лещат. Контактний тиск зосереджений біля елементів кріплення та на периферії підшоши. Ці особливості принципово відрізняють напружено-деформований стан пристосувань від того, що одержується із використанням традиційних лінійних моделей.

3. До напружено-деформованого стану верстатних пристосувань незастосовний принцип суперпозиції, а, отже, необхідно здійснювати комплекс досліджень для визначення залежностей їхніх міцнісних та жорсткісних характеристик від силових параметрів із варіюванням останніх.

4. Аналіз спекл-інтерферограм поверхонь лещат при їх навантаженні дає основу для ствердження про локальні відриви у сполученнях їх елементів, деталі та верстата. Це служить підтвердженням необхідності побудови більш досконалих моделей їх напружено-деформованого стану, які адекватно відображають умови контактної взаємодії.

5. Результати динамічної тензометрії пристосувань лещатного типу свідчать про визначальну роль умов закріплення та силового замикання для забезпечення якості та продуктивності оброблення деталей.

У ході подальших досліджень планується здійснити аналіз впливу конструктивних параметрів на напружено-деформований стан верстатних пристосувань.

Список літератури

1. Артемов И. В., Барчан Е. Н., Глинин Г. П., Пеклич М. М., Роменский В. И., Ткачук Н. А. К вопросу об интеграции систем автоматизированного проектирования, технологической подготовки производства и управления предприятием. *Вестник НТУ ХПИ. Тем. выпуск „Машиноведение и САПР“*. 2005. №60. С. 9-29.
2. Zienkiewicz O.C., Taylor L.R. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 7th Edition. Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p.
3. Neugebauer, R & Scheffler, Christian & Wabner, Markus. Implementation of control elements in FEM calculations of machine tools. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*. 2011. no. 4. P. 71-79.
4. Lee, Chan-Hong & Ha, Tae-Ho & Lee, Jae-Hak. FEM Modeling Automation of Machine Tools Structure. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*. 2012.
5. Ткачук Н.Н., Скрипченко Н.Б., Ткачук Н.А., Грабовский А.В. *Контактное взаимодействие сложнопровильных деталей машиностроительных конструкций с учетом локальной податливости поверхностного слоя. Монография*. Харьков: ФОП Панов А.Н., 2017. 148 с.
6. Кравчук А.С. *Вариационные и квазивариационные неравенства в механике*. Москва: Изд-во Московской государственной академии приборостроения и информатики, 1997. 339 с.
7. Wriggers P., T.V. Van, E. Stein Finite-element-formulation of large deformation impact-contact problems with friction. *Computers and Structures*. 1990. Vol. 37. P. 319-333.
8. Прокопишин І.І., Дяк І.І., Мартиняк Р.М. Числове дослідження задач про контакт трьох пружних тіл методами декомпозиції області. *Фіз.-хім. механіка матеріалів*. 2013. 49. № 1. С. 46-55.
9. Tkachuk M. A Numerical Method for Axisymmetric Adhesive Contact Based on Kalker's Variational Principle *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. No 3/7(93). P. 34-41

10. Tkachuk M.M., N. Skripchenko, M.A. Tkachuk, A. Grabovskiy Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. No 5/7(95). P. 22–31
11. Пригоровский Н.И. *Методы и средства определения полей деформаций и напряжений*. Москва: Машиностроение, 1983. 248 с.
12. Вест Ч. Голографическая интерферометрия. Москва: Наука, 1982. 504 с.
13. Ткачук Н.Н., Н. Б. Скрипченко, А. В. Грабовский, М. С. Саверская, Н. А. Ткачук, А. А. Зарубина, В. И. Сериков, К. А. Мерещкая Расчетно-экспериментальное исследование элементов механических систем. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. Харків, НТУ «ХПІ». 2018. № 29 (1305). С. 129–156.
14. O. Atroshenko, M. Tkachuk, O. Martynenko, M. Tkachuk, M. Saverska, I. Hrechka, S. Khovansky The Study of Multicomponent Loading Effect on Thin-Walled Structures With Bolted Connections. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. No 1/7 (97). P. 15-25.
- References (transliterated):**
1. Artemov I. V., Barchan E. N., Glinin G. P., Peklich M. M., Romenskij V. I., Tkachuk N. A. K voprosu ob integracii sistem avtomatizirovannogo proektirovaniya, tehnologicheskoy podgotovki proizvodstva i upravleniya predpriyatim [On the question of the integration of computer-aided design, technological preparation of production and enterprise management]. *Vestnik NTU KhPI. Tem. vypusk „Mashinovedenie i SAPR”*. 2005, no. 60, pp. 9-29.
2. Zienkiewicz O.C., Taylor L.R. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 7th Edition. Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p.
3. Neugebauer, R & Scheffler, Christian & Wabner, Markus. Implementation of control elements in FEM calculations of machine tools. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* 2011, no. 4, p. 71-79.
4. Lee, Chan-Hong & Ha, Tae-Ho & Lee, Jae-Hak. FEM Modeling Automation of Machine Tools Structure. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering* 2012.
5. Tkachuk N.N., Skripchenko N.B., Tkachuk N.A., Grabovskiy A.V. *Kontaktное взаимодействие сложнопровильных деталей машиностроительных конструкций с учетом локальной податливости поверхности*. [Contact interaction of complex parts of engineering structures, taking into account the local flexibility of the surface layer]. Kharkov, FOP Panov A.N. Publ., 2017. 148 p.
6. Kravchuk A.S. *Variatsionnye i kvazivariatsionnye neravenstva v mehanike* [Variational and quasi-variational inequalities in mechanics]. Moscow, Publ. of Moskovskay gosudarstvennaya akademiya priborostroeniya i informatiki, 1997. 339 p.
7. Wriggers P., Van T.V., Stein E. Finite-element-formulation of large deformation impact– contact –problems with friction. *Computers and Structures*. 1990, vol. 37, pp. 319–333.
8. Prokopy'shy'n I.I., Dy'yak I.I., Marty'nyak R.M. Chy'slove doslidzhennya zadach pro kontakt tr'oh pruzhny'h til metodamy' dekompozyciyi oblasti [Numerical study of problems of contact of three elastic bodies by methods of region decomposition]. *Fiz-xim. mekhanika materialiv*. 2013, vol. 49, no. 1, pp. 46–55.
9. Tkachuk M. A Numerical Method for Axisymmetric Adhesive Contact Based on Kalker's Variational Principle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, no. 3/7(93), pp. 34–41
10. Tkachuk M.M., N. Skripchenko, M.A. Tkachuk, A. Grabovskiy Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, no. 5/7(95), pp. 22–31
11. Prigorovskiy N.I. *Metody i sredstva opredeleniya poley deformatsiy i napryazheniy* [Methods and tools for determining the fields of deformation and stress]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 248 p.
12. Vest Ch. *Golograficheskaya interferometriya* [Holographic interferometry]. Moscow, Nauka Publ., 1982. 504 p.
13. Tkachuk N.N., N. B. Skripchenko, A. V. Grabovskij, M. S. Saverskaja, N. A. Tkachuk, A. A. Zarubina, V. I. Serikov, K. A. Mereckaja. Raschetno-jeksperimental'noe issledovanie jelementov mehanicheskikh sistem [Computation and experimental study of elements of mechanical systems]. *Visnik Nacional'nogo tehnicnogo universitetu «Kharkivs'kij politehnicnij institut»*. Kharkiv, NTU «KhPI». 2018, no. 29 (1305), pp. 129–156.
14. Atroshenko O., M. Tkachuk, O. Martynenko, M. Tkachuk, M. Saverska, I. Hrechka, S. Khovansky. The Study of Multicomponent Loading Effect on Thin-Walled Structures With Bolted Connections. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019, no. 1/7 (97), pp. 15-25.

Поступила (received) 02.09.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Саверська Марія Сергіївна (Саверская Мария Сергеевна, Saverska Mariia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-9271-9586>; e-mail: m.saverska@tmm-sapr.org

Грабовський Андрій Володимирович (Грабовский Андрей Владимирович, Grabovskiy Andrey) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Ткачук Ганна Володимирівна (Ткачук Анна Владимировна, Tkachuk Ganna) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Ін-формаційні технології та системи колісних і гусеничних машин ім. О. О. Морозова», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-0435-1847>. e-mail: tkachuckAV@tmm-sapr.org

Марусенко Олексій Миколайович (Марусенко Алексей Николаевич, Marusenko Oleksii) – аспірант; Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-68-79; e-mail: alexeumars.am@gmail.com

Храмцова Ірина Яківна (Храмцова Ирина Яковлевна, Khramtsova Iryna) – науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9506-790X>. тел.: (057)7076901; e-mail: iyakhram@gmail.com

О. Є. ШАТАЛОВ, Є. Є. ДУДАР, А. Ю. ВАСИЛЬЄВ

РЕАЛІЗАЦІЯ БАЗОВИХ МЕТОДІВ ТА МОДЕЛЕЙ ЗАХИЩЕНОСТІ БОЙОВИХ МАШИН ЛЕГКОЇ КАТЕГОРІЇ ЗА МАСОЮ ВІД КІНЕТИЧНИХ БОЄПРИПАСІВ

Захищеність бойових машин легкої категорії за масою від ураження кінетичними боєприпасами сформована як комплексна задача визначення закономірностей впливу проектних чинників, характеристик засобів ураження та умов бойового застосування на здатність протистояти стрілецькій зброї та малокаліберним автоматичним гарматам. Розроблено параметризовані моделі бронекорпусів бойових машин легкої категорії за масою, які розташовані на території, яка теж параметризована. Як параметри враховані також калібр озброєння та тип боєприпасів, що взаємодіють із елементами бронекорпусу. На цій основі здійснено побудову тривимірних тактичних діаграм бронестійкості. Визначені характерні впливи різних параметрів на форму та розміри зони, з якої можливе ураження бойових машин легкої категорії за масою. Це дає можливість обґрунтувати проектні параметри захисних елементів цих машин за критерієм захищеності від дії кінетичних боєприпасів. Крім того, це створює основу для розробки тактичних прийомів з метою мінімізації ймовірності їх ураження із урахуванням умов бойових дій, у т.ч. – рельєфу місцевості.

Ключові слова: бойова машина; бойова машина легкої категорії за масою; бронезахищеність; швидкість пробиття; тактична діаграма

О. Е. ШАТАЛОВ, Е. Е. ДУДАР, А. Ю. ВАСИЛЬЄВ

РЕАЛИЗАЦИЯ БАЗОВЫХ МЕТОДОВ И МОДЕЛЕЙ ЗАЩИЩЕННОСТИ БОЕВЫХ МАШИН ЛЕГКОЙ КАТЕГОРИИ ПО МАССЕ ОТ КИНЕТИЧЕСКИХ БОЕПРИПАСОВ

Защищенность боевых машин легкой категории по массе от поражения кинетическими боеприпасами сформирована как комплексная задача определения закономерностей влияния проектных факторов, характеристик средств поражения и условий боевого применения на способность противостоять стрелковому оружию и малокалиберным автоматическим пушкам. Разработаны параметризованные модели бронекорпусов боевых машин легкой категории по массе, расположенных на территории, которая тоже параметризована. В качестве параметров учтены также калибр вооружения и тип боеприпасов, которые взаимодействуют с элементами бронекорпуса. На этой основе осуществлено построение трехмерных тактических диаграмм бронестойкости. Определено характерное влияние различных параметров на форму и размеры зоны, из которой возможно поражение боевых машин легкой категории по массе. Это дает возможность обосновать проектные параметры защитных элементов этих машин по критерию защищенности от воздействия кинетических боеприпасов. Кроме того, это создает основу для разработки тактических приемов с целью минимизации вероятности их поражения с учетом условий боевых действий, в т.ч. – рельефа местности.

Ключевые слова: боевая машина; боевая машина легкой категории по массе; бронезащищенность; скорость пробития; тактическая диаграмма

O. SHATALOV, YE. DUDAR, A. VASILIEV

REALIZATION OF BASIC METHODS AND MODELS OF PROTECTION FOR LIGHT MASS CATEGORY COMBAT VEHICLES FROM KINETIC AMMUNITION

The protection of light mass combat vehicles from kinetic ammunition is formed as a complex task of determining the patterns of influence of design factors, characteristics of damage means and conditions of combat use on the ability to withstand small arms and low caliber automatic guns. Parameterized armored hulls models of light mass armored vehicles, which are located on the territory, which is also parameterized, has been developed. The weapon caliber and the type of ammunition are also taken into account as parameters that interact with armored hull elements. On this basis, the construction of three-dimensional tactical diagrams of armor-resistant is built. Characteristic influences of various parameters are determined on zone's shape and size, from which the damage of light mass combat vehicles is possible. This gives an opportunity to substantiate the design parameters of the protective elements of these machines by the criterion of protection against the action of kinetic ammunition. In addition, the basis has been created for the development of tactical techniques in order to minimize the likelihood of their destruction, taking into account the conditions of combat operations, including terrain.

Keywords: combat vehicle; light mass category combat vehicle; armored protection; breakthrough speed; tactical diagram

Вступ. Захищеність бойових машин (БМ) легкої категорії за масою (ЛКМ) від дії різноманітних боєприпасів є надзвичайно актуальною проблемою сьогодення. Це зумовлено, з одного боку, широким розповсюдженням машин подібного класу у сучасних збройних силах. З іншого боку, натеper різко зростає потужність стрілецької зброї та малокаліберних автоматичних гармат. Крім того, серед засобів ураження, крім кінетичних боєприпасів, значного розповсюдження набули фугасні, кумулятивні боєприпаси та міни.

Таким чином, змінилася конструкція та схема бронювання сучасних машин у різних проекціях. Змінилися також властивості бронематеріалів і характеристики засобів ураження. Ще більшою мірою змінилися умови бойового застосування цих машин. В умовах, що склалися, застосування традиційних методик оцінки захищеності бойових машин легкої категорії за масою призводить до похибок у розв'язанні задач аналізу, а, відповідно, і синтезу раціональних проектних рішень їх захисних елементів.

Задля адекватного моделювання дії різних чинників на захищеність бойових машин легкої категорії за масою

необхідна розробка таких підходів, моделей, методів та засобів, які би враховували усі значущі чинники у їх сукупності. Крім того, важливою є вимога до варіативності усіх компонент створюваних моделей захищеності із метою організації цілеспрямованих процедур пошуку прийнятних технічних рішень при проектних розробках сучасних бойових машин легкої категорії за масою. Це становить мету цієї роботи, яка ілюструється на прикладі дії кінетичних боєприпасів на бронекорпуси цих машин.

Аналіз існуючих методик оцінки рівня захищеності. Більшість існуючих методик оцінки захищеності БМ ЛКМ від стрілецької зброї та кінетичних засобів ураження можна умовно розділити на дві великі групи (рис. 1), що засновані на даних реальних обстрілів і тактичних діаграм [1–10].

У рамках цих груп також можна провести додаткову класифікацію. Так, наприклад, дані про реальні обстріли можуть бути отримані експериментально при обстрілі елементів захисту та реальних бойових машин [11–22].

© О. Є. Шаталов, Є. Є. Дудар, А. Ю. Васильєв, 2019

Елементи захисту (бронеплити, плити з додатковими елементами бронювання, допоміжні захисні конструкції тощо) зазвичай досліджуються у балістичних лабораторіях [11] або на полігонах. Що стосується машин у цілому, то експерименти з оцінки їх рівня захищеності проходять переважно на полігоні.

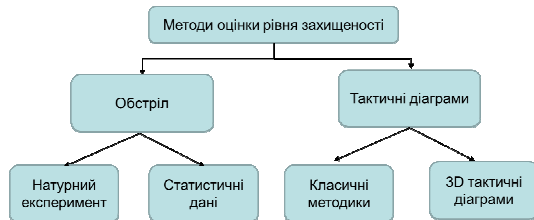


Рисунок 1 – Класифікація методик оцінки захищеності БМ ЛКМ

Іншим прикладом методики оцінки захищеності, заснованої на результатах реальних обстрілів, є аналіз статистичних даних [12] про бойові пошкодження машин, отримані у ході їх реальної експлуатації, особливо в ході бойових дій і воєнних конфліктів [3, 14].

Що стосується оцінки захищеності за допомогою тактичних діаграм, то тут можна розділити на класичні методики, викладені практично без змін у всіх основних роботах, присвячених питанням розробки та проектування бронетехніки [5–7, 15] починаючи з 40-х років минулого століття, і методику тривимірних-тактичних діаграм, запропоновану вперше в роботах Шаталова О. Є. [1, 2, 4, 9, 10].

Проведемо більш детальний аналіз перелічених методик.

Метод визначення захищеності на основі натурних експериментів. Як уже згадувалось вище, натурний експеримент можна проводити двома способами – для визначення снарядостійкості бронепластин і елементів захисту та для визначення захищеності БМ ЛКМ в цілому.

Для проведення досліджень із визначення снарядостійкості проводиться один або серія експериментів. Ці експерименти проводяться в умовах балістичної лабораторії або на полігоні. У разі, якщо мова йде про лабораторні випробування, то є кілька варіантів проведення експериментів. Найбільш точним є варіант, в якому на невеликій відстані (до 1 метра) від розгінної труби (вона може бути пневматичної, гідравлічної, електричної дії або використовувати енергію пороху, рис. 2) встановлюється під певним кутом нахилу бронепластина або елемент захисту [1, 11]. В якості вихідного кута використовується кут 90° по відношенню до траєкторії кулі. При необхідності кут може змінюватися з певним кроком аж до граничного, при якому висока ймовірність появи рикошету. Далі для кожного кута нахилу проводиться серія експериментів з різною швидкістю в усьому діапазоні швидкостей польоту кулі до визначення граничної швидкості, при якій змінюється стан пробиття/непробиття. В якості розгінної труби іноді використовується штатна зброя під досліджуваний набій. У цьому випадку швидкість варіюється за рахунок зміни кількості пороху в набії [11].

Також подібні експерименти можуть проводитися за допомогою маятничового копра. Це більш дешевий варіант для проведення експериментів, який, тим не

менш, дає можливість визначити швидкість пробиття з високою точністю. Однак він має суттєвий недолік – за його допомогою можна визначити тільки швидкість пробиття по нормалі до бронеліста.

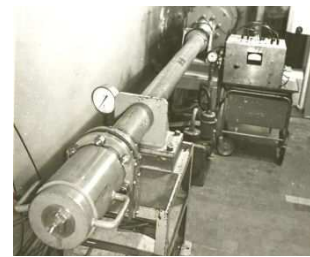


Рисунок 2 – Розгінна труба

Слід зазначити, що маятник може використовуватися як один з компонентів лабораторної установки в попередньому варіанті експерименту. Однак там він використовується для визначення залишкової енергії кулі після пробиття.

У разі полігонних випробувань проводиться стрільба з різних дистанцій по бронеплиті (яка зазвичай встановлена вертикально або під кутом до курсу стрільби) [1, 11, 12]. Бронеплита повинна бути не менше 10 калібрів за габаритами. При швидкостях зустрічі кулі з бронеплитю до 300 м/с, бронеплиту необхідно жорстко закріпити, при більших швидкостях це не обов'язково.

Для підвищення точності експерименту, по-перше, проводиться не один, а серія експериментів з однаковими умовами (особливо поблизу граничних умов), по-друге, використовують додаткове обладнання. Згідно з основами проведення експериментів [11] у серіях має бути не менше трьох підходів, бажано – 10, найвища точність – 100 та більше. В якості додаткового обладнання використовують різні варіанти устаткування для визначення швидкості: балістичний маятник; механічний хронограф; рамки з блоками оптоелектронних датчиків; рамки, що враховують магнітні зміни; високошвидкісні камери; рентген та інше.

З використанням результатів такого настрілу у відриві від методики тактичної діаграми можна отримати тільки грубу, приблизну характеристику про мінімальні та максимальні межі дальності зони безпеки. Цього, звичайно, недостатньо не тільки для експлуатації та прийняття тактичних рішень, але й для вирішення завдань проектування. Таким чином, результати подібних досліджень самі по собі використовуються тільки для оцінки ефективності броні або куль/зброї. Стосовно завдань захищеності БМ ЛКМ вони, зазвичай, використовуються не самі по собі, а в сукупності з методикою побудови тактичної діаграми.

Для проведення обстрілу машини використовується або повністю готова бойова машина, або готовий бронекорпус, і обстрілюється з різних курсів і різних дистанцій по відношенню до корпусу. При цьому фіксується результат пострілу: пробиття, прокол, непробиття, рикошет. Таким чином, виходить аналог тактичної діаграми, тільки отриманий не в результаті розрахунків, а в результаті натурального експерименту. У зв'язку з цим дана методика могла б бути найточнішою, якби не методологічна похибка у постановках подібних експериментів (які проводяться на поточний момент),

аналогічна з похибкою у припущеннях, прийнятих у класичних методиках побудови тактичних діаграм. Йдеться про те, що *обстріл корпусу відбувається зазвичай виключно на рівній місцевості, без урахування різниці висот.*

Головними проблемами натурних експериментів є їх вартість та тривалість. Для проведення *якісного* експерименту потрібно дороге обладнання, безліч набоїв та серія однотипних бронеплит/елементів захисту/корпусів/машин. Також потрібно чимало часу на підготовку до експерименту, його проведення та аналіз результатів. Найдешевший експеримент з визначення швидкості / дальності пробиття одним типом боєприпасу з одного типу зброї для одного типу бронеплити (один матеріал та одна товщина) вимагає мінімум: п'ять пострілів по три патрони для визначення двох кроків, між якими відбувається перехід стану пробив/не пробив, та 5 кроків по 5–10 патронів для отримання точного значення (з імовірністю не менше 80%). Плюс 3 однотипних бронеплити розмірами 10 см*20 см. Вартість патрона 7.62x39 0.3–1.3 \$. Вартість бронесталі складає приблизно 1500 \$ за тону. Вага пластини з розмірами 100*200*10 мм – 1.56 кг, тобто 2,4 \$. Разом для одної товщини, для пострілу з одним кутом (по нормалі) потрібно від 500 до 2500 грн. (при курсі 25 грн. за 1\$). Для всього діапазону кутів, для однієї товщини, в середньому від 5 до 25 тис. грн. Для всього спектру товщин для БМ ЛКМ потрібно 100–250 тис. грн. (по мінімуму) на один тип боєприпасу калібру 7,62 мм.

При нормальному проведенні експерименту за всіма правилами, потрібно не менше 3.5. млн. грн для одного типу бронесталі і одного типу боєприпасу (і це тільки на витратні матеріали). Для основного спектру вражаючих боєприпасів калібру 7.62–14.5 мм потрібно приблизно 150 млн. грн.

Метод визначення захищеності на основі аналізу статистичних даних участі БМ ЛКМ у збройних конфліктах. За наявності повної і детальної статистики про результати використання БМ ЛКМ у збройних конфліктах [14, 16–19], такий метод можна було б назвати найточнішим методом. Однак з огляду на те, як збирається статистика, відсутні дані по дуже великій кількості важливих факторів [1, 20, 21]. Більш того, в умовах сучасного бою більшість таких даних та факторів майже неможливо отримати. Таким чином, оцінка статистичних даних стає складним і нетривіальним, часто навіть суперечливим завданням. Проте саме аналіз бойових ушкоджень може дати відповіді про проблеми використовуваних для оцінки захищеності методик. Так, саме на основі аналізу бойових ушкоджень, отриманих різними типами легкоброньованої техніки, що стоять на озброєнні ЗС України, у військових конфліктах Чечні, миротворчих операціях Іраку і антитерористичній операції на сході України, було доведено принципову помилковість результатів оцінки захищеності на основі класичних методик побудови тактичних діаграм [1, 3].

Визначення снарядостійкості розрахунковим способом. Ще одним методом, за допомогою якого можна визначати деякі параметри бронестійкості, а, отже, і захищеності, є чисельне моделювання процесу пробиття за допомогою методу скінченних елементів [1, 11, 22–30]. Однак слід зазначити, що для отримання коректних

результатів для цієї методики необхідно мати у наявності велику кількість експериментально отриманих механічних характеристик матеріалів, які беруть участь у процесі бронепробиття (як з боку бронезахисту, так і з боку засобу ураження), і тривалості як постановки такої задачі, так і безпосередньо розв'язання (для одного варіанту зустрічі кулі з перешкодою розрахунок може тривати від кількох годин до декількох днів на сучасних комп'ютерах) [1, 22, 25]. Таким чином, цю методику нерационально використовувати для оцінки захищеності у відриві від інших методів. Найкраще ця методика підходить для побудови діаграм бронестійкості разом із результатами обстрілу.

Результати порівняння методик. Аналіз статистичних даних – ще довгий та більш коштовний процес. Він міг би бути найточнішим, проте не всі дані надходять до статистики – ураження від стрілецької зброї взагалі найчастіше не аналізуються.

Також слід зазначити, що натурний експеримент – це довгий та високоартісний процес, і через використання не зовсім вірних підходів при проведенні експерименту є недостатньо точним, як очікується. Але при умові, що досліджуються декілька машин і проводиться обстріл не тільки по горизонталі, а й верхньої та нижньої проєкцій, тоді можливо отримати майже 100% точність. У сьогоденні бойових машин легкої категорії за масою із одної відстані обстрілюють по всіх проєкціях, але засіб ураження та БМ ЛКМ все ще розміщені на одному рівні в одній площині, тому натурний експеримент – недостатньо точний, і за рівнем точності отриманих результатів можна прирівняти із класичною методикою щодо оцінки рівня захищеності.

Класичні методики – найшвидші та найпростіші, і через це – не потребують великих коштів. Але через серйозну методичну похибку є не тільки неточними, але дуже небезпечними у сучасних умовах (неврахування зміни тактики ведення бойових дій).

Методика побудови 3D тактичних діаграм (ТД) більш складна та повільніша за класичну, проте набагато точніша та швидша за натурний експеримент та аналіз статистичних даних. Можливості цього методу дають змогу врахувати ймовірну зміну положення стрільця відносно машини, ймовірну зміну орієнтації машини в середовищі.

Таким чином, методика, що зможе точно і швидко розв'язувати задачі з оцінки рівня захищеності БМ ЛКМ від стрілецької зброї, має об'єднати у собі всі переваги існуючих методик, а саме: перше – використовувати реальні дані з бронестійкості та бронепробиття; друге – мати швидкість розрахунків, близьку до швидкості класичних методик; третє – має базуватись на методиці побудови 3D ТД як на найбільш точній та сучасній методиці. Для цього методика 3D ТД повинна бути вдосконалена для врахування факторів, що не взяті до уваги в існуючих методиках та для прискорення її роботи. Так само, як і методика 3D ТД, методика, що розробляється у цьому дослідженні, буде складною та тривалою при ручних розрахунках. Її використання є недоцільним без використання обчислювальної техніки та засобів автоматизації. Проте, при сучасному стані розвитку комп'ютерної техніки, яка вже використовується при проектуванні бойових машин

легкої категорії за масою та вирішенні бойових задач, це не є проблемою. Через це необхідно також розглянути сучасний стан програмного забезпечення для створення та аналізу просторових об'єктів.

Огляд методів та програмного забезпечення для створення просторових об'єктів. На сьогоднішній день існує дуже велика кількість комп'ютерних програм, що дають можливість створювати та працювати з просторовими об'єктами. Для створення геометричних моделей машинобудівних об'єктів, таких як бронекорпуси БМ ЛКМ, можна використати широкий список програмного забезпечення, що належить до класу CAD/MCAD – computer aided design (Mechanical CAD) [22, 28–39]. Історично їх поділяють на три рівні: вищий (важкий), середній, нижчий (легкі). З моменту виникнення та розповсюдження цього терміну пройшла деяка міграція можливостей CAD, тож точної класифікації неможливо знайти, проте більшість експертів погоджується з тим, що до вищого рівня, тобто систем що обладнані найбільшим функціоналом, на сьогодні можна віднести лише три системи: Dassult Systemes Catia, PTC Creo, Siemens NX [30]. До середніх зазвичай відносять системи Autodesk Inventor, Siemens Solid Edge, SolidWorks, Аскон Компас 3D, Топ Системи T-Flex [30]. Всі зазначені системи мають функціонал тривимірного твердотільного та поверхневого моделювання, створення збірних моделей та оформлення креслень [30]. Для тих задач, що стоять в рамках здійсненого дослідження, не має великої різниці в тому, яку систему обрати. У цьому випадку обрана система SolidWorks, що має збалансовану потужність та простоту інтерфейсу.

Розрахункові скінченно-елементні (СЕ) моделі простіше за все створювати в програмному забезпеченні, що відноситься до класу CAE – computer aided engineering на основі геометричних моделей створених, до того в CAD. Серед таких програм можна перерахувати: Abaqus, ANSYS, MSC Patran, Siemens Femap тощо. У цій роботі використаний універсальний пре-постпроцесор Siemens Femap через те, що він має один з кращих функціоналів щодо автоматизації рутинних операцій та обміну даними.

Спеціалізовані програмні модулі, що забезпечують інтеграцію з обраним програмним забезпеченням, створені за допомогою програмного середовища Microsoft Visual Studio та мови програмування WB.NET.

Постановка завдань досліджень. Проведений аналіз джерел дозволяє зробити наступні висновки:

1. Стрілецька зброя є не тільки найпоширенішою зброєю, а й досить поширеним засобом ураження бойових машин легкої категорії за масою і особового складу, який перебуває під його захистом.

2. БМ ЛКМ, які стоять на озброєнні ЗС України, не забезпечують потрібного рівня захищеності від найдешевших і розповсюджених засобів ураження – стрілецької зброї (особливо калібром від 7.62 мм до 14.5 мм), незважаючи на те, що розроблялися саме для захисту від них. Бронекорпуси потребують підвищення рівня захисту від стрілецької зброї.

3. Усі існуючі варіанти підвищення захищеності бойових машин легкої категорії за масою, що експлуатуються у ЗС України, вимагають проведення науково-дослідних робіт щодо оцінки їхнього впливу як

на рівень захищеності, так і на інші тактико-технічні характеристики.

4. Єдиним прийнятним варіантом підвищення захищеності БМ ЛКМ, що експлуатуються у ЗС та інших силових структурах України, є додаткове бронювання, для якого відсутні методики врахування їхнього впливу на захищеність. Виникає необхідність щодо розробки методики щодо розв'язання невирішеної задачі.

5. Класичні методи оцінки захищеності від кінетичних боєприпасів не можуть застосовуватися для оцінки рівня захищеності БМ ЛКМ від стрілецької зброї.

6. Для завдань оцінки рівня захищеності, особливо на етапах проектування нових зразків бойових машин легкої категорії за масою або розробки варіантів модернізації існуючих, з наявних методів найкраще підходить метод побудови тривимірних тактичних діаграм. Проте він потребує доопрацювання для реалізації можливості врахування: особливості рельєфу місцевості, геометрії бронекорпусу БМ ЛКМ, додаткового бронювання, внутрішнього обладнання БМ ЛКМ, наявності будівель, ймовірності влучення, без врахування яких неможливо адекватно вирішувати завдання оцінки проектних рішень на наявний у реальності рівень захищеності.

Таким чином, можна зазначити наявність протиріччя між потребою в оцінці та підвищенні рівня захищеності бойових машин легкої категорії за масою від стрілецької зброї, з одного боку, і можливістю виконання цих робіт на основі наявного науково-практичного апарату, – з іншого. У зв'язку з цим виникає важлива і актуальна задача розробки комплексної математичної моделі аналізу рівня захищеності корпусів БМ ЛКМ від стрілецької зброї, що передбачає *вирішення таких завдань:*

1. Розробка комплексної математичної моделі, в яку входять: математичний апарат побудови геометрії місцевості і машини, математична модель польоту кулі; моделювання кута зустрічі снаряду з елементами броньованого корпусу; математична модель для визначення швидкості пробиття з урахуванням додаткового бронювання; математичний апарат опису зони ураження і всіх супутніх параметрів для машини та її елементів безпосередньо на навколишній місцевості, на якій розташована машина, і різні варіанти аналізу отриманих результатів.

2. Розробка геометричних і чисельних моделей корпусів БМ ЛКМ і місцевості для проведення дослідження рівня захищеності їхніх корпусів.

3. Розробка спеціалізованого програмно-модельного комплексу, що реалізує розроблену математичну модель.

4. Побудова тактичних діаграм для різних варіантів місцевості, положення і орієнтації бойових машин легкої категорії за масою (для різних БМ ЛКМ).

5. Аналіз отриманих тактичних діаграм на місцевості з урахуванням додаткових контрольованих параметрів, порівняння результатів з отриманими класичними методиками.

6. Розробка нових критеріїв захищеності, які врахують зміни у тактичних прийомах, способах захисту і засобах ураження.

7. Розробка рекомендацій щодо використання результатів досліджень в умовах проектування,

краще відповідають реаліям сучасного бою.

Таким чином, розроблені методика, підходи, моделі, методи та СПМК є працездатними та більш достовірними порівняно із існуючими.

Геометричні моделі бойових машин легкої категорії за масою. Для виконання передбачених

досліджень було створено геометричні моделі для чотирьох бойових машин легкої категорії за масою, що стоять на озброєнні ЗСУ: БТР-80, БТР-3, БТР-4, МТ-ЛБ. БМ ЛКМ та геометричні моделі, що побудовані на основі відомостей про геометрію бронекорпусів, показані на рис. 6–13.

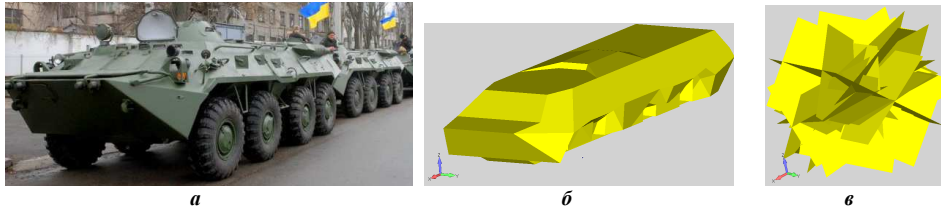


Рисунок 6 – БТР-80:

a – реальна машина; *б* – базова геометрична модель; *в* – спрощена геометрична модель

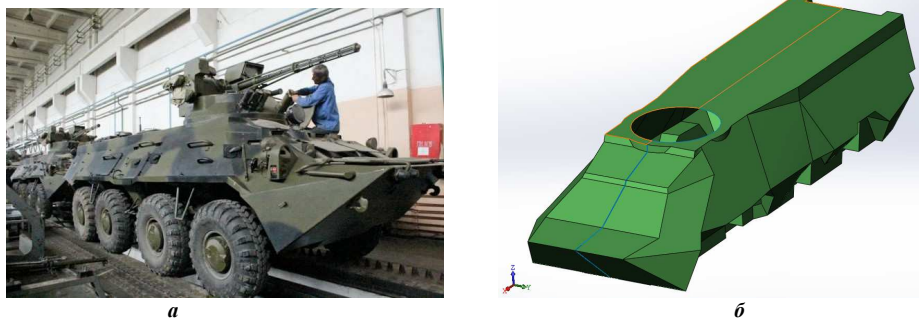


Рисунок 7 – БТР-3: *a* – реальна машина; *б* – базова геометрична модель



Рисунок 8 – БТР-4: *a* – реальна машина; *б* – базова геометрична модель

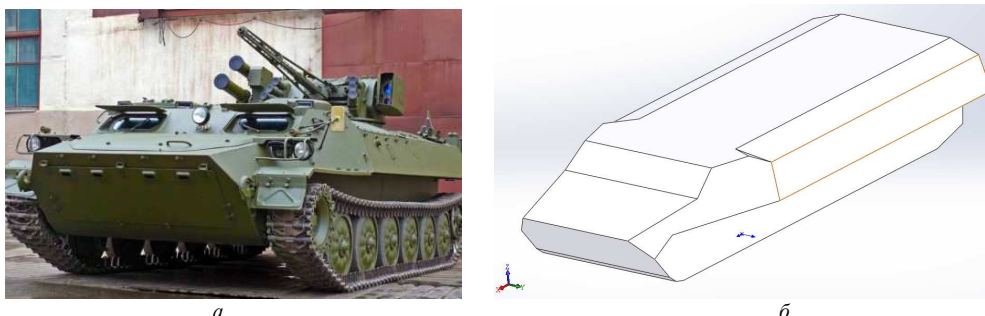


Рисунок 9 – МТ-ЛБ: *a* – реальна машина; *б* – базова геометрична модель

Слід зазначити, що при створенні геометричних моделей було виконано низку спрощень – не моделювались: вікна, отвори, двері та люки. Моделювались лише основні поверхні бронекорпусу. На рис. 6 зображений корпус БТР-80 у вигляді, що співпадає з представленням за класичними методиками та методикою, запропонованою Штаталовим О. Є. [1, 5, 6].

Порівняння геометричних моделей корпусів показано на рис. 10–13. На рис. 10 зображені геометричні представлення бронекорпусів БТР-80, що створені за класичною (жовтий колір) та запропонованою методикою у співпадаючих системах координат.

Як видно з рисунків, за класичною методикою та методикою, що була розроблена Штаталовим О. Є. [1],

центр бронеплит співпадає з початком системи координат машини, геометрія пластин не має значення, важливим є лише орієнтація пластин у просторі та їх товщина. У класичній методиці [5–7] стрілець знаходиться у тій самій горизонтальній площині, що і центр бронеплити. У методиці Шаталова О.Є. стрілець може знаходитись у будь якій точці простору, в тому числі вище, чи нижче за рівнем [41], проте бойових машин легкої категорії за масою представлена як матеріальна точка, що знаходиться в початковій точці системи координат (СК) БМ ЛКМ та лежить на поверхні землі.

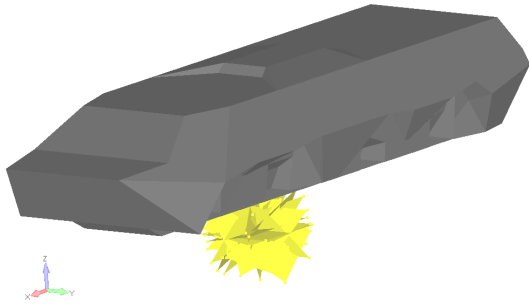


Рисунок 10 – Порівняння геометрії корпусів БТР–80 за класичною методикою (жовтий колір) та за поточною (темно-сірий колір)

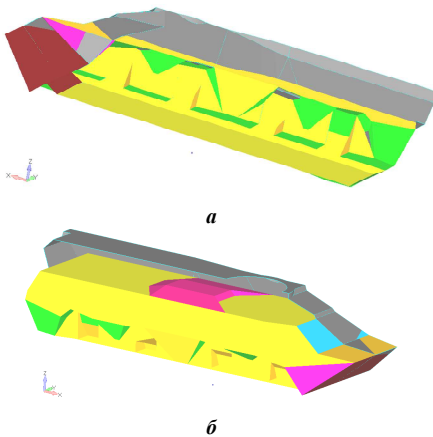


Рисунок 11 – Порівняння геометрії бронекорпусів БТР–80 та БТР–3 (зображений сірим):
а – вид ліворуч; б – вид праворуч

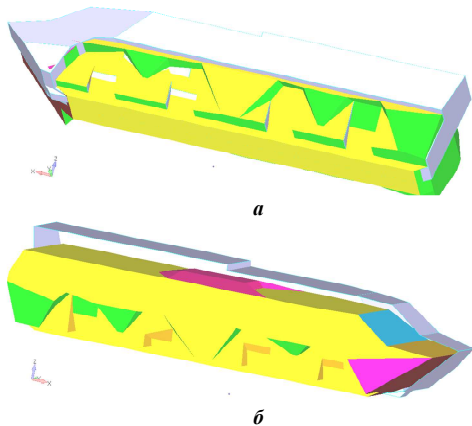


Рисунок 12 – Порівняння геометрії бронекорпусів БТР–80 та БТР–4 (зображений світло-сірим):
а – вид ліворуч; б – вид праворуч

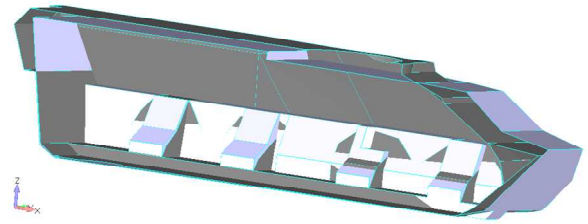


Рисунок 13 – Порівняння геометрії бронекорпусів БТР–3 (зображений сірим) та БТР–4 (зображений світло-сірим)

Для того, щоб більш точно описати положення БМ ЛКМ, у цій роботі центр СК БМ ЛКМ знаходиться в геометричному центрі між колесами (чи траками) на поверхні землі, як це зображено на рис. 14. Таким чином, корпус піднятий на 300–500 мм над землею. Напрямок осей СК машини наступний: вісь Ox – вздовж машини, із задку на перед; вісь Oy – з правого борта на лівий; вісь Oz – вертикально вгору. Це дає можливість більш точно моделювати положення машини на місцевості, при суміщенні локальної СК машини з локальною СК точки місцевості.

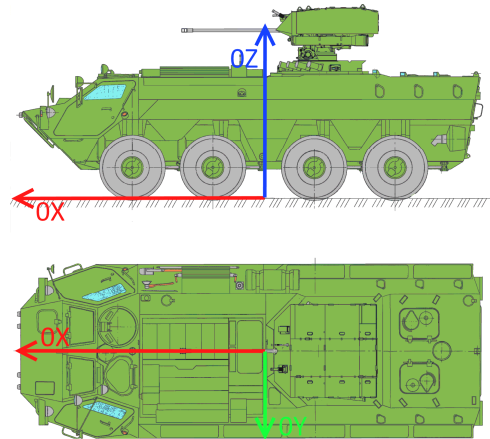


Рисунок 14 – Положення та орієнтація СК машини

Слід зазначити, що базові геометричні моделі розглянутих БМ ЛКМ, що відносяться до класу БТР, є майже однаковими в нижній частині (нижня проекція). Що стосується бокової проекції, то вона також має схожі кути нахилу та положенням бронеплит. Проте є суттєва різниця у вигляді даху, кормової та передньої проекції (особливо у БТР–4 по відношенню до БТР–3 та БТР–80). Також корпус БТР–3 вищий за БТР–80 майже на 30%, а БТР–4 вищий за БТР–80 на 15.4%. Корпус БТР–80 вищий за МТ–ЛБ теж на 15%. Різниця у висоті (без урахування бойових модулів) між найвищою машиною – БТР–3, та найнижчою – МТ–ЛБ, складає 40%. Такий аналіз доводить, що відсутність можливості моделювання геометрії БМ ЛКМ, може призвести до суттєвих похибок.

Розрахункова модель бойових машин легкої категорії за масою створюється на основі її геометричної моделі. Подібно до моделі місцевості, вона складається з вузлів (що лежать на геометрії) та елементів – три- і чотирикутних полігонів. Крім цих даних про елементи, що дійсні і для місцевості (центр та нормаль), модель БМ ЛКМ також має інформацію про належність до конкретної бронепроєкції; товщину та матеріал основного бронювання; наявність, тип і товщину додаткового бронювання.

Крім того, у моделі закладені профілі поверхонь місцевості, на якій відбуваються бойові дії. Також є можливість задати характеристики кінетичного боєприпасу.

Таким чином, створені комплексні моделі, які поєднують характеристики чинників ураження, умов бойових дій, компонувальні рішення та проектні параметри бойових машин легкої категорії за масою.

Висновки.

1. Розроблено комплексний спеціалізований програмно-модельний комплекс «Бузок», який реалізує базові підходи, методи та моделі для аналізу оцінки рівня захищеності бойових машин легкої категорії за масою за критеріями захищеності. Він відрізняється урахуванням усіх значущих чинників задля адекватної оцінки захищеності цих машин. Це дає переваги стосовно точності результатів, термінів досліджень та достовірності рекомендацій порівняно із традиційними методами.

2. Урахування таких чинників як висота розташування зброї, із якої здійснюється обстріл бойової машини, та рельєфу місцевості чинять суттєвий вплив на захищеність досліджуваної машини. Отже, їх неуррахування призводить до неправильних рекомендацій на етапі проектування захисних елементів бойових машин легкої категорії за масою.

3. На основі аналізу результатів досліджень побудовано просторові діаграми бронестійкості та визначено тенденції зміни цих характеристик при варіюванні окремих чинників та параметрів. Це створює основу для обґрунтування проектних рішень захисних елементів бойових машин легкої категорії за масою.

У подальших дослідженнях планується здійснити розширений аналіз захищеності низки бойових машинин від дії кінетичних боєприпасів та інших чинників ураження.

Список літератури

- Шаталов О. Е. К вопросу построения и использования 3D мерных планов местности. *Механіка та машинобудування*, 2005. №1. С. 210–213.
- Дудар Є. Є., Шаталов О. Є., Васильєв А. Ю., Куденко С. В. Комплексна математична модель побудови тривимірних тактичних діаграм на місцевості та її програмна реалізація. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. Харків: НТУ «ХП», 2018. № 7 (1283). С. 25–33.
- Васьківський М. І. Деякі аспекти аналізу бойових та експлуатаційних втрат озброєння та військової техніки Сухопутних військ під час проведення АТО. *Основні напрями формування воєнно-технічної політики держави та шляхи її вирішення: матеріали IV наук.-техн. конф. ЦНДІ ОБТ ЗС України* (м. Київ, 16 грудня 2014 р.). Київ, 2014. С. 67.
- Шаталов О. Є., Матушко Б. П., Андрієнко А. М., Пашковський В. В. Підвищення живучості механізованого підрозділу за рахунок застосування тривимірних тактичних діаграм. *Військово-технічний збірник*: випуск 1 (4). Львів: АСВ, 2011. С. 112–115.
- Буров С. С. *Конструкція і расчёт танков*. Москва: Изд-во Академии им. Машиновского Р. Я., 1973. 602 с.
- Талу К. А., Козлов А. Г. *Конструкція і расчёт танков*. Москва: изд. Академии БТВ, 1958. 534 с.
- Чобиток В. А., Брижинієв Ю. Н., Долганов А. А., [и др.] *Конструкція і расчёт танков и БМП*. Москва: Воениздат, 1984. 376 с.
- Волонцевич Д. О., Костяник І. В., Камфенкель Д. І. Спосіб підвищення допустимої швидкості ведення вогню з ходу при русі бойової машини по пересіченій місцевості. *Механіка та машинобудування*, 2010. №1. С.94–102.
- Ткачук А. Н., Шаталов О. Е., Ларин А. Ю., [и др.]. Расчет траектории полета пуль и снарядов с учетом угла нутации, прецессии и собственного вращения. *Артиллерийское и стрелковое вооружение*, 2005. №3. С. 38–42.
- Дудар Є. Є., Шаталов О. Є., Васильєв А. Ю. Математичне моделювання геометрії місцевості – методика моделювання геометрії місцевості для вирішення задач із побудови тактичних діаграм захищеності БМ ЛКВ. *Науковий вісник "Біоресурси і природокористування"*. Київ, 2017. Т. 9. № 3–4. С. 80–88.
- Голуб В. А., Чепков І. Б., Ларін А. Ю. [та ін.]. Дослідження кутів прецесії та нутації куль стрілецької зброї після пробиття перешкод. *Озброєння та військова техніка: ЦНДІ ОБТ ЗС України*, Київ, 2014. С. 28–33.
- Голуб В. А. *Балістичний та протимінний захист бойових колісних машин. Методологічні основи побудови*. Монографія / Львів: АСВ, 2014. 224 с.
- Васьковский М. И., Чепков И. Б., Неговский О. М. Принципы и методы решения проблемы повышения защищенности и живучести БМ с использованием защитных устройств динамического типа. *Артиллерийское и стрелковое вооружение: НТЦ АСВ*. Киев, 2006. Вып. 1. С. 48–53.
- Бабакин А. Танки и БМП горели в горах Дагестана. *Независимое военное обозрение*, 2004. № 9. С. 45–47.
- Лосик О. А. Танки: *Основы теории, конструкции и боевой эффективности*, кн. 1 / ред. коллектив: рук. авт. кол. О. Н. Брылев (глава) и др. Москва: Изд-во Академии БТВ, 1983. С. 38–40.
- Потери бронетехники в войне на Украине по месяцам. URL: <http://lostarmour.info/analytcs>. [дата звернення 10.03.2017].
- The Military Balance 2016: Press Launch. URL: <https://www.iiss.org/en/events/events/archive/2016-a3c2/february-f239/launch-of-the-military-balance-2016-e42e>. [дата звернення 15.02.2016].
- Броньований напрям: Перспективи розвитку та пріоритети переоснащення Збройних Сил України бронетанковим озброєнням та технікою з урахуванням досвіду ведення бойових дій в Антитерористичній операції. *Defense Express*. Київ, 2017. №1–2. С. 14–25.
- Стримати кулю: Захист бойових броньованих машин від ураження кулями калібру 12,7 мм та 14,5 мм. *Defense Express*. Київ, 2017. №3–4. С. 58–60.
- Куприненко О. М., Ларин А. Ю., Мищенко Я. С. Влияние изменений характера ведения вооруженной борьбы на классификацию боевых бронированных машин. *Збірник наукових праць: ХУПС*, 2013. Вип. №4 (37). С. 7–11.
- Васьківський М. І. Уточнені вимоги до захищеності зразків озброєння Сухопутних військ Збройних Сил України за результатами АТО. *Основні напрями формування воєнно-технічної політики держави та шляхи її вирішення: ЦНДІ ОБТ ЗС України: матеріали IV наук.-техн. конф.* (м. Київ, 16 грудня 2014 р.). Київ, 2014. С. 69.
- Васильєв А. Ю., Мартиненко О. В., Ткачук М. А., Шаталов О. Є. [та ін.] Використання сучасного програмного забезпечення при моделюванні процесу пробиття. *Збірник наукових праць Військового інституту ВВ МВС України*, 2004. №1–2. С. 55–57.
- Чепков І. Б. Попередня оцінка бронепробиття бронебійно-підкаліберного снаряда. *Артилерійське і стрілецьке озброєння*, 2003. №1. С. 4–9.
- Бісік С. П., Куприненко О. М., Корбач В. Г. Оцінка протимінної стійкості легкої бойової колісної машини. *Вісник НТУ "ХП"*. Харків, 2015. № 42 (948). С. 125–138.
- Hallquist J. LS-DYNA: Theoretical Manual. Livermore Software Technology Corporation, 1998, May. 498 p.
- Ya-ting YU, Ping-an DU, Zhen-wei WANG Z. *Research on the current application status of finite element method*. School of Mechatronics Engineering, University of Electronics Science and Technology, (Chengdu 610054, China): електрон. версія журн., 2005. URL: http://en.cnki.com.cn/Article_en/CJFDTOTAL-JXSJ200503002.htm.
- Williams K., Poon K. *A Numerical Analysis of the Effect of Surrogate Anti-Tank Mine Blasts on the M113*. URL: <http://www.dtic.mil/docs/citations/ADA375585> (дата звернення: 20.01.2017).
- Шабагура Ю. В., Королько С. В. Застосування титану в залізвуглецевих сплавах для підвищення стійкості конструкційних матеріалів військової техніки та озброєння. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції "Перспективи розвитку озброєння та військової техніки сухопутних військ"* (м. Львів, 22–24 травня 2013 р.). Львів, 2013. С. 68.

29. Zhang Tieshan Hu Jianli, Tang Yun. *Dynamic Finite Element Analysis of Light Vehicle Frame*. School of Mechanical Engineering, NUST, Nanjing 210094, (Yuejin Automobile Group Corporation, Nanjing 210037): электрон. версія журн., 2001. URL: http://en.cnki.com.cn/Article_en/CJFDTOTAL-NJLG200106006.htm. URL: (дата звернення: 21.01.2015).
30. Ткачук Н. А., Пономарев Е. П., Миргородский Ю. Я. [и др.]. Специализированные системы для автоматизированного проектирования, исследования и изготовления транспортных средств специального назначения и элементов технологических систем. *Вестник НТУ "ХПИ". Тематический выпуск "Колесные и гусеничные машины специального назначения"*, 2003. №27. С. 13–20.
31. Васильев А. Ю., Малакей А. Н., Пелешко Е. В., Шаталов О. Е. К вопросу интегрированных систем анализа динамических процессов в корпусах транспортных средств специального назначения. *Механика та машинобудування*, 2004. №1. С. 51–60.
32. Писаренко А. Е. Блочно-модульный принцип конструирования корпусов легких ВГМ. *Механика и машиностроение. Научно-технический журнал*. Харьков, 2004. № 1. С. 28-35.
33. Jonsson G. R. Analysis of Elastic-Plastic Impact Involving Severe Distortions. *J. Appl. Mech*, 1976. V. 43. №3. P. 85–90.
34. Куприненко О. М., Голуб В. А. Синтез вариантов проектных гипотез технического облика перспективных типов боевых бронированных машин. *Військово-технічний збірник*. Львів, 2013. №2(9). С. 36–42.
35. Васильев А. Ю., Мартыненко А. В., Шаталов О. Е. [та ін.]. Комплексный подход к модернизации корпусов легкобронированных машин с использованием современных программных комплексов. *Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Наукове фахове видання*, Мелітополь, 2005. Вип. 26. С.169–174.
36. Гриценко Г. Д., Рубан А. Г., Ткачук Н. А. Формирование оценочных критериев при исследовании транспортных средств и технологических систем как единых целостных механических систем. *Машинобудування: Вісник Харківського державного політехнічного університету*. Збірка наукових праць. Випуск 101. Харків: ХДПУ, 2000. С. 92–96.
37. Трудоношин В. А. САПР: Система автоматизированного проектирования: Учеб. пособие для вузов. В 9 кн. Кн. 4: Математические модели технических объектов / под ред. И. П. Норенкова, В. А. Трудоношин, Н. В. Пивоварова. Минск: Высш. шк., 1988. 159 с.
38. Веретельник Ю. В., Миргородский Ю. Я., Пелешко Е. В., Ткачук Н. А. Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных систем. *Механика та машинобудування*, 2003. № 1. Т. 2. С. 3–8.
39. Глуценко Э. В., Пелешко О. Е., Шаталов О. Е., Колесник В. А. Формирование математических моделей для исследования прочности и жесткости элементов корпусов транспортных средств специального назначения. *Вестник НТУ "ХПИ". Тематический выпуск "Колесные и гусеничные машины специального назначения"*, 2003. № 27. С. 62–70.
40. Шаталов О. Е., Дудар С. С., Васильев А. Ю. Комплексна математична модель аналізу захищеності бойових машин легкої категорії за масою стрілецької зброї з урахуванням геометрії машини, рельєфу місцевості й додаткового бронювання. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. Харків: НТУ «ХП», 2019. № 1. С. 93–109.
41. Борисюк М. Д., Волосникова С. А., Кудров В. М., Кузнецов Г. А. Некоторые аспекты модернизации бронетанковой техники. *Механика та машинобудування. Науково-технічний журнал*. Харків: НТУ "ХПИ", 2006. № 1. С.99–104.
- the Land Forces during the ATO]. *Osnovni napryamy` formuvannya voyenno–texnichnoyi polity`ky` derzhavy` ta shlyaxy` yiyi vy`rishemya: materialy` IV nauk.-texn. konf. CzNDI OVT ZS Ukrayiny`* (m. Ky`yiv, 16 грудня 2014 р.). Ky`yiv, 2014, p. 67.
4. Shatalov O. Ye., Matuzko B. P., Andriyenko A. M., Pashkovs`ky`j V. V. Pidvy`shhennya zhy`vuchosti mexanizovanogo pidrozdilu za raxunok zastosuvannya try`vy`mirny`h takty`chny`h diagram [Increased durability of the mechanized unit due to the use of three-dimensional tactical diagrams]. *Vijs`kovo–texnichny`y` zbirny`k: vy`pusk 1* (4). L`viv: ASV. 2011, pp. 112–115.
5. Burov S. S. *Konstrukcija i raschjot tankov* [Design and calculation of tanks]. Moscow: Izd-vo Akademii im. Malinovskogo R. Ja., 1973. 602 p.
6. Talu K. A., Kozlov A. G. *Konstrukcija i raschet tankov* [Design and calculation of tanks]. Moscow: izd. Akademii BTV, 1958. 534 p.
7. Chobitok V. A., Brizhinjov Ju. N., Dolganov A. A., [i dr.] *Konstrukcija i raschjot tankov i BMP* [Design and calculation of tanks and IFV]. Moscow: Voenizdat, 1984. 376 p.
8. Voloncev`ch D. O., Kostjany`k I. V., Kamfenkel` D. I. Sposib pidvy`shhennya dopusty`moyi shvy`dkosti vedennya vognyu z xodu pry` rusi bojovoyi mashy`ny` po peresichenij miscevidosti [A method of increasing the permissible speed of driving a fire on the move while moving a combat vehicle on a rough terrain]. *Mexanika ta mashy`nobuduвання*. 2010, no. 1, pp. 94–102.
9. Ткачук А. Н., Шаталов О. Е., Ларин А. Ю., [i др.]. Raschet traektorii poleta pul' i snarjadov s uchetom ugla nutacii, precessii i sobstvennogo vrashhenija [Calculation of the trajectory of the flight of bullets and shells, taking into account the nutation angle, precession and proper rotation]. *Artillerijskoe i strelkovoe vooruzhenie*. 2005, no. 3, pp. 38–42.
10. Dudar Ye. Ye., Shatalov O. Ye., Vasy`g`yev A. Yu. Matematy`chne modelyuvannya geometriyi miscevidosti – metody`ka modelyuvannya geometriyi miscevidosti dlya vy`rishennya zadach iz pobudovy` takty`chny`h diagram zaxy`shhenosti BM LKV [Mathematical modeling of geometry of a locality is a technique of modeling of geometry of a locality for solving problems from construction of tactical security diagrams of IF LKW.]. *Naukovy`y` visny`k "Bioresursy` i pry`rodokory`stvannya"*. Ky`yiv, 2017, V. 9, no. 3–4, pp. 80–88.
11. Golub V. A., Chepkov I. B., Larin A. Yu. [та ін.]. Doslidzhennya kutiv pereshkod [Investigation of the precession and nutation of bullets of small arms after obstruction of obstacles]. *Ozbroyennya ta vijs`kova texnika: CzNDI OVT ZS Ukrayiny`*, Ky`yiv, 2014, pp. 28–33.
12. Golub V. A. *Balysty`chny`j ta proty`minny`j zaxy`st bojovy`h kolisny`h mashyn. Metodologichni osnovy` pobudovy`* [Ballistic and mint defense of combat vehicles. Methodological basis of construction]: Monografiya / L`viv: ASV, 2014. 224 p.
13. Vas`kovskij M. I., Chepkov I. B., Negovskij O. M. Principy i metody reshenija problemy povyshenija zashhishhennosti i zhivuchesti BBM s ispol'zovaniem zashhitnyh ustrojstv dinamicheskogo tipa [Principles and methods for solving the problem of enhancing the security and survivability of BBM using dynamic protection devices]. *Artillerijskoe i strelkovoe vooruzhenie: NTC ASV*. Kiev, 2006, Vyp.1, pp. 48–53.
14. Babakin A. Tanki i BMP goreli v gorah Dagestana [Tanks and IFV burned in the mountains of Dagestan]. *Nezavisimoe voennoe obozrenie*. 2004, no. 9, pp. 45–47.
15. Losik O. A. Tanki: Osnovy teorii, konstrukcii i boevoj jefektivnosti [Tanks: Fundamentals of theory, design and combat effectiveness], kn. 1 / red. kollektiv: ruk. avt. kol. O. N. Brylev (glava) i dr.. Moscow: Izd-vo Akademii BTV, 1983, pp. 38–40.
16. Poteri bronetehniki v vojne na Ukraine po mesjacam [Loss of armored vehicles in the war in Ukraine for months]. URL: <http://lostarmour.info/analytcs>. [data zvernennja 10.03.2017].
17. The Military Balance 2016: Press Launch. URL: <https://www.iiss.org/en/events/events/archive/2016-a3c2/february-f239/launch-of-the-military-balance-2016-e42e>. [data zvernennja 15.02.2016].
18. Bron`ovany`j napryam: Perspekty`vy` rozvy`tku ta prory`tety` pereosnashhennya Zbrojny`h Sy`l Ukrayiny` bronetankovy`m ozbrojennyam ta texnikoyu z uraxuvannyam dosvidu vedennya bojovy`h dij v Anty`terory`sty`chnij operaciyi [Reservations directly: Prospects for development and retooling of the retrofitting of the Forward Forces of Ukraine with armored infantry and technical equipment for uraxuvannyam up to the battlefield]. *Defense Express*. Ky`yiv, 2017, no. 1–2, pp. 14–25.
19. Stry`maty` kulyu: Zaxy`st bojovy`h bron`ovany`h mashyn vid urazhennya kulyamy` kalibru 12,7 mm ta 14,5 mm [To pass a ball: Protection of armored combat vehicles from the defeat of bullets of a caliber of 12.7 mm and 14.5 mm]. *Defense Express*. Ky`yiv, 2017,

References (transliterated)

1. Shatalov O. E. K voprosu postroenija i ispol'zovaniya 3D memnyh planov mestnosti [On the issue of building and using 3D dimensional terrain plans]. *Mexanika ta mashy`nobuduвання*, 2005, no.1, pp. 210–213.
2. Dudar Ye. Ye., Shatalov O. Ye., Vasy`g`yev A. Yu., Kucenko S. V. Kompleksna matematy`chna model` pobudovy` try`vy`mirny`h takty`chny`h diagram na miscevidosti ta yiyi programma realizaciya [Integrated mathematical model of construction of three-dimensional tactical diagrams on the ground and its program realization]. *Visny`k NTU «KhPI»*. Seriya: *Mashy`noznavstvo ta SAPR*. Kharkiv: NTU «KhPI», 2018, no. 7 (1283), pp. 25–33.
3. Vas`kivs`ky`j M. I. Deyaki aspekty` analizu bojovy`h ta ekspluatacijny`h vtrat ozbrojennya ta vijs`kovoyi texniki` Suxoputny`h vijs`k pid chas provedennya ATO [Some aspects of the analysis of military and operational losses of armaments and military equipment of

- no. 3–4, pp. 58–60.
20. Kuprinenko O. M., Larin A. Ju., Mishhenko Ja. S Vlihanie izmenenij haraktera vedennja vooruzhennoj bor'by na klassifikaciju boevykh bronirovannykh mashin [Influence of changes in the nature of the conduct of armed struggle on the classification of military armored vehicles]. *Zhurnal naukovih prac': HUPS*. 2013, Vip. No. 4 (37), pp. 7–11.
 21. Vas'kivs'kyj M. I. Utochneni vy'mogy do zaxy'shhenosti zrazkiv ozbrojennya Suxoputny'h vijs'k Zbrojny'h Sy'l Ukrainy za rezul'tatamy ATO [The requirements for the security of samples of the Armed Forces of the Armed Forces of Ukraine according to the results of the ATO are specified]. *Osnovni napryamy formuvannya voyenno-texnichnoyi polityky derzhavy ta shlyaxy yiyi vy'rishennya: CzNDI OVT ZS Ukrainy: materialy IV nauk.-texn. konf.* (m. Ky'yiv, 16 grudnya 2014 r.). Ky'yiv, 2014, P. 69.
 22. Vasylyev A. Yu., Martynenko O. V., Tkachuk M. A., Shatalov O. Ye. [ta in.] Vy'kory'stannya suchasnogo programnogo zabezpechennya pry modelyuvanni procesu pryby'ttya [Use of modern software during modeling of punching process]. *Zbirnyk naukovy'h prac' Vijs'kovogo instytutu VV MVS Ukrainy*. 2004, no. 1–2, pp. 55–57.
 23. Chepkov I. B. Poperednya ocinka bronepoby'ttya bronebijnopidkalibernogo snaryada [Preliminary assessment of armor-piercing armor-piercing projectile]. *Arty'lerijs'ke i strilecz'ke ozbrojennya*. 2003, no. 1, pp. 4–9.
 24. Bisyk S. P., Kuprinenko O. M., Korbach V. G. Ocinka proty'minnoyi stijkosti legkoyi bojovoyi kolisnoyi mashyny [Assessment of the motile stability of a lightweight combat vehicle]. *Visnyk NTU "KhPI"*. Kharkiv. 2015, no. 42 (948), pp. 125–138.
 25. Hallquist J. *LS-DYNA: Theoretical Manual*. Livermore Software Technology Corporation, 1998, May. 498 p.
 26. Ya-ting YU, Ping-an DU, Zhen-wei WANG. *Research on the current application status of finite element method*. School of Mechatronics Engineering, University of Electronics Science and Technology, (Chengdu 610054, China): elektron. versiya zhum. 2005. URL: http://en.cnki.com.cn/Article_en/CJFDTOTAL-JXSJ200503002.htm.
 27. Williams K., Poon K. *A Numerical Analysis of the Effect of Surrogate Anti-Tank Mine Blasts on the M113*. URL: <http://www.dtic.mil/docs/citations/ADA375585> (data zvernennya: 20.01.2017).
 28. Shabaturo Yu. V., Korol'ko S. V. Zastosuvannya ty'tanu v zalizovuglecevy'h splavax dlya pidvy'shchennya stijkosti konstrukciynykh materialiv vijs'kovoyi tekhniki ta ozbrojennya [Application of titanium in iron-carbon alloys to increase the stability of structural materials of military equipment and armaments]. *Materialy Mizhnarodnoyi naukovo-texnichnoyi konferenciyi "Perspektyvy rozvytku ozbrojennya ta vijs'kovoyi tekhniki suxoputny'h vijs'k"* (m. L'viv, 22-24 travnya 2013 r.). L'viv, 2013, P. 68.
 29. Zhang Tieshan Hu Jianli, Tang Yun. *Dynamic Finite Element Analysis of Light Vehicle Frame*. School of Mechanical Engineering, NUST, Nanjing 210094, (Yuejin Automobile Group Corporation, Nanjing 210037): elektron. versiya zhum., 2001. URL: http://en.cnki.com.cn/Article_en/CJFDTOTAL-NJLG200106006.htm. URL: (data zvernennya: 21.01.2015).
 30. Tkachuk N. A., Ponomarev E. P., Mirgorodskij Ju. Ja. [i dr.] Specializirovannye sistemy dlja avtomatizirovannogo proektirovanija, issledovanija i izgotovlenija transportnykh sredstv special'nogo naznachenija i jelementov tehnologicheskikh sistem [Specialized systems for computer-aided design, research and manufacturing of special purpose vehicles and elements of technological systems]. *Vestnik NTU "KhPI". Tematicheskij vypusk "Kolesnye i gusenichnye mashiny special'nogo naznachenija"*. 2003, no. 27, pp. 13–20.
 31. Vasil'ev A. Ju., Malakej A. N., Peleshko E. V., Shatalov O. E. K voprosu integrirovannykh sistem analiza dinamicheskikh processov v korpusah transportnykh sredstv special'nogo naznachenija [On the issue of integrated systems for analyzing dynamic processes in special vehicle bodies]. *Mehanika ta mashinobuduvannya*. 2004, no. 1, pp. 51–60.
 32. Pisarenko A. E. Blochno-modul'nyj princip konstruirovannija korpusov legkikh VGM [Block-modular design principle of light VGM cases]. *Mehanika i mashinostroenie. Nauchno-tehnicheskij zhurnal*. Kharkov. 2004, no. 1, pp. 28–35.
 33. Jonsson G. R. Analysis of Elastic-Plastic Impact Involving Severe Distortions. *J. Appl. Mech*, 1976. V. 43, no. 3, pp. 85–90.
 34. Kuprinenko O. M., Golub V. A. Sintez variantov proektnykh gipotez tehnicheskogo oblika perspektivnykh tipov boevykh bronirovannykh mashin [Synthesis of variants of the design hypotheses of the technical appearance of promising types of armored combat vehicles]. *Vijs'kovotexnichnyj zbirnyk*. L'viv. 2013, no. 2(9), pp. 36–42.
 35. Vasil'ev A. Ju., Martynenko A. V., Shatalov O. E. Kompleksnyj podhod k modernizacii korpusov legkobronirovannykh mashin s ispol'zovaniem sovremennykh programnykh kompleksov [An integrated approach to the modernization of light armored cars with the use of modern software systems]. *Praci Tavrijs'koyi derzhavnoyi agrotexnichnoyi akademiyi*. Naukove faxove vy'dannya, Melitopol'. 2005, vup. 26, pp. 169–174.
 36. Gricenko G. D., Ruban A. G., Tkachuk N. A. Formirovanie ocenочnykh kriteriev pri issledovanii transportnykh sredstv i tehnologicheskikh sistem kak edinyh celostnykh mehanicheskikh sistem [Formation of evaluation criteria in the study of vehicles and technological systems as a single holistic mechanical systems]. *Mashynobuduvannya: Visnyk Kharkivs'kogo derzhavnogo politexnichnogo universytetu*. Zbirka naukovy'h prac'. Vy'pusk 101. Kharkiv: XDPU. 2000, pp. 92–96.
 37. Trudonoshin V. A. SAPR: *Sistema avtomatizirovannogo proektirovanija: Ucheb. posobie dlja vtuzov. V 9 kn. Kn. 4: Matematicheskie modeli tehnicheskikh ob'ektov* [Computer-aided design: Textbook. manual for technical colleges. In 9 kN. Prince 4: Mathematical models of technical objects]. Pod red. I. P. Norenkova, V. A. Trudonoshin, N. V. Pivovarova. Minsk: Vyssh. shk., 1988. 159 p.
 38. Veretelnik Ju. V., Mirgorodskij Ju. Ja., Peleshko E. V., Tkachuk N. A. Parametricheskie modeli jelementov slozhnykh sistem kak osnova postroenija specializirovannykh raschetnykh sistem [Parametric models of elements of complex systems as the basis for building specialized computational systems]. *Mexanika ta mashynobuduvannya*. 2003, no. 1, vol. 2, pp. 3–8.
 39. Glushhenko Je. V., Peleshko E. V., Shatalov O. E., Kolesnik V. A. Formirovanie matematicheskikh modelej dlja issledovanija prochnosti i zhestkosti jelementov korpusov transportnykh sredstv special'nogo naznachenija [The formation of mathematical models to study the strength and rigidity of the elements of the body of vehicles for special purposes]. *Vestnik NTU "KhPI". Tematicheskij vypusk "Kolesnye i gusenichnye mashiny special'nogo naznachenija"*. 2003, no. 27, pp. 62–70.
 40. Shatalov O. Ye., Dudar Ye. Ye., Vasylyev A. Yu. Kompleksna matematy'chna model' analizu zaxy'shhenosti bojovy'h mashyn legkoyi kategoriyi za masoyu strilecz'koyi zbrojy z uraxuvannam geometriji mashyny, rel'yefu miscevosti j dodatkovogo bronyuvannya. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*. Kharkiv: NTU «KhPI», 2019, no. 1, pp. 93–109.
 41. Borisjuk M. D., Volosnikov S. A., Kudrov V. M., Kuznecov G. A. Nekotorye aspekty modernizacii bronetankovoy tekhniki [Some aspects of the modernization of armored vehicles]. *Mexanika ta mashynobuduvannya. Naukovo-texnichnyj zhurnal*. Kharkiv: NTU «KhPI», 2006, no. 1, pp. 99–104.

Надійшла (received) 8.07.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шаталов Олег Євгенійович (Шаталов Олег Евгеньевич, Shatalov Oleg) – кандидат технічних наук, Національна Академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, доцент кафедри бронетанкової техніки, Львів, тел. 097-457-38-31, <http://orcid.org/0000-0001-8941-8734>, e-mail: shatl-oleg-ua@ukr.net

Дудар Євген Євгенович (Дудар Евгений Евгеньевич, Dudar Yevhen) – Національна Академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, начальник циклової комісії бронетанкової техніки та водіння відділення підготовки Військового коледжу сержантського складу, Львів,

Васильєв Антон Юрійович (Васильев Антон Юрьевич, Vasiliev Anton) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8106-0950>; e-mail: AVasiliev@tmm-sapr.org.

ЗМІСТ

Ю.В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, П.Н. КАЛИНИН, В.И. СЕРИКОВ Комплексний аналіз механізму, входящого в технологічну ланку для транспортування грузів...	3
О. В. КРАХМАЛЬОВ, О. І. ЗІНЧЕНКО, Г. А. КРОТЕНКО Електроди для контактної зварювання, які виготовлені з литих сплавів на основі міді	9
С. А. НАЗАРЕНКО, Н. А. ТКАЧУК, С. И. МАРУСЕНКО Еволюція розробок учених і вихованців ХПІ в області озброєння і військової техніки в ХХ столітті.....	14
А. Г. ПРИЙМАКОВ, А. В. УСТИНЕНКО, А. В. БОНДАРЕНКО, Р. В. ПРОТАСОВ, В. И. СЕРИКОВ Исследование устойчивости металлополимерных гибких колес силовых волновых зубчатых передач....	34
Н.В. ПРОКОПЕНКО, Е.И. ЗИНЧЕНКО О методике прогнозирования ресурса работы кромки камер сгорания поршней форсированных быстроходных дизелей с учетом модели эксплуатации двигателя.....	41
М. А. ТКАЧУК, О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, В.М. ШИМОН, С.П. АЛФЕЛДИЙ, І.І. ПУШКАШ Чисельне дослідження напружено-деформованого стану ноги людини після оперативного лікування із застосуванням біоскла.....	53
М. М. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, А. І. ЛІПЕЙКО, Б.Я. ЛИТВИН, О. М. РІКУНОВ, М. С. САВЕРСЬКА, Г. В. ТКАЧУК, В. І. СЕРИКОВ Обгрунтування технічних рішень гідропередач перспективних танкових трансмісій на основі моделювання контактної взаємодії кулькового поршня із біговою доріжкою.....	68
М. А. ТКАЧУК, М. С. САВЕРСЬКА, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, Г. В. ТКАЧУК, О. М. МАРУСЕНКО, І. Я. ХРАМЦОВА Чисельні та експериментальні дослідження напружено-деформованого стану у верстатних пристосуваннях	78
О. Є. ШАТАЛОВ, Є. Є. ДУДАР, А. Ю. ВАСИЛЬЄВ Реалізація базових методів та моделей захищеності бойових машин легкої категорії за масою від кінетичних боєприпасів	97

CONTENTS

Y. ZHEREZHON-ZAICHENKO, P. KALININ, V. SIERYKOV Complex analysis of mechanism which is included in technological chainlet for loads transporting.....	3
О. КРАХМАЛЫОВ, О. ZINCHENKO, G. KROTENKO Control welding electrodes made of copper-based cast alloys.....	9
S. NAZARENKO, M. TKACHUK, S. MARUSENKO Evolution of developments of khpi scientists and graduates in the field of weapons and military equipment in 20th century.....	14
О. ПРЯИМАКОВ, О. УСТЫНЕНКО, О. БОНДАРЕНКО, R. ПРОТАСОВ, V. SIERYKOV Research of stability of metal-polymer flexible wheels for power wave gears.....	34
M. PROKOPENKO, O. ZINCHENKO About prediction method for work resource of combustion cameras ships of forced high-speed diesels pistons taking into account engine operation model.....	41
M. TKACHUK, O. VERETELNYK, V. SHIMON, S. ALFELDIY, I. PUSHKASH Numerical study of stress-strain state of human feet after operational treatment with bioglass application.....	53
M. TKACHUK, A. GRABOVSKIY, A. LIPEIKO, B. LYTVYN, O. RIKUNOV, M. SAVERSKA, G. TKACHUK, V. SIERYKOV Justification of technical solutions for hydrostatic drive of advanced tank transmissions on the basis of modeling of ball piston contact interaction with a bearing track	68
M. TKACHUK, M. SAVERSKA, A. GRABOVSKIY, G. TKACHUK, O. MARUSENKO, I. KHRAMTSOVA Numerical and experimental research of stress-strain state in machine tools.....	78
O. SHATALOV, YE. DUDAR, A. VASILIEV Realization of basic methods and models of protection for light mass category combat vehicles from kinetic ammunition.....	97

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ».
СЕРІЯ: МАШИНОЗНАВСТВО ТА САПР**

Збірник наукових праць

№ 2'2019

Науковий редактор: М. А. Ткачук, д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна

Технічний редактор: М. М. Ткачук, канд. техн. наук, НТУ «ХПІ», Україна

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ ТА ВИДАВЦЯ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ».
Кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»
Тел.: (057) 707-69-02, (057) 707-61-66; e-mail: misapr@tmm-sapr.org.

Підп. до друку 09.10.2019 р. Формат 60×84 1/8. Папір офсетний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 7,4. Облік.-вид. арк. 7,85.
Тираж 100 пр. Зам. № 23. Ціна договірна

Друкарня «ФОП Пісня О. В.»
Свідоцтво про державну реєстрацію ВО2 № 248750 від 13.09.2007 р.
61002, Харків, вул. Гіршмана, 16а, кв. 21, тел. (057) 764-20-28
