

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

ВІСНИК

**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»**

Серія: “Машинознавство та САПР”

23 (996)'2013

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2013

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Машинознавство та САПР. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2013. – № 23 (996). – 180 с.

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

Збірник виходить українською та російською мовами.

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

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

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

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

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».
Протокол № 4 від 16 квітня 2013 р.

А.А. АТРОШЕНКО, асп. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНЫХ ЗАДАЧ ДЛЯ СИСТЕМЫ ПЛАСТИН, СОЕДИНЕННЫХ БОЛТОВЫМ КРЕПЕЖЕМ, В ГЕОМЕТРИЧЕСКИ НЕЛИНЕЙНОЙ ПОСТАНОВКЕ

Данная работа посвящается анализу геометрически нелинейных контактных задач для системы пластин. Особенности представленной задачи заключаются в исследовании напряженно-деформированного состояния двух пластин, соединенных болтовым крепежом с зазором и нагруженных равномерно распределенным по верхней кромке поперечным усилием. В данной постановке задачи присутствуют геометрическая и структурная нелинейности.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, силос, метод конечных элементов, система пластин, реакции в опорах

Робота присвячується аналізу геометрично нелінійних контактних задач для системи пластин. Особливості представлені задачі полягають в дослідженні напружено-деформованого стану двох пластин, сполучених болтовим кріпленням із зазором і навантажених рівномірно розподіленим по верхній кромці поперечним зусиллям. У цій постановці задачі присутні геометрична і структурна нелінійності.

Ключові слова: напружено-деформований стан, силос, метод скінченних елементів, система пластин, реакції в опорах

The work is dedicated to analysis of geometrically nonlinear contact tasks for system of plates. The features of presented task consist in research of stressed-deformed state of two plates connected by bolted fixture with a gap and loaded by uniformly distributed transverse force along upper edge. Both geometrical and structural non-linearities are presented in this task setting.

Keywords: stressed-deformed state, silo, finite element method, system of plates, reactions in towers

Введение. Силосные установки (емкости для хранения зернопродуктов) имеют широкое применение в современном агрокомплексе. Как указывалось ранее в статье [1], установки такого типа имеют ряд преимуществ: простота сборки, надежность, малозатратность, легкообслуживаемость и др. Необходимо учитывать тот фактор, что силосные установки подвергаются большим нагрузкам. В связи с этим необходимо рассчитывать их напряженно-деформированное состояние (НДС) под действием внутреннего давления столба зерновой массы. Это влечет за собой использование той или иной расчетной модели элементов металлоконструкции исследуемого силоса.

Основными конструктивными элементами силосов обычно является гофрированные панели, соединенные между собой с вертикальными ребрами жесткости при помощи болтового крепления, выполняемого с зазором и предварительной затяжкой. В результате получается система пластин, подкрепленных стержнями (стойками), между которыми действуют усилия предварительного натяжения болтов, а также (в случае выборки зазоров) усилия контактного взаимодействия ци-

линдрической части болтов с внутренними поверхностями отверстий, под эти болты выполненных в сопрягаемых панелях.

Такая постановка задачи учитывает геометрическую, структурную и физическую нелинейности. Решение данного типа задач позволяет более детально рассмотреть поведение исследуемой конструкции силоса. В качестве начального тестового варианта в работе предложено исследовать контакт негофрированных панелей, а двух полос, соединенных внахлест и скрепленных болтом.

В итоге получаем модель контактного взаимодействия ряда тел с натягом, трением и контактом с зазором. Результаты решения задачи с использованием этой модели сравниваются с результатами, полученными для традиционно используемых моделей фрагмента конструкции силоса в виде сплошной полосы.

Цель данной работы заключается в разработке усовершенствованной расчетной модели для анализа геометрически нелинейных контактных задач для системы двух пластин, соединенных болтовым крепежом с зазором и нагруженных равномерно распределенным по верхней грани поперечным усилием. Кроме того, анализируется влияние учета геометрической и структурной нелинейности, использование болтового крепежа с различными компоновками и разными коэффициентами трения в соединениях между пластинами и пластиной/болтом, а также эффекта скольжения между контактирующими поверхностями пластин при различных способах нагружения на поведение исследуемой системы.

Постановка задачи. Данную задачу предлагается решить на базе тестовой системы. Рассматривается система пластин, соединенных внахлест болтовым крепежом с зазором (рис. 1).

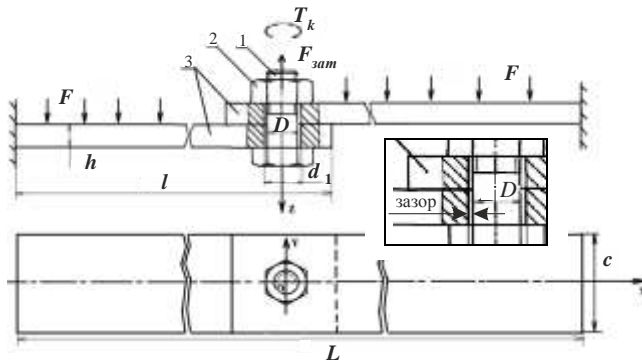


Рисунок 1 – Система пластин с болтовым соединением

крепежом с зазором (рис. 1).

Геометрические параметры данной системы: длина $l = 500$ мм, ширина $C = 50$ мм, толщина $h = 2$ мм, общая длина соединенных пластин $L = 960$ мм. Диаметр отверстия $d_1 = 12$ мм, диаметр болта $D = 10$ мм.

Болтовое соединение представляет собой следующую компоновку: болт 1 поставлен с зазором в отверстия пластин 3 и затянут гайкой 2 до момента затяжки, равного T_k . Растягивающая нагрузка, возникающая в местах заделки, уравнивается на начальных этапах нагружения силами трения в стыках, которые создаются силой затяжки болта $F_{зат}$. Если растягивающая сила превысит силы трения, произойдет сдвиг пластин вплоть до выборки зазора, когда вступают в работу контактирующие цилиндрические поверхности болта и отверстий пластин.

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



Рисунок 2 – Исследуемая модель с граничными условиями

Пластины по краям жестко закреплены. Вдоль плоскости симметрии xz задается ограничение перемещения вдоль оси y . Поперечное усилие, распределенное по верхней кромке пластин, задается силой F (нагружается система пошагово от 0 до 450 Н). Момент затяжки моделируется в виде силы затяжки болта $F_{зат} = 1000$ Н. Болтовой крепеж моделировался в различных постановках: контакт пластин и болта, контакт пластины и болта через две шайбы и контакт пластины и болта через одну шайбу (рис. 3-5). Шайба изготовлена из податливого материала с низким модулем упругости (полиэтилен) для более равномерного распределения давления шляпки болта на поверхность пластины.

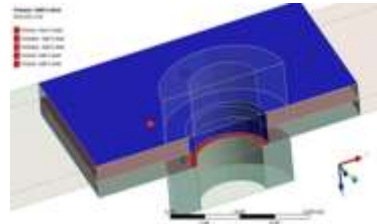


Рисунок 3 – Контакт пластин и болта

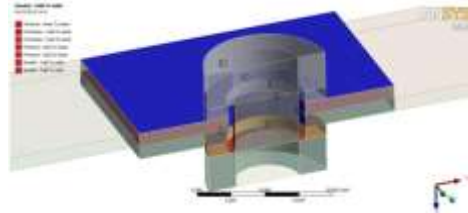


Рисунок 4 – Контакт пластин и болта через две шайбы

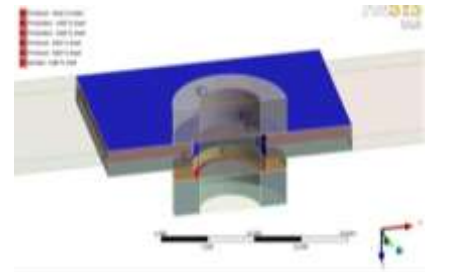


Рисунок 5 – Контакт пластины и болта через одну шайбу

С целью более детального анализа рассматривались варианты болтового крепежа с различными силами трения в контакте. В таблице приведены используемые типы контакта и коэффициент трения, а также варианты реализации контактного взаимодействия с различными компоновками болтового крепежа. Первый, второй и третий варианты, показанные в таблице, относятся к болтовому соединению первого типа, в котором варьируется только коэффициент трения; четвертый и пятый относятся ко второму типу болтового соединения, в котором используются две шайбы и варьируется коэффициент трения; шестой вариант относится к третьему ти-

Таблица – Типы контакта и коэффициент трения

Величина коэффициента трения	Типы контакта				
	Friction – пластина – пластина	Friction – пластина – болт	Frictionless – отверстие – болт	Friction – пластина – шайба	Bonded – болт – шайба
0,2	0,2	+	-	-	
0,2	0,001	+	-	-	
0,0001	0,0001	+	-	-	
0,2	-	+	0,2	+	
0,2	-	+	0,001	+	
0,2	-	+	0,2	+	

пу соединения, в котором применяется одна шайба. При таком варьировании коэффициентов трения и различных компоновках болтового соединения открывается возможность более детально исследовать поведение рассматриваемой системы.

Математическая модель. Рассмотрим более детально расчетные зависимости болтового соединения, следуя работе [2]. При затя-

гивании болтового крепежа в стержне болта возникают напряжения растяжения от силы $F_{зам}$ и силы кручения от момента завинчивания T_k (рис. 1). Силу сдвига в нашей системе будем рассматривать равной реакции в опоре вдоль оси X (R_{x1} , R_{x2}) (рис. 6). Таким образом, при увеличении силы F реакции в опорах будут увеличиваться до тех пор, пока реакция не превысит силу трения покоя в болтовом крепеже, и затем, соответственно, произойдет сдвиг.

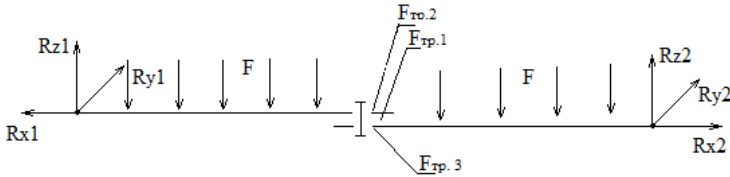


Рисунок 6 – Схема исследуемой задачи

Определим силу трения покоя на каждой стороне: $F^* = R_x = F_{зам} \cdot f_0 \cdot i = 400$ Н, где f_0 – коэффициент трения в стыке деталей, i – число стыков. Таким образом, сдвиг должен произойти в том случае, когда сила в опорах (R_{x1} , R_{x2}) превысит 400 Н. В свою очередь, реакции, возникающие в опорах в направлениях R_{z1} и R_{z2} , будут соответственно суммарно равны распределенной силе F , действующей на пластины.

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

зуется соотношения [3, 4]: $\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} - z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2$, где z – расстояние по тол-

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

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

Дискретная постановка задачи. Исследуемая задача в численном виде сводится к анализу конечно-элементной модели, показанной на рис. 7, 8. Использовался метод разбиения конечно-элементной сетки «Sweep». Количество элементов в модели составляет около 44 тыс., количество узлов – 215,5 тыс.

При данном разбиении применяется конечный элемент классификации SOLID 186 (ANSYS). Данный элемент представляет собой трехмерный (3D) квадратичный элемент задач с двадцатью узлами. Элемент SOLID 186 имеет квадратичное представление перемещений и в состоянии использовать нерегулярную форму сетки (например, создаваемую на основе моделей, импортированных из различных комплексов CAD) [5, 6].

При определении контактного взаимодействия учитывались следующие настройки: контакт задавался симметричным, формулировка контакта определялась методом расширенного Лагранжа. В настройках решателя использовалась опция больших перемещений, которая позволяет учитывать большие перемещения, зависящие от деформаций и напряжений, возникающих при нагружении системы пластин.

Результаты расчетов. Для начала рассмотрим полученные результаты для первого варианта болтового крепежа, в котором компоновка болтового соединения представлена без шайбы и коэффициент трения равен 0,2. На рис. 9 показан график зависимости максимальных прогибов исследуемой системы вдоль оси z от нагрузки. На рис. 10-17 показаны изображения модели в моменты сдвигов пластин, с выведением максимальных эквивалентных напряжений по Мизесу, возникающих в



Рисунок 7 – Конечно-элементная сетка исследуемой системы пластин в общем виде

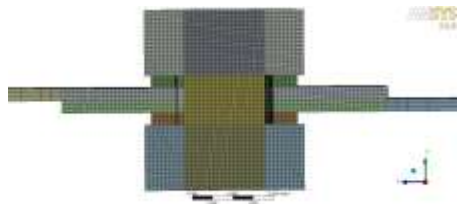


Рисунок 8 – Конечно-элементная сетка исследуемой системы пластин в зоне болтового соединения

контакте болта и пластины. Графики распределения эквивалентных напряжений по Мизесу и контактных давлений показаны на рис. 18, 19.

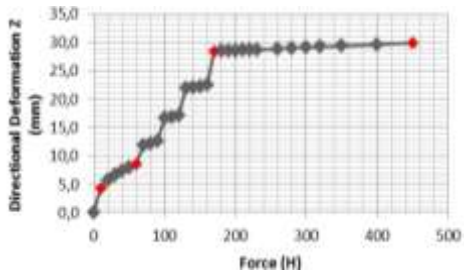


Рисунок 9 – Перемещение системы пластин вдоль оси z при первом варианте компоновки болтового соединения

При анализе полученных результатов видно, что наблюдается нелинейная зависимость перемещений пластин и выборки зазора в болтовом крепеже от действующей нагрузки. Также наблюдается нелинейная зависимость от нее величины смещения по оси x между контактирующими поверхностями. Максимальные эквивалентные напряжения, возникающие в системе, возрастают нелинейно. Для более детального анализа смещений

контактирующих поверхностей пластин рассмотрим зависимость перемещений пластин относительно друг друга вдоль оси x (рис. 20).

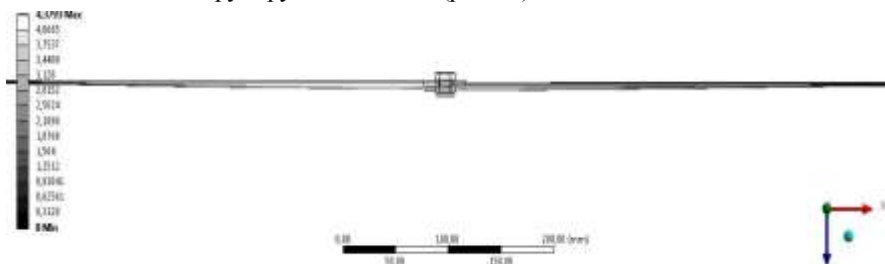


Рисунок 10 – Перемещение пластин вдоль оси Z (мм, при силе 10 Н)

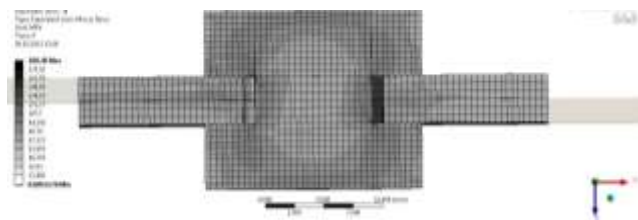


Рисунок 11 – Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу (МПа, сдвиг пластин не наблюдается)

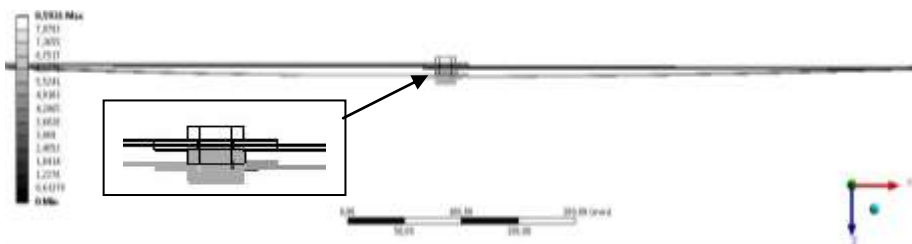


Рисунок 12 – Перемещение пластин вдоль оси Z (мм, при силе 60 Н)

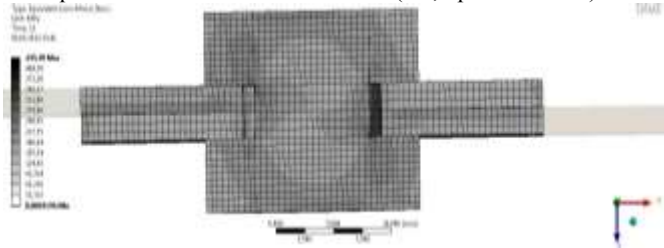


Рисунок 13 – Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу (МПа, сдвиг пластин не наблюдается)

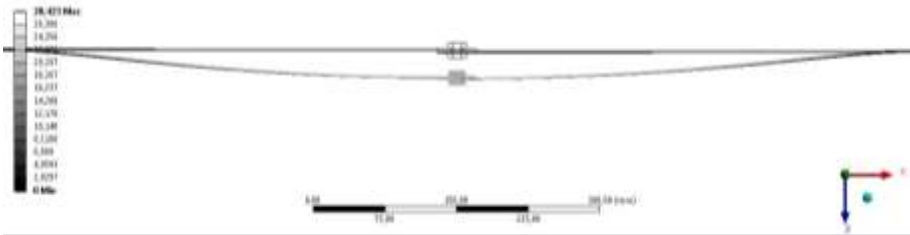


Рисунок 14 – Перемещение пластин вдоль оси z (мм, при силе 170 Н)

Рисунок 15 – Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу (МПа, наблюдается сдвиг пластин и выборка зазора в болтовом соединении)

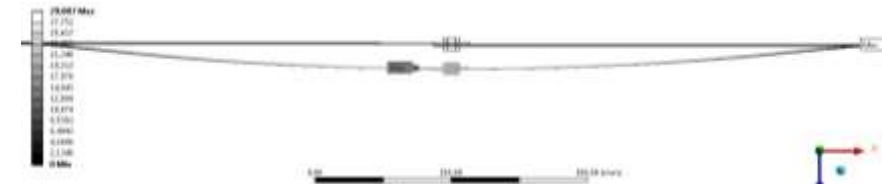
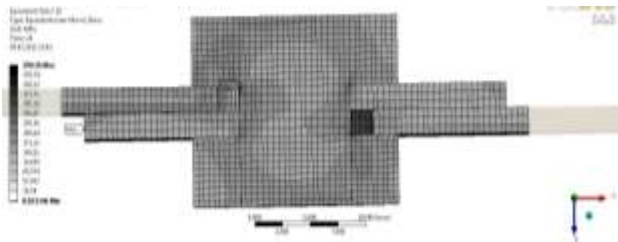
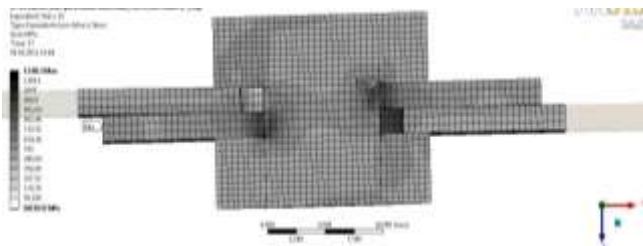


Рисунок 16 – Перемещение пластин вдоль оси z (мм, при силе 450 Н)

Рисунок 17 – Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу (МПа, наблюдается выборка зазора и контактное взаимодействие болта с внутренней стенкой отверстия)



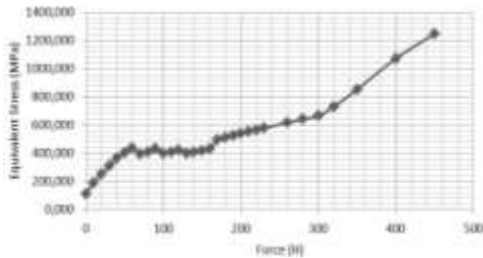


Рисунок 18 – Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу, возникающие в системе пластин

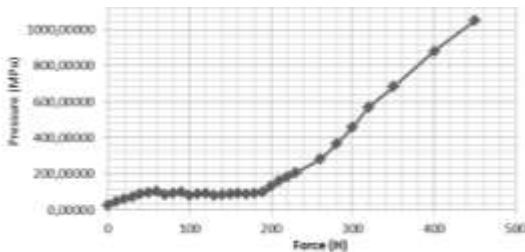


Рисунок 19 – Контактное давление, возникающее при росте нагрузки

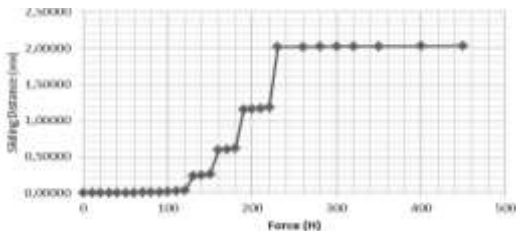


Рисунок 20 – Смещение контактирующих поверхностей пластин относительно друг друга

Из графика видно ступенчатое поведение смещения пластин относительно друг друга. В начальном нагружении смещение не происходит, при увеличении нагрузки до 120 Н возникает скачкообразное смещение пластин относительно друг друга, сопровождающееся частичной выборкой зазора. При дальнейшем увеличении нагрузки (после выборки зазора) наблюдается незначительное смещение в результате деформирования пластин и болта, вступающих в контакт.

Для сравнения полученных результатов рассмотрим также реакции в местах закрепления пластин (рис. 21-24). Как видно из рисунков, продольные компоненты реакции, в отличие от поперечных, изменяются существенно нелинейно, но с ростом нагрузки после наступления контакта компоненты реакции Rx1 и Rx2 увеличиваются примерно линейно. Рассмотрим причины возникновения нелинейного поведения компонент реакции опор. Во время

нагружения пластин, когда сила нагружения превышает силу трения в соединении, возникает сдвиг. Возрастание силы нагружения по отношению к силе трения связано с тем, что происходит деформация болта вследствие перекоса, тем самым увеличивается натяжка болтового крепежа.

Для более детального анализа рассмотрим реакцию, возникающую в болте (рис. 25). Из представленного графика следует, что реакция начинает возрастать из-за деформации болта и пластин, наблюдается нелинейное увеличение, которое сопровождается увеличением силы натяжки болтового крепежа. При выборке зазора поверхность болта начинает взаимодействовать с внутренней поверхностью отверстия в пластинах, таким образом, болт начи-

нает работать на срез. Для устранения данного эффекта предлагается рассмотреть варианты болтового соединения в других компоновках.

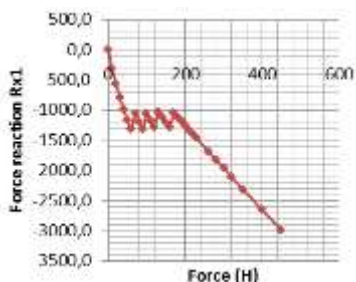


Рисунок 21 – Продольная реакция в опоре Rx1

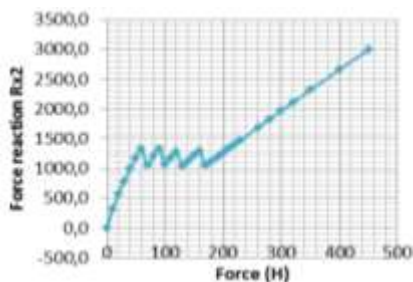


Рисунок 22 – Продольная реакция в опоре Rx2

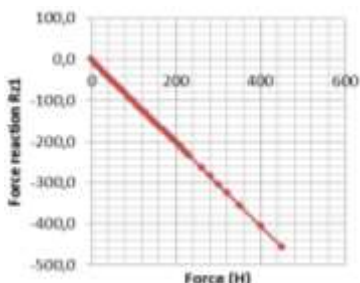


Рисунок 23 – Поперечная реакция в опоре Rz1

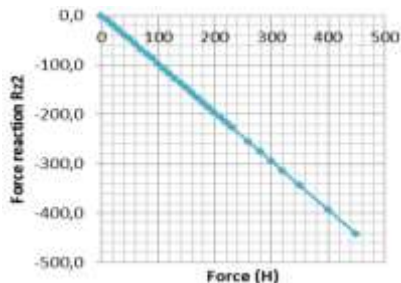


Рисунок 24 – Поперечная реакция в опоре Rz2

На рис. 26-29 показаны результаты вычислений перемещений системы пластин вдоль оси z , максимальные эквивалентные напряжения, продольные реакции в опорах, а также реакции, возникающие в болте при различных вариантах компоновки болтового соединения.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что при использовании болтового соединения с разными компоновками проявляется различное поведение исследуемой системы пластин. В частности, исследуемая компоновка болтового соединения при контакте пластин и шляпки болта через две податливые шайбы (вариант 4) с коэффициентом трения, равным 0,2, дала возможность понять причины возникновения увеличения реакции в болте. Это увеличение тем больше, чем выше жесткость соединя-

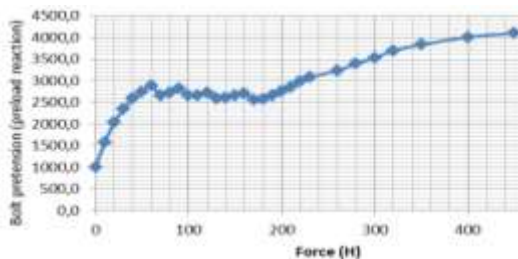


Рисунок 25 – Реакция, возникающая в болте

мых деталей. При введении в систему податливых элементов ощутимого роста усилий затяжки по сравнению с начальной величиной не происходит.

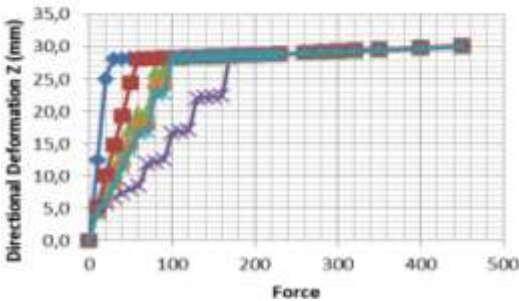


Рисунок 26 – Перемещения системы пластин вдоль оси Z при различных вариантах компоновки болтового соединения

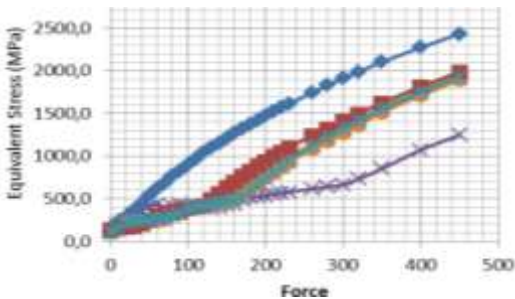


Рисунок 27 – Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу

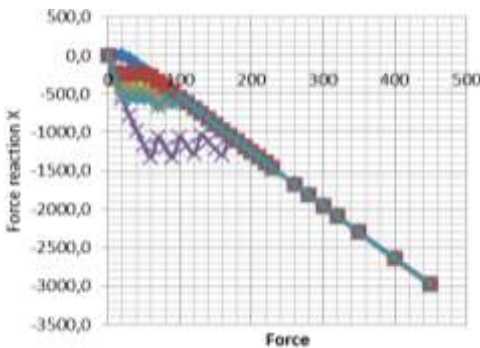


Рисунок 28 – Продольные реакции в опоре Rx1 при различных вариантах компоновки болтового соединения

Проведем сравнение между исследуемой системой пластин в геометрически нелинейной постановке с общепринятой постановкой решения данного класса задач в виде сплошной пластины с учетом больших перемещений. Рассмотрим полученные результаты: перемещение пластины вдоль оси z, максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу и реакции в опорах (рис. 30-32).

Проанализировав полученные результаты, можно сделать следующий вывод: при сравнении результатов расчетов сплошной пластины и системы

пластин с болтовым крепежом (вариант 1) наблюдается большое отличие между перемещениями, эквивалентными напряжениями и компонентами реакции в опорах.

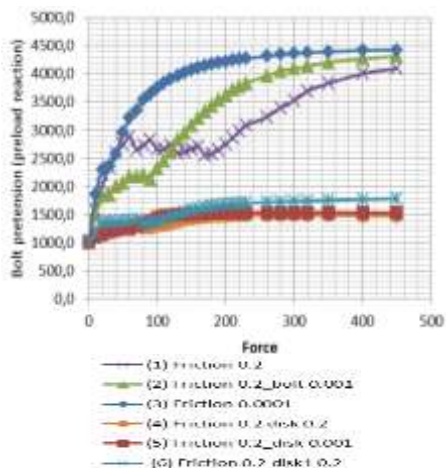


Рисунок 29 – Реакции, возникающие в болте

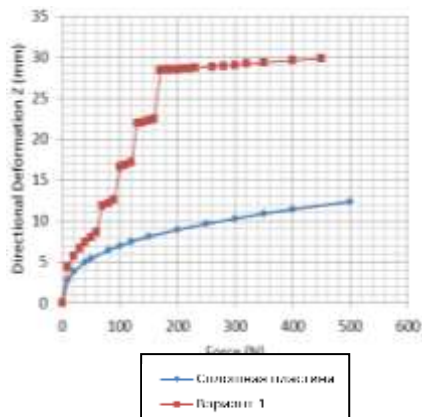


Рисунок 30 – Перемещения сплошной пластины и системы пластин с болтовым крепежом (вариант 1) вдоль оси Z

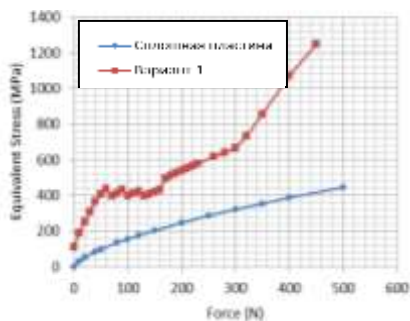


Рисунок 31 – Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу сплошной пластины и системы пластин с болтовым крепежом (вариант 1)

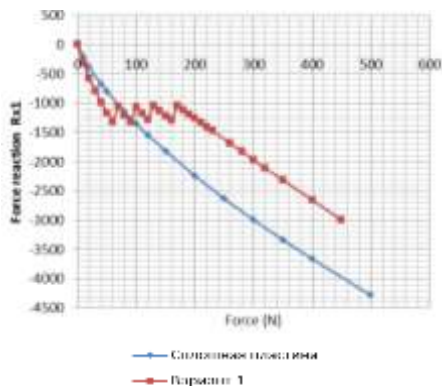


Рисунок 32 – Продольные реакции в опоре R_x1 сплошной пластины и системы пластин с болтовым крепежом (вариант 1)

Поведение компонент напряженно-деформированного состояния сплошной пластины отображается на графиках более плавно и линейно, в то время как в исследованной и описанной выше системе пластин проявляется существенно нелинейный характер их поведения. Во время нагружения

сплошной пластины перемещения более чем в два раза меньше прогибов в системе пластин с болтовым крепежом. Это связано с тем, что в системе пластин с болтовым крепежом присутствует структурная нелинейность, причем существуют значительные зазоры, соизмеримые с величинами перемещений точек пластин вследствие упругих деформаций. Таким образом, традиционная постановка решения данного класса задач с расчетной схемой в виде сплошной пластины, без учета болтового крепежа, зазоров, натяга и трения дает значительную неточность в полученных результатах.

Выводы. Основываясь на полученных результатах, можно сделать вывод, что геометрически нелинейная постановка задачи дает более точный результат при определении НДС пластин, соединенных болтовым крепежом с зазором, по сравнению с традиционной постановкой с применением расчетной схемы в виде сплошной пластины. Выявлены дополнительные факторы, влияющие на НДС исследуемой системы, а именно: возникновение перекоса болта, что ведет за собой увеличение растягивающего усилия в болте, тем самым увеличивая силу затяжки болтового крепежа. Во время нагружения системы пластин проявляется нелинейный сдвиг с трением между поверхностями контактирующих пластин. Определены большие продольные и поперечные перемещения при выборке зазора в болтовом крепеже, соизмеримые с соответствующими перемещениями, наблюдаемыми в сплошной пластине только вследствие упругих ее деформаций.

При решении данного типа задач необходимо использовать предложенную методику, которая позволяет рассматривать решения для более широкого диапазона действующих нагрузок. Решение же подобных задач с использованием геометрически линейной и нелинейной постановок для исследуемого объекта, представленного в виде сплошной пластины, не дает достоверных результатов.

В дальнейшем планируется более детальное изучение данной задачи в аналитическом виде, численно и экспериментально.

Список литературы: 1. Обґрунтування розрахункових моделей елементів силосу / В.Б. Третьяков, И.И. Иванов, О.В. Веретельник, О.О. Атрошенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Машинознавство та САПР. – 2013. – № 1. – С. 139-154. 2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. / В.И. Анурьев – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с. 3. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности: Пер. с англ. / К. Васидзу – М.: Мир, 1987. – 542 с. 4. Биргер И.А. Сопrotивление материалов: учебное пособие / И.А. Биргер, Р.Р. Мавлютов/ – М.: Наука. Гл. Ред. физ.-мат. лит., 1986 – 560 с. 5. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя / К.А. Басов. – М. ДМК Прессе, 2005. – 640с. 6. Каплун А.Б. ANSYS в руках инженера / А.Б. Каплун. – М.: Единотриал, 2003. – 272 с.

Надійшла до редколегії 08.04.13

Е.Н. БАРЧАН, к.т.н., гл. констр. НТК ЧАО „АзовЭлектроСталь”, Мариуполь;
А.Г. ПРИЙМАКОВ, к.т.н., с.н.с., доц. Нац. ун-та гражданской защиты Украины, Харьков;
А.В. ТКАЧУК, к.т.н., с.н.с., с. н. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”;
Л.Н. БОНДАРЕНКО, вед. инж. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”;
А.В. ГРАБОВСКИЙ, к.т.н., н. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ И УСЛОВИЙ НАГРУЖЕНИЯ ВИБРОУДАРНЫХ МАШИН ДЛЯ ВЫБИВКИ ЛИТЬЯ

У статті наведено огляд конструкцій та методів визначення навантажень віброударних машин для вибивки лиття.

Ключові слова: віброударна машина, навантаження, аналіз конструкцій, ливарне виробництво

В статье приведен обзор конструкций и методов определения нагрузок вибромашин на примере машин для выбивки литья.

Ключевые слова: виброударная машина, нагрузка, анализ конструкций, литейное производство

In the paper it's presented an overview of structures and methods for loading's determining on example of vibromachines for casting knockout.

Keywords: vibroshock machine, loading, analysis of constructions, casting production

Введение. При решении задачи совершенствования выбивной машины для оснащения уникальных автоматизированных линий крупного вагонного литья по критериям нагрузочной способности, долговечности, прочности и металлоемкости необходимо провести анализ существующих конструкционных решений, а также методов расчета параметров выбивных машин, описанных в литературе. В ходе анализа состояния делается упор на ряд публикаций [1-41].

Конструкции выбивных машин литейного производства. Выбивка литья является трудоемкой операцией, при выполнении которой необходимо решать целый ряд различных задач: отделение отливки от формы, дробление отделившейся формовочной смеси, уменьшение пылевыведения и ограничение шумового воздействия. При этом должна обеспечиваться надежность и долговечность работы выбивного оборудования. В технической и патентной литературе описано множество конструкций машин для выбивки литья, основанных на различных физических воздействиях на материал залитой металлом формы. В одном из способов разрушение формы достигается под воздействием вибрации, создаваемой переменным магнитным полем [6]. В результате взаимодействия поля с частотой колебаний, совпадающей с собственной частотой колебаний отливки, возникают резонансные колебания отливки. Из-за несовпадения собственной частоты колебаний формовочной смеси и отливки на границе «формовочная смесь – отливка» создаются нормальные и касательные на-

© Е.Н. Барчан, А.Г. Приймаков, А.В. Ткачук,

пряжения, приводящие к возникновению усилий разрушения. В другом техническом решении выбивка также осуществляется в две стадии: вначале при движении по виброжелобу, затем на выбивной решетке [7].

Фирма «Castings Ltd» (Великобритания) использует для выбивки отливок вращающийся барабан мод. TR1500. Диаметр барабана 1500мм, длина 7м. Внутри барабана расположены наклонные ребра, благодаря которым смесь и отливки движутся вдоль продольной оси. Частота вращения барабана составляет 1,7–3,0 об/мин [8, 9]. Другой способ выбивки литейных форм [10] предусматривает помещение формы в герметичную камеру и создание в ней декомпрессии до остаточного давления 100–300 ГПа. Перед этим поверхность формы пропитывают водой при 100–90°C в количестве 0.025–0.150 г/см².

Разработан также процесс вакуумного прошивания сырых песчаноглинистых форм при одностороннем вакуумировании формы, выбраны технологические и конструктивные параметры процесса. При этом процессе, как отмечает автор, газоотделение локализовано, шум отсутствует [11].

Согласно патентному решению [12] формовочную смесь с отливкой выбивают из опок ударной газовой или воздушной волной с помощью импульсной головки. В литературе приводятся конструкции и других типов выбивных установок, в том числе дробеметных и установок выбивки выдавливанием [13], [14]. Однако, несмотря на многообразие разработанных новых способов выбивки литья, до настоящего времени механические эксцентриковые и инерционные выбивные решетки являются наиболее распространенным видом оборудования для выбивки литейных форм, так как имеют относительно простую конструкцию.

В автоматических линиях литейного производства в качестве выбивных устройств применяют главным образом электромеханические выбивные решетки. В современных автоматических линиях выбивные решетки применяют чаще всего в сочетании с механизмом выдавливания кома, который установлен по технологической цепочке перед выбивной решеткой.

Назначение выбивных решеток автоматических линий – разрушение кома, который периодически поступает на приемную часть полотна решетки, отделение отливок от формовочной смеси, которая должна пройти сквозь щели полотна решетки на провал, и одновременное автоматическое транспортирование отливок от приемного торца решетки к разгрузочному.

Выбивные решетки автоматических линий отличаются от обычных выбивных решеток функциональным назначением [11]. В обычных решетках, применяемых в единичном производстве, технологический процесс выбивки осуществляется обычно следующим образом. Залитая литейная форма, подлежащая выбивке, подается на полотно выбивной решетки, работающей непрерывно или же включаемой периодически после установки на нее очередной опоки. От соударений опоки с вибрирующим полотном решетки набивка формы разрушается, ком смеси с отливкой (отливками) выпадает на

полотно, распадается, отливки отделяются от смеси. По окончании процесса выбивки освободившиеся отливки и пустая опока остаются на решетке, с которой затем и удаляются специальными толкателями. Таким образом, обычные решетки выполняют только функции выбивки, т.е. разрушение набивки формы и отделение отливок от смеси, без последующего автоматического транспортирования решеткой выбитых отливок по полотну.

Выбивные решетки, применяемые в автоматических линиях, в силу особенностей их назначения одновременно выполняют как функцию выбивки, так и автоматическое транспортирование выбитых отливок по полотну решетки для передачи их по дальнейшей технологической цепочке.

Указанные отличия функционального назначения накладывают особенности на конструкцию, а, значит, и на методы расчета тех и других решеток [1, 2]. Выбивные решетки с транспортированием выполняют только инерционными. В них применяют вибровозбудители как кругового, так и направленного действия.

Основные схемы выбивных инерционных решеток. Выбивные инерционные решетки (рис. 1), применяемые в автоматических линиях, состоят из корпуса 1, установленного на упругих пружинных (или резиновых) опорах 2, и вибровозбудителя 3, смонтированного в корпусе и приводимого во вращение электродвигателем (на схеме не показанным). В верхней части корпуса укреплено полотно 4 решетки, сквозь щели которого проваливается при выбивке отделяемая от отливок формовочная смесь. Полотно 4 выполняет также функции рабочего органа, по которому выбитые отливки транспортируются к разгрузочному концу решетки.

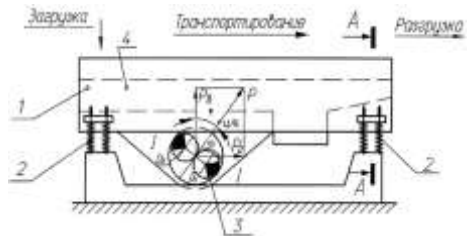
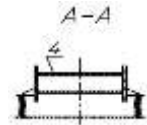


Рисунок 1 – Принципиальная схема выбивной инерционной решетки с вибровозбудителем направленного действия



Конструктивно выбивные инерционные решетки отличаются типом вибровозбудителя, местом его установки и направлением колебаний полотна решетки. В выбивных решетках с транспортированием вибровозбудитель расположен несимметрично относительно опор, благодаря чему создаваемое усилие направлено под углом к полотну решетки, чем и достигается эффект транспортирования.

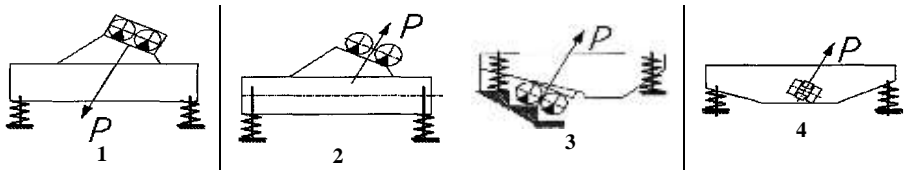


Рисунок 2 – Схемы выбивных инерционных решеток с транспортированием следующих фирм: 1-Gisag (ГДР); 2-Kuttner (ФРГ); 3-Centrozap (Польша); 4-BMD (ФРГ) [15]

На схемах 1-4 (рис. 2) показаны решетки с вибровозбудителями направленного действия, у которых возмущающее усилие вибровозбудителя P наклонено под углом γ к вертикали.

В вибровозбудителях направленного действия дебалансные валы также могут быть кинематически связанными между собой и приводиться во вращение от одного электродвигателя либо могут быть кинематически не связаны и приводиться во вращение отдельными электродвигателями.

Вибровозбудитель решетки изготовлен в виде дебалансных валов или в виде дебалансных секторов, причем по одному варианту вибровозбудитель установлен под полотном, по другому – над полотном. На схемах 1-4 (см. рис. 2) показаны решетки с вибровозбудителями, установленными под полотном и над ним. В этих вибровозбудителях применены дебалансные валы с отдельными самосинхронизирующимися электродвигателями. В отдельных случаях в качестве вибровозбудителя используют два независимых мотор-вибратора, представляющие собой специальный электродвигатель, на концах вала которого закреплены неуравновешенные массы.

Существует мнение [15], что для рациональной механизации и автоматизации процесс выбивки отливок должен быть расчленен на операции и переходы, определяемые технологией формовки и металлоемкостью формы. При этом схема выбивки крупных форм может быть выполнена в двух вариантах. Первый вариант предусматривает разрушение формы за одну операцию, второй вариант предусматривает разделение этой работы на две операции.

В каждом конкретном случае этот вопрос в зависимости от местных условий решается индивидуально.

Особенности конструкций выбивных машин. Конструкция механических решеток, несмотря на их простоту, не остается неизменной, а постоянно совершенствуется в направлении повышения эффективности их работы, плавности регулировки выбивающих усилий, снижения пыле- и шумовыделения, более полного размельчения выбитой формовочной смеси.

Значительная часть технических решений направлена на достижение оптимальных параметров работы выбивной решетки, снижение энергозатрат и повышение эффективности выбивки. Так, фирмой «Kinergy Corp» (США) используется вибратор типа неуравновешенного вала с приводом. Собственная частота колебаний пружин, на которых установлена рабочая рама, намного выше частоты вращения вала вибратора (при работе в холостом режиме). При подаче материала частота колебаний снижается, тем самым обеспечивается автоматическая регулировка мощности, которую развивает система в соответствии с нагрузкой [16].

Фирма «Acme Conveyors» (Великобритания) выпускает выбивные решетки с двумя вибрирующими массами. В этих установках вибрационный блок соединяется через пружинные амортизаторы с рабочим столом или корпусом, который в свою очередь, соединен через другие амортизаторы с неподвижной опорой [17].

Предлагаемая инерционная решетка [18] для выбивки крупных форм со-

держит установленную на раме подпружиненную решетку и дополнительную решетку, установленную над основной. С целью повышения производительности и эксплуатационной надежности дополнительная решетка установлена на основной шарнирно, посредством серьги, с возможностью смещения на половину просвета ячеек.

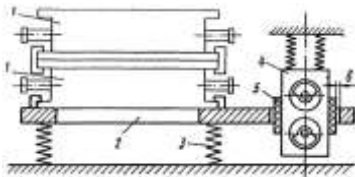


Рисунок 3 – Способ выбивки литейных форм [21]

Для выбивки прочных и особо прочных формовочных смесей рекомендуется применять инерционную выбивную решетку с вкладным полотном, хорошо зарекомендовавшую себя и описанную в [19, 20].

Способом выбивки литейных форм (рис. 3) [21] с целью повышения производительности процесса выбивки и снижения энергоемкости предусматривается закрепление формы на раме, после чего раму подвергают периодическим двусторонним ударным воздействиям с частотой ударов 15–30 Гц и удельной силой удара на 1 кг массы системы в пределах 0.3–0.4Н при ограничении частоты собственных колебаний системы в пределах 7–12 Гц. На рис. 3 изображены форма 1, рама 2, опоры-амортизаторы 3, вибропривод 4, резиновые ударники 5 вибропривода.

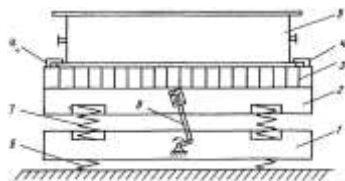


Рисунок 4 – Установка для выбивки форм [22]

Установка для выбивки форм (рис. 4) [22] содержит нижнюю раму 1 и верхнюю раму 2, которая выполнена заодно с решеткой 3, и к ней прикреплены с помощью устройства для крепления 4 форма 5. Нижняя рама 1 установлена на амортизаторах 6 в виде пружин, верхняя рама 2 установлена на амортизаторах 7 в виде пружин, которые укреплены на нижней раме 1, эксцентриковый механизм 8 соединяет нижнюю раму 1 и верхнюю раму 2.

С целью уменьшения потерь энергии при выбивке решетка снабжена устройством для крепления к ней форм, амортизаторы между верхней и нижней рамами выполнены в виде пружин, установленных с возможностью соударения рам между собой. Аналогичное техническое решение, предусматривающее скрепления опоки с рамой, имеется в других источниках [23, 24]. В другом техническом решении (рис. 5) предусмотрена выбивка форм

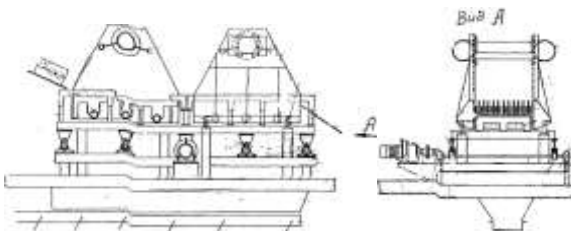


Рисунок 5 – Двухсекционная выбивная решетка [25]

мы при ее прохождении через две позиции установки для выбивки литья [25].

Ряд технических решений направлен на уменьшение динамического воздействия на конструкцию здания. Так, выбивная решетка (рис. 6) [26] содержит верхнюю подвижную раму 1 с полотном решетки, подшипниковые опоры 2, которые установлены на нижней раме 3, которая посредством виброизоляторов 4 опирается на промежуточную раму 5. Промежуточная рама 5 через виброизоляторы 6 установлена на конструкции 7 здания. Привод 8 установлен на нижнюю раму 3, на которой на резиновых виброизоляторах 9 установлена верхняя подвижная рама 1. С целью снижения металлоемкости и уменьшения динамического воздействия на конструкцию здания она снабжена промежуточной рамой, установленной между нижней рамой и конструкцией здания на виброизоляторах.

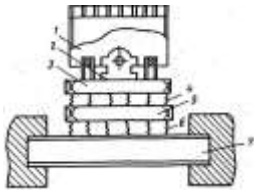


Рисунок 6 – Выбивная решетка [26]

С той же целью выбивная эксцентриковая решетка (рис. 7) [27] имеет верхнюю подвижную раму 1, которая подшипниковыми опорами 2 эксцентрикового вала устанавливает на нижнюю опорную массивную раму 3. Последняя в свою очередь опирается через два ряда пружинных амортизаторов 4 на

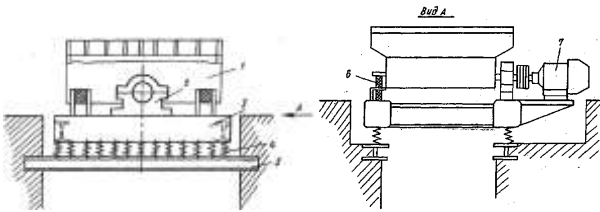


Рисунок 7 – Выбивная решетка [27]

строительную конструкцию 5. Между верхней и нижней рамами имеются резиновые амортизаторы 6. Привод 7 установлен на нижней раме 3. Динамические нагрузки от действующей решетки через резиновые амортизаторы 6 передаются нижней раме 3, вследствие чего нижняя рама 3 вместе с размещенной на ней верхней рамой 1 и приводом 7 совершает дополнительные колебания, вызванные упругостью пружинных амортизаторов 4.

Цель другого изобретения (рис. 8) [28] – создание инерционной решетки, амплитуда колебаний которой остается независимой от нагрузки и при этом облегчается переход через резонанс при пуске и остановке. Инерционная решетка состоит из неподвижной рамы 1 и подвижной рамы 2, между которыми расположена первая группа эластичных элементов (пружин)

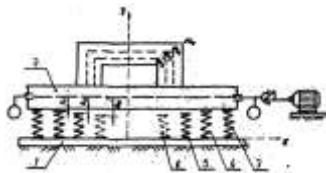


Рисунок 8 – Инерционная выбивная решетка [28]

3, вторая группа 4, третья 5 и т.д. с разными длинами и осадкой. При массе m_2 работает первая группа пружин, при m_4 – вторая, при m_5 – третья.

Часть технических решений по конструкциям решеток направлена на повышение сроков службы оборудования, облегчение прохода резонансных режимов и большей эффективности функционирования [28-31].

В ряде работ предпринята попытка на одном и том же оборудовании одновременно с процессом выбивки литья производить также дробление отработанной формовочной смеси. Так, в конструкции выбивной решетки [32] между поперечными балками решетки и продольными пластинами установлены выступающие под ними гибкие затворные элементы, расположенные под углом 70° к направлению транспортирования, что предотвращает прохождение земли над ними и, задерживая выход крупных комьев формовочной смеси, способствует их дроблению.

На другой установке [33] выбивка происходит на верхнем полотне 1, крупные комья смеси и частицы металла попадают через отверстия 0.50-75 мм на полотно 2, на котором производится дробление комьев смеси свободно лежащими на полотне шарами 3. Нераздробленные крупные комья и частицы металла удаляются с полотна 2 через отверстие 4. Мелкие комья и частицы подаются сквозь пазы полотна 2 на наклонное ситовое полотно 5, откуда раздробленная смесь сыпается на наклонное днище 6 и выдается по трубе 7. Нераздробленный материал поступает на плиту 8, где подвергается повторному дроблению шарами и удаляется по трубе 9 (рис. 9).

Согласно другому техническому решению [34] опоки со смесью устанавливают на плоскую горизонтальную решетку, переводят эту решетку в состояние вибрации до отделения отливки от земли, затем отливку удаляют, оставляя на ней комья смеси. Особенность способа состоит в том, что вслед за указанными операциями преобразуют плоскую горизонтальную поверхность в наклонные поверхности с возвышающимися по отношению к центру решетки краями и продолжают процесс в состоянии вибрации, что ускоряет процесс дробления (рис. 10).

Также для уменьшения шума предложена выбивная решетка (рис. 11) [35], которая имеет верхнее 1 и нижнее 2 полотна с соосными щелями 3. Полотна связаны между собой при помощи боковых планок

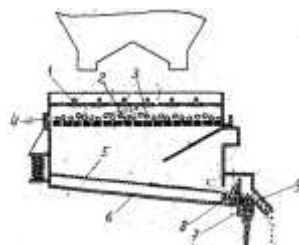


Рисунок 9 – Установка выбивки форм и дробления комьев отработанной смеси [33]

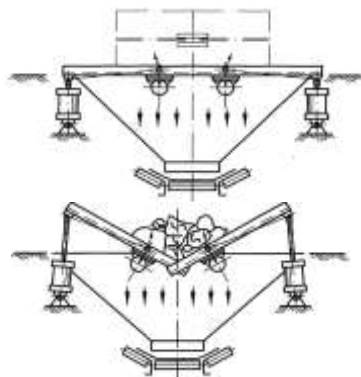


Рисунок 10 – Способ и устройство для выбивки формовочной смеси из опок и измельчения образующихся при этом комьев смеси [34]

4 винтами 5. Полотна изготавливаются из СЧ. Между полотнами 1 и 2 помещены демпфирующие средства 6, выполненные в виде медных труб 7, наполненных свинцовой дробью 8. Чтобы демпфирующие средства 6 не препятствовали свободному прохождению смеси через щели 3, сечения труб 7 выбирают незначительными. Сэндвич-полотно значительно поглощает колебания, гасит шум, возникающий при соударении отливок с решеткой.

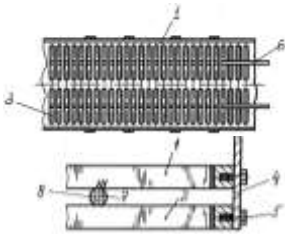


Рисунок 11 – Выбивная решетка с устройством для снижения уровня шума [35]

Сообщается также [36] о техническом решении для выбивки тяжелых форм массой до 10 т. Колебания решетки производятся двумя небалансовыми электродвигателями мощностью по 5 кВт. Диапазон колебаний решетки 5-8 мм с частотой 1500 об./мин. Решетка снабжена резиновыми амортизаторами. Под ней располагается бункер, снабженный вибротранспортером для отвода выбитой смеси.

Как на один из важных факторов снижения нагруженности вибрационных машин можно указать на технические решения с применением регулируемого дебалансного привода [37].

Описание большого разнообразия конструкций выбивных машин можно найти в диссертации [1].

Основываясь на рассмотрении широкого круга исследуемых конструкций, следует отметить их основные сложные черты: направленность на создание в технологическом грузе (выбиваемое из земляного кома литье) значительных инерционных нагрузок вследствие действия серии ударов об элементы вибромашины; несмотря на значительные и разнообразные конструктивные мероприятия по снижению нагрузок, передаваемых на корпуса вибромашин, данные усилия все равно остаются значительными.

Таким образом, можно сделать вывод о высокой вибронгруженности металлоконструкций выбивных машин, что влечет при их проектировании необходимость расчета динамического напряженно-деформированного состояния (НДС) от технологических ударных нагрузок.

Нагрузки, действующие на выбивные вибромашинны. Определению нагрузок, действующих на элементы выбивных машин, посвящены как широко известные [11], так и новые работы [1, 2, 4, 5]. Рассмотрим эти подходы. Так, в [11] отмечается, что исследованию кинематики и динамики вибрационных машин уделяется внимание во многих исследованиях. Основными вопросами при этом являются создание адекватных математических моделей вибрационных процессов, выявление основных закономерностей исследуемых динамических процессов в технологических машинах, совершенствование конструкций этих машин и оптимизация их конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров по критериям нагрузочной работоспособности, долговечности и минимальной материалоемкости.

В работах [1, 2, 11] авторы рассматривают математические модели, в ко-

торых эффективность выбивки определяется соударениями решетки и разрушаемой формы, что обеспечивается определенным значением так называемой удельной энергии удара e_0 (приходящейся на 1 кгс веса формы) (рис. 12). Удельная энергия удара связана с изменением скорости формы за время удара соотношением:

$$e_0 = m \cdot (u_2 - u_1)^2 / 2 \cdot G_\phi = (u_2 - u_1)^2 / 2 \cdot g, \quad (1)$$

где m , G_ϕ – масса и вес формы; u_1 , u_2 – вертикальные составляющие скорости формы после и до соударения с решеткой.

Величина e_0 измеряется в единицах длины и пропорциональна высоте, с которой необходимо сбросить опоку на неподвижную плиту, чтобы в момент соударения получить относительную скорость $u_{\text{отн}} = u_2 - u_1$. Именно этим способом экспериментально определяли конкретные значения e_0 , необходимые для обеспечения заданной производительности выбивки [11, 38, 39]. Последняя, как известно, зависит от степени уплотнения и степени предварительной подсушки форм (сырые, с поверхностной сушкой, сухие), состава формовочной смеси (обычные, жидкостекольные), а также от размеров формы. В соответствии с этим величина e_0 должна быть различной при выбивке различных форм. Практика показывает, что для наиболее легко выбиваемых сырых форм средней плотности с размерами опок (или ячеек крестовин) более 400×500 мм достаточна удельная энергия удара 15–20 мм.

Для эффективной выбивки наиболее прочных форм, изготовленных прессованием, под высоким давлением, а также форм из химически твердеющих жидкостекольных смесей необходима $e_0 = 35 \div 40$ мм. Таким образом, для обеспечения оптимального с точки зрения производительности и экономичности режима выбивки необходимо так подобрать параметры системы, чтобы при соударениях формы и решетки удельная энергия удара достигала технологически необходимой величины, для чего скорость формы за время удара в соответствии с (1) должна изменяться на величину: $u_{\text{отн}} = u_2 - u_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot e_0}$.

Для описания рабочего процесса выбивки выбивная решетка вместе с полезной нагрузкой представляется двухмассовой виброударной колебательной системой (см. рис. 12), в которой масса m_p представляет собой массу подвижных частей решетки, точечная масса m_c – массу полезного груза, жесткость C упругой связи равна суммарной жесткости упругих опор корпуса решетки, и для учета затухания колебаний введено упруговязкое сопротивление, величина которого характеризуется коэффици-

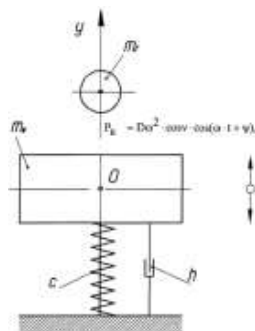


Рисунок 12 – Расчетная схема выбивной инерционной решетки

ентом демпфирования h . Воздействие вибровозбудителя на корпус решетки заменено периодической силой [39]: $P_{\sigma} = P_{\sigma, \max} \cdot \cos(\omega \cdot t + \psi)$, где $P_{\sigma, \max}$ – максимальное значение вертикальной составляющей возмущающей силы вибровозбудителя: $P_{\sigma, \max} = D \cdot \omega^2 \cdot \cos \nu$. Принятая расчетная схема выбивной решетки рассматривается при следующих условиях: а) величину точечного груза m_{σ} (полезная нагрузка, состоящая из комьев смеси и отливок, распределенных по полотну решетки случайным образом, и изменяющаяся по мере просеивания смеси сквозь щели полотна и при сходе с него отливок) принимаем постоянной и равной ее начальному значению; б) процесс соударения указанного точечного груза (массы m_{σ}) и полотна решетки (массы m_p) рассматриваем как прямой центральный удар двух тел; в) считаем, что ось вибровозбудителя совмещена с центром тяжести подвижных частей решетки.

В работе [1] для определения усилий, действующих на корпус вибромашины, привлекаются данные экспериментальных исследований ее опытного образца. В работе [2] эта задача поставлена в форме идентификаций выражения для вычисления силы ударного взаимодействия машины с технологическим грузом как функции фазовых переменных. Предполагаемый подход нацелен на получение более общих зависимостей, которые можно распространить на широкий класс конструкций. При этом ударные нагрузки получаются в виде результатов численного интегрирования уравнений движения исследуемой системы [2, 4, 5, 40, 41]. Их уровень может достичь более 1 МН [2].

Заключение. Проведенный анализ конструкций и усилий нагружений позволяет сделать следующие выводы:

1. В автоматических линиях литейного производства в качестве выбивных устройств, в основном, применяют инерционные выбивные решетки в сочетании с механизмом выдавливания кома. На выбивных решетках происходит разрушение кома, отделение отливок от формовочной смеси, прохождение отделенной смеси сквозь щели полотна на провал и одновременное автоматическое транспортирование отливок к разгрузочному торцу решетки.

2. Описание рабочего процесса выбивной инерционной решетки связано со значительными математическими трудностями из-за многообразия факторов, его определяющих и зависящих от конструктивных параметров решетки, от особенностей вибрационного режима, от вида нагрузки, являющейся сыпучей средой, неоднородной по составу и свойствам.

Расчет рабочих параметров решетки основан на рассмотрении уравнений движения масс решетки M_p и груза M_{σ} (т.е. кома смеси с отливками) в промежуток между двумя соударениями, причем их взаимодействие рассматривается как прямой центральный удар двух тел. При этом в построенных математических моделях предполагается также, что полезная масса M_{σ} представляет собой точечный груз, постоянный по массе и месторасположению. Фактически комья смеси распределяются по площади полотна случайным образом и масса кома

смеси при перемещении непрерывно убывает. Поэтому вышеуказанное допущение не дает возможности описать реальный процесс выбивки кома с отливкой.

3. Для достижения технологически необходимого эффекта выбивки требуется, чтобы при соударениях решетки и подлежащей разрушению формы было обеспечено определенное значение так называемой энергии удара e_0 , приходящейся на 1 кгс формы. При этом отмечается, что опыты по определению требуемой удельной энергии удара, необходимой для разрушения кома и отделения от смеси отливок на выбивных решетках автоматических линий, не проводилось. Рекомендуется предварительно принимать $e_0 = 25 - 40$ мм.

4. Разработанные в ряде работ подходы к расчетно-экспериментальной идентификации сил ударного взаимодействия технологического груза с корпусом вибромашины дают возможность более корректно ставить и решать задачу определения динамического НДС корпусов проектируемых машин и обоснования их рациональных параметров.

В ходе дальнейших исследований планируется провести анализ динамических процессов и НДС элементов вибромашин в условиях действия эксплуатационных нагрузок.

Список литературы: 1. Барчан С. М. Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибвнної транспортуючої машини для формувальних ліній крупного литва : дис. канд. техн. наук : 05.02.02 / Барчан Євген Миколайович. – Маріуполь. – 2008. – 178 с. 2. Грабовский А.В. Ударное взаимодействие и динамические процессы в виброударных машинах с частичным разрушением технологического груза: дис. кандидата техн. наук: 05.02.09 / Грабовский Андрей Владимирович. – Харьков, 2010. – 181 с. 3. Грабовский А.В., Барчан Е.Н. Исследование динамического поведения и напряженно-деформированного состояния в элементах вибвннної машини при динамических быстроизменяющихся процессах // Вісник НТУ „ХПІ”. Тем. вип.: Машинознавство та САПР, 2008, №9. – С. 29–35. 4. Барчан Е.Н., Артемьев И.В., Грабовский А.В. Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибвнної транспортуючої машини для формувальних ліній крупного литва // Вісник НТУ „ХПІ”. Тем. вип.: „Машинознавство та САПР”. – 2010, №19, с.18-34. 5. Грабовський А.В., Костенко Ю.В., Артемьмов І.В. Ударна взаємодія та динамічні процеси у віброударних машинах з частковим руйнуванням технологічного вантажу: задачі, методи, моделі // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вип.: Машиноведение и САПР. – 2011. – № 22. – С. 24-39. 6. Мысковский и др. Способ выбивки литейных форм. А. С. СССР № 1154036, В22D 29/00, БИ 1965, №17. 7. Штокаленко В.П. Механизм процесса вакуумного прошивания и определение рациональных параметров вибвннної установки. Автореферат канд. диссертации, Московский Государственный технический университет «МАМИ». Москва, 1999 г. 8. Nicklisch Paul Verfahren und Vorrichtung zum Ausleeren von Formkasten. Boettcher Rudiger; VEB Schwermaschinenbau Lauchhammerwert, пат. ГДР № 275598 МКИ В22D 29/00, 22.06.88. 9. Knight E.S. Separating sand and castings /British Foundryman/ 1979, 72, №6, p. 206-213. 10. А.с. СССР № 561620 В22D 29/00. / Коржун Н.В. и др./ Установка для выбивки литейных форм. опубл. 12.07.1977 г. 11. Горский А.И. Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства. – М. Машиностроение, 1978. – 552 с. 12. Пономарев Н.Г., Кузин А.В. Рациональные схемы выбивных устройств //Литейное производство. – 1979. – № 4. – с. 28-29. 13. One simple «Common», Drive for Foundry Vibrating Equipment, Dumbaugh G.D., /Trans. Amer/ Foundrymen's soc. – Vol 94. – Proc. 90-th Annu Meet, May 11-15, 1986. 14. The evolution of the foundry shakeout Little S.D. /Britist Foundryman/ 1986. – № 7. 15. Пономарев Н.Г., Кузин А.В. Особенности выбивки отливок из прочных форм //Литейное производство. –1981. – № 10. – С. 15. 16. Михеев А.С., Пономарев Н.Г., Смирнов А.В. Инерционная выбивная решетка. Авт. св. СССР № 311701 МКИ В22D 29/02 Б.И. 1971, № 25. 17. Тавелинский И.А., Дестярь Р.М. Способ выбивки литейных форм, Авт. св. СССР № 1100044, кл. В22D 29/02, Б.И. 1984, № 24. 18. Ерохин Н.И., Мельниченко Е.Ф., Корнилов Ю.В., Шелпакин А.И. Установка для выбивки форм, Авт. св. СССР № 904886, кл. В22D29/02, Б.И., 1982 №6. 19. George W. Behnke, Russel G Westcott, Jackson A. Richmond, Apparatus for shaking out foundry flasks, Pat. USA № 3162910, Filed June 26, 1961, Ser.№ 119722. 20. Mori Kuniyasu. Shake - out machine, Pat. Jp № 59019065, Publication date 1984-01-31. 21. Люкузович Л.Ф., Шохомовский С.С., Новиков А.В. и др. Устройство для выбивки и дробления комьев формовочных и стержневых смесей, Авт.св. СССР № 1068226 кл. В22D29/02, Б.И. 1984,

№3. **22.** Жмуденко А.С., Лют Г.М. Эксцентриковая выбивная решетка. Автор. СССР № 1144765, кл. В22D29/02, Б.И. 1985, №10. **23.** Цалик А.М., Гуральник И.И. Эксцентриковая выбивная решетка. Автор. СССР № 703236, кл. В22D29/02, Б.И. 1979, №46. **24.** Курочкин Л.В. Выбивная инерционная транспортирующая решетка. Автор. СССР № 1697978, кл. В22D29/02, Б.И. 1991, №46. **25.** Шифрин Л.М., Кружи И.И., Евласов Л.Н. и др. Устройство для выбивки форм. Автор. СССР № 1171201, кл. В22D29/00, Б.И. 1985, №29. **26.** Козулькевич М.Р., Э Королев Е.А., Ткаченко П.М., Федорук П.А. Инерционная решетка для выбивки форм. Автор. СССР № 799911, кл. В22D29/02, Б.И. 1981, №4. **27.** Тьмнев С.К., Драмов Б.Т., Стефанов С.В. и др. Инерционная стрыскваща решетка. Автор. Болгария № 30050, кл. В22D29/02, Б.И. 1981, №4. **28.** Картов Ю.И., Картова Е.Ю. Выбивная транспортирующая решетка. Автор. СССР № 1488123, кл. С22D29/00, Б.И. 1989, №23. **29.** Горский А.И., Титов А.А., Бережанов И.П., Шапорин Д.И. Выбивная инерционная транспортирующая решетка. Автор. СССР № 840093, кл. В22D29/02, Б.И. 1981, №26. **30.** Ткаченко П.М. Инерционная транспортирующая решетка для выбивки форм. Автор. СССР № 1002090, кл. В22D29/00, Б.И. 1983, №9. **31.** Шифрин Л.М. и др. Выбивная инерционная решетка. Автор. СССР № 1235650, кл. В22D29/00, Б.И. 1986, №21. **32.** Милых Г.В. Вибрационная решетка. Автор. СССР № 1258605, Б.И. 1986 № 35 В22D 29/00. **33.** Deve Yagn. Shakeout and crasnings apparatus, Pat. USA, 241-7F/BD2C 17/02 №3897910. **34.** Jacob Herman Verfahren und Formasten und Zerklanera der dabei entsehenden Sandklollen, патент Германии, В22D 29/02 № 2522940, опубл. 9.09.76г. **35.** Musschoff Albert Vibratory conveyor with sound deadening means. Pat. USA, 198-220 BA(B656 27/00) №3770097 опубл. 6.11.1973г. **36.** Huspackrost for schwere GuBteile «Ind-Ans», 1978, 100, №28, 50. **37.** Сердюк Л.И. Основы теории, расчёт и конструирование управляемых вибрационных машин с дебалансными возбудителями. Дис. д-ра техн. наук: 05.02.02.01.02.06 / Харьков. Ордена Ленина и Ордена Октябр. рев-ии пол-ий ин-т им. В.И. Ленина. – X: 1991. **38.** Установка для охлаждения и выбивки залитых форм. Заявка 59-1062. Япония, МКИ В22D 29/02, опубл. 06.01.84. **39.** Improved sand and casting separation at Casting Limited /Foundry Trade j/ 1981, 151, №3228, 964. **40.** Костенко Ю.В., Ткачук Н.А., Грабовский А.В., Ткачук Н.Н. Численный анализ влияния модели для определения силы ударного взаимодействия на характер динамических процессов в виброударных системах // Механіка та машинобудування. – 2012. – №2. – С. 34-48. **41.** Деляк Т.М., Нісонський В.П., Шона В.М. Дослідження динамічного режиму роботи віброграпки з урахуванням сил в язгою опору // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – №22. – С.40-46.

Поступила в редколлегию 16.10.2012

УДК 623.438

С.П. БІСІК, к. т. н., нач. наук.-досл. лаб. Центральний наук.-досл. ін-та озброєння та військової техніки Збройних сил України (ЦНДІ ОВТ ЗСУ), Київ;
В.А. ГОЛУБ, к. т. н., с. н. с., нач. наук.-досл. від. ЦНДІ ОВТ ЗСУ, Київ;
О.Ю. ЛАРІН, к. т. н., докт. ЦНДІ ОВТ ЗСУ, Київ;
О.Л. ЧЕЧЕНКОВА, с. н. с. наук.-досл. від. ЦНДІ ОВТ ЗСУ, Київ

ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВИБУХОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ МОДУЛЬНИХ СОТОВИХ КОНСТРУКЦІЙ БОЙОВИХ БРОНЬОВАНИХ МАШИН

У роботі представлені результати математичного моделювання процесу підриву корпусу бойової броньованої машини на фугасних зарядах вибухової речовини. Проведена оцінка ефективності застосування енергопоглинаючих сотових конструкцій для підвищення рівня протимінної стійкості бойових броньованих машин за рахунок зменшення загальних прискорень корпусу та внутрішнього обладнання, що є основними уражаючими факторами вибуху при мінному підриві.

Ключові слова: бойова броньована машина, фугасний заряд, енергопоглинаюча сотова конструкція, уражаючий фактор

В работе представлены результаты математического моделирования процесса подрыва корпуса боевой бронированной машины на фугасных зарядах взрывчатого вещества. Проведена оценка

ефективності застосування енергопоглинаючих сотових конструкцій для підвищення рівня

© С.П. Бісік, В.А. Голуб, О.Ю. Ларін, О.Л. Чеченкова, 2013

противоминной устойчивости боевых бронированных машин за счет уменьшения общих ускорений корпуса и внутреннего оборудования, являющихся основными поражающими факторами взрыва при минном подрыве.

Ключевые слова: боевая бронированная машина, фугасный заряд, энергопоглощающая сотовая конструкция, поражающий фактор

The paper presents the results of mathematical modeling of the process of undermining of armored combat vehicles hull by explosive demolition charges. The efficiency of use of energy-absorbing honeycomb structures is estimated to enhance antimine stability of armored vehicles by reducing overall body and internal hardware accelerations, which are the main factors affecting the explosion at a mine blasting.

Keywords: fighting armored vehicle, explosive charge, energy-absorbing honeycomb structure, damaging factors

Актуальність теми та постановка завдання. За останні десятиріччя кількість завдань, що вирішуються за допомогою бойових броньованих машин (ББМ), значно зросла. Проведений аналіз бойових уражень ББМ у збройних конфліктах останніх десятиліть показує, що основна їх частина спричинена підривами на фугасних протитанкових мінах і саморобних вибухових пристроях [1]. При цьому основним уражаючим фактором, що призводить до загибелі операторів ББМ, є перевищення гранично допустимих значень прискорень, які діють на їхній організм [2].

На теперішній час для забезпечення необхідного рівня протимінного захисту ББМ використовується ряд технічних рішень, таких як V-подібна та W-подібна форми днища, застосування модульного компонування ББМ та енергопоглинаючих елементів конструкцій (сидінь, доріжок, спіненого алюмінію і сотових конструкцій) [3].

Одним із перспективних напрямів забезпечення протимінного захисту ББМ є використання алюмінієвих сотових конструкцій (СК), що за малою вагою мають велику здатність до поглинання енергії вибуху завдяки її витраті на пружно-пластичне деформування структури [4, 5].

Синтез й оптимізація СК є складним науково-технічним завданням, оскільки відсутні аналітичні залежності, що зв'язують їх параметри (товщину стінок, крок сот, пружні та пластичні властивості матеріалу) й енергопоглинаючу здатність.

У роботі пропонується застосувати розрахунковий метод оцінки енергопоглинаючої здатності СК, що базується на чисельному вирішенні завдання її динамічного навантаження з використанням пакету скінченно-елементного аналізу LS-DYNA.

Метою роботи є оцінка ефективності застосування алюмінієвих сотових конструкцій для підвищення рівня протимінної стійкості ББМ.

Основна частина. Сотова конструкція представляє собою набір поздовжніх і поперечних ребер, що закріплені між двома паралельними пластинами (рис. 1). Для скорочення часу проведення розрахунків у дослідженні використовувалась $\frac{1}{4}$

частина конструкції з відповідними умовами симетрії.

Основою для підготовки вихідних даних, що представлені у роботах [4,5], стали результати проведеного параметричного синтезу СК. Для параметричного синтезу були обрані такі геометричні параметри:

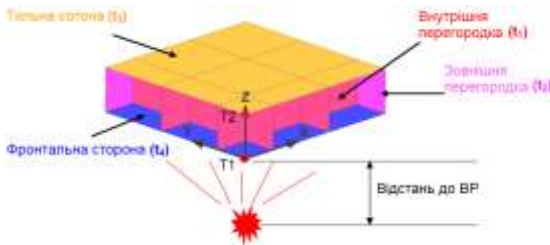


Рисунок 1 – Розрахункова схема для параметричного синтезу сотової конструкції

товщина фронтальної (зі сторони дії вибуху) пластини (t_4), товщина тильної пластини (t_3), товщина зовнішньої перегородки (t_2), товщина внутрішніх ребер (t_1).

Як критерій оптимізації обрано внутрішню енергію (цільова функція

при оптимізації) конструкції наприкінці розрахунку, яку необхідно максимізувати. Обмеженням є маса (маса $\frac{1}{4}$ сотової конструкції 4 кг) і максимально допустиме значення пікових прискорень на тильній пластині. Загальна маса конструкції визначається за відомими співвідношеннями між масою, густиною та об'ємом. Обмеження параметрів оптимізації товщини стінок:

$$0,0015 \leq t_2 \leq 0,008 \text{ [м]}; 0,0005 \leq t_4 \leq 0,004 \text{ [м]}; t_1 = t_2/2.$$

Таблиця 1 – Характеристики матеріалу корпусу ББМ і сотової конструкції

Властивість	Корпус ББМ	Сотова конструкція
Густина, кг/м ³	7850	2630
Модуль зміцнення, МПа	1400	310
Межа плинності, МПа	980	230
Коефіцієнт Пуассона	0,3	0,33

Маса заряду еквівалентна 0,515 кг тринітротолуолу. Заряд розміщувався на відстані 0,26 м від фронтальної пластини СК. Характеристики матеріалу корпусу ББМ і сотової конструкції наведені в табл. 1. У процесі оптимізації параметрів сотової конструкції

проведено 7 ітерацій, результати яких наведені в табл. 2.

Значення часу припинення розрахунку обране таким, коли енергія й швидкість досягали постійного значення.

Аналізуючи представлені результати оптимізації (див. табл. 2), можна відзначити, що максимальна внутрішня енергія СК відповідає мінімальній товщині внутрішніх перегородок. Оптимальні значення СК отримані для ітерації № 6.

На рис. 2 наведені пікові значення прискорень елементів СК, отриманих для різних ітерацій при оптимізації в порівнянні з плоскою пластинною (загальна маса СК – 4 кг, маса пластини також 4,0 кг). Із залежності, наведеної на рис. 2, видно, що поряд із значними значеннями пікових прискорень фронтальної пластини, значення пікових прискорень тильної пластини менші від

пікових прискорень для плоскої пластини.

Судячи з отриманих у роботах [4, 5] результатів, можна припустити, що застосування СК на днищі ББМ призведе до зменшення значень прискорень корпусу ББМ у цілому. Для оцінки цієї гіпотези і було проведено це дослідження.

Таблиця 2 – Результати оптимізації параметрів сотової конструкції

Параметри*	№ ітерації						
	1	2	3	4	5	6	7
IE	17287.7	14947.4	16857.7	20574.6	21495.3	21556.0	21467.1
th1	0.00100	0.00100	0.00122	8.10e-4	6.48e-4	7.37e-4	7.20e-4
th2	5.00e-4	5.00e-4	6.10e-4	4.05e-4	3.24e-4	3.69e-4	3.60e-4
th3	0.0211346	0.0206946	0.0208706	0.0217626	0.0220570	0.0219501	0.0219704
th4	0.00200	0.00244	0.00200	0.00160	0.00150	0.00150	0.00150
KE	12614.3	10896.4	11211.9	16219.6	18680.0	17733.0	17945.6
IE	17287.7	14947.4	16857.7	20574.6	21495.3	21556.0	21467.1
TE	21583.8	17888.2	20469.0	27662.8	30710.7	29801.6	30000.6
Mass	4.00089	3.99924	3.99990	3.99918	4.00049	4.00056	3.99990

* IE – внутрішня енергія, Дж; th1 – товщина внутрішніх перегородок, м, th2 – товщина зовнішніх перегородок, м; th3 – товщина задньої плити, м; th4 – товщина фронтальної плити, м; KE – кінетична енергія, Дж; TE – загальна енергія, Дж; Mass – маса ¼ сотової конструкції, кг.

Поведінка корпусу ББМ і сотової конструкції при вибуховому навантаженні описана із застосуванням моделі матеріалу Купера-Саймондса (англ. *Copper-Symonds*):

$$\sigma_T = \left[1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{C} \right)^{1/p} \right] (\sigma_0 + \beta E_p \varepsilon_{eff}^p);$$

$$E_p = E_{tg} E / (E - E_{tg}); \quad (1)$$

$$\varepsilon_{eff}^p = \int_0^t \left(\frac{2}{3} \dot{\varepsilon}_{ij}^p \right)^{1/2} dt,$$

де p і C – параметри швидкості деформацій; $\dot{\varepsilon}$ – швидкість деформацій; σ_0 і σ_T – статична та динамічна границі плинності; E – модуль пружності; E_{tg} – модуль зміцнення.

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

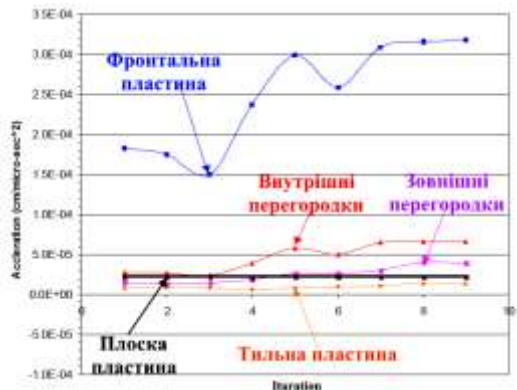


Рисунок 2 – Зміна прискорень елементів сотової конструкції в порівнянні з плоскою пластиною

Дія ударної хвилі на елементи конструкції корпусу ББМ змодельована за допомогою рівняння, в якому тиск ударної хвилі є експонентною функцією від часу $P(t) = P_{So} [1 - (t - t_a) / t_d] \exp\{-A[(t - t_a) / t_d]\}$, де $P(t)$ – тиск ударної хвилі на момент часу t ; P_{So} – максимальний тиск падаючої ударної хвилі; t_a – час досягнення ударною хвилею об'єкта; t_d – час дії додатної фази ударної хвилі; A – коефіцієнт затухання.

Час інтегрування обирається за умови стійкості числового рішення Куранта-Фредрика-Леві.

Оцінка стійкості та збіжності числової моделі вибухового навантаження конструкцій з різною геометрією проведена в роботах [6-9].

Результати зміни напружено-деформованого стану перегородок СК при вибуховому навантаженні наведені на рис. 3. Зміна напружено-деформованого стану СК при різній масі вибухової речовини в однакові моменти часу наведена на рис. 4.

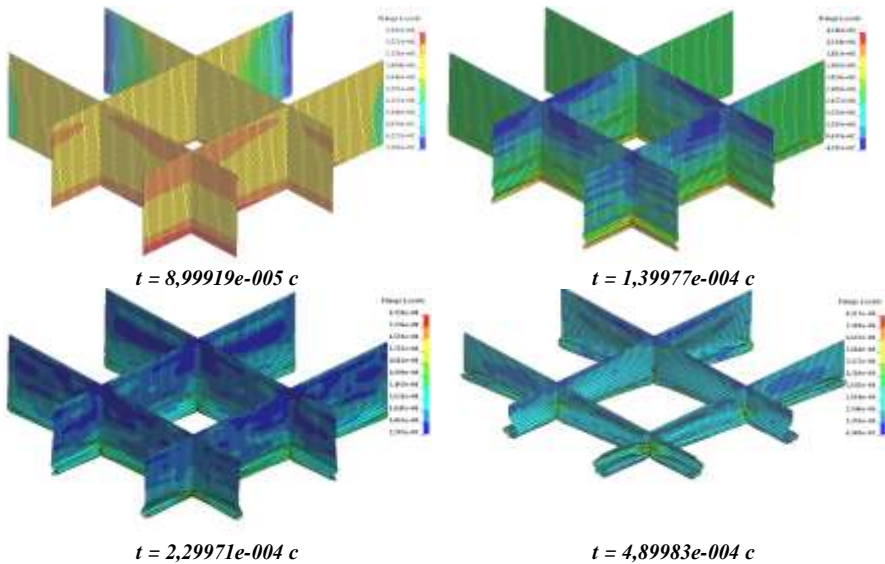


Рисунок 3 – Етапи деформування внутрішніх перегородок сотової конструкції (маса ВР 1 кг)

Дослідження здійснювалися з використанням скінченно-елементної моделі корпусу ББМ з плоским днищем (рис. 5). При проведенні моделювання прийнято, що заряд ТНТ масою 6 кг встановлений на поверхні на відстані 400 мм до крайньої нижньої точки днища. Товщина всіх елементів днища 10 мм.

Отримані значення прискорень сидіння оператора (рис. 6) дозволяють зробити висновок, що ефективність застосування сотової конструкції для підвищення рівня протимінної стійкості ББМ є відносно невисокою (10-15% за значеннями приско-

рень). Однак потребує подальшого дослідження можливість застосування спіненого алюмінію в сотах для збільшення значення поглинутої енергії.

При моделюванні встановлено, що характерним є руйнування сот у центрі під днищем корпусу та їх незначне деформування на відстані більше 0,5 м від центру дії вибуху (рис. 7). Тому можна зробити припущення про доцільність виконання сотових конструкцій на днищі БМ модульного типу, що дозволить уникнути руйнування всієї сотової конструкції та підвищити ремонтпридатність.

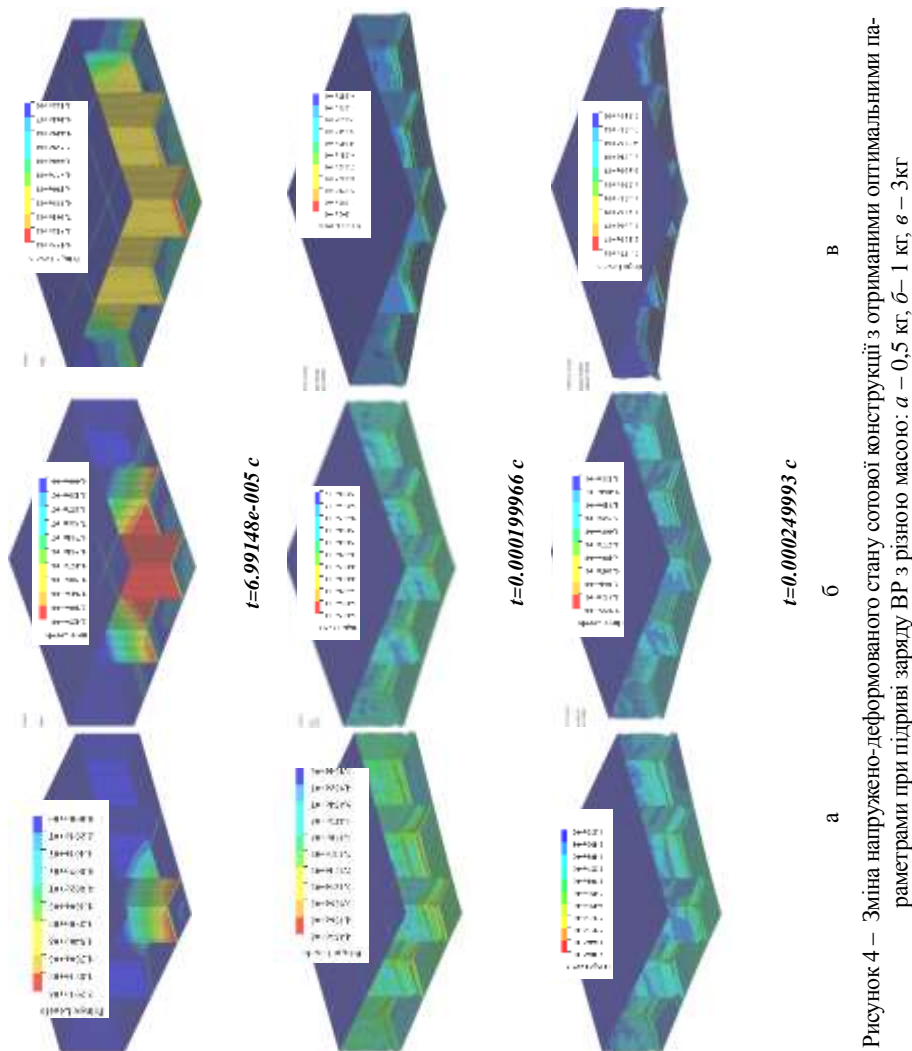


Рисунок 4 – Зміна напружено-деформованого стану сотової конструкції з отриманими оптимальними параметрами при підриві заряду ВР з різною масою: а – 0,5 кг, б – 1 кг, в – 3 кг

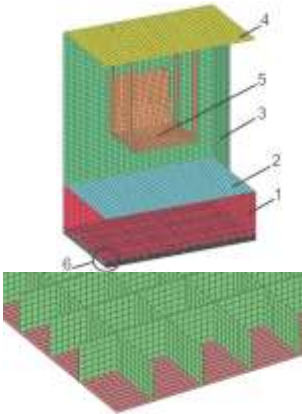


Рисунок 5 – СЕМ корпусу ББМ зі встановленими сотами на дніщі: 1 – дніще; 2 – підлога; 3 – борт і корма; 4 – дах; 5 – сидіння; 6 – сотова конструкція

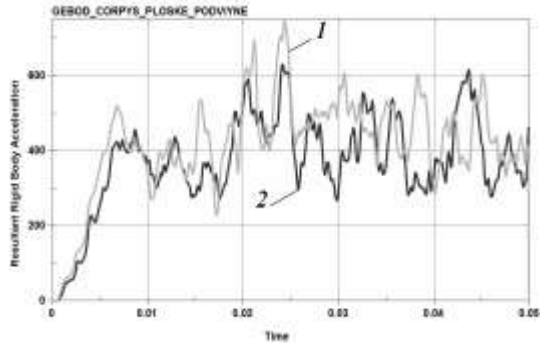
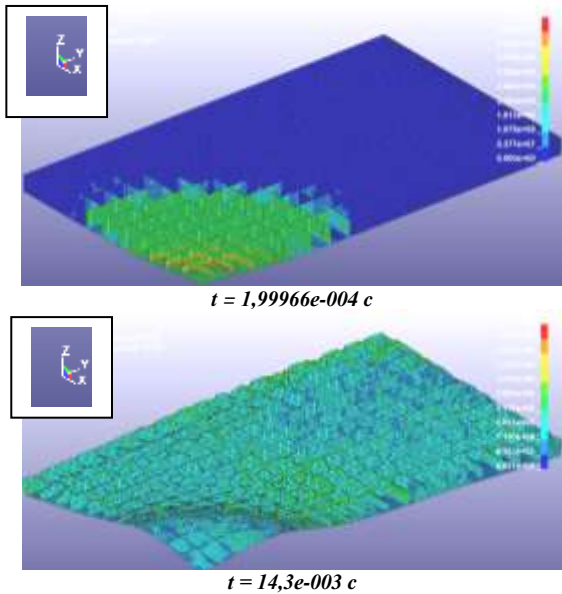


Рисунок 6 – Зміна прискорень сидіння: 1 – корпус без сот, 2 – корпус із сотами

Рис. 7. Зміна напружено-деформованого стану сотової конструкції, встановленої на дніщі ББМ



Висновки. Аналіз отриманих результатів дослідження дозволяє зробити такі висновки.

1. Розроблена математична модель для числового розв'язання задачі вибухового навантаження сотових конструкцій. Математична модель може бути застосована також для оптимізації сотових конструкцій з наповнювачем, що планується провести в ході подальших досліджень.

2. Встановлено, що значення прискорень тильної пластини сотової конструкції менші порівняно з прискореннями суцільної пластини, рівної за масою.

4. Проведені дослідження ефективності застосування сотових конструкцій для підвищення рівня протимінного захисту БМ показали їх відносно невелику ефективність. Значення прискорень сидіння оператора в корпусі без сот більші за прискорень сидіння в корпусі із сотами на 10-15%. Тому доцільно провести дослідження з вибору параметрів спіненого наповнювача для можливого заповнення ним сот.

5. Аналіз зміни напружено-деформованого стану сотової конструкції на днищі БМ вказує на доцільність виконання сот у вигляді модулів (блоків з габаритними розмірами приблизно 0,5x0,5 м), що дозволить збільшити ремонтпридатність БМ після мінного підриву.

6. Виходячи з отриманих оптимальних геометричних розмірів сотової конструкції, доцільність їх використання на сучасних вітчизняних БМ викликає сумнів через те, що при незначному зменшенні прискорень робочих місць операторів значення кліренсу БМ зменшується на 15-20%, що негативно вплине на показники їх рухомості.

Таким чином, проведення подальших досліджень необхідно спрямувати на застосування сотового захисту зі спініним наповнювачем у конструкціях перспективних зразків БМ з уніфікованим шасі (уніфікованою бойовою платформою), що матиме базовий рівень захисту, з можливістю його підвищення до необхідного рівня в залежності від завдань, які передбачається виконувати.

Список літератури 1. Гребеник А. Н. Состояние и перспективы повышения защищенности армейских автомобилей многоцелевого назначения / А.Н. Гребеник, С.А. Стукота // Артиллерийское и стрелковое вооружение: Международный науч.-техн. сб. – Вып. № 2. – К.: НТЦ АСВ. – 2005. – С. 37–43. **2.** Бісик С.П. Критерій ураження екіпажів бойових машин при вибуховому навантаженні / С.П. Бісик, І.Б. Чепков, В.А. Голуб, В.Г. Корбач, О.Л. Чеченкова // Військова медицина України. – 2011. – № 3-4. С. 90-96. **3.** Kania E. Developmental tendency of landmine protection in vehicle // Modelling and optimization of physical systems. – 2009. – №8. – С. 67-72. **4.** Смирнов А.А. Исследование процессов ударно-волнового нагружения алюминиевых сотовых конструкций / А.А. Смирнов, Д.О. Бутарович // [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.dynalook.com/> **5.** Energy Absorbing Sandwich Structures Under Blast Loading [Ел. ресурс]. – Режим доступу: <http://www.dynalook.com/> **6.** Бісик С.П. Числове вирішення задачі ударно-хвильового навантаження пластини / С.П. Бісик, В.А. Голуб, В.Г. Корбач // Військово-технічний збірник / Академія сухопутних військ. №2(5). – Львів: АСВ, 2011. – С. 3-6. **7.** Бісик С.П. Исследование влияния угла заострения днища боевой машины на его стойкость к действию взрыва / С.П. Бісик, В.А. Голуб, В.Г. Корбач, Д.В. Криворучко // Артиллерийское и стрелковое вооружение. Международный научно-технический журнал. – К.: НТЦ АСВ. – 2011. – №4. – С. 20-23. **8.** Бісик С.П. Дослідження навантаження вибухом макетів днищ бойових машин / С.П. Бісик, К.Б. Круковський-Сіневич, І.Б. Чепков и др. // Механіка та машинобудування // Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХП», 2012. – С. 140-149. **9.** Бісик С.П. Числове моделювання ударно-хвильового навантаження днища транспортного засобу / С.П. Бісик, І.Б. Чепков, В.А. Голуб, В.Г. Корбач // Механіка та машинобудування // Науково-технічний журнал. – Х.: НТУ «ХП», 2011. – С.149-154.

Надійшла до редакції 10.02.2013

Н.Е. БУТЕНКО, н.с. каф. ЭТТ НТУ «ХПИ»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ В ТОКО-ОГРАНИЧИВАЮЩИХ РЕАКТОРАХ ТЯГОВЫХ ПОДСТАНЦИЙ

Отримана математична модель і алгоритм розрахунку електродинамічних сил, діючих безпосередньо на витки струмообмежувального реактора тягових підстанцій. Ця модель дозволяє оцінити міру надійності струмообмежувального реактора тягових підстанцій в аварійних режимах короткого замикання контактної мережі.

Ключові слова: струмообмежувальний реактор, математична модель, електродинамічні сили

Получена математическая модель и алгоритм расчета электродинамических сил, действующих непосредственно на витки токоограничивающего реактора тяговых подстанций. Данная модель позволяет оценить степень надежности токоограничивающего реактора тяговых подстанций в аварийных режимах короткого замыкания контактной сети.

Ключевые слова: токоограничивающий реактор, математическая модель, электродинамические силы

A mathematical model and algorithm of calculation of electrodynamic forces, operating directly on the coils of current - limiting reactor of hauling substations are got. This model allows to estimate the degree of reliability of current - limiting reactor of hauling substations in malfunctions of short circuit of pin network.

Keywords: current-limiting reactor, mathematical model, electrodynamic forces

Введение. Для защиты тяговых сетей и устройств тяговых подстанций от токов короткого замыкания используются реакторы [1]. В связи с тем, что токи коротких замыканий могут десятикратно превышать номинальные токи, на витки катушек этих реакторов действуют существенные электродинамические усилия.

Настоящая статья посвящена определению именно этих локальных сил, действующих на отдельные витки реактора.

Основная часть. Реальная физическая обмотка реактора и ее модельный аналог представлены на рис. 1.

Составляющие вектора обобщенных сил, действующих на узлы

$$\vec{F} = \vec{J} \times \vec{B}, \quad (1)$$

находятся решением задачи магнитостатики, основные дифференциальные уравнения поля для которой имеют следующий вид:

$$\nabla \times \vec{H} = \vec{J}, \quad (2) \quad \nabla \vec{B} = 0, \quad (3) \quad \vec{B} = \mu \vec{H}. \quad (4)$$

Поскольку в нашей задаче представляет интерес знание магнитного поля

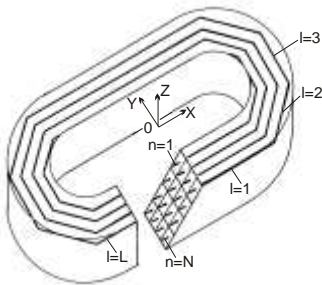


Рисунок 1 – Реальная физическая обмотка и ее модельный аналог

лишь в зоне расположения обмотки, то для решения системы (2)-(4) наиболее приемлемы методы, связанные с использованием интегральных уравнений. Эти методы в общем случае основаны на непосредственной суперпозиции полей, создаваемых токонесущими элементами и намагничивающимися материалами. В исследуемых нами системах ферромагнетик отсутствует, и поэтому задача будет сводиться к вычислению поля, создаваемого токами, распределенными по обмотке катушки реактора, т. е. к вычислению интеграла

$$\vec{H}_{(p)} = \frac{1}{4\pi} \iiint_V \frac{(\vec{J} \times \vec{r}_{sp})}{|\vec{r}_{sp}|^3} dv, \quad (5)$$

где \vec{r}_{sp} – радиус-вектор, направленный из элемента dv с плотностью тока \vec{J} в точку, где требуется определить \vec{H} .

Здесь можно воспользоваться численным интегрированием, когда вычисление поля в точке проводится суммированием приращений поля, создаваемых элементарными объемами dv , плотность тока в каждом из которых равна \vec{J} [2].

Возможен и другой способ [3], состоящей в том, что реальная физическая обмотка заменяется модельным аналогом, представляющим собой совокупность базисных токонесущих элементов, которые обеспечивают аналитическое интегрирование в законе Био-Савара (5). Для наиболее часто встречающихся в технике геометрий катушек достаточно наличие трех базисных элементов: брусок, сегмент дуги окружности, полный круговой цилиндр. Каждый из этих элементов, в свою очередь, может иметь точечное, линейное и прямоугольное сечение. Подробности вычисления интегралов для каждого из трех типов базисных элементов содержатся в работе [4]. Все полученные там выражения для трех компонент поля содержат известные трансцендентные функции, функции Якоби и полные и неполные эллиптические интегралы первого, второго и третьего рода, которые с помощью алгоритмов, изложенных в [5], могут быть вычислены быстро и с высокой точностью. При наличии алгоритма построения модельного аналога, определяющего пространственное расположение в нем каждого из базисных токонесущих элементов, поле в любой точке вычисляется суперпозицией результатов от всех базисных токонесущих элементов.

Для рассматриваемых нами конфигураций катушек реактора описанный выше способ расчета поля наиболее удачно, по нашему мнению, конкретизирован в [3]. Здесь при переходе от реальной физической обмотки к ее модельному аналогу используются два упрощающих фактора:

- реальное (квазиоднородное) распределение тока в сечении обмотки заменяется дискретным;
- реальная форма витков заменяется приближенной конфигурацией, которая аппроксимируется набором последовательно соединенных базисных токонесущих элементов стержневой формы.

Процедура построения модельного аналога состоит в следующем. Поперечное сечение реальной обмотки разбивается на области с квазиоднородной плотностью тока – участки. Группа витков реальной физической обмотки, проходящая через середину данного участка, заменяется одним элементарным витком (фрагментом) бесконечно малого сечения.

Каждый фрагмент заменяется набором последовательно соединенных базисных токнесущих элементов стержневой формы, приближающих его реальную форму. Форма фрагмента модели выбирается такой, чтобы его магнитный момент совпадал с магнитным моментом соответствующей группы реальных витков.

Таким образом, в модельном аналоге ток распределяется по конечной совокупности элементов v_1, v_2, \dots, v_l ($l = \overline{1, L}$) простейшей геометрической формы, приближающих реальную форму катушки. Каждый базисный токнесущий элемент описывается рядом действительных чисел $\varsigma_1, \varsigma_2, \dots, \varsigma_k$ ($k = \overline{1, k}$), которые определяют его размеры и положение в пространственной системе координат относительно всех остальных элементов v_1, v_2, \dots, v_l . Ток в фрагменте I_n принимается равным сумме токов реальных физических витков i_1, i_2, \dots, i_s , проходящих через участок сечения обмотки

$$I_n = \sum_{s=1}^{S_1} i_s, \quad (6)$$

где S_1 – число физических витков, сосредоточенных в поперечном сечении участка разбиения обмотки.

Свойство аддитивности компонент магнитного поля позволяет в отсутствие ферромагнитных элементов вычислять магнитное поле модельного аналога суммированием магнитных полей, создаваемых отдельными элементами

$$\vec{H}^q(\vec{r}) = \sum_{n=1}^N \sum_{l=1}^L I_{n,l} \cdot a_{n,l}^q(\varsigma_1, \varsigma_2, \dots, \varsigma_k, \vec{r}) q(x, y, z), \quad k = \overline{1, 2, \dots, k}, \quad (7)$$

где $a_{n,l}^q(\varsigma_1, \varsigma_2, \dots, \varsigma_k, \vec{r})$ – коэффициент связи между током в l -м элементе n -го фрагмента и q -той компонентой напряженности поля, создаваемого этим элементом в точке r ; $(\vec{r}) = (x_1, y_1, z_1)$ – радиус-вектор точки, в которой вычисляется магнитное поле; $\vec{H}^q(\vec{r})$ – значение одной из компонент напряженности магнитного поля системы в точке.

Коэффициент связи $a_{n,l}^q$ является функцией списка параметров $(\varsigma_1, \varsigma_2, \dots, \varsigma_k, \vec{r})$, которые зависят от размеров элемента дискретизации, его положения в пространстве и радиус-вектора точки исследования поля. Значения коэффициента соответствует вкладу в значение напряженности магнитного поля от части модельного аналога в форме выбранного элемента при единичном токе в нем и определяется законом Био-Савара. В выбранной системе прямоугольных

координат вектор напряженности магнитного поля, создаваемого током линейного отрезка в любой точке пространства (рис. 2), составляет

$$\vec{H} = \frac{1}{4\pi} \frac{\vec{P}_1 \vec{P}_2 \times \vec{P}_1 A}{|\vec{P}_1 \vec{P}_2 \times \vec{P}_1 A|^2} \cdot \left[\frac{(\vec{P}_1 \vec{P}_2 \cdot \vec{P}_2 A)}{|\vec{P}_2 A|} + \frac{(\vec{P}_1 \vec{P}_2 \cdot \vec{P}_1 A)}{|\vec{P}_1 A|} \right]. \quad (8)$$

Тогда значения искомых коэффициентов связи для компонентов напряженности магнитного поля, создаваемого элементами стержневой формы, определяются соотношениями:

$$a_x = \frac{\cos(\vec{H}_j \cdot \vec{ox}) \cdot (\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2)}{r}; \quad a_y = \frac{\cos(\vec{H}_j \cdot \vec{oy}) \cdot (\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2)}{r}; \quad (9)$$

$$a_z = \frac{\cos(\vec{H}_j \cdot \vec{oz}) \cdot (\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2)}{r}. \quad (10)$$

Смысл величин $\cos \varphi_1, \cos \varphi_2$ ясен из рис. 1, а величины $\cos(\vec{H}_j, \vec{ox}), \cos(\vec{H}_j, \vec{oy}), \cos(\vec{H}_j, \vec{oz})$ являются направляющими косинусами углов вектора напряженности магнитного поля с осями системы координат, и их значения определяются параметрами данного линейного элемента

$$\zeta_1 = x_2 - x_1; \quad \zeta_4 = x_a - x_1; \quad \zeta_7 = x_a - x_2; \quad \zeta_2 = y_2 - y_1; \quad \zeta_5 = y_a - y_1; \quad \zeta_8 = y_a - y_2; \\ \zeta_3 = z_2 - z_1; \quad \zeta_6 = z_a - z_1; \quad \zeta_9 = z_a - z_2. \quad (11)$$

Для устранения расходимости, имеющей место при вычислении магнитного поля, создаваемого фрагментом обмотки, в точке, расположенной на нем, необходимо вычисление поля осуществлять при принятии значения тока равным нулю в том звене ломаной линии, на котором располагается точка счета.

После того, как компоненты результирующего поля в зоне размещения фрагментов моделируемой обмотки вычислены, можно, зная направляющие косинусы токов, найти пондеромоторные силы как векторные произведения тока и поля в соответствии со следующим алгоритмом

$$\vec{F} = (I_y B_z - I_z B_y) \vec{i} + (I_z B_x - I_x B_z) \vec{j} + (I_x B_y - I_y B_x) \vec{k}, \quad (12)$$

где B_x, B_y, B_z – числовые величины проекций вектора индукции магнитного поля на оси координат, I_x, I_y, I_z – числовые величины проекций вектора тока на выделенном элементе, $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ – единичные векторы (орты) основной системы координат магнита.

Выводы. Таким образом, получена математическая модель и алгоритм расчета электродинамических сил, действующих непосредственно на витки токоограничива-

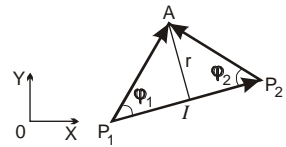


Рисунок 2 – К определению коэффициента связи

ющего реактора тяговых подстанций, которая позволяет оценить степень надежности этого устройства в аварийных режимах короткого замыкания контактной сети.

Список литературы: 1. Справочник по электроснабжению железных дорог / Т. 2 // Под ред К. Г. Маркварда. – М.: Транспорт, 1981. – 392 с. 2. Том Р., Тарр Дж. Магнитные системы МГД генераторов и термоядерных установок. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 268 с. 3. Клименко Е.Ю., Ожогова В.К. Математическое обеспечение проектирования сверхпроводящих магнитных систем для плазменных установок типа Токмак // Вопр. атомной науки и техники. – М., 1975. – С. 40-41. 4. Urankar L. Vector potential and magnetic field of current-carrying finite arc seg-Ment: In 3 parts / IEEE Trans. Mag.; Part 1: 1980. - 16. – P. 1283-1288; Part II, III: 1982. – 18. – P. 911-917; P. 1860-1867. 5. Bulirsch R. Numerical calculations of elliptic integrals and elliptic functions: In 3 parts // Numer. Math.; Part I, 1965. – 7. – P. 78-90; Part II, III, 1969. – 13. – P. 266-284; P. 305-315.

Надійшла до редколегії 16.01.13

УДК. 539.3:612.76:616.001

О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, м. н. с. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ“;
А.Е. БАРЫШ, д.м.н., засл. деят. науки и тех-ки Украины, г.н.с. ГУ «Ин-т патологии позвоночника и суставов им. проф. Н.И. Ситенко» АМНУ, Харьков;
И.Б. ТИМЧЕНКО, с. н. с. лаб. ортезирования и биоматериалов ГУ «Ин-т патологии позвоночника и суставов им. проф. Н.И. Ситенко» АМН Украины;
А.А. ДЫННИК, к.м.н. зав. лаб. ортезирования и биоматериалов ГУ «Ин-т патологии позвоночника и суставов им. проф. Н.И. Ситенко» АМН Украины;
А.В. ПОГОРЕЛАЯ, м. н. с. лаб. ортезирования и биоматериалов ГУ «Ин-т патологии позвоночника и суставов им. проф. Н.И. Ситенко» АМН Украины

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ШЕЙНОГО ОТДЕЛА ПОЗВОНОЧНИКА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТРЕХ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ОРТЕЗОВ

В данной работе представлены результаты численных исследований напряженно-деформированного состояния шейного отдела позвоночника с применением ортезирования. В рассмотрении участвуют три различные конструкции ортезов, как по конструкциям, так и по материалу, из которых они выполнены.

Ключевые слова: шейный отдел позвоночника, ортез, напряженно-деформированное состояние

У даній роботі представлені результати чисельних досліджень напружено-деформованого стану шийного відділу хребта із застосуванням ортезування. У розгляді беруть участь три різні конструкції ортезів, як за конструкціями, так і за матеріалом, з яких вони виконані.

Ключові слова: шийний відділ хребта, ортез, напружено-деформований стан

This paper presents the results of numerical studies of the stress-strain state of the cervical spine with the use of orthotics. In consideration involves three different designs of orthosis, both the structures, and on the materials from which they are made.

© О.В. Веретельник, А.Е. Барыш, И.Б. Тимченко,
А.А. Дынник, А.В. Погорелая, 2013

Keywords: cervical spine, orthosis, the stress-strain state

Постановка задачи. В настоящее время развитие разнообразных технологий производства привели к возможности создать материалы и конструкции (эндопротезы), способные заменить поврежденный элемент или некоторый сегмент шейного отдела позвоночника (ШОП) и выполнять функции, возложенные на замененный элемент/сегмент.

Операция по замене поврежденного элемента ШОП внутренним протезом называется эндопротезированием. Современное развитие эндопротезирования является эффективным и в некоторых оперативных лечених единственным способом восстановления утраченной функции поврежденного элемента. Однако в параллель с эндопротезированием актуальным остается и внешняя иммобилизация ШОП с помощью различных ортезов, так называемое ортезирование. Изготовленный из полимерных материалов ортез является индивидуальным и максимально точно описывает анатомическую форму ШОП. Применение эндопротезирования позволяет восстановить полную функциональность пациента, а ортезирование уменьшает сроки пребывания в стационаре и способствует более быстрой реабилитации пациента [1-13].

Однако в литературе, посвященной численным исследованиям механического поведения ШОП с применением эндопротезирования и ортезирования, мало встречается соответствующих тематических публикаций, и поэтому все еще так актуально проводить соответствующие исследования, в том числе экспериментальные и численные.

Данная публикация открывает новый цикл исследований, посвященных рассмотрению напряженно-деформированного состояния (НДС) ШОП с совместным и раздельным применением ортезирования и протезирования. Таким образом, в дальнейших публикациях будут представлены результаты моделирования, расчетов НДС различных конструкций ортезов и эндопротезов, а также элементов ШОП. Один из первых этапов данного исследования – исследование двух конструкций ортезов, без эндопротезов.

В данной работе будут представлены результаты моделирования ШОП с различными конструкциями ортезов: разработанного в ГУ «Институт патологии позвоночника и суставов им. проф. М. И. Ситенко НАМН Украины», известного Philadelphia Cervical Collar, а также еще одного ортеза воротничкового типа (конструкции 1, 2 и 3 соответственно).

Ранее ортезы 1-й и 3-й конструкций уже рассматривались. Однако 1-я конструкция получила дальнейшее развитие и применение, и было принято решение о повторном его исследовании в сравнении с широко применяемым ортезом 3-й конструкции и известным зарубежным аналогом – 2-я конструкция. Ортезы 1-й и 2-й конструкций выполнены из пенополиэтилена, 3-й – из поролона. Однако в конструкциях пенополиэтиленовых ортезов имеются существенные отличия: в конструкции 1 имеются боковые отверстия для вентиляции и доступа к горлу, а также с фронтальной стороны имеется усиление в виде пластины, изготовленной из винипласта. В конструкции 2 также присутствуют две накладки, одна с фронтальной стороны, вторая с затылочной сто-

роны. Обе накладки являются усилениями, которые не дают развиваться наклону головы в сагиттальной плоскости. Во фронтальной накладке имеется центральное отверстие для быстрого доступа к горлу и трахее. Поролоновый ортез имеет цельную конструкцию.

Ортезы 1-й и 3-й конструкции представляют собой цельные конструкции с разрывом с тыльной стороны с текстильной застежкой («липучка»), а 2-й представляет собой конструкцию, состоящую из двух частей, разделенных в поперечной плоскости, и при этом текстильная застежка находится по бокам



Конструкция 1



Конструкция 2



Конструкция 3

Рисунок 1. Различные конструкции ортезов

различные конструкции ортезов, построены на базе ранее созданной модели [2]. Ранее созданная модель описывает ШОП: позвонки $C_I - C_{VII}$, которые были построены с учетом внешнего строения и формы, опора – часть предплечья, включающая ребра и лопатку. Обе используемые модели, описывающие ШОП с ортезом, отличаются только конструкциями ортезов.



конструкция 1



конструкция 2



конструкция 3

Рисунок 2 – Восстановленные геометрии ортезов

элементов в конструкциях ортезов. Так, в ортезах 1-й и 3-й конструкций были упразднены текстильные застежки, так как они имели только практическую составляющую при использовании самих ортезов. В модели 2-й конструкции была промоделирована текстильная застежка в виде ленты, так как она окольцовывает весь ортез по всему периметру и усиливает всю конструкцию в целом. Также в модели зарубежного ортеза разделение на две составляющие были заменены одной целой, но с центральной вертикальной центральной по-

ортеза, с креплением краев к усиливающим пластинам. Внешний вид рассматриваемых ортезов представлен на рис. 1.

Геометрические модели, описывающие ШОП и

На рис. 2 и рис. 3 [13] представлены геометрии исследуемых моделей позвонков $C_I - C_{VII}$ и опоры. В процессе моделирования были сделаны упрощения некоторых



Рисунок 3 – КЭМ с 1-й конструкцией ортеза



Рисунок 4 – КЭМ со 2-й конструкцией ортеза

лосой в зоне стыка, выполненной из низко модульного материала. На рис. 4 [13] представлены геометрии в сборке для ШОП с 2-мя различными конструкциями ортеза соответственно. На рис. 2 представлены восстановленные геометрические модели ортезов. Нагружение осуществлялось путем приложения силы к поверхности «головы» величиной 100 Н, сама схема нагружения, закрепления и симметрия (в сагиттальной плоскости) модели представлена в [3-12], (рис. 7 [13]). Внешний вид конечно-элементных моделей (КЭМ) с различными конструкциями ортезов представлены в двух видах на рис. 3 – 5 (модели насчитывали по 1,5 млн. элементов).



Рисунок 5 – КЭМ с 3-й конструкцией ортеза

Результаты численных исследований. По итогам проведения численных исследований получены результаты для КЭМ, описывающие ШОП и различные конструкции ортезов. Определялись максимальные эквивалентные напряжения по Mises в кортикальной и трабекулярной костях C_{III} – C_V позвонков. Для всех расчетных схем проводились сравнения полученных результатов.

На рис. 6, 7 представлены диаграммы с максимальными эквивалентными напряжениями по Mises (Па) в трабекулярных и кортикальных костях для C_{III} – C_V позвонков ШОП, соответственно.

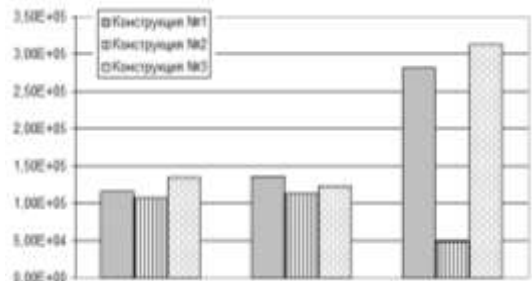


Рисунок 6 – Максимальные эквивалентные напряжения по Mises в трабекулярных костях C_{III} – C_V позвонков

На рис. 8, 9 изображены диаграммы с полными перемещениями (м) и максимальные эквивалентные напряжения по Mises (Па) в ортезах соответственно. На рис. 10, 11 представлены поля распределений напряжений по Mises (Па) для шейного позвоночного сегмента $C_{III} - C_V$, включающего кортикальную и трабекулярную кости, межпозвоночные диски и хрящи, для всех схем исследования.

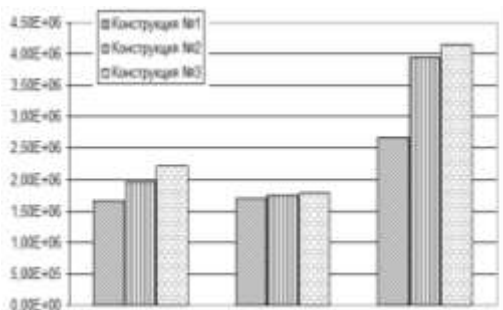


Рисунок 7 – Максимальные эквивалентные напряжения по Mises в кортикальных костях $C_{III} - C_V$ позвонков

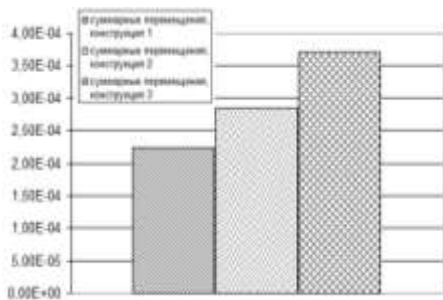


Рисунок 8 – Полные перемещения в ортезах

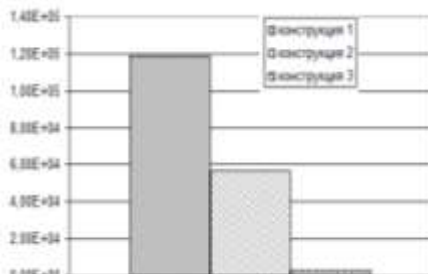


Рисунок 9 – Максимальные эквивалентные напряжения по Mises в ортезах

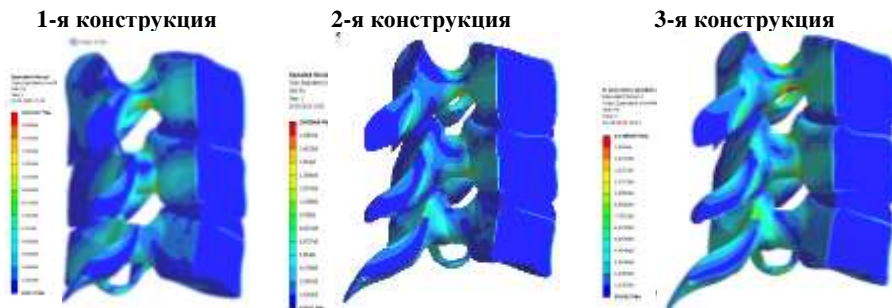


Рисунок 10 – Распределение напряжений по Mises в исследуемой геометрии с ортезами различных конструкций (вид 1)

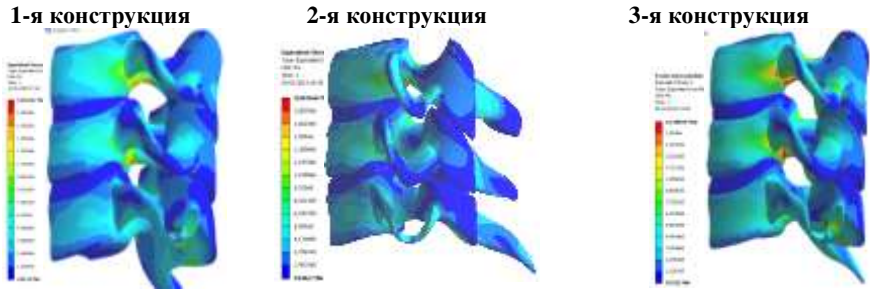


Рисунок 11 – Распределение напряжений по Mises в исследуемой геометрии с ортезами различных конструкций (вид 2)

Заключение. Анализ полученных полей распределения компонент и характеристик НДС ШОП показал, что напряжения, возникающие в шейном сегменте $C_{III} - C_V$ ШОП с ортезом 1-й конструкции, распределяются более равномерно, напряжения для кортикальной и трабекулярной костей более низкие. При рассмотрении перемещений в ортезах наименьшие соответствуют 1-й конструкции, а наибольшие – 3-й конструкции. При рассмотрении напряжений, возникающих в ортезах, картина обратная перемещениям: максимальные соответствуют ортезу 1-й конструкции, минимальные – 3-й.

Список литературы: 1. Интернет ресурс – <http://www.senikitin.ru/orthosis/>. 2. Веретельник О.В. Исследование различных конструкций ортезов при ортезировании шейного отдела позвоночника // Вісник НТУ „ХПІ”. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2009. – №12. – С. 18-24. 3. Yoganandan N., Kumaresan S., Voo L., Pintar F. Finite element applications in human cervical spine modeling // Spine. – 1996. – Vol. 21. – № 15. – P. 1824-1834. 4. Барыш А.Е. Конечно-элементное бисегментарное моделирование позвоночных двигательных сегментов $C_{IV} - C_{VI}$ // Ортопедия, травматология и протезирование. – 2005. – №1: – С. 41-49. 5. Natarajan R.N., Chen B.H., An H.S., Andersson G.B.J. Anterior cervical fusion: a finite element model study on motion segment stability including effect of osteoporosis // Spine. – 2000. – Vol. – 25, № 8. – P. 955-961. 6. Веретельник Ю.В., Веретельник О.В., Тимченко И.Б., Дынник А.А., Соснина Ю.К. К вопросу о построении параметрических моделей шейного отдела позвоночника. // Вестник НТУ “ХПИ” Тем. вип.: Машинобудівництво та САПР. – 2007. – № 29. – С. 16-20. 7. Nolan J.P., Sherk H.H. Biomechanical evaluation of the extensor musculature of the cervical // Spine. – 1988. – Vol. 13. – P. 9-11. 8. Panjabi M.M., Duranceau J., Goel V. et al. Cervical human vertebrae: quantitative three-dimensional anatomy of the middle and lower regions // Spine. – 1991. – Vol.16. – №. 8. – P. 861-869. 9. Веретельник О.В. Моделирование напряжений в шейном отделе позвоночника с ортезом // Вісник НТУ “ХПІ” Тем. вип.: Машинобудівництво та САПР. – 2008. – № 9. – С. 22-29. 10. Веретельник О.В. Обзор конструктивных схем и решений по моделированию ШОП и ортезов // Вісник НТУ “ХПІ” Тем. вип.: Машинобудівництво та САПР. – 2008. – № 42. – С. 3-8. 11. Heitplatz P., Hartle S.L., Gentle C.R. A 3-dimensional large deformation FEA of a ligamentous C4-C7 spine unit // Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering-2, – Gordon and Breach Science, UK, 1998. – P. 387-394. 12. Веретельник О.В. Моделирование реакций на силовое воздействие элемента шейного отдела позвоночника. // Вісник НТУ “ХПІ” Тем. вип.: Машинобудівництво та САПР. – 2008. – № 2. – С. 14-26. 13. Веретельник О.В., Ткачук Н.А., Барыш А.Е. и др. Анализ напряженно-деформированного состояния шейного отдела позвоночника при ортезировании различными видами ортезов. // Вісник НТУ “ХПІ” Тем. вип.: Машинобудівництво та САПР. – 2013. – № 1. – С. 14-22.

Надійшла до редколегії 08.04.13

В.И. ГОЛОВЧЕНКО, к. т. н., вед. инж.-констр. НТК

ЧАО «АзовЭлектроСталь», Мариуполь;

Н.Л. ИВАНИНА, инж.-констр. НТК ЧАО «АзовЭлектроСталь», Мариуполь

ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КРЕПЛЕНИЯ ЦИСТЕРНЫ К ШАССИ АВТОТОПЛИВОЗАПРАВЩИКА ОТ ОПОКИДЫВАНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ ПРОДОЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

У статті на прикладі аеродромного паливозаправника літальних апаратів АТЗ-10 викладений хід виконання розрахунків по перевірці міцності елементів кріплення цистерни до шасі автомобіля від перекидання під дією подовжньої інерційної сили.

Ключові слова: паливозаправник, цистерна, елементи кріплення, шасі, міцність

В статье на примере аэродромного топливозаправщика летательных аппаратов АТЗ-10 изложен ход выполнения расчетов по проверке прочности элементов крепления цистерны к шасси автомобиля от опрокидывания при действии продольной инерционной силы.

Ключевые слова: топливозаправщик, цистерна, элементы крепления, шасси, прочность

A strength checking procedure for tank-to chassis fastening elements of flying vehicle fueller is described in the paper. Elements holding АТЗ-10 fueller tank from overturning caused by the longitudinal inertia force are checked.

Keywords: fueller, tank, fastening elements, chassis, strength

Введение. В статьях [1, 2] изложены положения, принимаемые в качестве основных при выполнении расчетов прочности элементов крепления цистерны к шасси автомобильного топливозаправщика летательных аппаратов на примере автотопливозаправщика АТЗ-10 (рис. 1) и описан ход выполнения расчетов по проверке прочности элементов, удерживающих цистерну от смещения под действием продольной

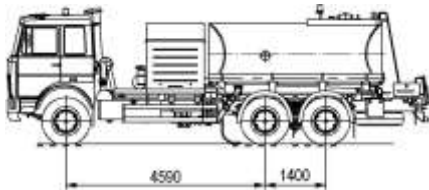


Рисунок 1 – Общий вид аэродромного топливозаправщика АТЗ-10

инерционной силы. Как отмечалось в [1], действие продольной инерционной силы вызывает, кроме смещения, также и опрокидывание цистерны относительно шасси, поскольку опрокидывающий момент превышает удерживающий ($M_{опр}^{np} = 184,8 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм} > M_{уд}^{np} = 171,5 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$). Цистерна от опрокидывания крепится болтами, соединяющими ее с шасси. Эти болты удерживают цистерну также от опрокидывания, от поперечной инерционной силы и от отрыва

от шасси при действии вертикальной инерционной силы вверх. Хотя для авто-топливозаправщика АТЗ-10 нагрузки на болты при опрокидывании цистерны от продольной инерционной силы значительно меньше нагрузок, которые создаются поперечной и вертикальной силами, тем не менее, представляется необходимым изложить основные положения и особенности выполнения расчета крепления цистерны от продольного опрокидывания.

Объекты проверки и исходные данные. Общий вид топливозаправщика АТЗ-10 представлен на рис. 1. Детальное описание способа и элементов крепления цистерны к шасси дано в [1], общий вид элементов крепления приведен на рис. 2, 3.

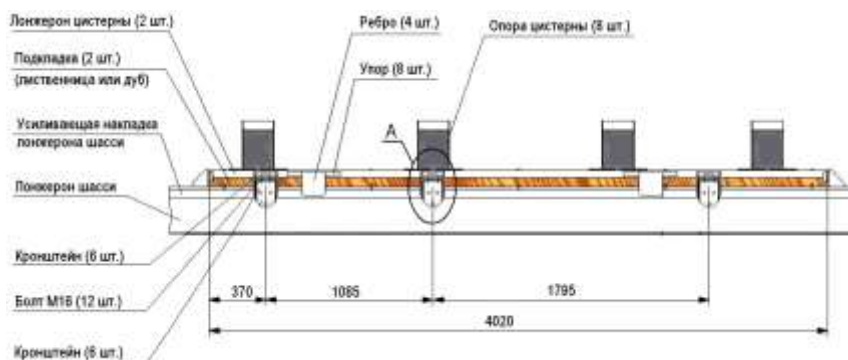


Рисунок 2 – Элементы крепления цистерны к шасси автомобиля (цистерна условно не показана): вид сбоку

Отдельно узел крепления цистерны от опрокидывания и от отрыва от шасси (выносной элемент А на рис. 2) изображен на рис. 4. Этот узел состоит из кронштейна цистерны, кронштейна шасси и двух болтов М16 с гайками. Таких узлов – три с каждой стороны цистерны.

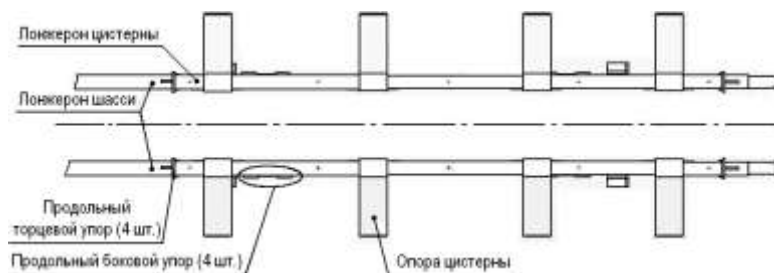


Рисунок 3 – Элементы крепления цистерны к шасси автомобиля (цистерна условно не показана): вид сверху

При опрокидывании цистерны под действием продольной инерционной силы

(эта сила действует в направлении движения, т. е. – вперед) передняя ее часть прижимается к опорам, опоры прижимаются к лонжеронам (лонжеронам цистерны), а лонжероны прижимаются к лонжеронам шасси. При этом задняя часть цистерны отрывается от своих опор, опоры отрываются от лонжеронов, а они через приваренные к ним кронштейны (кронштейны лонжеронов) нагружают болты и кронштейны шасси. Наиболее нагруженными элементами узла крепления являются болты, кронштейны и сварные швы их приварки. Прочность этих элементов и подлежит проверке.

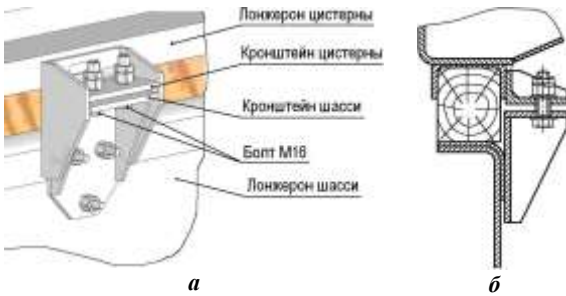


Рисунок 4 – Узел крепления цистерны от опрокидывания и от отрыва от шасси:
a – общий вид,
б – сечение вертикальной плоскостью по оси болта

Определение нагрузки на узлы крепления цистерны. Точное определение величины нагрузки, действующей на узлы крепления цистерны, является сложной статически неопределимой задачей, требующей для своего решения использование конечно-элементных программных комплексов. Оперативное ее решение в условиях конструкторского бюро завода при новом проектировании топливозаправщика оказывается не всегда возможным ввиду значительной сложности необходимой для этого

конечно-элементной модели. Приемлемые готовые (хотя бы и приближенные, но в достаточно адекватной постановке) решения данной задачи в справочной и учебной литературе, которыми мог бы воспользоваться конструктор непосредственно, нам неизвестны.

По существу данная задача является задачей определения нагрузок на болты группового болтового соединения, находящегося под воздействием

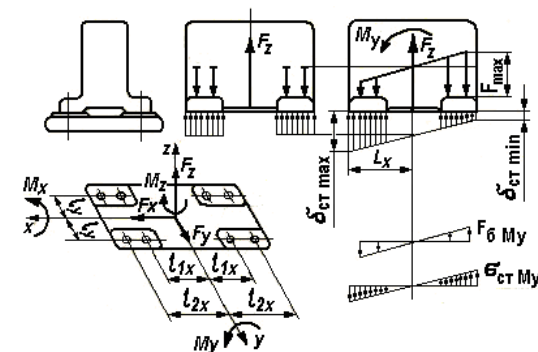


Рисунок 5 – Расчетная схема группового болтового соединения [5]

изгибающего момента. Методика расчета группового болтового соединения при таком нагружении существует, она излагается в учебниках по курсу «Детали машин» на примере кронштейна, прикрепленного болтами к основанию

(см., например, [3-5]). Расчетная схема группового болтового соединения, используемая в [5], приведена на рис. 5.

Расчет по данной схеме весьма прост, однако положенная в ее основу предпосылка о том, что ось вращения площади стыка при действии момента проходит через центр тяжести этой площади, как при изгибе балки, вызывает недоверие к получаемым результатам.

Причина состоит в том, что при нагружении моментом сечение стыка кронштейна с основанием и сечение балки деформируются по-разному. От действия момента поперечные сечения балки и в самом деле поворачиваются относительно центральной поперечной оси, при этом одна часть сечения оказывается растянутой, другая – сжатой. При нагружении же моментом кронштейна одна часть плоскости стыка кронштейна с основанием вдавливается в основание, испытывая сжатие, а другая часть – отделяется от основания, но напряжения растяжения по этой плоскости ни кронштейн, ни основание, в отличие от балки, не испытывают и не могут испытывать. Болты же – наоборот, могут работать только на растяжение, поэтому нагруженными являются только те болты, которые находятся в отделяемой части плоскости стыка, а болты, находящиеся в прижимаемой части стыка, моментом не нагружаются.

Наличие таких существенных различий между характером нагружения болтов группового болтового соединения и поперечного сечения балки при изгибе дает основание считать, что ось вращения плоскости стыка болтового соединения не может совпадать с осью центра тяжести ни площади стыка, ни площади поперечного сечения болтов (исключение составляет предельный случай, когда жесткость основания, к которому крепится кронштейн, равна нулю). Она всегда смещена от центра тяжести площади стыка в сторону сжимаемой части площади, и чем больше жесткость основания по сравнению с жесткостью болтов, тем это смещение больше. Величина же смещения определяется условием совместности деформаций кронштейна, основания и болтов. Очевидно, что получить решение такой задачи, не прибегая к конечно-элементному моделированию, даже для обычного кронштейна без упрощений и идеализаций, практически невозможно.

В данном конкретном случае задача определения нагрузок на болты крепления цистерны к шасси может быть довольно просто решена при следующих допущениях: цистерна, ее опоры, лонжероны цистерны и лонжероны шасси, а также кронштейны принимаются абсолютно жесткими и недеформируемыми, а деревянный брус, установленный в полость лонжерона цистерны, принимается в качестве упругой подкладки одностороннего действия, работающей только в одном направлении – на сжатие. Естественно, болты могут воспринимать нагрузку также только в одном направлении, но только – на растяжение. Расчетная схема для решения данной задачи представлена на рис. 6: на рис. 6, а схематично показаны цистерна, брус (упругая подкладка), болты крепления цистерны и внешняя нагрузка; на рис. 6, б, в, г показаны три возможных варианта эпюры реакций болтов и бруса. По какому именно варианту происходит нагружение, определить заранее невозможно, поскольку положение оси вращения стыка определяется из решения уравнения

равновесия цистерны и уравнения совместности деформаций элементов ее крепления. На схеме обозначено: M – момент, действующий на элементы крепления цистерны при опрокидывании от продольной инерционной силы ($M = M_{оп}^{np} - M_{yo}^{np} = 13,3 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ [1]); P_1, P_2, P_3 – суммарные реакции каждой группы болтов, т. е. всех болтов каждой пары кронштейнов (на левом и правом лонжеронах) на действие момента M ; q_0 – максимальная погонная интенсивность суммарной реакции брусьев под обоими лонжеронами на действие момента M .

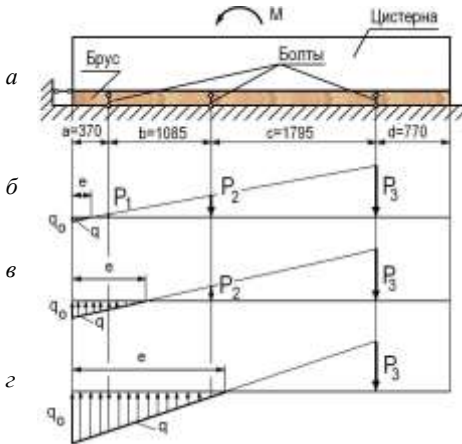


Рисунок 6 – Расчетная схема для определения нагрузок на болты при продольном опрокидывании цистерны

Уравнения равновесия имеют вид:

$$0.5q_0e = \sum_i P_i \quad (1),$$

$$0.5q_0(2/3)e^2 = \sum_i P_i l_i = M, \quad (2)$$

где l_i – плечо силы P_i ; i – индекс группы болтов (для схемы б $i = 1, 2, 3$; для схемы в $i = 2, 3$; для схемы г $i = 3$),

$$\begin{aligned} l_1 &= a - e, \quad l_2 = a + b - e, \\ l_3 &= a + b + c - e. \end{aligned} \quad (3)$$

В этих уравнениях пять неизвестных: e, q_0, P_1, P_2, P_3 , однако принятое допущение о недеформируемости лонжеронов цистерны дает возможность записать дополнительные уравнения и сделать систему разрешимой. Согласно этому допущению величина силы P_i и расстояние от i -го болта до оси вращения площади стыка связаны линейной зависимостью (см. схему б) $P_1/l_1 = P_2/l_2 = P_3/l_3$. Это позволяет две неизвестные силы выразить через третью: $P_1 = P_3(l_1/l_3)$, $P_2 = P_3(l_2/l_3)$. Использование далее закона Гука позволяет установить связь между нагрузками на болты P_i и интенсивностью реакции брусьев q .

Введем обозначения: l_{σ} – длина растягиваемой части болта; f_{σ} – суммарная площадь поперечного сечения болтов одной группы; E_{σ} – модуль упругости материала болта; $\Delta l_{\sigma i}$ – удлинение болтов i -й группы; h – высота бруса; t – суммарная ширина брусьев под обоими лонжеронами; $E_{\sigma p}$ – модуль упругости материала бруса; Δh_{\max} – максимальная осадка бруса под давлением от лонжерона, вызванного действием момента M . В соответствии со схемой б и законом Гука имеем следу-

ющие зависимости: $\frac{\Delta h_{\max}}{e} = \frac{\Delta l_{\delta i}}{l_i}$; $\Delta h_{\max} = \frac{q_0 h}{t E_{\delta p}}$; $\Delta l_{\delta i} = \frac{P_i l_{\delta i}}{E_{\delta} f_{\delta}}$.

Исходя из них, получаем $\frac{q_0 h}{e t E_{\delta p}} = \frac{P_i l_{\delta}}{l_i E_{\delta} f_{\delta}}$, откуда после преобразований

находим искомую зависимость

$$q_0 = P_i \frac{l_{\delta}}{l_i} \cdot \frac{E_{\delta p} t}{E_{\delta} f_{\delta} h} e, \quad (4)$$

которая совместно с уравнениями (1) и (2) и выражениями (3) образует систему уравнений для определения усилий в болтах от действия момента M .

Для схемы \bar{b} эта система выглядит так:

$$\begin{cases} 0.5q_0 e = P_1 + P_2 + P_3 = P_3(l_1/l_3) + P_3(l_2/l_3) + P_3, \\ 0.5q_0(2/3)e^2 + P_3(l_1^2/l_3) + P_3(l_2^2/l_3) + P_3 l_3 = M, \\ q_0 = P_3 \frac{l_{\delta}}{l_3} \frac{E_{\delta p} t}{E_{\delta} f_{\delta} h} e, \\ l_1 = a - e, \quad l_2 = a + b - e, \quad l_3 = a + b + c - e. \end{cases} \quad (5)$$

Входящее в эту систему уравнение (4) может быть записано для любого значения индекса i , однако записанное для $i = 3$ оно может использоваться в этом виде также и для схем \bar{v} и \bar{z} .

Для схемы нагружения \bar{v} первые два уравнения системы будут несколько проще (см. (6)), а для схемы \bar{z} – еще проще (см. (7)):

$$\left\{ \begin{array}{l} 0.5q_0 e = P_2 + P_3 = P_3(l_2/l_3) + P_3, \\ 0.5q_0(2/3)e^2 + P_3(l_2^2/l_3) + P_3 l_3 = M, \\ q_0 = P_3 \frac{l_{\delta}}{l_3} \frac{E_{\delta p} t}{E_{\delta} f_{\delta} h} e, \\ l_2 = a + b - e, \quad l_3 = a + b + c - e. \end{array} \right. \quad (6) \quad \left\{ \begin{array}{l} 0.5q_0 e = P_3, \\ 0.5q_0(2/3)e^2 + P_3 l_3 = M, \\ q_0 = P_3 \frac{l_{\delta}}{l_3} \frac{E_{\delta p} t}{E_{\delta} f_{\delta} h} e, \\ l_3 = a + b + c - e. \end{array} \right. \quad (7)$$

Поскольку положение оси вращения стыка (координата e) заранее неизвестно, неизвестно также, сколько групп болтов будет нагружено в каждом конкретном случае. Однако очевидно, что одна группа – последняя – будет нагружена всегда. В данном случае это третья группа болтов. Поэтому расчет начинаем с решения системы, соответствующей схеме \bar{z} . Если в результате решения значение e будет находиться в интервале $a + b \leq e \leq a + b + c$ (см. рис. 6), значит, расчетная схема принята правильно. Если получится, что e будет находиться в интервале $a \leq e \leq a + b$, для расчета необходимо использовать систему уравнений, соответствующую схеме \bar{v} . Если же e будет находиться в интервале $0 \leq e \leq a$, для расчета необходимо использовать систему, соответствующую схеме \bar{b} .

Зададимся исходными данными для данной задачи: *характеристики болтов* – $l_b = 25$ мм, $f_b = 800$ мм² (четыре болта М16), $E_b = 2 \cdot 10^5$ МПа; *характеристики брусев* – $h = 100$ мм, $t = 168$ мм, $E_{бр} = 595$ МПа (модуль упругости на сжатие лиственницы поперек волокон). Результаты решения системы уравнений по схеме z , полученные с помощью системы компьютерной математики Mathcad, таковы:

$$\begin{array}{llllll}
 M := 13.3 \cdot 10^6 \text{ Нмм} & a := 370 \text{ мм} & l_b := 25 \text{ мм} & h := 100 \text{ мм} & e := 2500 \text{ мм} \\
 & b := 1085 \text{ мм} & f_b := 800 \text{ мм}^2 & t := 168 \text{ мм} & P_3 := 5000 \text{ Н} \\
 & c := 1795 \text{ мм} & E_b := 200000 \text{ МПа} & E_{бр} := 595 \text{ МПа} & q_0 := 4 \text{ Н/мм} \\
 & l_3 := a + b + c - e & & &
 \end{array}$$

Given

$$\frac{1}{2} \cdot q_0 \cdot e = P_3 \quad \frac{1}{2} \cdot q_0 \cdot \frac{2}{3} \cdot e^2 + P_3 \cdot l_3 = M \quad q_0 = P_3 \cdot \frac{l_b}{l_3} \cdot \frac{E_{бр} \cdot t}{E_b \cdot f_b \cdot h} \cdot e \quad l_3 = a + b + c - e$$

$$\text{Find}(e, l_3, P_3, q_0)^T = (2686.412 \quad 563.588 \quad 5648.687 \quad 4.205)$$

Результаты показывают, что координата оси вращения площади стыка равна $e = 2686$ мм, нагрузка на группу болтов (группа №3) – $P_3 = 5649$ Н, максимальная погонная интенсивность суммарной реакции брусев $q_0 = 4,205$ Н/мм, плечо силы P_3 составляет $l_3 = 564$ мм.

По значению координаты оси вращения площади стыка $e = 2686$ мм определяем, что она находится в интервале значений $a + b < e < a + b + c$, т.е. в интервале $1455 \text{ мм} < e < 3250 \text{ мм}$ – между второй и третьей группами болтов. Следовательно, в данном случае расчетная схема (схема z) для решения данной задачи принята правильно, и уточнение расчета по другой схеме не требуется. Но если бы, например, жесткость бруса $E_{бр}$ составляла не 595 МПа, а 11900 МПа (если бы брус сжимался не поперек волокон, а вдоль волокон), результаты решения по данной схеме были бы такими:

$$\text{Find}(e, l_3, P_3, q_0)^T = (1157.476 \quad 2092.524 \quad 4643.572 \quad 8.024),$$

т.е. ось вращения площади стыка в этом случае находилась бы между первой и второй группами болтов ($e = 1157$ мм; $370 \text{ мм} < e < 1455 \text{ мм}$), что соответствует схеме нагружения v , а не принятой для расчета схеме z . Поэтому в таком случае расчет должен выполняться с использованием системы уравнений, соответствующих схеме v . Такой же результат был бы и в том случае, если бы брус сжимался поперек волокон, как это и предусмотрено, но жесткость болтов была бы в 20 раз меньше (например, если бы их длина была не 25 мм, а 250 мм, а суммарная площадь поперечного сечения болтов одной группы составляла бы не 800 мм^2 , а 400 мм^2).

Если продолжить решение задачи для случая, когда брус под лонжероном

сжимается вдоль волокон ($E_{\sigma p} = 11900$ МПа), с использованием схемы ϵ и соответствующей ей системы уравнений, получим такие результаты:

$$\begin{array}{llllll}
 M := 13.3 \cdot 10^6 \text{ Нмм} & a := 370 \text{ мм} & l_6 := 25 \text{ мм} & h := 100 \text{ мм} & e := 1200 \text{ мм} \\
 & b := 1085 \text{ мм} & f_6 := 800 \text{ мм}^2 & t := 168 \text{ мм} & P_3 := 4500 \text{ Н} \\
 & c := 1795 \text{ мм} & E_6 := 200000 \text{ МПа} & E_{\sigma p} := 11900 \text{ МПа} & q_0 := 10 \text{ Н/мм} \\
 l_2 := a + b - e & l_3 := a + b + c - e & & & &
 \end{array}$$

$$\begin{array}{l}
 \text{Given} \\
 \frac{1}{2} \cdot q_0 \cdot e = P_3 \cdot \frac{l_2}{l_3} + P_3 \quad \frac{1}{2} \cdot q_0 \cdot \frac{2}{3} \cdot e^2 + P_3 \cdot \frac{l_2^2}{l_3} + P_3 \cdot l_3 = M \quad q_0 = P_3 \cdot \frac{l_6}{l_3} \cdot \frac{E_{\sigma p} \cdot t}{E_6 \cdot f_6 \cdot h} \cdot e \quad \begin{array}{l} l_2 = a + b - e \\ l_3 = a + b + c - e \end{array}
 \end{array}$$

$$\text{Find}(e, l_2, l_3, q_0, P_3)^T = (1209.699 \quad 245.301 \quad 2040.301 \quad 8.285 \quad 4473.266)$$

Следовательно, координата оси вращения стыка в этом случае составляет $e = 1210$ мм, а нагруженными являются две группы болтов: 2-я и 3-я. Величины нагрузок на них составляют: $P_3 = 4473$ Н, $P_2 = P_3(l_2/l_3) = 537$ Н.

Очевидно, что при дальнейшем увеличении жесткости брусьев под лонжеронами цистерны может быть реализована схема нагружения δ , при которой нагруженными будут все три группы болтов. Методом проб установлено, что нагружение по такой схеме может происходить, в частности, если модуль упругости материала бруса будет равным $E_{\sigma p} = 200000$ МПа (как для стали), а длина болтов будет составлять $l_6 = 40$ мм:

$$\begin{array}{llllll}
 M := 13.3 \cdot 10^6 \text{ Нмм} & a := 370 \text{ мм} & l_6 := 40 \text{ мм} & h := 100 \text{ мм} & e := 300 \text{ мм} \\
 & b := 1085 \text{ мм} & f_6 := 800 \text{ мм}^2 & t := 168 \text{ мм} & P_3 := 3500 \text{ Н} \\
 & c := 1795 \text{ мм} & E_6 := 200000 \text{ МПа} & E_{\sigma p} := 200000 \text{ МПа} & q_0 := 30 \text{ Н/мм} \\
 l_1 := a - e & l_2 := a + b - e & l_3 := a + b + c - e & & &
 \end{array}$$

$$\begin{array}{l}
 \text{Given} \\
 \frac{1}{2} \cdot q_0 \cdot e = P_3 \cdot \frac{l_1}{l_3} + P_3 \cdot \frac{l_2}{l_3} + P_3 \quad \frac{1}{2} \cdot q_0 \cdot \frac{2}{3} \cdot e^2 + P_3 \cdot \frac{l_1^2}{l_3} + P_3 \cdot \frac{l_2^2}{l_3} + P_3 \cdot l_3 = M \quad q_0 = P_3 \cdot \frac{l_6}{l_3} \cdot \frac{E_{\sigma p} \cdot t}{E_6 \cdot f_6 \cdot h} \cdot e \quad \begin{array}{l} l_1 = a - e \\ l_2 = a + b - e \\ l_3 = a + b + c - e \end{array}
 \end{array}$$

$$\text{Find}(e, l_1, l_2, l_3, q_0, P_3)^T = (313.726 \quad 56.274 \quad 1141.274 \quad 2936.274 \quad 32.477 \quad 3618.658)$$

В этом случае координата оси вращения стыка составляет $e \approx 314$ мм ($e < a = 370$ мм), а величины нагрузок на болты – $P_3 = 3619$ Н, $P_2 = P_3(l_2/l_3) = 1406$ Н.

Полученные результаты показывают, что положение оси вращения площади стыка зависит от соотношения жесткостей всех элементов, участвующих в соединении: и соединяемых (лонжероны цистерны, лонжероны шасси, брусья под лонжеронами цистерны), и соединяющих (болты). И чем более жесткими являются соединяемые элементы по отношению к соединяющим, тем ось вращения находится ближе к наружной поперечной кромке прижимаемой части стыка. Поскольку при этом в работу включается большее количество соединяющих элементов и увеличиваются плечи действующих на них нагрузок относительно оси вращения стыка,

максимальная величина этих нагрузок уменьшается.

При решении задачи по традиционной методике [3-5] величину максимальной нагрузки на болты необходимо определять по формуле $P_{\max} = M l_{\max} / \sum_{i=1}^n l_i^2$, в которой используются такие же обозначения (i – номер группы болтов, n – количество групп болтов, l_i – расстояние от оси вращения стыка до i -й группы, l_{\max} – расстояние до наиболее удаленной группы), но при этом предполагается, что ось вращения стыка проходит через центр тяжести его площади, т. е. находится посередине длины бруса (рис. 7). Поскольку $l_{\max} = l_1 = 1640$ мм, максимальная нагрузка действует на первую группу болтов: $P_{\max} = P_1 = 4809$ Н. В соответствии с эпюрой на рис. 7

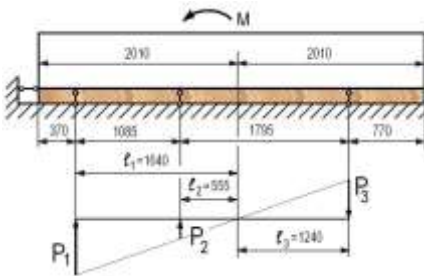


Рисунок 7 – Расчетная схема для определения нагрузок на болты по традиционной методике

нагрузки на вторую и третью группы болтов равны $P_2 = P_1(l_2/l_1) = 1627$ Н и $P_3 = P_1(l_3/l_1) = 3636$ Н. Как видно из эпюры, нагрузки на первую и вторую группы – сжимающие и только нагрузка на третью группу – растягивающая.

Полученные выше результаты решения данной задачи по предлагаемой методике с использованием схемы 2 (первый из четырех числовых примеров) таковы: $P_1 = P_2 = 0$, $P_3 = 5649$ Н. Сравнить данные результаты с результатами расчета с использованием традиционной методике по макси-

мальным величинам нагрузок на болты смысла не имеет, так как для традиционной методике максимальная нагрузка на болты отрицательна, т. е. сжимающая ($P_1 = -4809$ Н), что в силу конструкции болтового соединения невозможно. Если сравнивать результаты по величине нагрузки на группу 3, видна значительная разница (~50%), причем эта разница идет не в пользу традиционной методике, так как она направлена в сторону уменьшения запаса прочности.

Преимуществом предлагаемой методике по сравнению с традиционной является ее возможность учитывать не только податливость опорных брусьев, но и податливость узла крепления цистерны (опор цистерны, болтов и кронштейнов).

В приведенных выше вычислениях с целью упрощения демонстрации различия результатов расчетов по предлагаемой и традиционной методикам податливость узла крепления характеризовалась только податливостью болтов. Для оценки величины болтовой нагрузки на стадии эскизного проекта топливозаправщика достаточен и такой, упрощенный, расчет, однако в дальнейшем может оказаться необходимым ее уточнение. Покажем, каким образом может быть выполнено уточнение и оценим разницу в результатах расчетов по предлагаемой методике с учетом податливости узла крепления и без ее учета.

Степень зависимости величины нагрузки на болты от податливости узла крепления проще всего может быть оценена на примере варианта нагружения болтов по схеме ε рис. 6. Совместное решение первых двух уравнений соответствующей системы позволяет получить зависимость нагрузки на болты от координаты e оси вращения площади стыка. Эта зависимость имеет следующий вид:

$$P_{\sigma} = M / (a + b + c - e/3) . \quad (8)$$

Далее из совместного решения второго и третьего уравнений получаем зависимость величины координаты e от длины болтов:

$$e = \frac{-1 + \sqrt{1 + 2(a + b + c) \frac{E_{\sigma} t}{E_{\sigma} f_{\sigma} h} l_{\sigma}}}{\frac{E_{\sigma} t}{E_{\sigma} f_{\sigma} h} l_{\sigma}} . \quad (9)$$

Эта зависимость графически представлена на рис. 8. Из рисунка видно, что увеличение длины болтов (т. е. увеличение их податливости) приводит к уменьшению координаты оси вращения площади стыка.

Если выражение (9) подставить в выражение (8), получим зависимость величины нагрузки на болты от их длины. График этой зависимости представлен на рис. 9. Как видно из этого графика, с увеличением длины болтов нагрузка на них уменьшается. Из этого может быть сделан вывод о том, что с увеличением податливости узла крепления цистерны в целом, нагрузка на болты уменьшается. Следовательно, оценку прочности узла крепления цистерны при проверке на опрокидывание от действия продольной силы без учета податливости остальных деталей узла можно считать выполненной с дополнительным запасом прочности.

Наиболее податливыми элементами узла крепления цистерны являются кронштейны (см. рис. 4), их податливость значительно больше податливости болтов и опор, поэтому при выполнении уточненного расчета достаточно учесть только податливость кронштейнов.

Учет податливости кронштейнов может быть выполнен путем введения в третье уравнение системы разрешающих уравнений вместо истинной длины

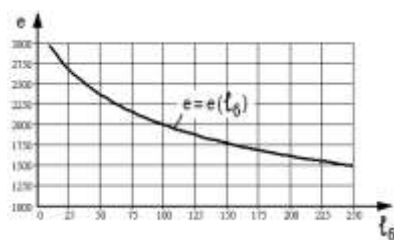


Рисунок 8 – Зависимость координаты e оси вращения площади стыка от длины болтов узла крепления цистерны

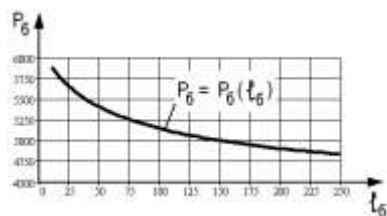


Рисунок 9 – Зависимость нагрузки на болты узла крепления цистерны от их длины

растягиваемой части болта эквивалентной длины. Эквивалентная длина болта в данной задаче – это длина такого болта, удлинение которого равно сумме удлинения реального болта и вертикальных перемещений площадки контакта головки болта с полкой кронштейна шасси и площадки контакта гайки с полкой кронштейна цистерны. Для ее определения необходимо решить задачу по определению податливости кронштейнов. Решение выполняем с помощью конечно-элементного программного комплекса ANSYS. Поскольку конструктивные элементы кронштейнов представляют собой плоские пластины, для решения используются пластинчатые конечные элементы SHELL63. Геометрические модели кронштейнов представлены на рис. 10.

При построении геометрических моделей кронштейнов в их горизонтальных полках специально выделены кольцевые площадки, по которым усилия от болтов передаются кронштейнам. Внутренний диаметр площадок равен диаметру отверстия под болт ($d = 17$ мм), наружный – диаметру опорной поверхности гайки и головки болта ($D = 24$ мм).

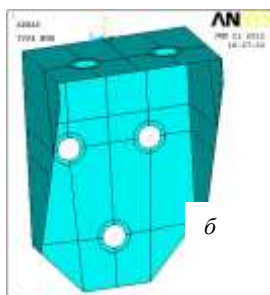


Рисунок 10 – Геометрические модели кронштейнов узла крепления цистерны к шасси: а – кронштейна цистерны, б – кронштейна шасси

При создании конечно-элементных моделей кронштейнов их крепление к лонжеронам (см. рис. 4) учитывалось следующим образом: приварка кронштейна цистерны к лонжерону цистерны моделировалась запрещением всех линейных перемещений узлов наружного и внутреннего контуров его стенки; болтовое крепление кронштейна шасси к лонжерону шасси – запрещением всех линейных перемещений узлов кольцевых площадок стенки; контакт стенки кронштейна шасси с верхней продольной кромкой лонжерона шасси – запрещением линейных перемещений узлов стенки, лежащих на этой кромке, в направлении нормали к стенке. Болтовая нагрузка прикладывалась в виде равномерного давления на кольцевые площадки в области отверстий в полках, равного $q = P / [(2\pi/4)(D^2 - d^2)] = 2,219$ Н/мм² (общая нагрузка на кронштейн от двух болтов принималась $P = 1000$ Н).

Картини вертикальных перемещений узлов конечно-элементных моделей кронштейнов от данной нагрузки, полученные в результате решения задачи, приведены на рис. 11.

Средние значения вертикальных перемещений узлов кольцевых площа-

док полок кронштейнов в области отверстий под болты (рис. 12) составляют: для кронштейна цистерны $U_{к.ц} = 0,0122$ мм, для кронштейна шасси $U_{к.ш} = 0,0174$ мм. Следовательно, их суммарное значение равно $U_{к.сум} = 0,0296$ мм. Удлинение же болтов от нагрузки на кронштейн $P = 1000$ Н составляет $\Delta l_{\sigma} = P l_{\sigma} / 2 f_{1\sigma} E_{\sigma} \approx 0,00031$ мм, где $f_{1\sigma}$ – площадь поперечного сечения одного болта (для болта М16 $f_{1\sigma} = 200$ мм²). Как видно, суммарная податливость кронштейнов почти на два порядка выше податливости пары болтов, скрепляющих эти кронштейны. Эквивалентная длина болтов для данного узла крепления составляет $l_{\sigma, экв} = l_{\sigma} (\Delta l_{\sigma} + U_{к.сум}) / \Delta l_{\sigma} = 2412$ мм.

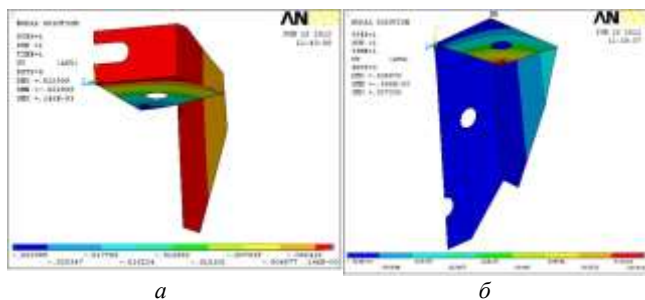


Рисунок 11 – Картины вертикальных перемещений узлов КЭМ кронштейнов: а – кронштейна цистерны, б – кронштейна шасси от действия болтовой нагрузки

Если вместо фактической длины растянутой части болта $l_{\sigma} = 25$ мм принять эквивалентную $l_{\sigma, экв} = 2412$ мм и в соответствии с описанной процедурой выполнить расчеты, результаты будут такими:

$$\text{Find}(e, P_3, q_0, l_2, l_3)^T = (668.574 \quad 3908.878 \quad 15.255 \quad 786.426 \quad 2581.426) .$$

Они означают, что координата оси вращения стыка составляет $e \approx 669$ мм ($e > a = 370$ мм), т. е. нагруженными являются не одна (3-я), как в варианте без учета податливости кронштейнов, а две (3-я и 2-я) группы болтов. Плечи нагрузок на болты составляют $l_2 = 786$ мм, $l_3 = 2581$ мм, величины нагрузок равны: $P_3 = 3909$ Н, $P_2 = P_3(l_2/l_3) = 1191$ Н. Максимальная погонная интенсивность суммарной реакции брусьев $q_0 = 15,255$ Н/мм. По сравнению с вариантом расчета без учета податливости кронштейнов максимальная нагрузка на болты уменьшилась (3909 Н вместо 5649 Н), а максимальная погонная интенсивность суммарной реакции брусьев увеличилась (15,255 Н/мм вместо 4,205 Н/мм).

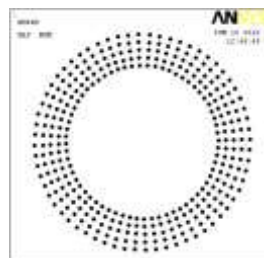


Рисунок 12 – Узлы кольцевых площадок полок кронштейнов в области отверстий под болты

В одну группу входят четыре болта (по два для каждого узла крепления с каждой стороны цистерны), следовательно, максималь-

ная нагрузка на один болт и на один узел крепления составляет соответственно $P_{б.макс} = P_3/4 = 3909/4 = 978$ Н, $P_{уз.кр.макс} = P_3/2 = 3909/2 = 1955$ Н. Максимальное давление на брусок (напряжение смятия) – $p_{макс} = \sigma_{см} = q_0/t = 0,09$ Н/мм².

Для определения суммарной нагрузки на болты с учетом их предварительной затяжки при установке цистерны на шасси ($P_{зам} = 10073$ Н [1]) необходимо знать величину коэффициента внешней нагрузки, показывающего, какая часть внешней нагрузки передается болту в соединении. Этот коэффициент для обычного болтового соединения деталей определяется по формуле [4, 5] $\chi = \lambda_о / (\lambda_б + \lambda_о)$, где $\lambda_б$ – коэффициент податливости болта, $\lambda_о$ – коэффициент податливости деталей, стягиваемых болтом. В применении к рассматриваемому узлу крепления эту формулу можно записать в виде $\chi = \lambda_{бр} / (\lambda_{уз.кр} + \lambda_{бр})$, где $\lambda_{уз.кр}$ – коэффициент податливости узла крепления (суммарный коэффициент податливости болтов и стягиваемой ими пары кронштейнов), $\lambda_{бр}$ – коэффициент податливости бруса, стягиваемого болтами узла крепления.

Коэффициент податливости узла крепления определяем по уже известным величинам удлинения болтов и прогибам полок кронштейнов от нагрузки на кронштейны $P = 1000$ Н: $\lambda_{уз.кр} = (\Delta l_б + U_{к.сум}) / P = 2,99 \cdot 10^{-5}$ мм/Н.

Для определения коэффициента податливости бруса используем подход, лежащий в основе способа конуса давления [4, 5]. Условно принимаем, что давлению, создаваемому болтовой нагрузкой узла крепления, сопротивляется только часть бруса в виде призмы, основание которой представляет собой равнобедренную трапецию (рис. 13), боковые стороны которой наклонены к вертикали под углом $\alpha = \arctg(0,4) = 22^\circ$. Длина верхнего основания трапеции равна длине кронштейна цистерны $m_1 = 152$ мм, длина нижнего – $m_2 = m_1 + 2htg\alpha = 232$ мм.

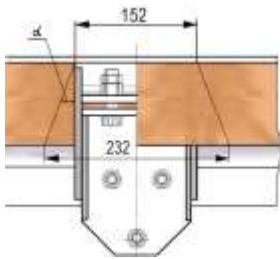


Рисунок 13 – Призма давления в брусе лонжерона цистерны

Среднее арифметическое значение площадей горизонтальных граней призмы

$$F_{cp} = 0,5(m_1 + m_2)t_{np} = 14400 \text{ мм}^2,$$

где t_{np} – высота призмы – расчетная ширина бруса, принимаемая равной 0,9 от фактической его ширины $t_{ф} = 75$ мм (коэффициентом 0,9 учитывается уменьшение ширины площадки контакта бруса с лонжероном шасси: вследствие наличия эксцентриситета между осями болтов и продольными осями лонжеронов поперечные сечения лонжеронов под действием болтовой нагрузки закручиваются, что приводит к уменьшению ширины площадки контакта бруса с лонжероном). Тогда коэффициент податливости бруса равен

$\lambda_{\text{бp}} = h / (E_{\text{бp}} F_{\text{бp}}) = 1,17 \cdot 10^{-5}$ мм/Н, а коэффициент внешней нагрузки для узла крепления цистерны

$$\chi = \lambda_{\text{бp}} / (\lambda_{\text{уз.кр}} + \lambda_{\text{бp}}) = 0,28.$$

Следовательно, максимальная суммарная нагрузка на болт узла крепления цистерны от предварительной затяжки и нагрузки, вызванной опрокидыванием цистерны под действием продольной инерционной силой, равна $P_{\text{б.сум.макс}} = P_{\text{зат}} + \chi P_{\text{б.макс}} = 10345$ Н. Соответственно максимальная суммарная нагрузка на кронштейны от двух болтов – $P_{\text{кр.сум.макс}} = 2P_{\text{б.сум.макс}} = 20690$ Н.

Усилие на стыке бруса с лонжероном цистерны при этом станет равным

$$P_{\text{ст}} = 2[P_{\text{зат}} - (1 - \chi)P_{\text{б.макс}}] = 18745 \text{ Н.}$$

Напряжения смятия бруса уменьшатся с $\sigma_{\text{см}} = 2P_{\text{зат}} / 0,9m_1t_{\text{np}} = 1,75$ МПа до $\sigma_{\text{см}} = 2P_{\text{ст}} / 0,9m_1t_{\text{np}} = 1,63$ МПа. Допускаемое напряжение на местное смятие для листовницы поперек волокон составляет $[\sigma_{\text{см}}] = 2,4$ МПа.

Как видно, прочность бруса на смятие обеспечивается. Прочность болтов и кронштейнов также обеспечивается, однако поскольку большую величину нагрузки болты и кронштейны испытывают не от продольного, а от поперечного опрокидывания цистерны, процедуру проверки их прочности приведем далее при рассмотрении этого вида нагружения цистерны.

Заключение. В статье изложен ход выполнения расчетов по проверке прочности элементов крепления цистерны к шасси аэродромного автомобильного топливозаправщика летательных аппаратов от опрокидывания при действии продольной инерционной силы на примере реальной конструкции автотопливозаправщика АТЗ-10 и описаны некоторые особенности их выполнения. Предложенный способ уточнения традиционной расчетной модели группового болтового соединения позволяет при определении нагрузок на узлы крепления цистерны учитывать характеристики жесткости элементов узлов и при необходимости влиять на величины нагрузок путем целенаправленного подбора этих характеристик.

Список литературы: 1. Головченко В.И., Иванина Н.Л. Основные положения расчета крепления цистерны к шасси автомобиля автотопливозаправщика //Вестник НТУ «ХПИ». – Харків: НТУ «ХПИ», 2012. – № 22 – С. 40-47. 2. Головченко В.И., Иванина Н.Л. Проверка прочности элементов крепления цистерны к шасси автотопливозаправщика от смещения при действии продольной нагрузки //Вестник НТУ «ХПИ». – Харків: НТУ «ХПИ», 2013. – № 1 (975). – С. 22-35. 3. Поляков В.С., Кудрявцев В.Н., Зубанов М.П. и др. Детали машин. М – Л.: Госнаучтехиздат, 1954. – 720 с. 4. Батурич А.Т., Ицкович Г.М. и др. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 466 с. 5. Кудрявцев В.Н. Детали машин. -Л.: Машиностроение, 1980. – 464 с. 6. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

Надійшла до редколегії 16.01.13

А.В. ГРАБОВСКИЙ, к.т.н., н. с. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”;
И.А. КИРИЧЕНКО, д.т.н., проф., зав. каф. метрологии Восточнoукраинского нац. ун-та им. В. Даля, Луганск;
Е.Н. БАРЧАН, к.т.н., пл. констр. НТК ЧАО „АзовЭлектроСталь”, Мариуполь;
А.Г. ПРИЙМАКОВ, к.т.н., с.н.с., доц. Нац. ун-та гражданской защиты Украины, Харьков;
Т.А. ВАСИЛЬЕВА, м.н.с. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”

ДИНАМИКА ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НАГРУЗОК

У роботі міститься опис математичних моделей руху віброударних машин та визначення діючих експлуатаційних навантажень.

Ключові слова: віброударна машина, динаміка, експлуатаційне навантаження, вибивна машина

В работе содержится описание математических моделей движения виброударных машин и определения действующих эксплуатационных нагрузок.

Ключевые слова: виброударная машина, динамика, эксплуатационная нагрузка, выбивная машина

В работе содержится описание математических моделей движения виброударных машин и определения действующих эксплуатационных нагрузок.

Ключевые слова: виброударная машина, динамика, эксплуатационная нагрузка, выбивная машина

Введение. Для определения законов движения виброударной системы «выбивная машин – земляной ком с литой деталью» [1-3] требуется анализ динамических процессов при эксплуатации данных вибромашин. В данной работе формируются уравнения движения таких машин, следуя работам [1-3].

Общие уравнения движения двухмассовой виброударной системы. Рабочий процесс выбивной инерционной решетки применительно к принятой расчетной схеме (рис. 1) [3] происходит следующим образом. Под действием возмущающей силы вибровозбудителя подвижные части решетки (масса m_p) приходят в колебательное движение. При правильно подобранных рабочих параметрах системы за каждый период колебаний $T = 2\pi/\omega$ происходит одно соударение масс m_p и m_z , приводящее к подбрасыванию массы m_z (см. рис. 1). После очередного соударения груз, получивший начальную скорость, направленную вверх, поднимается на некоторую высоту и затем вновь падает на решетку. В координатах y и $\omega \cdot t$ такое движение представляется в виде параболы (кривая Г). Колебания инерционной решетки, если бы она работала вхолостую без груза, представляют собой гармоническое колебательное дви-

© А.В. Грабовский, И.А. Кириченко, Е.Н. Барчан,
А.Г. Приймаков, Т.А. Васильева, 2013

жение. При наличии груза в моменты соударений под действием кинетической энергии падающего груза происходит нарушение гармонического движения решетки (кривая p).

Расчет рабочих параметров решетки основан на рассмотрении уравнений движения масс m_p и m_z в промежутке между двумя соударениями, причем движение системы предполагается периодическим. Вопрос о границах области существования устойчивых периодических режимов движения рассмотрен ниже.

За начало отсчета времени t примем момент одного соударения масс m_p и m_z (рис. 2). Введем обозначения: y_p, y_z – вертикальные составляющие координат масс m_p и m_z , отсчитываемые от положения статистического равновесия (рассматриваем колебательное движение решетки и движение груза в проекции на вертикальную ось Oy); v_1, v_2 – скорости решетки до и после удара; u_1, u_2 – скорости груза до и после удара;

$$R = v_2 - u_2 / v_1 - u_1 \quad (1)$$

коэффициент восстановления скорости – отношение относительной скорости соударяющихся тел после удара к их относительной скорости до удара.

При периодическом режиме движения системы последовательные соударения решетки и груза происходят через каждый оборот инерционного вала, период колебания системы:

$$T = 2\pi/\omega, \quad (2)$$

где ω – угловая скорость дебалансного вала вибровозбудителя), и условия на границах интервала между двумя соударениями следующие:

в начале интервала (после удара) –

$$t = 0; \quad y_p = y_z = y_0; \quad \dot{y}_p = v_2; \quad \dot{y}_z = u_2; \quad (3)$$

в конце интервала (до удара) –

$$T = 2\pi/\omega; \quad y_p = y_z = y_0; \quad \dot{y}_p = v_1; \quad \dot{y}_z = u_1. \quad (4)$$

В промежутках между двумя соударениями масса m_z движется по параболическому закону:

$$y_z = y_0 + u_2 t - gt^2/2. \quad (5)$$

Колебательное движение решетки может быть описано линейным диф-

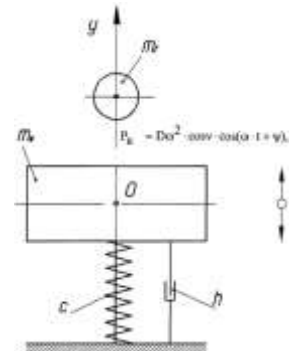


Рисунок 1 – Расчетная схема выбивной инерционной решетки

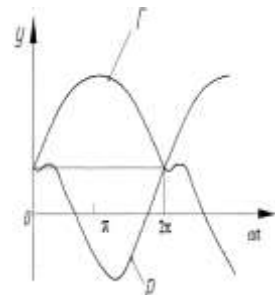


Рисунок 2 – Траектория движения решетки [P] и груза [Г]

ференцированным уравнением второго порядка [5]

$$m_p \cdot \ddot{y}_p + b\dot{y}_p + cy_p = D\omega^2 \cdot \cos v \cdot \cos(\omega c + \psi) - m_p g, \quad (6)$$

где b – коэффициент сопротивления; C – жесткость упругих опор.

Делением уравнения (6) на m_p получим:

$$\ddot{y}_p + 2h\dot{y}_p + \omega^2 y_p = p \cdot \cos(\omega c + \psi) - g. \quad (7)$$

Здесь $h = b/2m_p$ – коэффициент демпфирования, $\omega_0 = \sqrt{c/m_p}$ – частота свободных колебаний системы, зависящая от массы решетки и суммарной жесткости упругих опор, $p = (D\omega^2/m_p) \cdot \cos v$ – вертикальная составляющая максимальной амплитуды гармонической возмущающей силы. Скорость груза до и после соударения с решеткой находим, подставляя граничные условия (3) и (4) в (5):

$$u_1 = -\pi g/\omega; \quad u_2 = -u_1 = \pi g/\omega. \quad (8)$$

Скорость решетки до и после соударений выражаем через скорость груза после соударения, используя теорему импульсов из теории удара:

$$v_1 = (1 - R + 2\eta R/1 + R) \cdot u_2; \quad v_2 = (1 - R - 2\eta R/1 + R) \cdot u_2, \quad (9)$$

где $\eta = m_z/m_p$ – коэффициент полезной нагрузки решетки, равный отношению массы груза к массе решетки.

Подставив u_1 и u_2 из (8) в (1), (2), находим угловую скорость вала вибровозбудителя, необходимую для обеспечения технологически требуемой удельной энергии удара e_0 :

$$\omega = \pi \sqrt{2g/e_0}. \quad (10)$$

Следовательно, $u_2 = \sqrt{g/2} \cdot e_0$, и поэтому формулы (9) принимают вид:

$$v_1 = \frac{1 - R + 2\eta R}{1 + R} \cdot \sqrt{\frac{g}{2}} e_0; \quad v_2 = \frac{1 - R - 2\eta R}{1 + R} \cdot \sqrt{\frac{g}{2}} e_0. \quad (11)$$

Зная коэффициент полезной нагрузки решетки η и принимая определенное значение коэффициента восстановления скорости при ударе R , можно по формуле (11) определить нужные значения v_1 и v_2 и, интегрируя уравнение (6), построить траектории колебаний решетки для всех рассматриваемых случаев.

Коэффициент полезной нагрузки $\eta = G_x/G_p$ по практическим данным принимают в пределах $\eta = 0.3 \div 0.5$. При этом полезную нагрузку G'_x определяют по формуле:

$$G'_z = G_k + (i-1)G_{омл} + \varepsilon G_{см} = iG_{омл} + G_{см}(1 + \varepsilon). \quad (12)$$

Здесь G_k – вес кома с отливкой (отливками); $G_k = G_{омл} + G_{см}$; $G_{омл}$ – металлоемкость формы; $G_{см}$ – вес смеси в коме; i – число одновременно находящихся на полотне отливок; $\varepsilon G_{см}$ – вес остаточной смеси, уже находящейся на полотне к моменту подачи на него очередного кома. Величина ε находится по практическим данным в пределах $0.5-1$. Величина G'_z не должна превышать грузоподъемность G_z , на которую проектируется решетками, $G'_z < G_z$.

При выборе значений R рекомендуется руководствоваться следующим. Сразу после падения кома на полотно решетки удары рассыпающейся при этом смеси носят почти неупругий характер, и значения R следует принимать близкими к нулю. По мере освобождения отливки от смеси значения R увеличиваются, и можно принимать при выбивке чугуна $R = 0.15 \div 0.25$ и при выбивке стального литья $R = 0.20 \div 0.30$.

Область существования устойчивых режимов работы выбивных инерционных решеток. Исследование устойчивых режимов соударений при наличии подбрасывания груза является весьма сложной задачей. Из-за большого многообразия видов устойчивых режимов вопрос обычно рассматривается не в общем виде, а на отдельных типовых примерах [4-6].

Траектория p и Γ движения решетки и груза при неустойчивом и устойчивом режимах колебаний показаны на рис. 3.

Условия идеально устойчивого движения характеризуются тем, что в начале и в конце каждого периода колебаний граничные условия совершенно идентичны. При этих условиях выполнены компьютерные расчеты [7] по уравнениям (5) и (6) для обычно применяемого в решетках резонансного режима колебаний $\omega/\omega_0 = 4$, построены траектории движения системы решетка – груз и определены области существования устойчивых режимов. Результаты расчета представлены в безразмерной форме в виде номограммы в координатах R, η , по параметру σ_p [8].

Параметр σ_p называется относительным усилием вибровозбудителя и представляет собой отношение максимального значения вертикальной со-

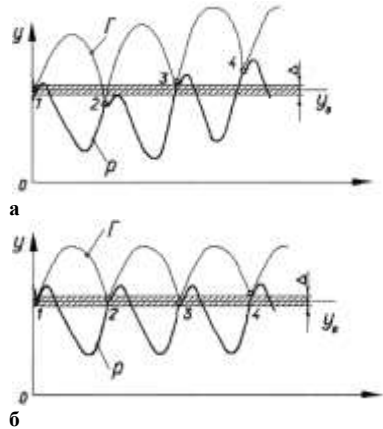


Рисунок 3 – Траектория движения виброударной системы с подбрасыванием:
а – неустойчивый режим;

б – устойчивый режим

ставляющей $P_{e.\max} = P_{\max} \cdot \cos \nu$ возмущающей силы $P_{\max} = D\omega^2$ вибровозбудителя к весу G_p подвижных частей решетки:

$$\sigma_p = P_{e.\max} / G_p . \quad (13)$$

Как следует из источников [8], $\sigma_p = 1 \div 8$ разделяют поле графика на область устойчивых режимов колебаний (над соответствующей кривой σ_p) и область неустойчивых режимов колебаний (под соответствующей кривой σ_p). Например, если параметры решетки характеризуются значением $\sigma_p = 4.5$ (вертикальная составляющая $P_{e.\max}$ вынуждающей силы вибровозбудителя превышает вес подвижных частей решетки G_p в 4,5 раза, $P_{e.\max} = \sigma_p G_p = 4.5 G_p$), то при коэффициенте восстановления скорости $R = 0.2$ режим работы решетки будет устойчивым, если коэффициент полезной нагрузки $\eta < 1$. Для того чтобы иметь запас устойчивости, лучше работать при меньшей загрузке решетки (например, точка A , соответствующая $\eta = 0.8$, $R = 0.2$). При больших значениях R запас устойчивости выше, при меньших R – ниже. Для повышения запаса устойчивости следует увеличить возмущающую силу вибровозбудителя.

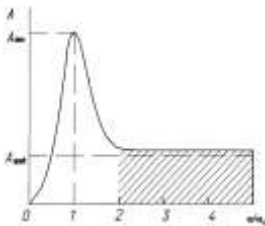


Рисунок 4 – Амплитудно-частотная характеристика выбивных инерционных решеток

Режим возбуждения. Режим работы выбивных инерционных решеток характеризуется амплитудой и частотой колебаний. Вибрационные машины могут работать в дорезонансном, резонансном и зарезонансном режимах возбуждения. Амплитудно-частотная характеристика выбивной решетки описывается уравнением [9, 10] (рис. 4)

$$A = D\omega^2 / m_p \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2} ; \quad (14)$$

$$\omega_0 = \sqrt{C/m_p} . \quad (15)$$

Здесь D – дебаланс вибровозбудителя; ω – угловая частота колебаний решетки; m_p – масса подвижных частей решетки; h – коэффициент демпфирования; ω_0 – собственная частота колебаний решетки; C – жесткость упругих опор.

Приближение частоты ω к собственной частоте ω_0 приводит к резкому увеличению амплитуды колебаний решетки. При $\omega \cong \omega_0$ амплитуда A достигает максимального значения A_{\max} . При дальнейшем увеличении ω амплитуда

уменьшается, приближаясь при $\omega \rightarrow \infty$ к асимптотическому значению $A_{прв}$.

Анализ режимов работы выбивных решеток различных типов показывает, что в осуществленных конструкциях имеют место резонансные режимы возбуждения, причем значения ω/ω_0 находятся в диапазоне (на $\omega/\omega_0 = 2 \div 5$ рис. 4 область рабочих частот заштрихована).

Для резонансных режимов колебаний ($\omega \gg \omega_0$) силы демпфирования на амплитуду колебаний A практически влияния не оказывают, так как $(\omega_0^2 - \omega^2)^2 \gg 4h^2\omega^2$. Поэтому формула (14) принимает вид:

$$A = D\omega^2 / m_p (\omega_0^2 - \omega^2). \quad (16)$$

По формуле (16) определяют амплитуду колебаний выбивных инерционных решеток, работающих в резонансных режимах колебаний. Так как колебания решетки происходят в направлении линии действия силы P , составляющей угол γ с вертикалью, то вертикальная и горизонтальная составляющие амплитуды колебаний: $A_y = A \cos \gamma$; $A_x = A \sin \gamma$. Технологически необходимое значение A_y определяют по формуле:

$$A_y = v_1 / \omega \sin \psi, \quad (17)$$

где v_1 – вертикальная составляющая скорости решетки до удара (см. формулу (11)), а ψ – фаза соударения.

При устойчивых режимах работы решеток $\sin \psi = 0.8 \div 0.9$. Угловую частоту колебаний ω определяют в зависимости от технологически необходимой величины удельной энергии соударения e_0 кома с полотном решетки.

Угловую скорость вала вибровозбудителя инерционной решетки определяют по формуле (10). Подставляя числовые величины в формулу (10), получим $\omega = 70 \div 90$ 1/с, что соответствует частоте вращения дебалансных масс $n = 30\omega/\pi = 700 \div 900$ об./мин.

У большинства действующих выбивных инерционных решеток частота вращения дебалансных валов вибровозбудителя находится в пределах $800 \div 1000$ об./мин. Указанная область рабочих частот обеспечивает технологически необходимую величину удельной энергии соударения e_0 .

Увеличивать частоту вращения валов вибровозбудителя сверх 1000 об./мин. нецелесообразно, так как это почти не дает увеличения амплитуды, но вызывает излишнюю перегрузку подшипников.

Дебаланс вибровозбудителя. Дебалансом вибровозбудителя называется суммарный статический момент неуравновешенных масс вибровозбудителя. Статический момент неуравновешенной массы m_i определяется относительно

но оси ее вращения и равен произведению массы m_i на расстояние от ее центра тяжести до оси вращения, называемое эксцентриситетом r_i : $D_i = m_i r_i$.

Дебаланс вибровозбудителя, состоящего из несколько дебалансных масс, равен $D = \sum D_i = \sum m_i r_i$.

Для достижения необходимого значения амплитуды A колебаний решетки требуемый дебаланс вибровозбудителя определяют из формулы (16):

$$D = A \cdot m_p \left[1 - (\omega_0 / \omega)^2 \right]. \quad (18)$$

Здесь m_p – масса подвижных частей решетки; $m_p = G_p / g$ (G_p – вес подвижных частей решетки).

Скорость транспортирования отливок. При определении скорости транспортирования отливок по полотну решетки используют теорию рабочего процесса вибротранспортных машин [5, 9, 11-14]. Определение средней скорости вибрационного транспортирования – одна из основных задач при расчете технологических режимов работы вибрационных транспортирующих машин. Средняя скорость вибрационного транспортирования определяется скоростями транспортируемого груза на отдельных этапах перемещения, а также характером, продолжительностью и порядком чередования этих этапов.

В настоящее время в вибротранспортных машинах реализуются прямолинейные, эллиптические и круговые колебания, которые могут быть гармоническими, бигармоническими и др. Выбивные инерционные решетки обычно работают в режиме прямолинейных гармонических колебаний. На движение по полотну решетки слоя формовочной смеси и отливок заметное влияние оказывают конструктивные и технологические факторы, а также факторы, определяемые режимом возбуждения. К конструктивным факторам относятся угол наклона полотна решетки α , угол установки вибровозбудителя γ_0 , сдвиг по фазе θ дебалансных валов и конструктивные особенности рабочей поверхности полотна решетки (форма колосников, форма и размеры щелей полотна, компоновка секций полотна и др.). К технологическим факторам относятся свойства формовочной смеси, толщина слоя смеси на полотне, конфигурация и размеры отливок и литниковой системы. К факторам, определяемым режимом возбуждения, относятся амплитуда A и угловая частота ω колебаний.

Рассмотрим следующую упрощенную расчетную схему (рис. 5). Вибрирующая плоскость 1 наклонена под углом α к горизонтали и совершает заданное прямолинейное гармоническое колебательное движение в направлении оси $O\eta$ под углом γ к вертикали. В качестве транспортируемого груза принята материальная частица, в которой сосредоточена вся масса груза m_z . Учитываются силы сухого трения при перемещении частицы по вибрирующей поверхности. На рис. 5 ось $O\eta$ показывает направление прямолинейных колебаний полотна, а ось Ot – время. Синусоида представляет собой развертку

гармонических колебаний полотна по времени t .

Скорость транспортирования отливок по полотну решетки определяем по формуле [15]:

$$v = A\omega \left(\frac{1-R}{1+R} \pi\Gamma + \frac{2-f_m}{f_m} \pi G \right). \quad (19)$$

Здесь A – амплитуда колебаний решетки; R – коэффициент восстановления скорости; $f_m = 0.4 \div 0.5$ – мгновенный коэффициент трения отливок о полотно решетки; Γ, G – параметры, равные $\Gamma = g \cos \alpha / A_g \omega^2$; $G = g \sin \alpha / A_z \omega^2$, α – угол наклона полотна (положительный – по часовой стрелке); принимают обычно в пределах $0 - 5^\circ$; $A_g = A \cdot \cos \gamma$ и $A_z = A \cdot \sin \gamma$ – вертикальная и горизонтальная составляющие амплитуды колебаний решетки; γ – угол вибрации решетки (относительно вертикальной оси).

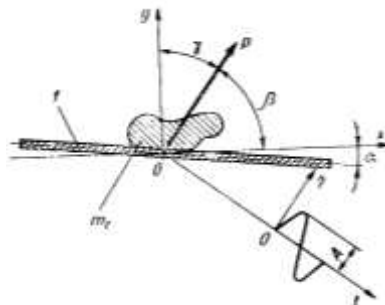


Рисунок 5 – Схема для расчёта скорости транспортирования

Численное моделирование рабочего процесса в выбивных машинах. Как указывалось выше, для описания и расчета рабочего процесса выбивки решетка вместе с полезной нагрузкой представляется двухмассовой виброударной колебательной системой. При проведении исследований принималось упрощенное допущение: реальная нагрузка, состоящая из комьев смеси и отливок и распределенная по полотну решетки представлена точечным грузом массы m , величина которого принимается неизменной, а процесс соударения груза и полотна рассматривается как прямой центральный удар двух тел; ось вибровозбудителя совмещена с центром тяжести подвижных частей решетки [8, 11]. В более поздней работе [16] была предпринята попытка учесть особенности процесса выбивки и конструкции вибровозбудителей и исследовать систему «источник энергии – вибровозбудитель – рабочий орган – технологическая нагрузка» на всех этапах работы: разгон, устанавливающее движение и выбег.

Для численного исследования рабочего режима выбивных инерционных решеток разработан ППП «Стенд».

В другой работе [17] рассмотрена динамика рабочего процесса выбивных инерционных решеток автоматических линий. Для принятой математической модели виброударной одномассовой колебательной системы выполнено компьютерное исследование рабочего процесса выбивки. Получены области существования устойчивых режимов колебаний виброударной системы. Разработана методика расчета мощности привода выбивной решетки с учетом мощности рабочего процесса выбивки, потерь на трение в опорах вибровозбудителя и сил демпфирования.

В работе [18] разработана методика определения параметров работы вы-

бивных решеток в устойчивом режиме. Приведена формула для вычисления амплитуд колебаний при прохождении решетки через резонанс.

На основе анализа математической модели было проведено исследование режимов движения выбивной транспортирующей решетки с упругой подвеской вибровозбудителя в зависимости от уровня возбуждения и расстояния от центра масс решетки с присоединительной нагрузкой до линии действия возмущающей силы. Показано, что эффект галопирования приводит к ограничению грузоподъемности решетки до величины, равной массе ее подвижных частей, даже при оптимальном выборе параметров [19, 20].

В работах [21-27] предлагается математическая модель машины направленных колебаний с управляемыми вибровозбудителями. В модели исследуются пути рассеяния энергии в установившемся режиме, показывается эффективность виброобработки на переходных режимах, а также производится их оптимизация. В работе разработана и исследована математическая модель машины с управлением возбудителей винтовых колебаний.

В представленной работе автор предлагает следующую математическую модель для вибрационной машины вертикальных направленных колебаний с неуправляемыми динамическими вибровозбудителями:

$$\begin{aligned}\ddot{\xi} + 2\beta\gamma\dot{\xi} + \gamma^2\xi + \varepsilon^2\ddot{\eta} &= f_y (\ddot{\varphi}\cos\varphi - \dot{\varphi}^2\sin\varphi); \\ \ddot{\psi} + 2\beta_1\gamma_1\dot{\psi} + \gamma_1^2\psi + v\operatorname{sgn}\dot{\psi} &= -\ddot{\xi}; \\ \ddot{\varphi} + \rho^2 f_y \cos\varphi - \delta^2 f_y \xi \cos\varphi &= \mu_\delta - \mu_\omega - \mu_c \cdot f_y.\end{aligned}$$

Здесь ξ , η и φ – обобщенные координаты рабочего органа, обрабатываемой среды и вращения дебалансного вала; γ , β и v – коэффициенты расстройки, вязкого и сухого трения; ε , δ , и ρ – характеризуют геометрию системы; μ_δ – характеристика двигателя; μ_c – характеристика сопротивления; f_y – функция управления.

Для того, чтобы повысить эффективность машин за счет увеличения амплитуды ускорений органов машины, автор предлагает управлять жесткостью

упругих элементов: $C = m\omega^2 \left(1 \pm \sqrt{(a^2/\sin^2 n\tau) - 4\beta^2/\omega^2} \right)$. Здесь $a = S_0/mA_0$,

S_0 и A_0 – статический момент дебалансов и амплитуда колебаний в установившемся режиме; ω – угловая частота установившегося режима; плюс перед радикалом соответствует дорезанансному режиму, а минус – зарезанансному режиму работы машины. В качестве другого пути повышения ускорения в переходном режиме автор предлагает управлять частотой ω_1 дебалансного вала по следующей зависимости: $\omega_1 = \omega/\sqrt{\sin n\tau} = k\omega$.

Таким образом, в данных работах основное внимание сосредоточено именно на управлении рабочим процессом вибромашины. В то же время вне поля зрения остались такие существенные факторы, как изменение массы вибрирующего рабо-

чего тела, его жесткостных свойств и пространственного положения.

В работах [28, 29] автор освещает результаты моделирования характера движения отливок по колоснику инерционной выбивной решетки, продолжительность отделения смеси от отливки. Характер движения отливки по колоснику рассматривается при значениях $\mu \rightarrow \infty$ и $\mu \rightarrow 1$, где $\mu = m_k/m_{отл}$ – отношение массы колосника решетки к массе отливки.

При исследовании движения отливки ($\mu \rightarrow \infty$) было принято, что поверхность колосника, совершающая гармонические колебания, представляет собой абсолютно жесткую конструкцию, все точки которой перемещаются по одному и тому же закону. В соударениях отливки с колосником решетки при выполнении условия $F = N_1 = 0$ уравнения, описывающие движение отливки, представлены в виде:

$$\begin{cases} \ddot{x} = g \sin \alpha + a\omega^2 \cos \beta \sin \omega t; \\ \ddot{y} = -g \cos \alpha + a^2\omega^2 \sin \beta \sin \omega t. \end{cases}$$

Здесь F – сила трения; N_1 – нормальная реакция; a , ω – соответственно амплитуда и частота колебаний колосника решетки; α – угол между направлением колебаний и плоскостью колосника; β – угол наклона колосника решетки.

Скорости и перемещения отливки при ее относительном полете над поверхностью колосника определяются при интегрировании записанной выше системы уравнений. Отливка имеет контакт с колеблющимися колосниками до тех пор, пока составляющая силы инерции отливки, нормальная к рабочей поверхности, не достигает величины нормальной составляющей силы тяжести отливки: $(G/g) \cdot a\omega^2 \sin \beta \sin \omega t \geq G \cos \alpha$, где G – сила тяжести отливки.

Отрыв отливки от поверхности колеблющегося колосника произойдет при следующем равенстве: $t_0 = (1/\omega) \arcsin((g/a\omega^2)(\cos \alpha/\sin \beta))$. Левая часть этого выражения имеет максимальное значение при $\omega t = \pi/2$, тогда условие отрыва отливки от колосника запишется как $A \geq 1$, где $A = (g/a\omega^2)(\cos \alpha/\sin \beta)$ – безразмерный параметр, называемый режимом работы колосника решетки.

Возможны следующие режимы работы:

- движение без отрыва отливки от колосника – $A < 1$;
- движение с отрывом отливки от колосника – $A > 1$.

Таким образом, значения амплитуды ускорений $a\omega^2$ колосника решетки должны выбираться такими, чтобы отливка постоянно находилась над колеблющимися колосниками и соударялась с ними через равные промежутки времени, соответствующие периоду колебаний. Для устойчивости этих режимов автор рекомендует выполнение следующего условия: $\sqrt{\pi^2 + 1} < A < \sqrt{\pi^2 + 4}$.

Полнота передачи скорости колосником отливке, зависящая от угла наклона колосника к горизонту, угла направлений колебаний, амплитуды и частоты колебаний, должна сочетаться с выбором технологических параметров

отделения отработанной формовочной смеси от отливок.

Однако, поскольку в работе внимание было сосредоточено на конкретных вещах: моделирование характера движения отливок по колоснику инерционной выбивной решетки и продолжительность отделения смеси от отливок, автор не рассматривает другие важные аспекты.

В работах [30-32] автор разработал математическую модель питателя-грохота, которая учитывает поведение короба под действием двух разнонаправленных сил вибраторов, которые обеспечивают как направленную возбуждающую силу, так и момент, который появляется при изменении направления силы. Автор также исследует процесс получения пространственных колебаний питателя-грохота от двух разнонаправленных возбуждающих сил, которые приложены в разных точках по ширине рабочего органа и влияют на его длину. Также получены аналитические зависимости для определения параметров виброперемещения материала с учетом особенностей поведения рабочей поверхности в разных точках по длине и ширине грохота.

При составлении динамической расчетной схемы автор принимает следующие допущения: приведенная масса короба грохота m сосредоточена в центре его масс, а центр декартовой системы координат сосредоточен в центре масс короба; двухвальные вибровозбудители имеют кинетостатические моменты $m_{01}r$, $m_{02}r$, расположенные на периферии короба, векторы сил при их начальной установке направлены под углом β к оси x ; короб установлен на 4-х эластических опорах; неупругое опирание при колебаниях грохота на первом этапе исследований не учитывается.

На базе этих упрощений автор приводит систему дифференциальных уравнений, описывающих движение системы, которые построены на базе уравнения Лагранжа 2-го рода, которые после преобразований имеют следующий вид: $x = \bar{X} \exp(i\omega t)$, $y = \bar{Y} \exp(i\omega t)$, $z = \bar{Z} \exp(i\omega t)$, $\varphi_x = \bar{\Phi}_x \exp(i\omega t)$, $\varphi_y = \bar{\Phi}_y \exp(i\omega t)$, $\varphi_z = \bar{\Phi}_z \exp(i\omega t)$, где \bar{X} , \bar{Y} , \bar{Z} , $\bar{\Phi}_x$, $\bar{\Phi}_y$, $\bar{\Phi}_z$ – амплитуда перемещений исполнительного органа по соответствующим координатам, и в общем случае эти величины комплексные.

При исследовании параметров виброперемещения материала со сложной траекторией движения рабочей поверхности грохота определено, что величина виброперемещений Γ определяется следующим выражением:

$$\Gamma = \left\{ Y \cos \alpha + X \sin \alpha - \Phi_x 0z + \Phi_z \frac{0z}{\cos \alpha} \right\} / g \cos \alpha ,$$

где α – угол наклона рабочей поверхности к горизонту.

Скорость виброперемещений определяется по направлению x и z осей следующими выражениями:

$$V_x = \frac{\Omega}{2\pi} |X \cos \alpha + \Phi_z \cdot 0x \cdot \operatorname{tg} \alpha| \times$$

$$\times \left[\sin \psi_0 - \sin \psi_\epsilon + \frac{(\psi_\epsilon - \psi_0)^2}{2\Gamma} \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} (v_x + \alpha) + (\psi_\epsilon - \psi_0) \cos \psi_0 \right];$$

$$V_z = \frac{\Omega}{2\pi} (Z + \Phi_y \cdot 0x) \operatorname{sign}(Z) \times$$

$$\times \left[\sin \psi_0 - \sin \psi_\epsilon + \frac{(\psi_\epsilon - \psi_0)^2}{2\Gamma} \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} (v_z + \alpha) + (\psi_\epsilon - \psi_0) \cos \psi_0 \right].$$

Здесь ψ_0 и ψ_ϵ – фазовые углы отрыва и встречи материала с рабочей поверхностью, v_x , v_z – дополнительные углы, вызванные поворотными колебаниями рабочей поверхности.

Таким образом, анализ параметров виброперемещения материала показывает, что в зависимости от выбора параметров установки направления вектора возбуждающих сил вибровозбудителя можно регулировать скорость и качественные характеристики движения материала по рабочей поверхности грохота.

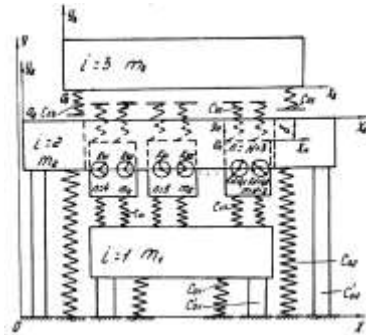


Рисунок 6 – Динамическая схема многосекционного агрегата

В работах [33-37] авторы вводят обобщенную математическую модель общего вида, которая учитывает особенности технологических процессов, выполняемых на вибрационных машинах; изменение массы технологической нагрузки; контакт технологической нагрузки с рабочим органом представлен в виде односторонней упругой связи при наличии сил сухого позиционного трения; переменное взаимное положение точек контакта технологической нагрузки с рабочим органом; тела системы совершают плоское движение. В математической модели вибрационной машины учтена основная особенность конструкции вибровозбудителя – уравнивание его дебалансных масс при переходе через резонанс и возможные варианты контакта технологической нагрузки с рабочим органом. Способ построения математической модели вибромашин не требует определения компонент уравнений Лагранжа II-го рода.

На рис. 6 представлена динамическая схема, которая позволяет осуществлять различные варианты компоновки многосекционного агрегата.

Уравнения движения инерционных элементов составляются с помощью уравнений Лагранжа II-го рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_s} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_s} = Q_s, S = 3 \times I + \sum_{i=1}^l \left(K_i + \sum_{k=1}^{K_i} P_{ik} + N_i \right),$$

где T – полная кинетическая энергия системы; q_s – s -я обобщенная координата; Q_s – s -я обобщенная сила.

Авторы предлагают способ построения математической модели рабочего режима для системы с последовательным расположением инерционных элементов. Он заключается в том, что определяются матрицы коэффициентов уравнения движения каждого элемента, которые располагают последовательно в матрицу коэффициентов всей системы, совмещая при этом диагональ каждой с диагональю общей матрицы.

Таким образом, система уравнений для n -х инерционных элементов в свернутом виде будет иметь следующий вид: $[A_n^{\Sigma}] \times [K_n^{\Sigma}] = [B_n^{\Sigma}]$.

В качестве общего критерия оценки наличия контакта технологической нагрузки с рабочим органом рассматривается величина расстояния точек A , B_1 технологической нагрузки до поверхности контакта на рабочем органе, устанавливаемая с помощью выражений:

$$\begin{cases} (x_{i-1}^* - x_i^*) \sin \varphi_{i-1} - (y_{i-1}^* - y_i^*) \cos \varphi_{i-1} - x_A \sin(\varphi_i - \varphi_{i-1}) \leq 0; \\ (x_{i-1}^* - x_i^*) \sin \varphi_{i-1} - (y_{i-1}^* - y_i^*) \cos \varphi_{i-1} - x_B \sin(\varphi_i - \varphi_{i-1}) \leq 0, \end{cases}$$

где x_{i-1}^* , y_{i-1}^* , x_i^* , y_i^* – текущее значение координат начала системы координат $X_{i-1}O_{i-1}Y_{i-1}$, $X_iO_iY_i$; φ_{i-1} , φ_i – угол поворота рабочего органа и технологической нагрузки; x_A и x_B – координаты точек A и B в подвижной системе координат $X_iO_iY_i$.

Таким образом, в своих работах авторы наиболее близко подошли к проблеме исследования извлечения отливок из отработанной смеси при помощи ударно-вибрационных машин. Однако некоторые вопросы так и остались неучтенными, а именно – учет вязкого трения в смеси, не ясно, из каких соображений был выбран закон изменения массы отливки. В рассмотренных выше работах не рассмотрено криволинейное движение отливки в отработанной смеси, которое в реальной машине имеет место.

Диссертация [38] посвящена вопросу повышения эффективности вибрационного грохочения влажной горной мелкой массы как одному из малоизученных и недостаточно эффективных процессов производства. Установлены основные факторы, существенно влияющие на показатели грохочения, нелинейный характер зависимости показателей работы грохота от каждого из факторов, а также зону наибольшего влияния каждого из них.

Диссертация [39] посвящена вопросам повышения эффективности и снижения энергоемкости вибрационного технологического оборудования в процессах переработки минерального сырья. Основная идея работы заключается в использовании рациональных энергетических и силовых параметров вибрационного нагружения технологических сред посредством применения нелинейного вибрационного привода, обеспечивающего их независимую ре-

гулировку. Для анализа колебаний существенно нелинейных вибрационных систем использована процедура численного интегрирования, сочетающая методы Рунге-Кутты и Хемминга, что позволило существенно повысить точность численного интегрирования дифференциальных уравнений. Установлены закономерности влияния величин конструктивных параметров нелинейного привода на значения выходных динамических параметров. Впервые установлен и исследован эффект адаптации величины реализуемых динамических параметров к величине технологической нагрузки для двухмассовых нелинейных систем. Выполнен спектральный анализ реализуемого динамического воздействия в реальном масштабе времени.

Диссертация [40] посвящена решению важной научной проблемы, заключающейся в установлении закономерностей, которые объясняют и описывают влияние на кинетику вибрационного грохочения сегрегации, просеивания, вибротранспортирования, формы частиц и отверстий сита, а также изменяющейся в результате просеивания высоты слоя.

В работе [41] приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований колебаний фундаментов инерционных выбивных решеток литейного производства. В теоретическом разделе получены аналитические зависимости для определения амплитуд и частот колебаний фундаментов инерционных выбивных решеток при рассмотрении их одномассовой и двухмассовой расчетных схем, причем последняя лучше отражает конструктивные особенности системы «выбивная решетка – фундамент – основание». Учитывались упруго-вязкие свойства грунта и защемление фундамента боковой засыпкой. Рассмотрено симметричное и асимметричное расположение опоки и выбивной решетки. Аналитический аппарат и полученные зависимости дают возможность определять параметры колебания фундамента выбивной решетки в холостом режиме и при условии загрузки решетки опокой. Холостому режиму соответствуют вынужденные колебания, возбуждаемые неуравновешенной силой дебалансов машины. Рабочий режим характеризуется виброударным нагружением, которое вызывает свободные и вынужденные колебания фундамента выбивной решетки.

В диссертации [42] исследования посвящены разработке новых методов моделирования вибрационных систем с использованием графов связи. Они обеспечивают увеличение возможности представления энергетических потоков, исследования, расчета, проектирования и управления вибрационных систем технологического назначения. Предложены методы структурного моделирования вибрационных систем как передатчиков и преобразователей энергии с использованием графов связи в пространстве состояний. Теоретически обоснована эффективность методов структурного моделирования вибрационных систем. Такие методы реализуют удобство адаптации механических проблем в современной компьютерной технологии. Внедрен принцип отделения моделей, раскрывающий структуру связи вибрационного процесса как носителя технологической эффективности вибрационной системы с другими ее элементами. Разработаны способы моделирования вибрационных систем на проблемно-ориентированном языке графов связи. Показано, что

использование графов связи позволяет представлять вибрационную систему как объединение полей источников энергии, концентрации и рассеяния энергии и топологических структур связи.

Диссертация [43] посвящена вопросам разработки методов расчета динамических параметров нелинейных вибросистем с асимметричной характеристикой упругих связей и бигармоническим возбуждением с целью повышения эффективности и создания новых вибрационных машин. Впервые предлагаются новые расчетные схемы вибросистем, включающие как нелинейные асимметричные упругие связи, так и бигармоническое возбуждение, и позволяющие существенно расширить динамические возможности за счет усиления асимметрии цикла колебаний и рационального выбора динамических параметров.

В работах [44, 45] сформулированы уравнения динамики твердого тела переменной массы с определенным законом изменения массы; решение на основе этих уравнений новой задачи о пространственных нелинейных колебаниях резервуара переменной массы на колебательные режимы исследуемого тела. Исследованы нелинейные пространственные колебательные режимы тела переменной массы на упругих амортизаторах при гармонических воздействиях.

В работах [46-51] рассматриваются переходные процессы в вибрационных машинах с дебалансными вибровозбудителями. Для уменьшения переходных процессов, при которых амплитуда возрастает в 3-4 раза, предлагается использовать управляемые дебалансные вибровозбудители. Принцип управляемости дебалансов основан на увеличении эксцентриситета дебалансной массы при разгоне вала на определенную резонансную частоту. Такую задачу предлагается решать при помощи экспериментально полученных характеристик. Используя эту методику можно получать минимальные переходные процессы в момент запуска и остановки с дебалансным приводом.

В статье [52] разработана математическая модель вибрационных технологических приспособлений с инерционным самоцентрирующимся вибратором и асинхронным электродвигателем. Авторами предлагается модель, в которой имеется возможность выбирать электродвигатель, определять характер движения рабочей камеры, усилия в подшипниках, давление на подвеску и решать различные задачи синтеза.

В статьях [53-57] автором рассмотрена математическая модель динамического режима работы виброударных агрегатов, состоящих из твердых тел. В модели учитывается изменяющаяся масса отливки в процессе работы вибрационного выбивного агрегата. Используются различные модели контакта рабочих поверхностей. Математическая модель базируется на уравнении Лагранжа II-го рода.

В статье [58] автор приводит экспериментальные результаты исследования вибрационной машины с управляемыми дебалансными вибровозбудителями при пуске и работе в уравновешенном состоянии, и в установившемся колебательном режиме. Показано влияние различных обрабатываемых сред на амплитуду, частоту и потребляемую мощность.

В статье [59] автор применяет программу SolidWorks совместно с модулем

CosmosMotion для моделирования динамики уравнивания ротора на симметричных вязко-упругих опорах двухмаятникового автобалансира. Определены разные режимы работы системы в зависимости от величины силы вязкого опирания, которые действуют на маятник.

В работе Дмитроченко О.Н. [60] изложены подходы к формированию разрешающих уравнений движения, которые обладают преимуществом, позволяющим максимально автоматизировать процесс составления систем уравнений, причем полученные системы достаточно экономны по объему и приспособлены для многовариантных исследований. Аналогичные технологии реализованы и в современных САЕ. Кроме того, могут применяться более эффективные алгоритмы [60] формирования уравнений движения [61-69].

В статьях [64, 65] автором приводится анализ рабочего процесса и математическая модель инерционного грохота с гидравлическим толкающим приводом, который управляется дистанционно при помощи автоматического гидрораспределителя. Использование этого привода обеспечивает ассиметрический цикл при обратном-поступательном движении транспортирующего грохота:

$$M \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \mu \frac{dx_1}{dt} + cx_1 = pF \sin \alpha; M \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \mu \frac{dy_1}{dt} + cy_1 = pF \cos \alpha - Mg -$$

фаза прямого хода;

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \mu \frac{dx_1}{dt} + cx_1 = cx_{10} - pF \sin \alpha; m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \mu \frac{dy_1}{dt} + cy_1 = cy_{10} + m_1 g - pF \cos \alpha -$$

фаза обратного хода.

Приведенная математическая модель предоставляет возможность изучения качественных зависимостей технических показателей конструкции в зависимости от ее конструктивных параметров. Использование этого гидравлического привода позволяет в некоторых рамках менять частоту колебательных импульсов и изменять величину амплитуды колебаний.

В работе [70] предложена математическая постановка и численная реализация методов интегрирования уравнений динамики виброударных систем, что предоставляет инструмент определения перемещений, скоростей, ускорений, а, значит, и усилий, действующих на корпус вибромашины и технологический груз.

Также значительное внимание формированию математической модели движения виброударной системы уделяется в работе [2]. В ней поставлена задача об идентификации силы ударного взаимодействия.

Таким образом, в настоящее время разработаны разнообразные подходы и математические модели динамики виброударных машин, что позволяет определить и законы движения элементов данных виброударных систем, и действующие при этом ударные нагрузки.

Заключение. Для описания динамики вибромашин на примере выбивных транспортирующих решеток рассмотрены некоторые аспекты формиро-

вания математических моделей движения их элементов. В результате анализа существующих разработок установлено следующее.

1. Для определения вертикальных скоростей груза и вибромашины до и после удара, а также для расчета скорости горизонтального перемещения груза часто используется значение R – коэффициент восстановления скорости [3]. При выборе этого коэффициента рекомендуется руководствоваться следующим: сразу после падения кома на полотно решетки удары рассыпающейся смеси носят почти неупругий характер, то есть $R = 0$. По мере освобождения отливки от смеси R возрастает до 0.2–0.3. Однако при этом не установлено, в течение какого времени от продолжительности всего цикла выбивки сохраняется $R = 0$ и как этот параметр изменяется во времени.

2. До настоящего времени более подробно исследована двухмассовая вибрационная система (рама с жестко закрепленной в ней решеткой + ком с отливкой), но мало сведений по исследованию процесса выбивки и его эффективности применительно к трехмассовой вибрационной системе (подпружиненная рама + подпружиненная (с меньшей жесткостью) решетка, установленная на раме + ком смеси с отливкой).

3. Современные варианты математических моделей динамики виброударных машин предполагают не раздельное рассмотрение этапов движения неконтактирующих машины и технологического груза и их мгновенного удара с последующим припасовыванием решений, а непрерывное совместное интегрирование уравнений движения при наличии ударного контактного взаимодействия. Это дает возможность в ходе решения задач определять более адекватно и точно также и силу ударного взаимодействия, а не только закон движения отдельных звеньев виброударной системы.

В дальнейшем планируется разработка более совершенной комплексной математической модели движения вибромашины с технологическим грузом, формирование алгоритмов вычисления ударных нагрузок в их сопряжении с целью последующего роста напряженно-деформированного состояния и обоснования рациональных параметров вибромашин по критериям производительности, прочности, надежности и долговечности.

Список литературы: 1. Барчан С. М. Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибвної транспортувальної машини для формувальних ліній крупного литва : дис. канд. техн. наук : 05.02.02 / Барчан Євген Миколайович. – Маріуполь. – 2008. – 178 с. 2. Грабовский А.В. Ударное взаимодействие и динамические процессы в виброударных машинах с частичным разрушением технологического груза: дис. кандидата техн. наук: 05.02.09 / Грабовский Андрей Владимирович. – Харків, 2010. – 181 с. 3. Горский А.И. Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства. – М. Машиностроение, 1978. – 552 с. 4. Горский А.И., Дун С.Л., Израильсон М.С., Титов А.А. Исследование рабочего процесса выбивных инерционных решеток с использованием ЭЦВМ // Литейное производство. – 1977. – №7. – С.28-30. 5. Бауман В.А., Быховский И.И., Гольдштейн Б.Г. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. – М.: Машиностроение, 1970. – 548 с. 6. Кобринский А.Е., Кобринский А.А. Виброударные системы. – М.: Наука, 1973 – 591 с. 7. Improved sand and casting separation at Casting Limited /Foundry Trade j/ 1981, 151, №3228, 964. 8. Стиваковский А.О., Гончаревич И.Ф. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. – М.: Машиностроение, 1972. – 327 с. 9. Бауман В.А., Быховский И.И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. – М.: Высшая школа, 1977. – 256 с. 10. Блех-

ман П.П., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационное перемещение. – М.: Наука, 1964. – 410 с. **11.** Орлов Г.М. Автоматизированные установки для выбивки литейных форм. – М.: Машгиз, 1961. – 131 с. **12.** Горский А.И., Дун С.Л., Израильсон М.С., Титов А.А. Исследование рабочего процесса выбивных инерционных решеток с использованием ЭЦВМ // Литейное производство. – 1977. – №7. – С.28-30. **13.** Осмаков С.А., Брауде Ф.Г. Виброударные формовочные машины. – М.: Машиностроение, 1976. – 128 с. **14.** Блехман П.П., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационное перемещение. – М.: Наука, 1964. – 410 с. **15.** Жмуденко А.С., Лют Г.М. Эксцентриксовая выбивная решетка. Авт.св. СССР № 1144765, кл. В22D29/02, Б.И. 1985, №10. **16.** Гергея И.И., Козулькевич М.Р., Лозовой И.С. Математическое моделирование на ЭВМ рабочего режима выбивных инерционных решеток // Литейное производство. – 1989. – №10. – С. 23. **17.** Горский А.И., Титов А.А., Автоматизация процессов литья и обработка давлением // Тр. 6 го сов-я по автомат. проц. маш-я. – М.: Машиностроение, 1979. – С. 75-79. **18.** Giroud A. Le decochage en fonderie et les machines pour chantiers automatiques / Hommes et fonderie. – 1986. – № 163. – PP. 19-25. **19.** Козулькевич М.Р., Круш И.И., Фомичева Л.Я., Шифрин Л.М. Днепропетровский горный институт, Днепропетровск, Рукопись деп. в УКРНИИНТИ 30.10.1986г. – 9с. **20.** Годес Я.Ю., Альтгаузен В.В. Моделирование ударных систем / Тр. Всесоюз. науч.-исслед. и проектно- констр. ни-га металл. маш-я/ 1969. – Сб. 24. – С. 233-238. **21.** Сердюк Л.И. Основы теории, расчёт и конструирование управляемых вибрационных машин с дебалансными возбудителями. Дис. д-ра. техн. наук: 05.02.02:01.02.06 / Харьк. Орд. Ленина и Орд. Октябр. рев-ии полит. ин-т им. В.И. Ленина. – Х: 1991. **22.** Сердюк Л.И. Динамика вибрационной установки с управляемым приводом // Изв. вузов. Машиностроение. – 1991. – № 10. – 12. – С. 14-18. **23.** Сердюк Л.И. Экспериментальное исследование дебалансного вибровозбудителя // Управляемые механические системы. – Иркутск: ИПИ. – 1984. – С. 143-148. **24.** Сердюк Л.И. Управляемые вибровозбудители – основа повышения эффективности вибрационных машин // Строит. и дор. машины. – 1987. – № 12. – С. 21-22. **25.** Сердюк Л.И. Работа дебалансных вибровозбудителей при пуске и в установившемся режиме // Горные, строит., дор. и мелиорат. машины. – Киев: 1988. Вып. 41. – С. 132-136. **26.** Сердюк Л.И. Некоторые особенности работы управляемых вибровозбудителей // Динамика механических систем. – Новосибирск: НЭТИ. – 1988. – С. 63-66. **27.** Сердюк Л.И. Влияние параметров управляемого вибровозбудителя на мощность приводного двигателя. // Теория механизмов и машин. – Харьков: 1989. – Вып. 46. – С. 87-91. **28.** Алексеенко А.В. Исследование процесса отделения смеси от отливок и эксплуатационной надёжности инерционных выбивных решеток. Дис. канд. техн. наук: 05.323 / Харьк. Орд. Ленина и Орд. Октябр. рев-ии полит. ин-т им. В.И. Ленина. – Харьков: 1971. **29.** Анащенко Н.Н., Алексеенко А.В. Отделение отработанной формовочной смеси от отливок на инерционных выбивных решетках. // Сб. тр. ВИНИТМАШа, «Новое в машиностроении», Волгоград. – № 4. – 1971. **30.** Дятчин В.З. Обґрунтування параметрів вібраційного живильника грохота з просторовими коливаннями короба. Дис. канд. техн. наук: 05.05.06 / Національний гірничий університет. – Дніпропетровськ. – 2004. **31.** Дятчин В.З. Создание, освоение и совершенствование вибрационных питателей-грохотов и просеивающих поверхностей к ним. // Всеукр. науч.-техн. журнал „Вибрации в технике и технологиях”. – 2001. – № 3. – С. 21-23. **32.** Франчук В.П., Дятчин В.З. Инженерная методика расчёта и выбора динамических параметров вибрационного питателя-грохота. // Научный вестник НГУ. – 2003. – Вып. № 7. – С. 53-56. **33.** Гергея И.И. Совершенствование конструкций и методов расчёта вибрационных машин. Дис. канд. техн. наук: 01.02.06 / Львовский орд. Ленина политехн. ин-т им. Ленинского комсомола. – Л: 1991. **34.** Нисонский В.П., Гергея И.И., Козулькевич М.Р., Гуцуляк Ю.В. Математическая модель многосекционных выбивных агрегатов с учётом рассеяния энергии // Проблемы прочности. – 1994. – № 10. – С. 30-36. **35.** Гергея И.И. Взаимодействие рабочей нагрузки с рабочим органом в ударно-вибрационных машинах. // Проблемы прочности. – 1995. – № 4. – С. 74-82. **36.** Нисонский В.П., Гергея И.И., Козулькевич М.Р. Математическое моделирование многосекционного агрегата для выбивки крупных форм // Лит. пр-во. – 1991. – № 12. – С. 18. **37.** Гергея И.И., Козулькевич М.Р., Лозовой И.С. Математическое моделирование на ЭВМ рабочего режима выбивных инерционных решеток // Лит. пр-во. – 1989. – № 10. – С. 23. **38.** Калинин В.В. Обоснование рациональных параметров вибрационных грохотов для эффективного разделения влажной горной массы. Дис. канд. техн. наук: 05.05.06 / Ин-т геолог. механики им. М.С. Полякова. – Днепропетровск. – 2003. **39.** Ленда В.О. Вибрационные системы с комбинированным режимом динамического нагружения для энергосберегающих технологий переработки минерального сырья. Дис. д-ра. техн. наук: 05.05.06 / Ин-т геолог. механики им. М.С. Полякова. – Днепропетровск. – 2006. **40.** Латишин Е.С. Развитие вибрационного грохочения на основе усовершенствования модельных явлений кинетики процесса. Дис. д-ра. техн. наук: 05.15.11 / Ин-т геолог. механики им. М.С. Полякова. – Днепропетровск. – 2006. **41.** Капленко Г.Г. Колебания фундаментов инерционных выбивных решеток литейного производства. Дис.

канд. техн. наук: 05.23.02 / Приднeпр. гос. акад. строит. и арх. – Днепропетровск. – 2003. **42.** *Яковенко В.Б.*, Моделирование динамики вибрационных систем. Дис. д-ра техн. наук: 01.02.06 / Киевский политехн. ин-т. – Киев. 1993. **43.** *Силич-Балгабаева В.Б.* Обоснование динамических параметров и создание вибростанов с нелинейной асимметричной упругой характеристикой и бигармоническим возбуждением. Дис. канд. техн. наук: 05.02.09 / Днепропетровский нац. ун-т. – Днепропетровск. – 2004. **44.** *Тивалов А.* Колебания твёрдого тела переменной массы на упругих амортизаторах. Дис. канд. техн. наук: 01.02.01 / Ин-т механики. – Киев. 1988. **45.** *Ахмедов А.* Движение твёрдого тела переменной массы на упругих амортизаторах при гармонических воздействиях. Дис. канд. техн. наук: 01.02.01 / Ин-т механики. – Киев. 1993. **46.** *Берник П.С., Чубик Р.В.* Перехідні процеси у вібраційних технологічних машинах із дебалансним приводом. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С. 25-34. **47.** *Берник П.С.* Исследование колебательного движения виброаппаратно-планетарной установки. Вопросы вибрационной технологии: Межвуз. сб. науч. статей. Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2000. – С. 154-157. **48.** *Денисов П.Д., Берник П.С.* Регулируемые вибраторы. // Вибрации в технике и технологиях. – 2005. – № 1 (3). – С. 41-47. **49.** *Берник П.С., Чубик Р.В.* Алгоритм функціонування адаптивної системи керування приводом вібраційних технологічних машин. // Вибрации в технике и технологиях. – 2006. – № 1 (43). – С. 4-10. **50.** *Божко А.Е., Пермяков В.И., Пулина В.А.* Методы проектирования электромеханических вибро-возбудителей. – Киев: Наук. думка. – 1989. **51.** *Чубик Р.В., Сіденко П.В.* Оптимізація частотно-силових параметрів електродинамічного приводу вібраційних технологічних машин. // 36. наук. праць. – Сер.: Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава. – 2005. – Вип. 16. – С. 305-312. **52.** *Зайцев О.І., Шатохін В.М., Чернов А.М.* Моделювання технологічних процесів у вібраційних технологічних апаратах з інерційним самоцентрувальним вібратором та асинхронним електродвигуном. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С. 116 – 126. **53.** *Нисонський В.П.* Математичне моделювання динамічного режиму роботи віброударних агрегатів з ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С. 170 – 177. **54.** *Гергея И.И., Лозовой И.С., Козулькевич М.Р., Шона В.М.* Обобщённая математическая модель колебательной системы с учётом изменения положения и величины технологической нагрузки. // Докл. АН УССР. – 1989. – №12. С. 32-35. **55.** *Гергея И.И., Нисонський В.П.* Математична модель ланцюгово-розгалуженої віброударної коливальної системи. // Доп. НАН України. – 1994. – № 35. – С. 58-63. **56.** *Нисонський В.П., Гергея И.И., Шона В.М.* Математична модель багатосекційного вібраційного агрегату. // Доп. НАН України. – 2000. – № 6. – С. 62-65. **57.** *Нисонський В.П.* Математична модель контактної взаємодії елементів багатосекційних агрегатів. // Доп. НАН України. – 2003. – № 12. – С. 51-57. **58.** *Сердюк Л.И., Песковой С.С.* О влиянии технологической нагрузки на динамику вибрационной машины. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С. 216-220. **59.** *Філімоніхін Г.Б., Коваленко А.В.* Дослідження процесу зрівноважування ротора двомаятниковим автобалансиром із застосуванням програми SOLID WORKS і модуля MOTION. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С. 254-261. **60.** *Дмитроченко О.Н.* Эффективные методы численного моделирования динамики нелинейных систем абсолютно твёрдых и деформируемых тел // Дисс. на соиск. уч. ст. канд. физ.-мат. наук. **61.** *Featherstone R.* Robot dynamics algorithms // Kluwer, Boston. – 1987. **62.** *Верещагин А.Ф.* Компьютерное моделирование динамики сложных механизмов роботов-манипуляторов // Инженерная кибернетика. – Вып. 6. – С.65-70. **63.** *Schwertassek R.* Flexible bodies in multibody systems. – Computational methods in mechanical systems: mechanism analysis, synthesis and optimization / Jorge Angeles, Evtim Zakhariiev. p. cm. – NATO ASI series. Series F, Computer and systems sciences. – Vol. 161. – PP.329-363. **64.** *Eichberger A.* Simulation von Mehrkörpersystemen auf parallelen Rechnerarchitekturen // Universität-Gesamthochschule Duisburg, Fachbereich Maschinenbau, Dissertation. – 1993. **65.** *Eichberger A.* Transputer-Based Multibody System Dynamic Simulation, Part I: The Residual Algorithm – A Modified Inverse Dynamic Formulation, Part II: Parallel Implementation – Results // Mechanics of Structures and Machines, 22(2). – 1994. – PP. 211-261. **66.** *Погорелов Д.Ю., Дмитроченко О.Н.* Модификации метода отдельных тел для синтеза и решения уравнений движения систем тел // Тез. докл. междунар. конф. стран СНГ «Молодые учёные – науке, технологиям и профессиональному образованию». – М.: 2000, ч.3. – С.87-90. **67.** *Pogorelov D.* Differential-algebraic equations in multibody system modeling // Numerical Algorithms 19, Baltzer Science Publishers. – 1998. – PP.183-194. **68.** *Pogorelov D.* Some developments in computational techniques in modeling advanced mechanical systems // Proc. of IUTAM Symposium on Interaction between Dynamics and Control in Advanced Mechanical Systems, D. H. van Campen (Ed.), Kluwer Academic Publishers, Dordrecht. – 1997. – PP. 313-320. **69.** *Schiehlen W.* (Ed.) Multibody Systems Handbook,

УДК 623.438:539.3

Ю.Б. ГУСЕВ, г.к. т.н., л. констр. НТК ЧАО „АзовЕлектроСталь”, Мариуполь;
О.В. КОХАНОВСКАЯ, н.с. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”;
А.В. ТКАЧУК, к.т.н., с.н.с., с.н.с. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”;
И.Я. ХРАМЦОВА, н.с. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”

К ВОПРОСУ КЛАССИФИКАЦИИ ПЕРЕГРУЖАТЕЛЕЙ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ ИХ РАСЧЕТНЫХ СХЕМ

У статті відображені підходи до класифікації перевантажувачів при формуванні їхніх розрахункових схем. Проведено аналіз конструктивних схем силових елементів перевантажувачів.

Ключові слова: класифікація, перевантажувач, розрахункова схема, металоконструкція

В статье отражены подходы к классификации перегружателей при формировании их расчетных схем. Проведен анализ конструктивных схем силовых элементов перегружателей.

Ключевые слова: классификация, перегружатель, расчетная схема, металлоконструкция

In this paper approaches are represented for classification of loaders at forming of their calculation charts. The analysis of structural charts of loader's power elements is conducted.

Keywords: classification, loader, calculation scheme, metalware

Введение. При формировании расчетных схем силовых элементов крупногабаритных тяжело нагруженных машин [1-3] важным этапом является классификация их конструкций. Ниже рассмотрен данный вопрос на примере перегружателей.

Унификация и типизация конструкций перегружателей. В отечественном краностроении широко применяется унификация и типизация схем и конструкций перегружателей. В основном унификации и типизации подверглись металлоконструкции, а также балансирные тележки, тормоза, редукторы и другие механизмы.

Основными эксплуатационными характеристиками перегружателя являются его грузоподъемность и пролет, т.е. расстояние между опорами моста (колея перегружателя). Поэтому удобно отдельные модели перегружателей характеризовать этими показателями. Так, мостовой перегружатель МП, имеющий грузоподъемность 25 т и пролет 60 м, обозначают МП-25-60.

При типизации металлоконструкций перегружателей исходят из унификации генеральных размеров, оптимизации типов сечений с целью получения наименьшей массы металлоконструкций по всему ряду, унификации сечений и отдельных узлов в пределах ряда.

На основе опыта проектирования, изготовления, монтажа и эксплуатации пе-

регружателей жесткой решетчатой конструкции для наиболее распространенного пролета 76,2 м ЦНИИПроектстальконструкция разработал двухсерийный типовой

© Ю.Б. Гусев, О.В. Кохановская,
А.В. Ткачук, И.Я. Храмцова, 2013

проект. В серию I включены перегружатели с одинаковой высотой жесткой и гибкой опор (24,47 м); в серию II – перегружатели с разной высотой опор: жесткая опора короче гибкой на 8,5 м. В пределах каждой серии при одинаковой для всех случаев колее перегружателя назначены длина консолей и соответствующий ей выход грейферных тележек [4, табл. 4]. В конструкции типовых перегружателей предусмотрена установка грейферных тележек грузоподъемностью 30 и 40 т, производительностью соответственно 400 и 700 т/ч.

В качестве дополнительного оборудования на типовых перегружателях может устанавливаться ремонтный кран грузоподъемностью до 20 т (используемый при ремонте скипов доменных печей), а также перегрузочное устройство с питателем (для угольных перегружателей) или стационарной перегрузочной воронкой (для рудных перегружателей). Единой для всех типов обеих серий является геометрическая схема моста и гибкой опоры; жесткая опора имеет одинаковую геометрию только в пределах первой или второй серии.

Металлоконструкции типового перегружателя разработаны применительно к технологическим возможностям специализированных заводов строительных металлоконструкций. Для перегружателей, отличающихся длиной консолей и высотой опор, была создана единая пространственная геометрическая схема. Общность геометрии всех типоразмеров перегружателей обеспечило заводское изготовление их с широким применением кондукторов. Все элементы перегружателя, изготавливаемые заводским способом, делаются сварными, а ездовые балки – сварными или клепаными. Стальные конструкции соединяются высокопрочными болтами, работающими на трение. В некоторых случаях высокопрочные болты заменены заклепками.

Типизация трубчато-балочной конструкции перегружателей осуществлена применительно к технологическим возможностям заводов тяжелого машиностроения.

Рассмотрим двухсерийный типовой ряд перегружателей трубчато-балочной конструкции с пролетом 76,2 м под грейферную тележку грузоподъемностью 32 и производительностью 600 т/ч [4, табл. 5]. Серия I объединяет перегружатели, имеющие одинаковые опоры с высотой до оси главной трубы 21 м; серия II – перегружатели с опорами разной высоты, отличающиеся одна от другой на 8,5 м.

В качестве дополнительного оборудования для угольных перегружателей используют перегрузочные устройства с приемным бункером и питателем; для рудных перегружателей – стационарную перегрузочную воронку, которую устанавливают на свободной консоли.

Геометрическая схема моста и опоры свободной консоли – единая для всех типов перегружателей обеих серий; опора ремонтной консоли имеет одинаковую геометрию только в пределах одной серии.

Металлоконструкции перегружателей. В современных конструкциях пере-

грузателей на металлоконструкцию приходится около 65%, а на механизмы и электрооборудование – соответственно 30 и 5% общей массы. Основные размеры (пролет, высота, длины консолей, подмостовой габарит и т. п.) перегружателей определяются условиями их эксплуатации.

Металлоконструкция перегружателя состоит из моста и двух опор, одна из которых жесткая, другая – гибкая или шарнирная. Жесткая опора воспринимает и передает на рельсы крановых путей вертикальные реакции, а также реакции от продольных и поперечных горизонтальных нагрузок. Гибкая опора предназначена для того, чтобы воспринимать и передавать на крановые пути вертикальные нагрузки, а также горизонтальные нагрузки, действующие поперек перегружателя. При одинаковой жесткости опор нагрузки, действующие вдоль моста, распределяются между обеими опорами поровну.

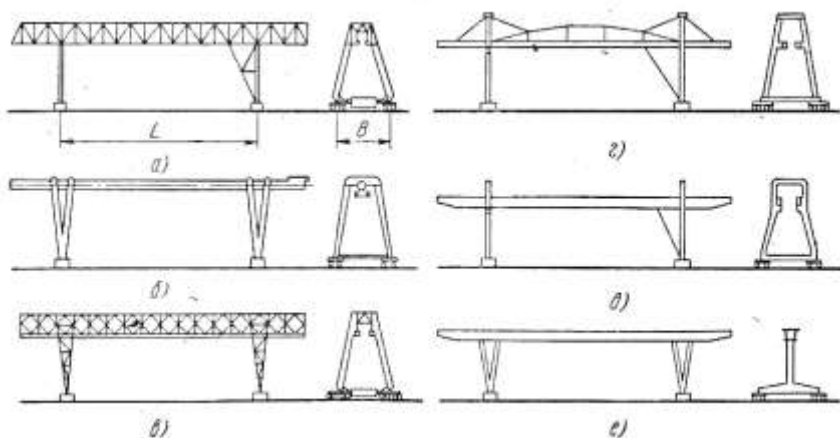


Рисунок 1 – Схемы металлоконструкций перегружателей:

- а – решетчатая; б – трубчато-балочная; в – комбинированная решетчатая;
- г – комбинированная шпренгельная; д – коробчато-балочная двухбалочная;
- е – коробчато-балочная однобалочная

Мост представляет собой пространственную конструкцию замкнутого или незамкнутого типа. Опоры перегружателя в зависимости от типа перегружателя выполняются в виде плоских или пространственных конструкций высотой 15-25 м. Опорные узлы их соединяются стяжками и прикрепляются к балансирным тележкам механизма передвижения. Стяжки используют для установки автоматических и ручных противоугольных захватов, а также для расположения на них электрооборудования.

Классификация перегружателей по типам металлоконструкций приведена на рис. 1. В зависимости от типа грейферной тележки различают металлоконструкции перегружателей:

- с ездой по низу с грейферной тележкой нормального (опорного) типа, расположенной в пределах внутренних габаритов моста, или подвесного типа,

устанавливаемой снаружи моста;

- с ездой по верху с двухконсольной грейферной тележкой опорного типа или с поворотным грейферным краном; с угловой грейферной тележкой.

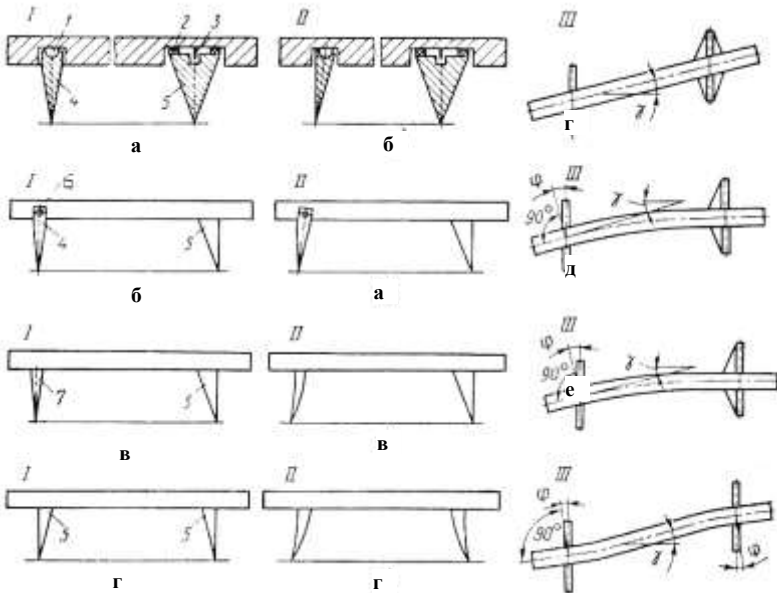


Рисунок 2 – Схемы металлоконструкций перегружателей:

а – с центральным приводом и жестким сопряжением моста с опорой; *б* – с подвижно-шарнирным соединением моста с опорами; *в* – с раздельным приводом и жестким сопряжением моста с опорами; *г* – жесткой системы трубчато-балочной, конструкции с опорами равной жесткости; *I* – схема перегружателя; *II*, *III* – взаимное положение моста и опор соответственно при продольной деформации моста и при перекосе (вид в плане); 1 – шаровой шарнир (линза); 2 – опорная плита (скользун); 3 – направляющий штырь (шкворень); 4 – шарнирная опора; 5 – жесткая опора; 6 – цилиндрический шарнир; 7 – гибкая опора; γ – максимальный угол перекоса моста; φ – угол закручивания опоры

По типу конструктивных схем металлоконструкции перегружателей подразделяют на решетчатые, трубчато-балочные, комбинированные и коробчато-балочные. Схемы металлоконструкций перегружателей в зависимости от типа соединения моста с опорами показаны на рис. 2.

Металлоконструкции перегружателей с центральным приводом и жестким сопряжением моста с опорами (рис. 2, а). В металлоконструкциях этих перегружателей мост склепывается с жесткой опорой 5, представляющей собой вертикальную плоскую сквозную раму с затяжкой, связанную подкосами с узлами главных ферм. Шарнирная опора 4, также представляющая собой вертикальную плоскую раму, сочленяется с мостом шарнирами 6.

Центральный привод, расположенный в средней части моста, позволяет уменьшить забегание опор перегружателя при его передвижении, однако из-за громоздкости в современных конструкциях перегружателей он не применяется.

Металлоконструкции перегружателей с подвижно-шарнирным соединением моста с опорами (рис. 2, б). Мост этой системы перегружателей опирается в четырех точках на ригель пространственной жесткой опоры 5 посредством опорных плит 2 и шарнирно соединяется с ней по оси моста вертикальным шкворнем 3. Сопряжение с шарнирной опорой 4 осуществляется через опорную линзу 1 в одной точке, расположенной по оси моста. Подобная система опирания обеспечивает поворот жесткой опоры и моста вокруг оси вертикального шкворня.

Жесткая опора представляет собой две плоские наклонные двухшарнирные рамы, соединенные системой фасадных и горизонтальных связей в пирамидальную пространственную конструкцию. Верхняя часть жесткой опоры состоит из нескольких продольных и поперечных ферм или сплошностенчатых балок, имеющих в уровнях верхнего и нижнего поясов горизонтальные связи. В местах пересечения балок ригеля с опорными узлами главных ферм располагаются четыре опорные плиты, на которые опирается мост. В центре пространственной конструкции ригеля расположен вертикальный шкворень, закрепленный в конструкциях моста и ригеля. Шарнирная опора 4 состоит из двух плоских рам, соединенных системой фасадных и поперечных связей. Поперечной балкой мост опирается на шарнирную опору через чевицеобразную линзу в середине ригеля. Вертикальные реакции моста передаются на ригель жесткой опоры через четыре опорные точки, а на ригель шарнирной опоры – через одну. Горизонтальные реакции во всех направлениях воспринимаются шкворнем 3 на жесткой опоре и линзой 1 на шарнирной опоре. Обе опоры закрепляются на балансирных тележках механизма передвижения.

В шарнирной системе с раздельным приводом и подвижно-шарнирным сочленением моста с опорами допускается перекося моста в плане до 10° .

Исследованиями ЦНИИпроектстальконструкции, СКМЗ и ВНИИПТ-МАШа выявлены преимущества жесткой системы металлоконструкции перед шарнирной: выше эксплуатационная надежность, проще и легче конструкция, меньшая трудоемкость изготовления и монтажа. Однако механизм передвижения с раздельным приводом, примененный при шарнирной системе, имеет большую надежность, прост по устройству, отличается малым весом, небольшой трудоемкостью и стоимостью изготовления и монтажа, меньшими эксплуатационными расходами, более высоким КПД, чем механизмы передвижения с центральным приводом.

Выявившиеся при сравнительном исследовании положительные характеристики металлоконструкций перегружателя жесткой системы и преимущества механизма передвижения с раздельным приводом сделали целесообразным разработку новой комбинированной конструкции жесткой системы, снабженной механизмом передвижения с раздельным приводом.

Перегружатель с раздельным приводом и жестким сопряжением моста с

опорами (рис. 2, в). Обе опоры данной системы жестко соединяются с соответствующими узлами главных ферм моста. Жесткая 5 и гибкая 4 опоры представляют собой две вертикальные рамы, склепанные с опорными узлами моста на уровне нижнего пояса. Рама жесткой опоры связывается с мостом подкосом, идущим от опорного узла опоры к одному из нижних узлов главных ферм.

Передвижение перегружателя осуществляется отдельными, синхронно работающими приводами, установленными на каждой из ходовых балансирующих тележек механизма передвижения. В процессе перемещения вдоль склада одна опора может забегать относительно другой. Величина этого забега для перегружателя с пролетом 76,2 м составляет 250-300 мм. Надежность при передвижении обеспечивается системой ограничителей перекоса.

Перегружатель жесткой системы, трубчато-балочной конструкции с опорами равной жесткости (рис. 2, г). Особенности этой конструкции являются крупногабаритные трубчатые элементы и опоры равной жесткости 5. Цельносварная металлоконструкция состоит из двухконсольного моста, выполненного в виде сварной трубы с подвешенными к ней ездовыми балками, и двух пространственных опор треугольной формы с основными элементами из сварных труб. Последние сопрягаются с мостом коробчатыми ригелями и соединяются над тележками механизма передвижения в опорные коробки, связанные одна с другой трубчатыми стяжками. Перегружатель передвигается отдельными, синхронно работающими приводами, расположенными на каждом из четырех балансирующих агрегатов (тележек) механизма передвижения.

Забегание одной опоры относительно другой контролируется системами ограничителей перекоса. Одинаковая жесткость опор приводит к выравниванию горизонтальных поперечных нагрузок на ходовые тележки. Суммарная поперечная нагрузка на ходовую тележку в рассматриваемой системе с учетом возникающего распора не превышает подобной нагрузки в системе с одной жесткой и одной гибкой опорой. Преимуществом трубчато-балочной конструкции является возможность использования при монтаже металлоконструкций крупногабаритных заводских блоков со стыковкой их монтажной сваркой.

Перегружатели жесткой системы комбинированной конструкции. Конструктивная схема этого вида перегружателей во всех комбинированных конструкциях использует совместную работу нижних поясов главных ферм с ездовыми балками. Нижние пояса выполнены в виде коробчатой конструкции, воспринимающей вертикальные нагрузки и крутящий момент. Одна из модификаций этой конструкции представляет собой пространственный решетчатый мост, соединенный с двумя опорами равной жесткости. Металлоконструкция моста состоит из двух главных ферм с треугольной или ромбической решеткой, у которых нижний пояс имеет коробчатые сечения, а остальные элементы (верхний пояс, раскосы, стойки) – Н-образное, тавровое или крестовое.

Нижний пояс играет роль балки жесткости и используется для укладки подтележечных рельсов грейферной тележки. Обе главные фермы соединены

между собой системами продольных и поперечных связей. Обе опоры имеют равные жесткости, одинаковые принципиальные геометрические схемы и жестко соединяются с мостом.

Особенностью другого типа металлоконструкций является шарнирное соединение шарнирной опоры с мостом и отсутствие продольных связей по поясам шпренгеля. Металлоконструкция моста выполняется из двух главных ферм с коробчатой балкой жесткости, усиленной шпренгельной конструкцией снизу или сверху. Балка жесткости используется для укладки подтележечных рельсов.

Обе главные фермы соединяются распорками, установленными в плоскости вертикальных стоек. Продольные связи по поясам шпренгелей отсутствуют. Как жесткая, так и шарнирная опоры имеют однотипную коробчатую конструкцию. Жесткая опора соединена с мостом подкосом, шарнирная – шарниром. Перегрузатель передвигается от раздельных синхронно работающих двигателей.

Заключение. Описанные в статье классификационные признаки конструкций перегружателей не претендуют на полноту, универсальность и завершенность. В то же время продуктивен сам подход к применению подобного приема как составного элемента алгоритма создания расчетных моделей тяжелоагрессивных машин. В дальнейшем планируется применить предложенные подходы в формировании расчетных моделей множества конструкций исследуемых машин, оборудования и сооружений.

Список литературы: 1. *Гусев Ю.Б.* Обґрунтування параметрів високонавантажених машин на основі моделювання напружено-деформованого стану з урахуванням деградації властивостей основних елементів: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / Ю.Б. Гусев; Голов. спец. конструктор.-технол. ін-т. – Мариуполь, 2009. — 20 с. 2. *Гохберг М.М.* Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / Гохберг М.М. – М.: Машиностроение, 1976. – 455 с. 3. *Лобов Н.А.* Динамика передвижения кранов по рельсовому пути / Лобов Н.А. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2003. – 232 с. 4. Расчетные модели тяжелоагрессивных крупногабаритных машин / Ю.Б. Гусев, К.В. Чурбанов, М.М. Пеклич, О.В. Кохановская // Вестник НТУ «ХПИ». Серия «Машиноведение и САПР». – 2013. – № 23 (996). – С.84-95.

Поступила в редакцию 30.11.2012

623.438:539.3

Ю.Б. ГУСЕВ, к.т.н., гл. констр. НТК ЧАО „АзовЭлектроСталь”, Мариуполь;
П.В. ЧУРБАНОВ, нач. бюро КОГКО НТК ЧАО „АзовЭлектроСталь”,
Мариуполь;

М.М. ПЕКЛИЧ, зам. гл. констр. НТК ЧАО „АзовЭлектроСталь”, Мариуполь;
О.В. КОХАНОВСКАЯ, н. с. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”

РАСЧЕТНЫЕ МОДЕЛИ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ КРУПНОГАБАРИТНЫХ МАШИН

У статті описані підходи до формування розрахункових моделей важконавантажених великогабаритних машин. На прикладі перевантажувачів проілюстровані різноманітні поєднання навантажень, дії яких підлягають силові елементи цих машин у процесі експлуатації.

Ключові слова: важконавантажена машина, напружено-деформований стан, розрахункова модель, перевантажувач

© Ю.Б. Гусев, П.В. Чурбанов, М.М.
Пеклич, О.В. Кохановская, 2013

В статье описаны подходы к формированию расчетных моделей тяжело нагруженных крупногабаритных машин. На примере перегружателей проиллюстрированы разнообразные сочетания нагрузок, действия которых подвергаются силовые элементы этих машин в процессе эксплуатации.

Ключевые слова: тяжело нагруженная машина, напряженно-деформированное состояние, расчетная модель, перегружатель

In the paper some approaches are described for forming of calculation models of high loaded big-volume machines. On the example of loaders various combinations of loading the actions of that undergo power elements of these machines in the process of exploitation are illustrated.

Keywords: high loaded machine, stressed-deformed state, calculation model, loader

Введение. Современные тяжело нагруженные крупногабаритные машины, оборудование и сооружения (подъемно-транспортное оборудование, перегружатели, отвалообразователи, оборудование металлургического производства, конвейеры, емкости для хранения зерна и нефтепродуктов и т. п.) предназначены для эксплуатации в сложных условиях. Кроме значительных эксплуатационных усилий, данные машины, оборудование и сооружения подвергаются также действию химически агрессивных сред, абразивного материала, ветрового, снегового и дождевого влияния, обледенения. Соответственно, необходимо учитывать влияние этих факторов на нагрузочную способность, работоспособность, надежность и долговечность проектируемых и исследуемых объектов. С этой целью на этапе определения напряженно-деформированного состояния (НДС) необходимо учесть все существенные факторы, а для этого данные факторы должны быть учтены при формировании расчетных схем.

Некоторые вопросы формирования расчетных схем крупногабаритных машин на примере перегружателей освещены в диссертационной работе [1]. Многие аспекты данной проблемы освещены в монографиях [2, 3], а также в статьях [4-9]. Однако полного решения задача создания достаточно корректного подхода к формированию расчетных моделей крупногабаритных конструкций еще не получила. В силу этого актуальной задачей является разработка новых системных подходов к формированию таких моделей. В данной статье решение данной задачи без

снижения общности продемонстрировано на примере перегружателей.

Основные случаи нагружения. Перегружатели, как правило, входят в состав оборудования, обеспечивающего непрерывный технологический

Таблица 1 – Режимы работ механизмов перегружателя

Механизм	Режим работы		
	Л	Т	ВТ
Подъема и замыкания грейфера	-	-	+
Передвижения грейферной тележки	-	-	+
Поворота стрелового крана	-	+	-
Изменения вылета стрелы крана	-	+	-
Передвижения стрелового крана	+*	-	+
Передвижения перегружателя	+	-	-
Противоугольных устройств	+	-	-

* Режим «Л» для поворотных стреловых кранов перегружателей со встроенными конвейерами

процесс погрузочно-разгрузочных операций, поэтому к ним предъявляются высокие требования с точки зрения прочности и надежности. При проектировании перегружателей следует руководствоваться Правилами Госнадзорхрантруда Украины.

Механизмы перегружателей рассчитывают с учетом режима работы механизмов (табл. 1). Расчет металлоконструкций производят с учетом режима работы перегружателей в целом («Л» – легкий; «Т» – тяжелый; «ВТ» – весьма тяжелый).

В соответствии с методикой, разработанной во ВНИИПТМАШе, внешние нагрузки, действующие на кран (в нашем случае на перегружатель), определяют для двух состояний: рабочего и нерабочего. При этом под нерабочим понимается такое состояние, когда перегружатель не работает из-за ветра большой силы, сейсмических нагрузок, но находится в исправном (рабочем) состоянии. Нагрузки нерабочего состояния могут также действовать на перегружатель, когда он находится в ремонте.

Расчет производят, когда на перегружатель в рабочем состоянии действуют нормальные нагрузки (вариант А) и максимальные нагрузки (вариант Б). При нерабочем состоянии рассчитывают перегружатель, когда на него действуют максимальные нагрузки нерабочего состояния (вариант В). Параметры, учитываемые при расчетах перегружателей, приведены в табл. 2.

Нагрузки. Нагрузки, действующие на металлоконструкции перегружателей, разделяются на постоянные, временные и особые. К постоянным относятся нагрузки, сохраняющие свое значение в течение всего эксплуатационного периода (вес металлоконструкции, предварительное напряжение элементов конструкции). К временным относятся нагрузки, изменяющие свое значение в различные периоды эксплуатации (вес материала в погрузочных устройствах; нагрузки при передвижении грейферной тележки; нагрузки на обслуживающие площадки от веса персонала рабочих, ремонтных

Таблица 2 – Параметры для расчета перегружателей

Нагрузки	Расчет на выносливость и прочность при основных нагрузках	Расчет на прочность при нагрузках			
		основных и дополнительных	основных, дополнительных и случайных	основных	основных и случайных
	А	Б	Б	В	В
Вес конструкции	+	+	+	+	+
Номинальный груз	+	+	+	-	-
Сила инерции при нормальной работе	+	-	-	-	-
Ветровая нагрузка по ГОСТ 1451-65	-	+	+	+	-
Эквивалентная ветровая нагрузка	+*	-	-		
Нагрузка, возникающая от уклона пути	+	+	+	+	
Ударная нагрузка	-	-	+	-	-
Ураганный ветер	-	-	-		+
Сейсмическая нагрузка	-	-	-	-	+

* При расчете на выносливость назначать равной 3 кгс/м^2

материалов, деталей; нагрузки при передвижении перегружателя; инерционные и перекозные нагрузки; ветровые нагрузки; вес обледенения конструкций; температурные воздействия; нагрузки, возникающие при перевозке, монтаже или реконструкции). К особым относятся нагрузки, возникающие редко, чаще в аварийных ситуациях (сейсмические воздействия; нагрузки при ударе грейферной тележки или крана о буфер; перекозные нагрузки при аварийном перекосе перегружателя).

Весовые нагрузки металлоконструкций. Масса перегружателя, в том числе и металлоконструкций, в значительной степени зависит от его конструктивной схемы. С применением жесткой системы вместо шарнирной масса перегружателя уменьшается на 14 %, при этом масса металлоконструкций снижается на 26 %.

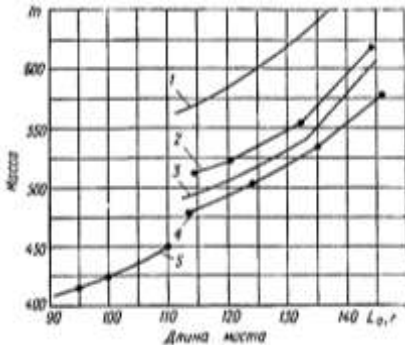


Рисунок 1 – Зависимость массы металлоконструкций перегружателей от типов перегружателей и длины их мостов:

- 1 - $L = 76,2$ м, грузоподъемность 30 т, шарнирной системы, решетчатой конструкции, $G_T = 150$ т, сталь класса С 38/24;
- 2 - $L = 76,2$ м, грузоподъемность 32 т, жесткой системы, трубчато-балочной конструкции, $G_T = 134$ т, сталь класса С 46/33;
- 3 - $L = 76,2$ м, грузоподъемность 32 т, жесткой системы, трубчато-балочной конструкции, $G_T = 125$ т, сталь класса С 46/33;
- 4 - $L = 76,2$ м, грузоподъемность 30 т, жесткой системы, решетчатой конструкции, $G_T = 146$ т, сталь класса С 46/33;
- 5 - $L = 60$ м, грузоподъемность 15 т, шарнирной системы, решетчатой конструкции, $G_T = 77$ т, сталь класса С 38/24

Зависимость массы металлоконструкций перегружателей от типов перегружателей и длины их мостов показана на рис. 1.

Для предварительных эскизных подсчетов массу металлоконструкций с достаточной степенью точности можно определять, используя существующие аналогии и графики, изображенные на рис. 1. При этом масса в % по отдельным узлам распределяется так: мост – 80 (70); жесткая опора – 10 (15); гибкая опора – 7 (12); лестницы и площадки – 3. Первые цифры относятся к перегружателям жесткой системы с решетчатой конструкцией, цифры в скобках – к перегружателям трубчато-балочной конструкции.

Более точным является способ подсчета массы с помощью коэффициента $\mu = G/G_m$, где G – действительная

масса конструкции; $G_m = \sum_{i=1}^n Fl\gamma$ – теоретическая масса конструкции; n – число элементов конструкции; F – площадь сечения элемента; l – длина элемента; γ – объемная масса материала.

В этом случае на основании вычисленных усилий подбирают сечения элементов конструкции и рассчитывают их площади.

Фактическая масса конструкции, как правило, несколько (до 5%) превы-

шает проектную в результате замены сортамента, дополнительных технологических деталей и плюсовых допусков на размеры прокатной стали. Это превышение массы при расчете по предельным состояниям учитывается коэффициентом перегрузки n .

Воздействия грейферной тележки. Давление от массы металлоконструкций грейферной тележки, оборудования и груза передается на подтележечный рельс через ходовые колеса (рис. 2, а).

Динамическое воздействие грейферной тележки (с грузом или без него) на металлоконструкции учитывается динамическим коэффициентом ϕ . Так, для металлоконструкций моста и опор $\phi = 1,2$, для металлоконструкций ездовых балок и элементов их креплений к мосту крана $\phi = 1,5$. Приведенные значения динамических коэффициентов распространяются на полную массу грейферной тележки с грузом.

Горизонтальные продольные нагрузки T , возникающие при передвижении грейферной тележки в период пуска и торможения, принимаются равными $0,1$ суммы давления P всех ее ходовых колес и приложены на уровне головки подтележечных рельсов (см. рис. 2, б). Горизонтальные поперечные нагрузки H , возникающие вследствие конусности поверхностей ходовых колес грейферной тележки, исчисляются как $0,1$ величины давления P на колесо и приложены на уровне головки подтележечных рельсов (рис. 2, в). В результате ударов ходовых колес о выступающие части подтележечных рельсов на стыках, неплотного закрепления рельсов, а также боковой инерции тележки при

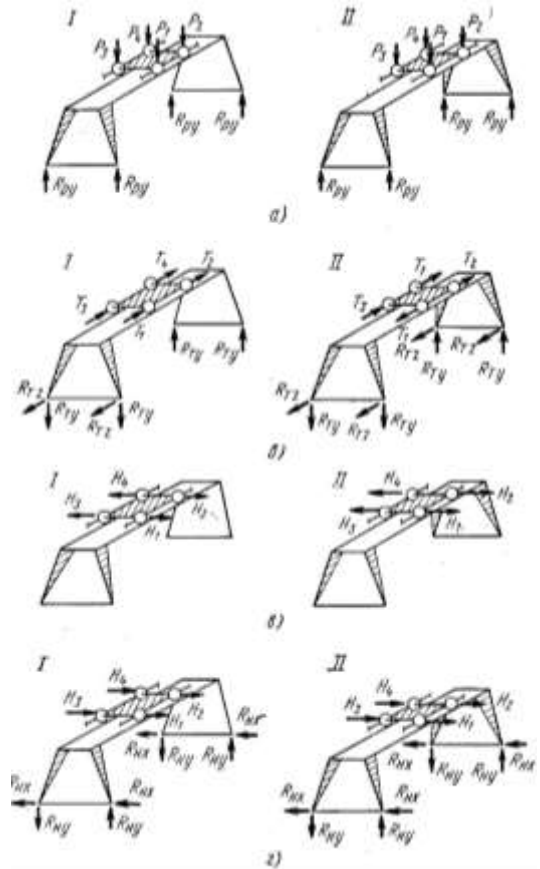


Рисунок 2 – Схемы моста перегружателя при действии:

- а - массы грейферной тележки и груза;
- б - продольных нагрузок; в - поперечных нагрузок (при распоре); г - поперечных нагрузок (боковых ударов); I – жесткая и гибкая опоры; II – опоры равной жесткости

больших скоростях передвижения возникают боковые силы (боковые удары). Величины этих сил принимаются равными 0,1 вертикального давления на ходовое колесо. Эти силы приложены поперек рельса на уровне его головки (рис. 2, г).

Нагрузки, возникающие при передвижении перегружателя. При передвижении перегружателя в периоды пуска и торможения, а также вследствие толчков и ударов возникают инерционные силы $H_i = (G_m + G_0 + G_m)v_n / gt_m$.

Инерционные силы от веса металлоконструкций и оборудования приложены в центрах тяжести соответствующих узлов, а от веса грейферной тележки – на уровне головки рельсов подтележечных путей.

Подкрановые пути обычно имеют неровности, перепады в стыках, уклоны и другие дефекты, вызывающие вертикальные динамические воздействия от весовых нагрузок. Подобные дополнительные нагрузки от веса металлоконструкций, оборудования и грейферной тележки учитываются коэффициентом толчков k_t (табл. 3).

Таблица 3 – Коэффициент толчков k_t

Стыки рельсов	Скорость передвижения, м/мин			
	Менее 60	60-90	91-150	Более 150
Болтовые	1,0	1,1	1,2	1,3
Сварные	1,0	1,05	1,1	1,15

коэффициентом толчков k_t (табл. 3).

Во время движения перегружателя одна из опор стремится опередить другую, вызывая тем самым перекося конструкции. Для ориентировочных расчетов перекося нагрузка H_S , действующая на металлоконструкцию, может быть принята равной 5-20 кг на тонну веса перегружателя в зависимости от конструктивной схемы, пролета, высоты, жесткости опор, качества укладки подкрановых путей и состояния узлов механизмов передвижения (балансиров, ходовых колес и т. п.). Схемы нагрузок, действующих на металлоконструкцию, показаны на рис. 3.

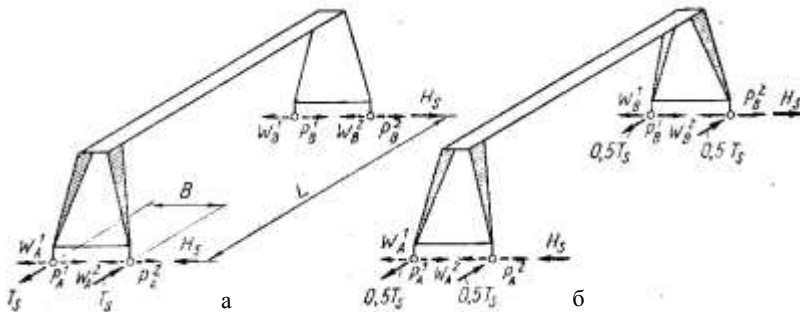


Рисунок 3 – Схемы нагрузок, действующих при перекосах:

а - перегружатель с жесткой и гибкой опорами;

б - перегружатель с опорами равной жесткости;

W_A, W_B – суммарные силы сопротивления передвижению опор перегружателя;

P_A, P_B – тяговые силы двигателей; H_S – нагрузка, возникающая при перекосах;

T_5 – боковая нагрузка

Воздействие перекосных нагрузок принято учитывать смещением одной опоры относительно другой. Перекосная деформация в рабочем состоянии принимается равной 0,3-0,8% величины пролета. Металлоконструкции рассчитывают при максимальной перекосной деформации (при пролете 76,2 м она составляет 600 мм).

Ветровые нагрузки. При расчете металлоконструкций перегружателей нормативная ветровая нагрузка принимается равномерно распределенной, интенсивность которой определяется в соответствии с известными методиками. Наветренную площадь элементов перегружателя можно определить как произведение теоретической площади и коэффициента заполнения. При этом теоретическую площадь вычисляют по осевым геометрическим размерам, а коэффициент заполнения принимают равным 0,4-0,6 для решетчатых конструкций и 1 – для сплошностенчатых.

Температурные нагрузки. Воздействие колебаний температуры принимается одинаковым для всех частей металлоконструкций независимо от их географической ориентации при температурном перепаде 70°C и коэффициенте линейного расширения $\alpha_I = 0,00012$. Температурные нагрузки учитываются только для систем, статически неопределимых (рамных схем).

Особые нагрузки. К категории особых нагрузок относятся воздействия, связанные чаще всего с временной неисправностью или отказом систем ограничения.

При неисправности конечных выключателей передвижения грейферной тележки последняя может удариться о буфера, расположенные в торцах моста. Горизонтальная продольная сила, возникающая во время такого удара о прижимной буфер при условии поглощения всей кинетической энергии удара буфером, $T_0 = (G_m + Q)v_{m,y}^2 / ga$, где $v_{m,y}$ – скорость передвижения грейферной тележки в момент удара, равная 50% рабочей скорости; a – ход поршня. При гидравлическом буфере сила удара вдвое меньше.

При неисправности ограничителей перекоса возможен выход мостового перегружателя на буферные упоры в конце склада или наезд на соседний перегружатель. В этом случае горизонтальная поперечная нагрузка, возникающая при внезапной остановке перегружателя, определяется как $H_0 = (G_m + G_0 + G_m)v_{n,y}^2 / ga$, где $v_{n,y}$ – скорость передвижения перегружателя в момент удара, равная 50% рабочей скорости передвижения. При этом перекос перегружателя принимается равным 1,2% величины пролета и при пролете 76,2 м составляет 1000 мм.

При расчете металлоконструкций перегружателей рассматривают следующие эксплуатационные состояния перегружателя:

1) *рабочее состояние «подъем и перемещение груза».* При этом грейферная тележка поднимает груз и перемещается с грузом вдоль крана; перегружатель находится в неподвижном состоянии, грейферная тележка располагается в пределах пролета либо в крайних положениях на консолях;

Таблица 4 – Коэффициент перегрузки

Нагрузка		n
Вес	металлоконструкций	1,1 (0,9)
	материала в воронках и бункерах	1,5
	механического и электрического оборудования	1,2
	тележки с грузом	1,3
Горизонтальная сила	от веса груза при отклонении грузовых канатов	1,2
	продольная и поперечная при передвижении грузовой тележки	1,2
	инерционная при передвижении крана	1,2
	при перекосе крана	1,2
Ветро-вая	рабочего состояния	1,0
	нерабочего состояния	1,1
Температурная		1,1
Временная на обслуживающие площадки		1,4

2) *рабочее состояние «передвижение крана».*

При этом перегружатель передвигается, грейферная тележка без груза располагается в пределах пролета или на опорах;

3) *нерабочее состояние.*

Перегружатель застопорен, грейферная тележка без груза располагается над одной из опор.

Действие указанных нагрузок учитывается в соответствии с табл. 4-7. При расчете металлоконструкций с учетом дополнительных и особых сочетаний нагрузок расчетные нагрузки (или соответствующие им усилия в конструкции, см. табл. 5-7)

следует умножать на коэффициент сочетаний k_c , значение которого также приведено в табл. 4. Расчетные нагрузки определяются как произведение нормативной нагрузки (или соответствующего ей усилия) и коэффициента перегрузки n .

Таблица 5 – Расчетное сочетание нагрузок (подъем и перемещение груза)

Нагрузка		Рабочее состояние					
		Основное		Дополнительное		Особое	
		На-грузка	k_c	На-грузка	k_c	На-грузка	k_c
Вес	металлоконструкций G_m	G_m	1	G_m	1	G_m	1
	перегрузочных воронок и приемных бункеров ¹ G_n	G_n	1	G_n	1	G_n	1
	механического и электрооборудования G_o	G_o	1	G_o	1	G_o	1
	грейферной тележки G_r	ψG_r	1	ψG_r	1	ψG_r	1
	груза Q	ψQ	1	ψQ	1	ψQ	1
Горизонтальная сила при передвижении	грейферной тележки с грузом, продольная ² T	T	1	T	0,9	–	–
	грейферной тележки с грузом, поперечная ² H	H	1	H	0,9	–	–
	перегружателя, инерционная H_i	–	–	–	–	–	–
При перекосе S_n		–	–	–	–	–	–

Нагрузка		Рабочее состояние					
		Основное		Дополнительное		Особое	
		На- грузка	k_c	На- грузка	k_c	На- грузка	k_c
Ветро- вая	рабочего состояния W_p	–	–	W_p	0,9	W_p	0,9
	нерабочего состояния W_n	–	–	–	–	–	–
Обледенение		–	–	+	0,9	+	0,8
Температурная t^0		–	–	t^0	0,9	t^0	0,8
Горизон- тальная сила	продольная, при ударе грейферной тележки о буфер T_0	–	–	–	–	T_0	0,8
	поперечная, при внезапной остановке крана H_0	–	–	–	–	–	–
При аварийном перекосе S_0		–	–	–	–	–	–
Временная на обслуживающие площадки ³		+	1	–	–	–	–

¹ Во всех расчетных сочетаниях разгружающие действия нагрузок не учитываются. ² Совместно не учитываются. ³ Учитывается только при расчете площадок; в сочетании с другими нагрузками не учитывается.

Таблица 6 – Расчетное сочетание нагрузок (передвижение крана)

Нагрузка		Рабочее состояние					
		Основное		Дополнительное		Особое	
		На- грузка	k_c	На- грузка	k_c	На- грузка	k_c
Вес	металлоконструкций G_m	$k_T G_m$	1	$k_T G_m$	1	$k_T G_m$	1
	перегрузочных воронок и приемных бункеров ¹ G_n	$k_T G_n$	1	$k_T G_n$	1	$k_T G_n$	1
	механического и электрооборудования G_0	$k_T G_0$	1	$k_T G_0$	1	$k_T G_0$	1
	грейферной тележки G_T	$k_T G_T$	1	$k_T G_T$	1	$k_T G_T$	1
	груза Q	–	–	–	–	–	–
Горизон- тальная си- ла при пере- движении	грейферной тележки с грузом, продольная ² T	–	–	–	–	–	–
	грейферной тележки с грузом, поперечная ² H	–	–	–	–	–	–
перегрузателя, инерционная H_i		H_i	1	H_i	0,9	–	–
При перекосе S_n		–	–	–	S_n	0,9	–
Ветро- вая	рабочего состояния W_p	–	–	W_p	0,9	W_p	0,8
	нерабочего состояния W_n	–	–	–	–	–	–
Обледенение		–	–	–	+	0,9	+
Температурная t^0		–	–	–	t^0	0,9	t^0
Горизон- тальная сила	продольная, при ударе грейферной тележки о буфер T_0	–	–	–	–	–	–
	поперечная, при внезапной остановке крана H_0	–	–	–	–	H_0	0,8
При аварийном перекосе S_0		–	–	–	–	–	S_0
Временная на обслуживающие площадки ³		+	–	–	–	–	–

¹ Во всех расчетных сочетаниях разгружающие действия нагрузок не учитываются. ² Совместно не учитываются. ³ Учитывается только при расчете площадок; в сочетании с другими нагрузками не учитывается.

Таблица 7 – Расчетное сочетание нагрузок

Нагрузка		Нерабочее состояние	
		Дополнительное	
		Нагрузка	k_c
Вес	металлоконструкций G_m	G_m	1
	перегрузочных воронок и приемных бункеров ¹ G_n	G_n	1
	механического и электрооборудования G_o	G_o	1
	грейферной тележки G_t	G_t	1
	груза Q	–	–
Горизонтальная сила при передвижении	грейферной тележки с грузом, продольная ² T	–	–
	грейферной тележки с грузом, поперечная ² H	–	–
	перегрузателя, инерционная H_i	–	–
При перекосе S_n		S_n	0,9
Ветровая	рабочего состояния W_p	–	–
	нерабочего состояния W_n	W_n	0,9
Обледенение		+	0,9
Температурная t^0		t^0	0,9
Горизонтальная сила	продольная, при ударе грейферной тележки о буфер T_o	–	–
	поперечная, при внезапной остановке крана H_o	–	–
При аварийном перекосе S_o		–	–
Временная на обслуживающие площадки ³		–	–

¹ Во всех расчетных сочетаниях разгружающие действия нагрузок не учитываются. ² Совместно не учитываются. ³ Учитывается только при расчете площадок; в сочетании с другими нагрузками не учитывается.

Производительность. Производительность перегружателя зависит не только от его основных параметров (грузоподъемности, скорости), но и от конструктивных особенностей, технологической схемы работы и других факторов. Основными видами операций для большинства перегружателей являются погрузка и выгрузка материала, причем производительность при погрузке и выгрузке может быть неодинаковой. Это определяется назначением перегружателя (местом установки), технологической схемой складского хозяйства и другими причинами.

Часовая производительность перегружателя в т/ч $A = G_m n_c K_3$, где G_m – расчетный вес материала в грейфере, равный $(0,4 \dots 0,6)Q$; n_c – число циклов в час при непрерывной работе (при отсутствии простоев транспортных средств, неисправности перегружателя и т. п.); K_3 – коэффициент заполнения грейфера материалом, равный $0,8 \dots 1,0$. Число циклов в час $n_c = 3600/T$ при продолжительности цикла T . Продолжительность цикла в с $T = K_c \sum_1^n t_i$, где $t_i = S_i / v_i + 0,5(t_{ip} + t_{im})$ – время, затрачиваемое на i -е движение механизмов перегружателя; S_i и v_i – i -е путь и скорость установившегося

движения; t_{ip} , t_{it} – i -е время неустановившегося движения (пуск и торможение). Для предварительных расчетов можно принять $0,5(t_{ip} + t_{it}) = 3 + 5$ с; K_c – коэффициент, учитывающий возможность совмещения отдельных движений в течение цикла. Возможность такого совмещения определяется в каждом конкретном случае по графикам циклов. Для предварительных расчетов можно назначать $K_c = 0,8 \div 1,0$.

Для примера приводится расчет производительности перегружателя с грейферной тележкой (рис. 4) при погрузке на склад.

При погрузке угля на склад механизмами перегружателя производится:

1) опускание грейфера на материал в траншею; время опускания в с $t_1 = h/v_c + 3$, где h – высота от центра тяжести сечения штабеля материала в траншее до крайнего верхнего положения грейфера в м; v_c – скорость опускания грейфера в м/с;

2) зачерпывание материала грейфером; время зачерпывания t_2 в предварительных расчетах принимается равным 6-12 с;

3) подъем грейфера; время подъема в с $t_3 = h/v_{no} + 3$, где v_{no} – скорость подъема грейфера в м/с;

4) передвижение грейферной тележки; время передвижения в с $t_4 = l/v_m + 5$, где l – расстояние от центра тяжести сечения материала в траншее до центра тяжести сечения материала в пролете в м; v_m – скорость передвижения тележки в м/с;

5) опускание грейфера; время опускания в с $t_5 = h_1/v_c + 3$, где h_1 – высота опускания, равная расстоянию от центра тяжести сечения штабеля материала до крайнего верхнего положения грейфера;

6) раскрытие грейфера; время раскрытия t_6 в предварительных расчетах принимается равным 6-12 с;

7) подъем грейфера; время подъема в с $t_7 = h/v_{no} + 3$;

8) передвижение тележки; время передвижения в с $t_8 = l/v_m + 5$.

Развернутый график цикла погрузки на склад (без учета совмещений отдельных движений) показан на рис. 5.

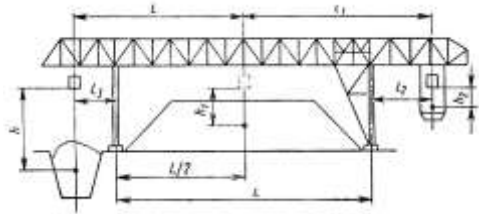


Рисунок 4 – Схема для расчета производительности перегружателя

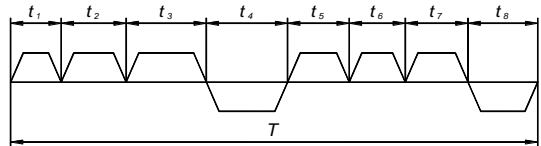


Рисунок 5 – Циклограмма работы перегружателя:
 t_1 – опускание грейфера; t_2 – зачерпывание;
 t_3 – подъем грейфера; t_4 – передвижение тележки;
 t_5 – опускание грейфера; t_6 – раскрытие грейфера;
 t_7 – подъем грейфера; t_8 – передвижение тележки

Далее вычисляется общее время цикла, число циклов в час и производительность перегружателя.

При определении производительности для большинства перегружателей время, необходимое на передвижение моста, не учитывается, так как это передвижение является установочным и практически не влияет на производительность. Если при различных вариантах работы производительность перегружателя изменяется, то за основную производительность принимается производительность при главном варианте работы. В некоторых случаях указывается производительность при каждом варианте работы.

Заключение. Как видно из описанных этапов формирования расчетных схем перегружателей, основными их особенностями, причем применительно к широкому классу конструкций подобного типа, являются учет: особенностей тех или иных вариантов конструктивных схем; постоянных эксплуатационных нагрузок; экстремальных нагрузок; совместного влияния нагрузок различного происхождения.

Предлагаемый системный подход к формированию расчетных схем тяжело-нагруженных крупногабаритных машин может быть применен для большого множества конструкций. Реализация данного подхода для расчета различных машиностроительных конструкций является направлением дальнейших исследований.

Список литературы: 1. Гусев Ю.Б. Обґрунтування параметрів високонавантажених машин на основі моделювання напружено-деформованого стану з урахуванням деградації властивостей основних елементів: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / Ю.Б. Гусев; Голов. спец. конструкт.-технол. ін-т. – Маріуполь, 2009. – 20 с. 2. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / Гохберг М.М. – М.: Машиностроение, 1976. – 455 с. 3. Лобов Н.А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути / Лобов Н.А. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2003. – 232 с. 4. К вопросу об определении причин сверхнормативного износа реборд колес грейферной тележки мостового крана-перегружателя / Ю.Б. Гусев, В.А. Слободяник, А.Ю. Танченко, Н.А. Ткачук // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХПІ", 2007. – №3. – С. 55-66. 5. Танченко А.Ю. К вопросу определения жесткостных характеристик металлоконструкции углеперегружателя / Ю.Б. Гусев, А.Ю. Танченко // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків : НТУ "ХПІ", 2007. – №29. – С. 42-47. 6. Танченко А.Ю. К вопросу об оптимальном синтезе элементов мостовых перегружателей / Ю.Б. Гусев, А.Ю. Танченко // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків : НТУ "ХПІ", 2008. – №9. – С. 43-66. 7. Танченко А.Ю. Обеспечение технического уровня сложных пространственных конструкций на основе моделирования физико-механических процессов на примере обоснования параметров мостового перегружателя / Ю.Б. Гусев, А.Ю. Танченко // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків : НТУ "ХПІ", 2008. – №14. – С. 34-46. 8. Танченко А.Ю. Моделирование напряженно-деформированного состояния элементов высоконагруженных машин при действии комплекса динамических нагрузок / А.Ю. Танченко, Н.А. Ткачук // Механіка та машинобудування. – Харків : НТУ "ХПІ", 2009. – №1. – С. 134-146. 9. Танченко А.Ю. Обґрунтування параметрів високонавантажених машин на основі моделювання напружено-деформованого стану з урахуванням деградації властивостей основних елементів / Ю.Б. Гусев, А.Ю. Танченко // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків : НТУ "ХПІ", 2010. – №19. – С. 62-79.

Поступила в редколлегию 30.11.2012

Е.И. ЗИНЧЕНКО, к.т.н., доц., доц. каф. ТММиСАПР НТУ «ХПИ»;
Д.Е. САМОЙЛЕНКО, к.т.н., с.н.с. каф. ДВС НТУ «ХПИ»;
И.П. ГРЕЧКА, к.т.н., ст. препод. каф. ТММиСАПР НТУ «ХПИ»;
Н.Ю. БОРОДИНА, вед. инж. каф. ДПМ НТУ «ХПИ»;
А.П. ЗВОНАРЕВА, н.с. каф. ДПМ НТУ «ХПИ»

КИНЕМАТИКА КУЛИСНЫХ МЕХАНИЗМОВ С КРИВОЛИНЕЙНЫМ ПАЗОМ И ВОЗМОЖНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИХ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ С ОСТАНОВКАМИ

В статті розглянуті питання дослідження кінематики механізмів з криволинійним пазом і можливість їх використання для руху із зупинками.

Ключові слова: кулісний механізм, рух із зупинками, базовий механізм, шарнірний чотириланковик, механізм другого класу

В статье рассмотрены вопросы исследования кинематики механизмов с криволинейным пазом и возможность их использования для движения с остановками.

Ключевые слова: кулисный механизм, движение с остановками, базовый механизм, шарнирный четырехзвенник, механизм второго класса

The article deals with the problems concerning research of kinematics of mechanisms with groove cam and possibility of their application for movement with stops.

Keywords: link gear, movement with stops, base mechanism, four-bar-linkage, second-class mechanism

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими заданиями. Кулисные механизмы с криволинейным пазом рассматриваются в свете вопроса о проектировании шарнирно-рычажных механизмов с остановкой (остановками) выходного звена. Доказательство кинематической эквивалентности механизмов второго порядка разных классов и кулисных механизмов с криволинейным пазом позволит в дальнейшем предложить алгоритмы кинематического синтеза шестизвенных механизмов четвертого класса второго порядка, обеспечивающих приближенный выстой выходного звена, что является важной научной и практической задачей.

Постановка задачи. Ставится задача оценить предельные возможности сложных двуповодковых рычажных механизмов (т.е. шестизвенных механизмов четвертого класса), исследуя возможности более простых кулисных механизмов. В связи с этим необходимо рассмотреть вопросы кинематики механизмов с криволинейным пазом и возможность их использования для движения с остановками, также доказать кинематическую эквивалентность механизмов второго порядка и кулисных механизмов с криволинейным пазом.

1. Кинематическая эквивалентность механизмов второго порядка и кулисных механизмов с криволинейным пазом. Рассмотрим некоторые свойства плоских рычажных механизмов, содержащих кроме ведущего звена и стойки толь-

© Е.И. Зинченко, Д.Е. Самойленко, И.П. Гречка,

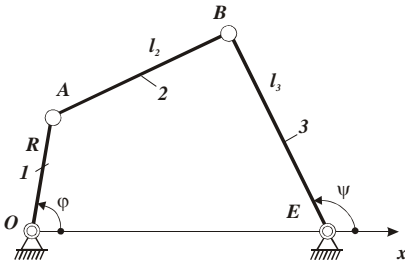


Рисунок 1 - ШЧ с выходным звеном коромыслом

ко одну структурную группу второго порядка. Такая структурная группа имеет только две внешние кинематические пары, которыми она присоединяется к стойке и ведущему звену. Таким образом, речь будет идти о четырехзвенных механизмах второго класса, шестизвенных механизмах четвертого класса, десятизвенных механизмах пятого класса и т.д. по классификации И.И. Артоболевского [1].

Рассматриваемые структурные группы имеют относительно выходного звена одну степень подвижности. Следовательно, точка A имеет относительно звена BE (рис. 1) определенную относительную траекторию. Для шарнирного четырехзвенника (ШЧ) такой траекторией является окружность с центром в точке B и радиусом l_{AB} . В ТММ известны формулы, позволяющие определить положения шатунной точки A при неподвижном звене 3 [2, 3].

Следовательно, механизмы второго порядка с одной степенью подвижности, которые одним поводком присоединяются к стойке, а другим – к входному кривошипу, имеют (при заданной метрике) совершенно определенную траекторию точки присоединения кривошипа относительно выходного звена, и так как она не меняет своего положения относительно выходного звена, то четырехзвенные, шестизвенные, восьмизвенные, десятизвенные механизмы, в том числе

и механизмы четвертого класса, с точки зрения движения точки A эквивалентны кулисному механизму с криволинейной кулисой, вращающейся вокруг точки E , а относительная траектория точки A является осью криволинейного паза кулисы (рис. 2). Это позволяет оценить предельные возможности сложных двухповодковых рычажных механизмов (т.е. шестизвенных механизмов четвертого

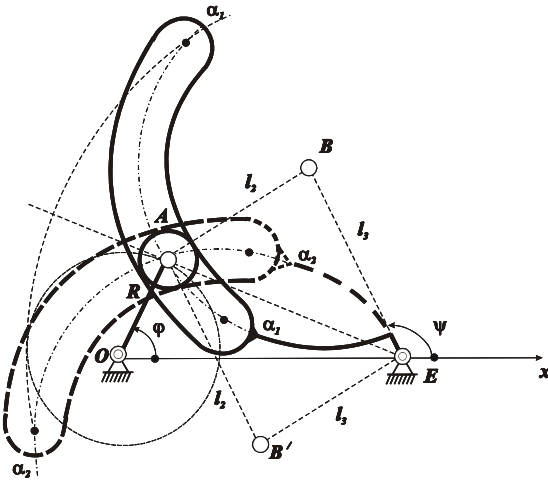


Рисунок 2 - Кулисный механизм с криволинейным пазом с качательным движением выходного звена

класса), исследуя возможности более простых кулисных механизмов.

Рассмотрим ШЧ $OABE$ (см. рис. 1). Относительной траекторией шатунной точки A_2 (индекс 2 указывает на то, что точка A принадлежит звену 2) относительно BE является окружность радиуса l_2 с центром в точке B . Следовательно, ШЧ $OABE$ кинематически эквивалентен кулисному механизму с криволинейным пазом, выполненным по окружности радиуса l_2 , центр которой отстоит от центра вращения кулисы на величину l_3 (см. рис. 2).

Аналогичные рассуждения справедливы для кривошипно-ползунного механизма, изображенного на рис. 3.

В этом случае, кривошипно-ползунный механизм кинематически эквивалентен кулисному механизму с криволинейным пазом, выполненным по окружности радиуса l_2 , центр которой находится в точке B (рис. 4).

Таким образом, если ось криволинейного паза кулисы эквивалентна части шатунной кривой соответствующего рычажного механизма, то при одинаковых законах движения входных звеньев выходные звенья этих механизмов также будут иметь одинаковые законы движения. Кроме того, если шестизвенный механизм четвертого класса (ШМЧК) будет иметь приближенный выстой, то такой же выстой будет иметь и кулисный механизм с соответствующим криволинейным пазом.

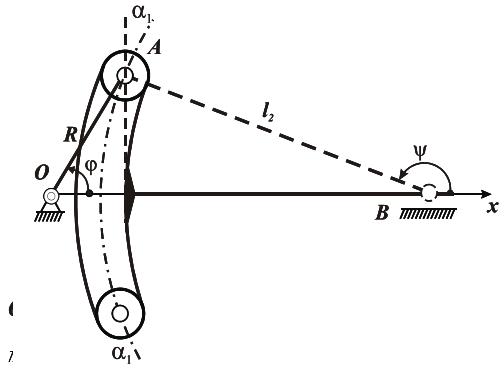


Рисунок 4 - Кулисный механизм с криволинейным пазом с поступательным движением выходного звена

Доказана полная кинематическая эквивалентность рычажных механизмов с группами второго порядка и кулисных механизмов с криволинейным пазом. Для этого было введено понятие базового механизма.

Базовый механизм для механизма, изображенного на рис. 2, представлен на рис. 5. В этом случае базовым будем называть кулисный механизм с прямолинейным пазом, ось которого проходит через ось вращения кулисы и радиус кривошипа которого равен радиусу кривошипа кулисного механизма с криволинейным пазом.

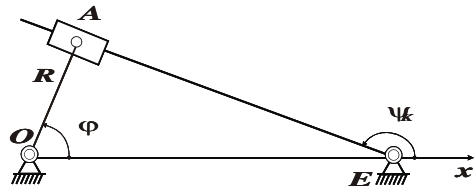


Рисунок 5 - Базовый механизм для кулисного механизма с криволинейным пазом, в котором выходное звено совершает качательное движение

Базовый механизм для механизма, изображенного на рис. 4, представлен на рис. 6. В этом случае базовым будем называть механизм с прямолинейной кулисой (см. рис. 4), ось которой проходит перпендикулярно направляющей ползуна (синусный механизм), и радиус кривошипа этого механизма равен радиусу кривошипа кулисного механизма с криволинейным пазом (см. рис. 4).

На рис. 2 пунктирной линией изображен кулисный механизм, реализующий другую сборку ШЧ $OABE$, который изображен на рис. 1.

Ролик кривошипа (точка A) может двигаться только по одной из двух частей относительной траектории (либо $\alpha_1 - \alpha_1$, либо $\alpha_2 - \alpha_2$) (см. рис. 2). Так как эти части симметричны относительно оси вращения криволинейной кулисы, то и движение кулисы при реализации одной или другой части траектории должно быть симметричным.

Каждый из этих двух криволинейных участков относительной траектории соответствует одной изборок ШЧ. Отсюда приходим к выводу, что ШЧ одной метрики, но разныхборок, имеют симметричные кинематические характеристики.

Значения кинематических параметров для механизмов, изображенных на



Рисунок 6 - Базовый механизм для кулисного механизма с криволинейным пазом, в котором выходное звено совершает поступательное движение

рис. 1, 3, 5, 6 представлены в [4]. В этой же работе сделаны выводы о кинематической эквивалентности механизмов с криволинейными пазми и механизмов второго класса.

Для механизма, изображенного на рис. 1, принимаем коэффициент сборки $k_c = 1$, если обход точек ABE происходит по часовой стрелке, и коэффициент сборки $k_c = -1$, если обход происходит против часовой стрелки. Расчет в [4] проводился при следующих исходных данных: $l_{OA} = 0,3; l_{AB} = 0,8; l_{BE} = 1; l_{OE} = 1$.

2. Методика кинематического исследования кулисных механизмов с криволинейным пазом. Рассмотрим кулисный механизм с криволинейным пазом, у которого кулиса двигается поступательно. Расчетная схема такого механизма показана на рис. 7. На рисунке изображена ось криволинейного пазми в трех положениях механизма ($\alpha - \alpha, \alpha_1 - \alpha_1, \alpha_2 - \alpha_2$). Примем за начальное положение точки A на кривой $\alpha - \alpha$ такое, в котором она пересекает ось x . В этом положении кривошип OA совпадает с осью x и угол φ равен нулю. При движении ползуна кривая $\alpha - \alpha$ перемещается поступательно и всегда проходит через точку A кривошипа.

Проведем через точку C_0 подвижную ось y_1 , жестко связанную с пол-

зуюм. Одночасно она является осью прямолинейного паза кулисы базового механизма. Пусть x_α, y_α - координаты точки A кривой $\alpha - \alpha$ в подвижной системе координат. Пусть кривошип OA занимает положение, определяемое углом φ . Проведем через точку A прямую, параллельную оси x . Эта прямая пересекает траекторию точки A кривошипа в точке A^* , а кривую $\alpha - \alpha$ -

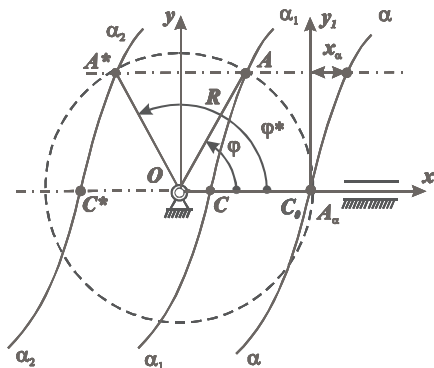


Рисунок 7 - Расчетная схема кулисного механизма с криволинейным пазом и с поступательно движущейся кулисой

на отрезке $\varphi \in [-\pi/2; \pi/2]$ будут определяться следующим образом:

$$x'_C(\varphi) = x'_K(\varphi) - \frac{dx_\alpha}{d\varphi}, \quad (3)$$

$$x''_C(\varphi) = x''_K(\varphi) - \frac{d^2x_\alpha}{d\varphi^2}, \quad (4)$$

$$x'_K(\varphi) = -R \sin \varphi; \quad x''_K(\varphi) = -R \cos \varphi. \quad (5)$$

Пусть

$$\varphi^* = \pi - \varphi, \quad \varphi \in [-\pi/2; \pi/2]. \quad (6)$$

Углу φ^* соответствует точка A^* кривошипа (см. рис. 7) и та же точка A_α кривой $\alpha - \alpha$. Из рис. 7 видно, что

$$x_C(\varphi^*) = x_K(\varphi^*) - x_\alpha(\varphi^*), \quad (7)$$

где $x_\alpha(\varphi^*) = x_\alpha(\varphi)$,

$$x_K(\varphi^*) = R \cos \varphi^* = -R \cos \varphi = -x_K(\varphi), \quad (8)$$

т.е.

$$x_C(\varphi^*) = -x_K(\varphi) - x_\alpha(\varphi) = -[x_K(\varphi) + x_\alpha(\varphi)]. \quad (9)$$

в точке A_α . Когда кривошип находится в положении OA , положение ползуна, определяемое положением точки C , как видно из рис. 7, равняется

$$x_C(\varphi) = x_K(\varphi) - x_\alpha(\varphi), \quad (1)$$

где координата $x_K = x_A$ определяет положение ползуна в случае прямолинейной кулисы, перпендикулярной оси движения ползуна (базового механизма, см. рис.6).

Тогда

$$x_K(\varphi) = R \cos \varphi. \quad (2)$$

Аналоги скорости и ускорения

Из формулы (7) с учетом формул (6) и (8) следует, что аналог скорости кулисы, совершающей поступательное движение (см. рис. 7) равняется

$$x'_C(\varphi^*) = \frac{dx_C(\pi - \varphi)}{d(\pi - \varphi)} = \frac{dx_K(\pi - \varphi)}{d(\pi - \varphi)} - \frac{dx_\alpha(\pi - \varphi)}{d(\pi - \varphi)} = \frac{dx_K(\varphi)}{d\varphi} + \frac{dx_\alpha(\varphi)}{d\varphi},$$

т.е.
$$x'_C(\varphi^*) = x'_K(\varphi) + \frac{dx_\alpha(\varphi)}{d\varphi}. \quad (10)$$

Аналогично получим

$$x''_C(\varphi^*) = - \left[x''_K(\varphi) + \frac{d^2 x_\alpha}{d\varphi^2} \right]. \quad (11)$$

Таблица 1 - Координата, аналоги скорости и ускорения поступательно движущейся кулисы (см. рис. 7)

$\varphi \in \left[-\frac{\pi}{2}; \frac{\pi}{2}\right]$	$\varphi^* = \pi - \varphi$
$x_C(\varphi) = x_K(\varphi) - x_\alpha$	$x_C(\varphi^*) = -[x_K(\varphi) + x_\alpha]$
$x'_C(\varphi) = x'_K(\varphi) - \frac{dx_\alpha}{d\varphi}$	$x'_C(\varphi^*) = x'_K(\varphi) + \frac{dx_\alpha}{d\varphi}$
$x''_C(\varphi) = x''_K(\varphi) - \frac{d^2 x_\alpha}{d\varphi^2}$	$x''_C(\varphi^*) = - \left[x''_K(\varphi) + \frac{d^2 x_\alpha}{d\varphi^2} \right]$

Положение криволинейной кулисы, движущейся поступательно, ее аналоги скорости и ускорения определяются формулами (1), (3), (4), (9)-(11). Полученные результаты сведем в табл. 1, где значения x_K, x'_K, x''_K определяются формулами (2) и (5).

Аналогичные формулы можно получить и для кулисных механизмов с криволинейным пазом, у которых кулиса осуществляет качательное движение. Рассмотрим такой кулисный механизм. На рис. 8 показаны три положения кулисы с криволинейным пазом $\alpha - \alpha$. Пусть в начальном положении

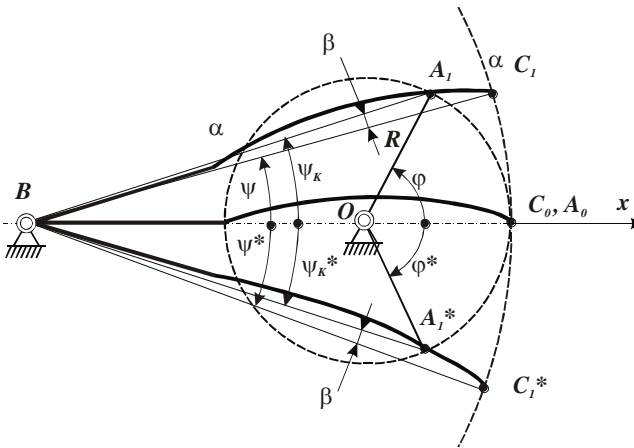


Рисунок 8 - Расчетная схема кулисного механизма с криволинейным пазом с качающейся кулисой

дальняя от шарнира B точка кулисы лежит вместе с точкой A кривошипа на оси x . Кривая $\alpha - \alpha$ жестко связана с прямой CB . Первое положение кривой $\alpha - \alpha$ соответствует положению кривошипа, определяемому углом φ , а второе – углом $\varphi^* = -\varphi$ ($\varphi^* = 2\pi - \varphi$).

При отмеченных положениях кривошипа положение кулисы с криволинейным пазом определяется положениями прямых C_1B и C_1^*B , т.е. углами ψ и ψ^* . При этих же значениях углов φ и φ^* прямолинейная кулиса, которая проходит через точку B , составляет с осью x соответственно углы ψ_K и ψ_K^* . Из рис. 8 видно, что справедливы следующие соотношения:

$$\beta(\varphi) = \beta(\varphi^*), \quad \psi(\varphi) = \psi_K(\varphi) - \beta \quad (\varphi \in [0, \pi]), \quad (12)$$

$$\psi(\varphi^*) = \psi_K(\varphi^*) + \beta = -\psi_K(\varphi) - \beta \quad (\varphi^* \in [0, -\pi]), \quad (13)$$

где β - угол A_1BC_1 .

Аналоги скорости и ускорения кулисы с криволинейным пазом с учетом формул (12) и (13) будут равны:

$$\psi'(\varphi) = \frac{d\psi(\varphi)}{d\varphi} = \psi'_K(\varphi) - \frac{d\beta(\varphi)}{d\varphi} \quad (\varphi \in [0, \pi]), \quad (14)$$

$$\psi'(\varphi^*) = \frac{d\psi(\varphi^*)}{d\varphi^*} = \frac{d[-\psi_K(2\pi - \varphi)]}{d(2\pi - \varphi)} - \frac{d\beta(2\pi - \varphi)}{d(2\pi - \varphi)} = \frac{d\psi_K(\varphi)}{d\varphi} + \frac{d\beta(\varphi)}{d\varphi}. \quad (15)$$

Аналогичным образом получим:

$$\psi''(\varphi) = \frac{d^2\psi(\varphi)}{d\varphi^2} = \psi''_K(\varphi) - \frac{d^2\beta(\varphi)}{d\varphi^2}, \quad (16)$$

$$\psi''(\varphi^*) = \frac{d^2\psi(\varphi^*)}{d\varphi^{*2}} = -\left[\psi''_K(\varphi) + \frac{d^2\beta(\varphi)}{d\varphi^2} \right]. \quad (17)$$

Полученные результаты сведены в табл. 2. Из табл. 1 и табл. 2 следует, что невозможно найти форму криволинейного паза, который обеспечивает произвольный закон движения кулисы на всем интервале движения кривошипа. Закон движения криволинейной кулисы можно задать только на половине интервала движения начального звена; движение кулисы на второй половине интервала получим автоматически, и характер этого движения можно прогнозировать.

Т.е., если аналог скорости (см. табл. 1) или аналог угловой скорости (см. табл. 2) выходного звена с криволинейным пазом на каком-то интервале $\varphi \in [\varphi_1, \varphi_2]$ уменьшается по сравнению со скоростью выходного звена базово-

Таблица 2 - Углы поворота, аналоги скорости и ускорения кулисы, совершающей качательное движение (см. рис. 8)

$\varphi \in [0, \pi]$	$\varphi^* = 2\pi - \varphi$
$\psi(\varphi) = \psi_K(\varphi) - \beta$	$\psi(\varphi^*) = -[\psi_K(\varphi) + \beta]$
$\psi'(\varphi) = \psi'_K(\varphi) - \frac{d\beta}{d\varphi}$	$\psi'(\varphi^*) = \psi'_K(\varphi) + \frac{d\beta}{d\varphi}$
$\psi''(\varphi) = \psi''_K(\varphi) - \frac{d^2\beta}{d\varphi^2}$	$\psi''(\varphi^*) = -\left[\psi''_K(\varphi) + \frac{d^2\beta}{d\varphi^2}\right]$

го кулисного механизма, то на интервале $\varphi \in [\varphi_1^*, \varphi_2^*]$, где $\varphi^* = \pi - \varphi$ для поступательно движущейся кулисы и $\varphi^* = 2\pi - \varphi$ для качающейся кулисы, он на такую же величину увеличивается. Аналогичный вывод касается и модуля аналога ускорения.

Доказательство кинематической эквивалентности рычажных механизмов второго порядка кулисным механизмам с криволинейным пазом позволило также выявить предельные возможности рычажных механизмов второго порядка (в частности, ШМЧК): модуль максимальной скорости (ускорения) выходного звена не может быть меньше модуля максимальной скорости соответствующего базового механизма.

Все кинематические характеристики базового механизма определяются параметром λ . Обозначим $\lambda = \frac{l_{OA}}{l_{OB}}$. Тогда для базового кулисного механизма имеем:

$$\operatorname{tg} \psi_K(\varphi) = \frac{\lambda \sin \varphi}{(\lambda \cos \varphi + 1)}. \quad (18)$$

После нахождения производной левой и правой части выражения формулы (18), получим:

$$\psi'_K(\varphi) = \frac{\lambda(\lambda + \cos \varphi)}{(\lambda^2 + 1 + 2\lambda \cos \varphi)}, \quad (19)$$

$$\psi''_K(\varphi) = \frac{\lambda \sin \varphi (\lambda^2 - 1)}{(\lambda^2 + 1 + 2\lambda \cos \varphi)^2}. \quad (20)$$

Приведенные выше соотношения существенны, т.к. дают возможность проводить кинематический анализ и прогнозировать кинематические особенности рычажных механизмов, поскольку все рычажные механизмы, которые включают в себя начальное звено – кривошип, стойку и одну структурную группу второго порядка, кинематически эквивалентны кулисным механизмам с криволинейным пазом.

Если интерпретация ШЧ как кулисного механизма с криволинейным пазом позволяет лучше осознать кинематические свойства ШЧ и его предельные возможности, то такая интерпретация ШМЧК позволяет предложить эффек-

тивные алгоритмы кинематического синтеза этих механизмов, которые подробно рассмотрены в [5].

3. Использование кулисных механизмов с криволинейным пазом для получения движения с остановками.

Представляет интерес использование кулисных механизмов с криволинейным пазом для получения движения кулисы с остановками. Пусть часть профиля паза кулисы, которая находится в крайнем положении (рис. 9), имеет форму окружности с центром в точке O и радиусом l_{OA} . В этом случае при повороте кривошипа на угол $\varphi_B = \varphi_2 - \varphi_1$ кулиса будет неподвижной, т.е. ее движение будет совершаться с остановкой в

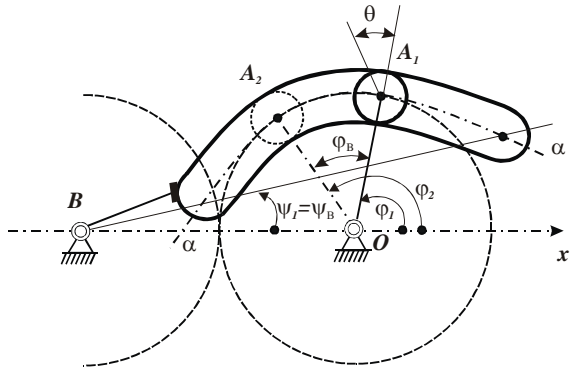


Рисунок 9 - Кулисный механизм с криволинейным пазом, обеспечивающий остановку кулисы в одном крайнем положении

одном из крайних положений. Теоретически угол φ_B может равняться 180° . Но при угле φ_B большем 120° угол давления становится большим, и может произойти заклинивание механизма. Так, при $\varphi = \varphi_1$ угол давления θ равен $\theta = \pi/2 - (\varphi_1 - \psi_1)$. Если $\varphi_1 = 0$ (или $\varphi_2 = 0$), то $\theta = \pi/2$.

Таким образом, чтобы получить движение с остановкой, ось паза кулисы должна представлять собой кривую, которая состоит из дуги окружности и двух кривых, сопряженных с этой дугой (см. рис. 9). Чтобы при движении кулисы не было скачков скорости и ускорения, кривые, сопряженные с дугой окружности, должны иметь в точках сопряжения общую касательную и радиус кривизны l_{OA} . Эти условия будут выполняться, если закон движения кулисы на интервале задать, например, следующим образом:

$$\psi(\varphi) = \psi_B + a_1(\varphi_1 - \varphi)^3 \quad (\varphi \in [0, \varphi_1]), \quad (21)$$

$$\psi(\varphi) = \psi_B \quad (\varphi \in [\varphi_1, \varphi_2]), \quad (22)$$

$$\psi(\varphi) = \psi_B + a_2(\varphi - \varphi_2)^3 \quad (\varphi \in [\varphi_2, \pi]). \quad (23)$$

$\psi_1 = \psi_B$ – это угол, определяющий положение криволинейной кулисы, при котором она останавливается (см. рис. 9 и формулу (22)).

Коэффициенты a_1 и a_2 находим из условия:

$$\psi'(0) = \frac{\lambda}{\lambda+1}, \quad (24) \quad \psi'(\pi) = \frac{\lambda}{\lambda-1}. \quad (25)$$

Из формул (21) и (24) находим: $a_1 = -\lambda/\left[3(\lambda+1)\varphi_1^2\right]$, из формул (23) и (25) находим: $a_2 = \lambda/\left[3(1-\lambda)(\pi-\varphi_2)^2\right]$. Затем из условия $\psi(0) = 0$ из формулы (21) находим: $\psi_B = -\lambda\varphi_1/\left[3(\lambda+1)\right]$.

Из формул (24) и (25) видно, что максимальное значение скорости кулисного механизма с прямолинейным пазом (базового механизма) равно $\frac{\lambda}{\lambda-1}$. Модуль углового ускорения базового механизма, исходя из формулы (20), равен 0 (при $\varphi = 0$ и при $\varphi = \pi$).

Таким образом, можно сделать следующий вывод. Задавая закон движения криволинейной кулисы на половине интервала движения кривошипа, нужно иметь в виду, что на концах этого интервала аналогии скорости должны равняться аналогам скорости кулисы базового механизма. В противном случае на концах этого интервала будут иметь место скачки скорости (жесткие удары). Таким образом, возможности кулисных механизмов с криволинейным пазом ограничены, и во многих случаях эти механизмы не могут конкурировать с кулачковыми механизмами. Но нас интересует лишь теоретическая сторона вопроса, а именно, интерпретация рычажных механизмов второго порядка как кулисных с криволинейным пазом. Такая интерпретация дает оценку предельных возможностей рычажных механизмов четвертого класса, а именно: значений минимальных пиков скоростей и ускорений, а также угла выстоя (он не может быть больше 180°).

Если оптимизируются параметры ШЧ как передаточного механизма и необходимо минимизировать пик модуля аналога скорости выходного звена, то значение $\lambda/(\lambda-1)$ этого пика базового механизма является предельным, к которому характеристика четырехзвенника может только приближаться, так как если при каком-то значении $\varphi = \varphi^*$ ($\varphi^* \in [0, \pi]$) скорость выходного звена ШЧ меньше скорости базового механизма, то при $\varphi = -\varphi^*$ эта скорость будет на столько же больше скорости базового механизма.

Таким образом, можно сделать следующие выводы. Модуль максимальной угловой скорости выходного звена ШЧ не может быть меньше модуля максимальной угловой скорости соответствующего базового механизма. Модуль максимального углового ускорения выходного звена ШЧ не может быть меньше модуля максимального углового ускорения соответствующего базового механизма.

Зная закон движения кулисы на всем промежутке изменения угла φ $[0, \pi]$, из формулы для нахождения $\psi(\varphi)$ (см. табл. 2) с учетом формулы (18)

определяем угол $\beta(\varphi)$, который определяет нахождение точки A на оси криволинейного паза:

- на участке $\varphi \in [0, \varphi_1]$:

$$\beta(\varphi) = \arctg\left(\lambda \sin \varphi / (\lambda \cos \varphi + 1)\right) + \lambda \varphi_1 / 3(\lambda + 1) + \lambda(\varphi_1 - \varphi) / 3(\lambda + 1)\varphi_1^2,$$

- на участке $\varphi \in [\varphi_1, \varphi_2]$:

$$\beta(\varphi) = \arctg\left(\lambda \sin \varphi / (\lambda \cos \varphi + 1)\right) + \lambda \varphi_1 / 3(\lambda + 1),$$

- на участке $\varphi \in [\varphi_2, \pi]$:

$$\beta(\varphi) = \arctg\left(\lambda \sin \varphi / (\lambda \cos \varphi + 1)\right) + \lambda \varphi_1 / 3(\lambda + 1) - \lambda(\varphi - \varphi_2)^3 / 3(1 - \lambda)(\pi - \varphi_2)^2.$$

Расстояние S от точки A кривой $\alpha - \alpha$ до точки B (см. рис. 8) вычисляется по формуле:

$$S(\varphi) = \sqrt{(l_{OA} \cos \varphi - l_{OB})^2 + (l_{OA} \sin \varphi)^2}.$$

Приведенный выше метод построения профиля криволинейного паза и формулы (12)-(20) справедливы и для криволинейной кулисы, которая совершает не качательное движение, а одностороннее вращательное на некотором промежутке изменения угла φ ($\varphi \in [\varphi_1, \varphi_2]$) (в этом случае $\lambda = l_{OA} / l_{OB} > 1$).

Таким образом, кулисный механизм с криволинейной кулисой можно использовать как механизм периодического поворота. Это наиболее перспективное направление использования кулисных механизмов с криволинейной кулисой. По сравнению с другими механизмами периодического поворота, такой механизм имеет очевидное преимущество с точки зрения динамики движения (нет явных источников возбуждения крутильных колебаний на выстое) и простоты конструкции. Недостатком таких механизмов является небольшая относительная продолжительность выстоя (меньше 1/3 периода вращения кривошипа).

Рассмотрим случай, когда ось криволинейного паза имеет две ветви, как это показано на рис. 10. Первая ветвь – $\alpha_1 E$, вторая – $\alpha_2 E$, где E – самая удален-

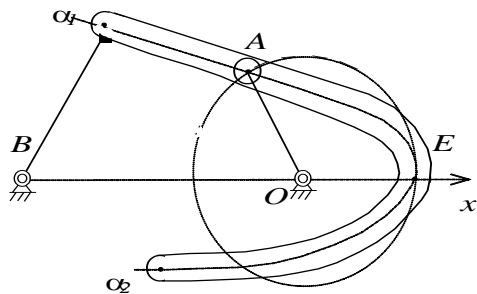


Рисунок 10 – Кулисный механизм с криволинейной кулисой, имеющей две ветви

ная от оси шарнира B точка кривой $\alpha_1 - \alpha_2$. Когда ось шарнира A кривошипа OA будет совпадать с точкой E , угол давления будет равен $\pi/2$, и кривошип не может быть ведущим звеном. Если же за счет сил инерции или за счет специального приспособления механизм будет работать, то точка A кривошипа будет двигаться или по ветви α_1E , или по ветви α_2E . К тому же, движение кулисы будет происходить со скачком скорости ψ при $\varphi = 0$. Скачок скорости ψ будет равен $2\lambda\omega_1/(\lambda + 1)$. Рассмотренный случай представляет собой только теоретический интерес при синтезе кулисных механизмов, но имеет практическое значение при синтезе эквивалентных рычажных механизмов.

Таким образом, становится возможным интерпретировать механизмы второго порядка как кулисные механизмы с криволинейным пазом. Следовательно, становится возможным предложить эффективные алгоритмы кинематического синтеза ШМЧК второго порядка, базируясь на формулах и предположениях, выведенных для кулисных механизмов с криволинейным пазом.

Выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития данного направления. Разработана методика кинематического анализа кулисных механизмов с криволинейным пазом. Доказательство кинематической эквивалентности всех рычажных механизмов с группами второго порядка кулисным механизмам с криволинейной кулисой в более ранних работах дало возможность выявить граничные возможности ШМЧК, что в дальнейшем помогло разработать алгоритмы синтеза этих механизмов. Перспективы дальнейшего развития – предложение алгоритмов синтеза ШМЧК с двумя выстоями выходных звеньев в крайних положениях.

Список литературы: 1. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов. – М.: Наука. – 1965. – 776 с. 2. *Белоконев И.М.* Теория механизмов и машин. Методы автоматизированного проектирования. – К.: Выща школа. – 1990. – 208 с. 3. *Заблонский К.И., Белоконев И.М., Щекин Б.М.* Теория механизмов и машин. – К.: Выща шк. – 1989. – 375 с. 4. *Зинченко Е.И., Зарубина А.А.* Исследование кинематических параметров простейших двухповодковых механизмов и сравнение их с кинематическими параметрами базовых механизмов // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2005. – Вип. 53. – С. 80–86. 5. *Новгородцев В.А., Зинченко Е.И., Зарубина А.А.* Синтез шестизвенных механизмов четвертого класса с приближенным выстоем ведомого звена // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Тем. вып.: “Технологии в машиностроении” – Харьков: ХГПУ. – 1999. – Вып. 68. – С. 17–21.

Поступила в редколлегию 22.02.13

Д.М. КЛЕЦ, к. т. н., доц., докторант каф. технологии машиностроения и ремонта машин, ХНАДУ, Харьков

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ МАНЕВРЕННОСТИ АВТОМОБИЛЯ С ПОМОЩЬЮ ИМИТАЦИОННОГО ВИЗУАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЕГО ДВИЖЕНИЯ

Розроблено імітаційну візуальну модель автомобіля, що враховує параметри системи «водій – автомобіль – дорожнє середовище» і дозволяє виконувати оцінку показників його керуваності, стійкості та динамічності в середовищі Simulink.

Ключові слова: маневреність, автомобіль, імітаційне моделювання, комп'ютерна модель

Разработана имитационная визуальная модель автомобиля, учитывающая параметры системы «водитель – автомобиль – дорожная среда» и позволяющая выполнять оценку показателей его управляемости, устойчивости и динамичности в среде Simulink.

Ключевые слова: маневренность, автомобиль, имитационное моделирование, компьютерная модель

It's developed visual simulation vehicle model, taking into account the parameters of the "driver-vehicle-road environment" that allows to estimate its controllability, stability and dynamics in Simulink.

Keywords: manoeuvrability, automobile, imitation modeling, computer model

Постановка проблеми. При разработке новых, а также квалиметрической оценке и модернизации существующих автомобилей актуальным является вопрос выбора корректных математических моделей оценки показателей их маневренности. Прогнозировать поведение автомобиля при влиянии на него различных факторов внешней среды и управляющих воздействий водителя удобно с помощью имитационного визуального моделирования в специализированном программном обеспечении на электронных вычислительных машинах. Это позволяет значительно сэкономить время и средства, которые были бы потрачены на проведение дорожного эксперимента, изучить быстротекущие процессы в замедленном режиме, а также повысить безопасность исследований. При имитационном моделировании исследуемый автомобиль заменяется компьютерной моделью, с достаточной точностью описывающей состояние реальной системы и позволяющей учитывать влияние на нее возмущающих воздействий.

Анализ литературы. Вопросам исследования свойств маневренности колесных машин посвящены работы значительного числа отечественных и зарубежных авторов [1-6]. В работе [5] в качестве критерия устойчивости движения колесной машины предложен коэффициент устойчивости. Указанный коэффициент равен отношению момента стабилизирующего к возмущающему моменту и при движении по прямой определяется из следующего соотношения

© Д.М. Клец, 2013

$$K_{уст} = \frac{b \cdot R_{\delta_2}}{a \cdot R_{\delta_1}}, \quad (1)$$

где $R_{\delta_1}, R_{\delta_2}$ – боковые реакции дороги на передней и задней осях автомобиля; a, b – расстояние от проекции центра масс автомобиля на горизонтальной плоскости до передней и задней оси автомобиля.

При $K_{уст} > 1$ движение автомобиля устойчиво, при $K_{уст} < 1$ – неустойчиво, при $K_{уст} = 1$ автомобиль находится на грани выхода из зоны устойчивого движения.

Коэффициент управляемости двухосной машины [5] определяется при движении на повороте из следующего соотношения

$$K_{упр} = \frac{R_{k_1}}{R_{\delta_2}} \cdot \frac{a}{b} \cdot \sin \alpha + \frac{R_{\delta_1}}{R_{\delta_2}} \cdot \frac{a}{b} \cdot \cos \alpha, \quad (2)$$

где R_{k_1} – касательная реакция на переднем направляющем колесе, а α – угол поворота направляющих колес.

Коэффициент динамичности автомобиля определяется из зависимости [5]

$$K_{дин} = \frac{N_e \cdot \eta_{мп} \cdot (1 - S_x)}{m_a \cdot g \cdot V_a \cdot \left(f + \frac{k \cdot F}{m_a \cdot g} \cdot V_a^2 \right)}. \quad (3)$$

где V_a – линейная скорость автомобиля; f – коэффициент сопротивления качению; m_a – масса автомобиля; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $k \cdot F$ – фактор обтекаемости; N_e – эффективная мощность двигателя; $\eta_{мп}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии; S_x – относительное буксование ведущих колес.

Наиболее мощным и гибким инструментом для имитационного визуального моделирования динамики автомобиля является MatLab / Simulink. Таким образом, представляет интерес моделирование движения автомобиля, оценка показателей его маневренности и эффективности работы систем безопасности с помощью указанного пакета.

Цель статьи – оценка показателей управляемости, устойчивости и динамичности автомобиля с помощью его имитационной визуальной модели, учитывающей параметры системы «водитель-автомобиль-дорожная среда».

Оценка показателей устойчивости и управляемости автомобиля при визуальном моделировании его динамики. Модель визуализации динамики автомобиля построена на основе Simulink-модели Vehicle Dynamics Visualization with Graphs [7]. Структура подсистемы Coordinate Transformations приведена на рис. 1. На рис. 2 приведена зависимость продольных R_x , боковых R_y и нормальных R_z реакций, действующих на колеса исследуемого автомобиля, от времени его движения.

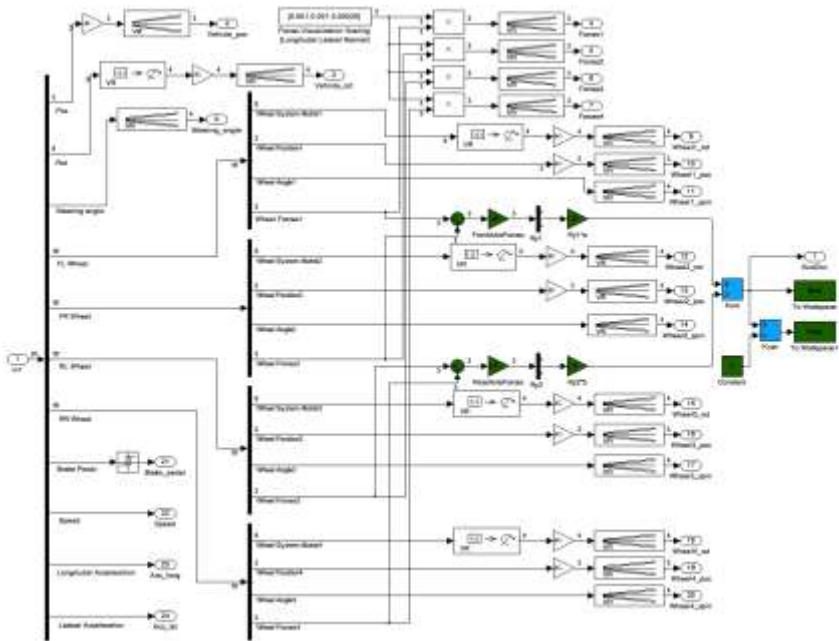


Рисунок 1 – Структура подсистемы Coordinate Transformations

Подсистема Coordinate Transformations содержит инструменты по преобразованию величин ускорений, линейной и угловой скоростей автомобиля, реакций на колесах, углов поворота рулевого и направляющих колес в сигналы инструментов Simulink. Блоки Kust и Kupr позволяют экспортировать в рабочее пространство Matlab определенные с помощью указанной модели величины коэффициентов устойчивости и управляемости.

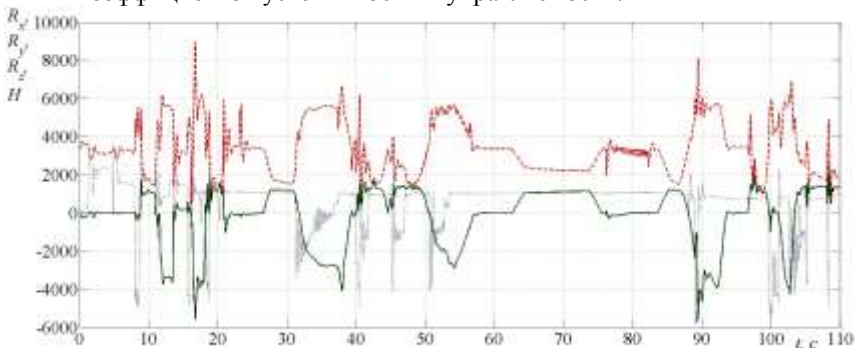


Рисунок 2 – Зависимость продольных, боковых и нормальных реакций, действующих на колеса исследуемого автомобиля, от времени его движения: $\cdots R_x$, $\text{—} R_y$, $\text{--} R_z$

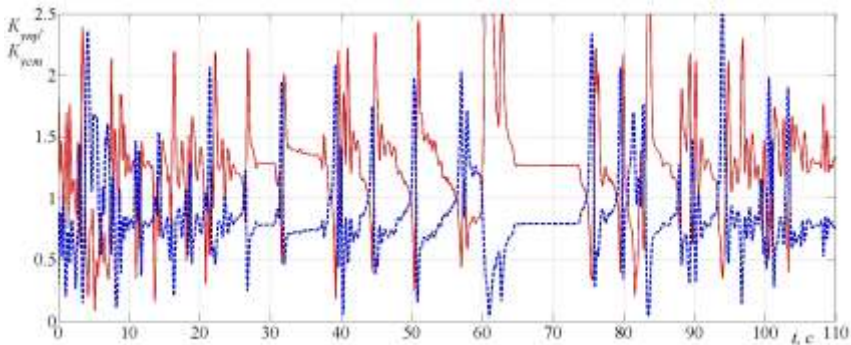


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента управляемости и коэффициента устойчивости от времени движения исследуемого автомобиля: — $K_{упр}$; - - $K_{уст}$

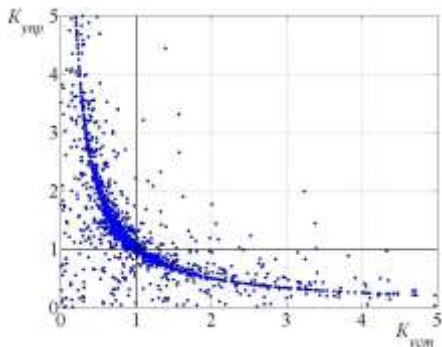
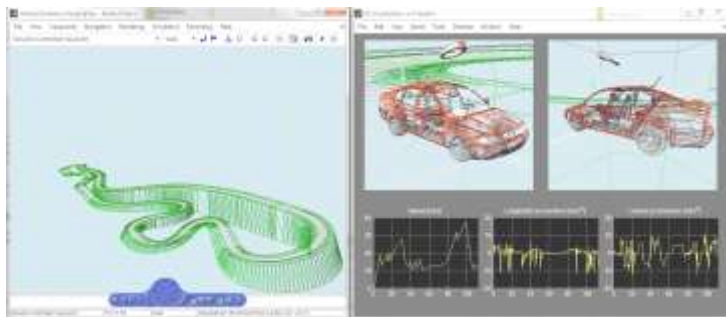


Рисунок 4 – Зависимость коэффициента управляемости от коэффициента устойчивости

На рис. 3 показана зависимость коэффициента управляемости $K_{упр}$ и коэффициента устойчивости $K_{уст}$ от времени движения исследуемого автомобиля, а на рис. 4 – зависимость $K_{упр} = f(K_{уст})$. На рис. 5 показаны 3D модели исследуемой трассы и автомобиля с позиции Simulink Controlled Viewport [8].

Таким образом, разработанная модель позволяет прогнозировать параметры движения автомобиля и выполнять оценку показателей его маневренности с помощью MatLab/Simulink.

Рисунок 5 – 3D модель исследуемой трассы и автомобиля



Выводы. Разработанная имитационная визуальная модель автомобиля, учи-

творюючи параметри системи «водитель – автомобіль – дорожня среда» дозволяє виконувати оцінку показателів його управляемості, стійкості, динамічності в середі Simulink і значительно економити час і засоби, а також підвищити безпеку досліджень.

При виході з маневра “переставка” при заданих умовах руху досліджуваного автомобіля з відключеною ESP виникають кутові прискорення, досягаючі $0,5 \text{ c}^{-1}$, що свідчить про початок заносу. Кутові прискорення автомобіля з включеною ESP при аналогічних умовах не перевищують $0,05 \text{ c}^{-1}$.

Список літератури. 1. Бобошко А.А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі. Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.02 / ХНАДУ. – Харків, 2002. – 19 с. 2. Закин Я. Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я. Х. Закин. – М.: Транспорт, 1986. – 136 с. 3. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М: Машиностроение, 1971. – 416 с. 4. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / М. А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Курчатый, А.А. Бобошко / Под ред. М.А.Подригало. - Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с. 5. Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А., Павленко В.А., Файст В.Л., Клец Д.М., Редько В.В. Динамика автомобиля. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 426 с. 6. Electronic Stability Control Systems : Federal Motor Vehicle Safety Standard No. 126. – Office of Regulatory Analysis and Evaluation, National Center for Statistics and Analysis, 2006. – 142 p. 7. Vehicle Dynamics Visualization with Graphs. The MathWorks, Inc. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.mathworks.com/products/3d-animation/examples.html?file=/products/demos/shipping/sl3d/vr_octavia_graphs.htm. 8. Vehicle Dynamics Visualization – Simulation of Multiple Objects. The MathWorks, Inc. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.mathworks.com/products/3d-animation/examples.html?file=/products/demos/shipping/sl3d/vr_octavia_2cars.html.

Поступила в редакцію 08.04.2013

УДК 539.3

А.В. ЛИТВИНЕНКО, к.т.н., дир. НИЦ УК «Рейлтрансхолдинг»,
Маріуполь

СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ КОМПЬЮТЕРНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ, ИССЛЕДОВАНИЯ И ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Запропоновано розвиток узагальненого параметричного підходу для дослідження напружено-деформованого стану корпусів транспортних засобів спеціального призначення на етапі проектування і технологічної підготовки виробництва. Математична формалізація параметричного опису конструкції та всіх етапів їх життєвого циклу дає можливість будувати високоефективні спеціалізовані системи комп'ютерного проектування, технологічної підготовки виробництва, дослідження, виготовлення та експлуатації.

Ключові слова: транспортний засіб спеціального призначення, бронекорпус, системи комп'ютерного проектування, напружено-деформований стан, власні частоти коливань

© А.В. Литвиненко, 2013

Предложено развитие обобщенного параметрического подхода для исследования напряженно-деформированного состояния корпусов транспортных средств специального назначения на этапе проектирования и технологической подготовки производства. Математическая формализация параметрического описания конструкций и всех этапов их жизненного цикла дает возможность строить высокоэффективные специализированные системы компьютерного проектирования, технологической подготовки производства, исследования, изготовления и эксплуатации.

Ключевые слова: транспортное средство специального назначения, бронекорпус, системы компьютерного проектирования, напряженно-деформированное состояние, собственные частоты колебаний

Development of generalized parametric method for stress-strain state investigation of special-purpose transport vehicle hulls is proposed at the stage of technological preparation of production. Mathematical formalization of construction parametrical description and all life-cycle stages enables an opportunity to build high-efficient specialized CAD-systems, systems for technological preparation of production, research, manufacturing and exploitation.

Keywords: special-purpose transport vehicle, armored hull, CAD-systems, stress-strain state, vibrations eigenfrequencies

Введение. Как отмечается в ряде работ [1-12], при проектировании новых транспортных средств специального назначения типа бронетранспортеров (БТР), боевых машин пехоты (БМП), боевых машин десанта (БМД) и их модернизации возникает масштабный комплекс работ по проектированию, исследованию и технологической подготовке производства. При этом, как известно, преобладающей тенденцией современного бронетанкостроения является широкое применение CAD/CAE/CAM-систем как при проектировании элементов машин, так и при технологической подготовке их производства. Поскольку универсальные компьютерные системы, применяемые на большинстве отечественных предприятий, не всегда в полной мере дают возможность учитывать специфику конструкций БТР, БМП, БМД, технологической оснастки и оборудования отечественных предприятий бронетанкостроения, то возникает актуальная и важная задача интенсификации и повышения качества работ на этапах проектирования, исследования и технологической подготовки производства. Для решения получаемой задачи предлагается развитие подхода, описанного в работах [11, 12].

Отличительной особенностью сложившейся в настоящее время ситуации является акцентированное внимание, которое уделяется анализу влияния проектных параметров на характеристики элементов транспортных средств специального назначения и на тактико-технические характеристики (ТТХ) машин в целом. При этом существенно меньшее внимание исследователей уделено выявлению влияния технологических режимов, возможностей оборудования, оснастки и условий производства на результирующие ТТХ, реально достигаемые на конкретных изделиях, хотя наличие и важность такого влияния очевидны. В связи с этим актуальной, важной и новой научно-практической проблемой является развитие подходов, методов, моделей, алгоритмов и программного обеспечения, которые предоставляют возможности не только увязать ТТХ проектируемых машин с множеством технологических факторов, но и создать основы решения задачи обоснования таких технологических параметров, которые бы не ухудшали конструктивно заложенные показатели их тактико-технических характеристик. Поскольку возникающая проблема выходит за пределы применимости известных подходов [13, 14], а общие

принципы, изложенные в этих работах, достаточно привлекательны и имеют значительный потенциал развития и обобщения, то в данной работе предлагается совершенствование обобщенного параметрического моделирования и адаптация на множество технологических факторов, влияющих на ТТХ проектируемых машин.

Постановка задачи. Отталкиваясь от подходов, изложенных в работах [11, 12], рассматривается три типа факторов, обуславливающих ТТХ проектируемых машин. Во-первых, это проектные параметры $P_G^{(i)}, i = 1, \dots, N_G$, которые определяют общую компоновку машин, габаритные и присоединительные размеры отдельных элементов, свойства материалов и т.п. Во-вторых, это режимы боевого применения данных машин $P_B^{(k)}, k = 1, \dots, N_B$, которые в целом определяют виды и степени воздействий на элементы БТР, БМП, БМД. В-третьих, это технологические режимы изготовления элементов исследуемых машин $P_T^{(j)}, j = 1, \dots, N_T$. Последние порождаются типами обработки, видами технологических операций и назначенными технологическими режимами. В комплексе все три множества параметров P_G, P_B, P_T образуют множество обобщенных параметров, в целом определяющих уровень достигаемых ТТХ:

$$T = T(p), \quad p = \{P_G, P_B, P_T\}^T. \quad (1)$$

Здесь T – массив тактико-технических характеристик, p – объединенное множество обобщенных параметров.

Естественно, что для многих компонент ТТХ установление связи (1) требует проведения анализа процессов и состояний, которые сопровождают все этапы жизненного цикла изделия, в особенности – в условиях боевого применения:

$$L(u, p, t) = f, \quad (2)$$

где L – оператор процесса или состояния, u – массив переменных, описывающих исследуемый процесс или состояние, t – время, f – внешнее воздействие на исследуемый объект.

Например, в качестве системы (2) могут выступать уравнения теории упругости (для определения напряженно-деформированного состояния массивных тел, оболочек, пластин или стержней), уравнения теории колебаний (для определения частот и форм колебаний или переходных процессов). В любом случае система уравнений (2) устанавливает (обычно в виде системы дифференциальных уравнений в частных производных) связь переменных состояния u с параметрами p , проявляющаяся в виде параметрического семейства:

$$u = u(f, p, t) \quad (3)$$

по итогам интегрирования (2).

Имея в распоряжении соотношения (2), можно ставить задачи обеспечения требуемых ТТХ

$$T^{(s)}(u(p)) \rightarrow \max(\min), s = 1, 2, \dots \quad (4)$$

при некоторых ограничениях H_* на отдельные величины

$$H^{(q)}(u(p)) \leq H_*^{(q)}, q = 1, 2, \dots \quad (5)$$

Так, например, в качестве критериев (4) могут выступать масса, скорость движения машины, степень деформирования ее отдельных элементов и т.п. Как ограничения могут фигурировать прочностные свойства используемых материалов, допустимые амплитуды или частоты колебаний и другие величины.

Таким образом, соотношения (1)–(5) формируют систему соотношений, позволяющих ставить и решать задачи параметрического анализа, чувствительности, а также структурного и параметрического синтеза. При этом, в отличие от традиционных подходов, пространство варьируемых параметров содержит также новое, ранее не учитываемое множество величин – технологические параметры P_T (см. выше). Это существенно расширяет возможности и результативность предлагаемого усовершенствованного подхода как в плане полноты математической модели, ее адекватности, так и в плане практической эффективности получаемых результатов исследований. Также важным вопросом является точность компьютерного моделирования, используемого для получения решений (2), способность бесконфликтного обмена информацией между этапами и системами геометрического моделирования (CAD), исследований (CAE) и технологической подготовки производства (CAM). Кроме того, не менее важным является проблема верификации параметров математической и численной моделей, описывающих исследуемый объект.

Все описанные выше задачи формально могут быть охвачены подходами, описанными в работах [13, 14]. В то же время, как отмечалось выше, само множество определяющих параметров в настоящей работе расширено именно за счет неучитываемых ранее технологических факторов. Это составляет существенное дополнение с точки зрения решения конечной задачи обеспечения требуемых ТТХ проектируемых машин специального назначения.

Следует заметить, что в зависимости от типа исследуемого процесса или состояния (2), критериев и ограничений (4), (5) порядок и содержание решения возникающих при этом задач видоизменяются. В связи с этим предлагается проиллюстрировать некоторые этапы исследований на примере анализа изменения спектра собственных частот колебаний бронекорпусов транспортных средств специального назначения при изменении их проектно-технологических параметров (см. далее).

Анализ влияния толщины и свойств материалов элементов бронекорпусов на спектр собственных частот их колебаний. Рассмотрим бронекорпус транспортного средства специального назначения, определяемый проектно-технологическими его параметрами (форма и размеры бронепанелей в плане, карта распределения толщин листов и силовой структуры в проекциях, свойства материалов элементов бронекорпуса и сварных швов и т.п.). По-

сколькo корпус является основным элементом, объединяющим и интегрирующим все агрегаты и системы машины, то он в процессе эксплуатации и боевого применения подвергается множеству динамических воздействий (как от внешних, так и от внутренних источников). В связи с этим чрезвычайно важным является вопрос определения спектра собственных частот его колебаний, поскольку собственные частоты и формы колебаний во многом определяют наблюдаемые переходные и установившиеся колебательные процессы. В свою очередь это влияет, например, на точность стрельбы (за счет деформирования подбашенного листа), на прочность и жесткость элементов бронекорпуса (определяют уровень защищенности) и т.п. Более того, вследствие разброса технологических режимов изготовления бронекорпусов (получается вследствие разброса толщин листов-заготовок, поступающих от металлургических производств; вследствие применения тех или иных типов сварных швов и конкретных условий и качества выполнения сварки; вследствие разнородности микроструктуры, химического состава, твердости и прочности слоев материалов бронепанелей по толщине; вследствие изменения свойств материалов бронепанелей в зонах сварных швов и т.п.).

Учитывая, что данное варьирование накладывается на варьирование проектных параметров бронекорпусов, получаемое множество варьируемых величин сильно разрастается, приводя к лавинообразному росту объема исследований. В то же время можно отметить, что во многих случаях диапазон варьирования отдельных параметров незначителен. Так, массово-геометрические характеристики сварных конструкций изменяются в пределах 2–5%; такой же порядок диапазона варьирования – для распределения толщины в плане в пределах бронепанелей, а также массы и моментов инерции размещаемых в/на бронекорпусе систем и агрегатов и т.п.

Таким образом, исходная задача модифицируется, приобретая характер анализа чувствительности исследуемых характеристик бронекорпусов на конечное, но малое изменение проектно-технологических параметров. Для ее решения предлагается применить подходы, предложенные к использованию для тонкостенных элементов машиностроительных конструкций в ряде работ [15–17]. Следуя этому подходу, переходим от континуальной формулировки задачи (2) к дискретной ее форме. Применительно к задаче определения спектра собственных частот колебаний бронекорпусов наиболее эффективно применение метода конечных элементов [18]. С учетом варьирования отдельных параметров получаем соотношения для определения собственных частот $\omega_i(p)$, где $p = \{p_1, \dots, p_n\}^T$. Разрешающая система уравнений принимает вид:

$$\det(K(p) - \omega^2 M(p)) = 0, \quad (6)$$

где K , M – матрицы жесткости и масс конечно-элементных ансамблей, моделирующих исследуемые бронекорпуса.

В соотношениях (6) можно отвлечься от природы параметрических зависи-

мостей, сконцентрировав внимание, например, на зависимости собственных частот ω_i от карты распределения толщин по панелям бронекорпуса:

$$h_\mu = h_\mu(p), \mu = 1, \dots, N_n. \quad (7)$$

Здесь h_μ – реальная толщина элемента μ бронекорпуса (детализация – вплоть до размеров конечного элемента) как функция проектно-технологических параметров p . Как отмечалось выше, в силу действия множества факторов p , распределение h_μ представляет определенную функцию и учитываемых параметров p , и неучитываемых стохастических воздействий p ; в результате чего

$$h_\mu = h_\mu^0 - \Delta h_\mu(p, p^-), \quad (8)$$

где h_μ^0 – распределение «номинальных» толщин (т.е. толщин для некоторого базового варианта бронекорпуса), Δh_μ – отклонения этих толщин в актуальном варианте по сравнению с базовым.

В уравнениях (8), как уже отмечалось, можно отвлечься на определенном этапе от природы возникновения Δh_μ , обратив внимание лишь на их малости:

$$\Delta h_\mu / h_\mu \ll 1 \forall \mu. \quad (9)$$

Применив используемые в работе [17] обозначения $\alpha_\mu = \Delta h_\mu / h_\mu$ и сформировав соответствующий массив относительных параметров $\alpha = \{\alpha_1, \dots, \alpha_{N_n}\}^T$, для определения собственных частот колебаний бронекорпусов можно применить следующий прием: собственные частоты колебаний представляются в виде зависимости [17]

$$\omega_i(\alpha) \approx \omega_i^{(0)} \left(1 - \frac{1}{2} (\delta_K^G - \delta_M^G) \right), \quad (10)$$

где $\omega_i^{(0)}$ – решения (6) при $h_\mu = h_\mu^{(0)}$, а коэффициенты

$$\delta_K = \sum_k r_k \alpha_k; \quad (11) \quad \delta_M = \sum_k s_k \alpha_k; \quad (12)$$

где r, s – некоторые коэффициенты линейных форм от массива параметров α [15-17].

Таким образом, соотношения (10) декларируют примерно линейную зависимость $\omega_i(\alpha)$. В то же время можно обратиться к существующим нормам на допустимое изменение толщин h_μ , что диктует справедливость соотношений

$$\alpha \leq \alpha^*, \quad (13)$$

где α^* – предельно допустимое варьирование толщин отдельных элементов бронекорпуса на этапе проектирования и технологической подготовки производства.

С учетом этого предлагается также привлечь для вычисления чувствительности вместо соотношений (10-12) альтернативные конечно-разностные

соотношения [15-17]:

$$\omega_i(\alpha_j) = \omega_i^{(0)} \left(1 - \sum_s \Delta_s^{(j)} \alpha^* \right), \quad (14)$$

где $\alpha_j = \{0; 0; \dots; \alpha^*; \dots; 0\}^T$ – массив параметров, в котором ненулевым является только компонента α под номером j , $\Delta_s^{(i)}$ – компоненты чувствительности.

Определив из (14) $\Delta_s^{(i)}$, для произвольного набора α получаем:

$$\omega_i(\alpha) = \omega_i^{(0)} \left(1 - \sum_s \alpha \cdot \Delta_s^{(i)} \right). \quad (15)$$

Соответственно, для определения величин $\Delta_s^{(i)}$ необходимо вычислять корни системы уравнений (6) при наборах параметров α_p^- . Учитывая высокие возможности современных программно-аппаратных комплексов, многовариантные расчеты спектров собственных частот $\omega_i(\alpha_p^-)$ не составляют значительных затруднений. В силу этого получаемые решения дают возможность отслеживать тенденции и величины изменения собственных частот колебаний при варьировании толщин элементов бронекорпусов.

Тестовый пример. Для иллюстрации применимости предлагаемого подхода исследуется спектр собственных частот колебаний бронекорпуса БТР-3Е при варьировании толщин его бронепанелей. На рис. 1 приведена геометрическая и конечно-элементная модели бронекорпуса БТР-3Е. В качестве иллюстративного избран базовый вариант номинальных толщин 8 мм для всех элементов бронекорпусов. Варьирование всех толщин осуществляется в пределах $\pm 20\%$.

На рис. 2, 3 приведены некоторые собственные формы колебаний для номинального и измененных распределений толщин. На рис. 4 – графическая иллюстрация изменения собственных частот бронекорпуса при различных степенях его утонения/утолщения по сравнению с базовым вариантом. Видно, что собственные формы колебаний сохраняют свой характер, а частоты изменяются практически линейно в достаточно широком диапазоне варьирования толщин ($\pm 20\%$). Это свидетельствует о том, что если зависимость распределения толщин от каких-то проектно-технологических решений и носит существенно нелинейный характер, то непосредственное влияние степени утонения-утолщения α элементов бронекорпуса носит характер линейной зависимости.

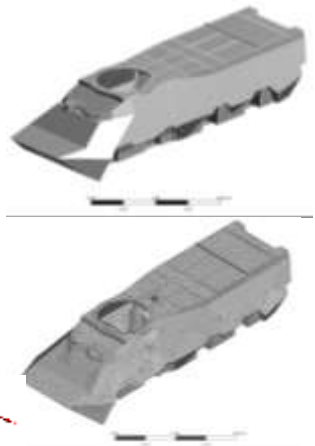


Рисунок 1 – Геометрическая и конечно-элементная модели бронекорпуса БТР-3Е

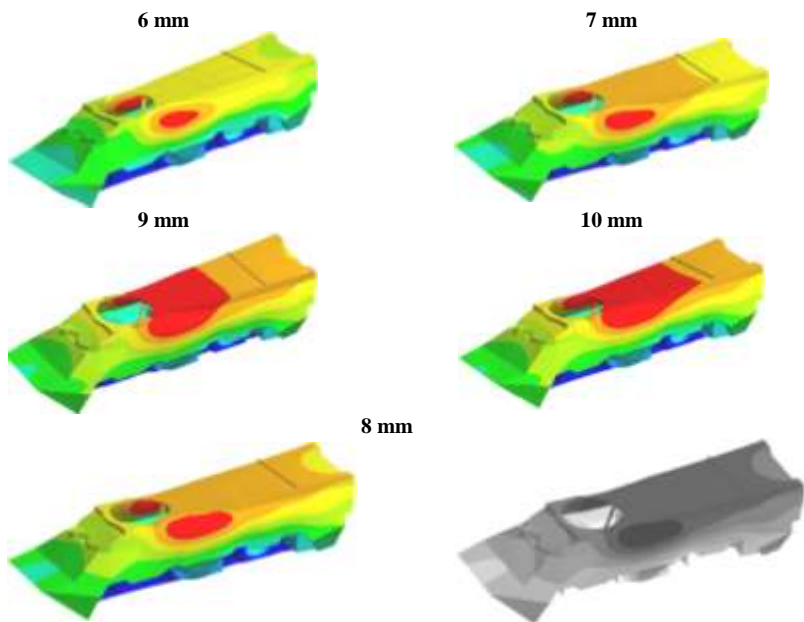


Рисунок 2 – Некоторые собственные формы колебаний для номинального (8 мм) распределения толщин и при варьировании толщин (*1-я собственная частота*)

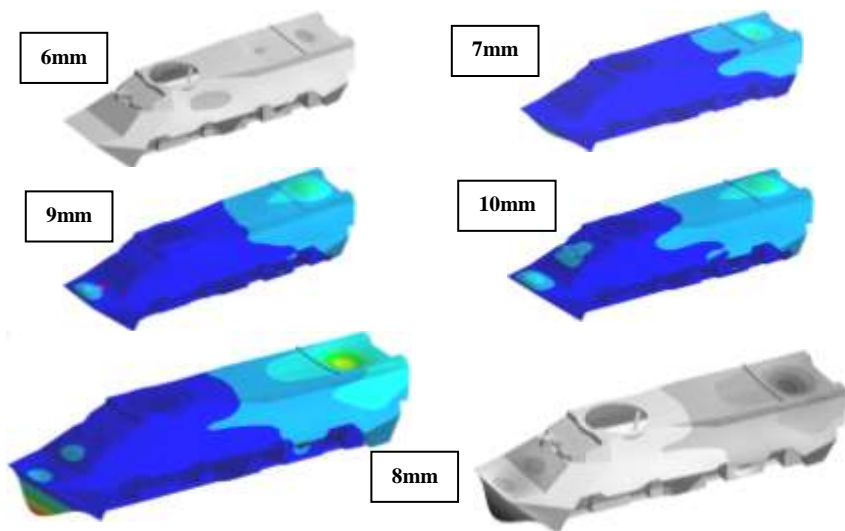


Рисунок 2 – Некоторые собственные формы колебаний для номинального (8 мм) распределения толщин и при варьировании толщин (*4-я собственная частота*)

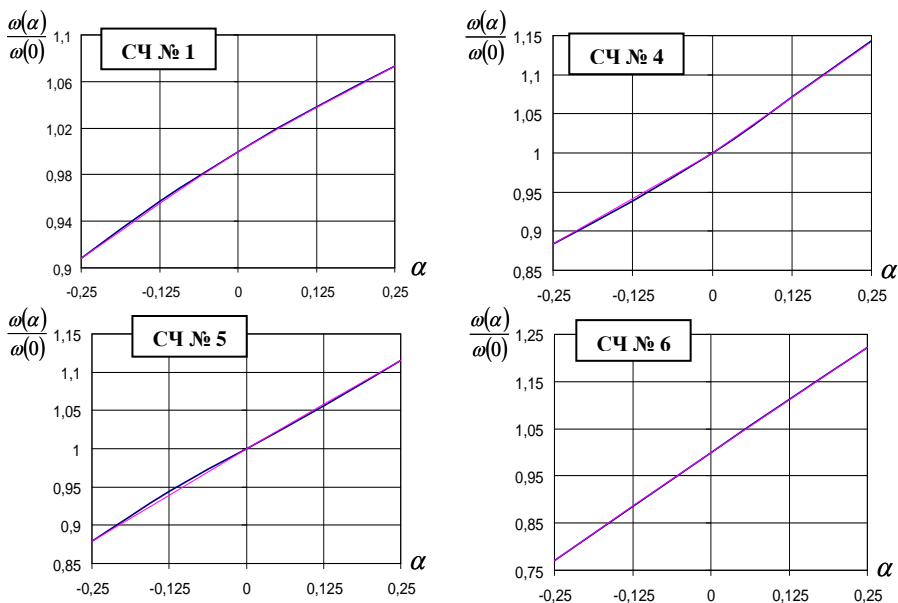


Рисунок 4 – Собственные частоты (СЧ) колебаний бронекорпуса, отнесенные к значениям СЧ с базовым значением толщины панелей (8 мм), в зависимости от степени утонения/утолщения этих панелей

Отсюда следует, что при параметрическом анализе и синтезе задачи можно разделить: в координатах α получаем линейаризованные критериальные и ограничительные функции (4), (5), а в координатах p – возможно, более сложные зависимости. Поскольку решение задач в координатах α , таким образом, кардинально упрощается (а именно решение этой части проблемы, как правило, наиболее ресурсозатратно), то, соответственно, за счет этого существенно ускоряется и решение общей задачи.

Заключение. В работе содержится описание нового подхода к расчету бронекорпусов транспортных средств специального назначения. Получены следующие результаты.

1. Путем пополнения множества обобщенных параметров, определяющих тактико-технические характеристики проектируемого и изготавливаемого транспортного средства специального назначения, удастся, в отличие от известных подходов, за счет неучитываемых ранее технологических факторов расширить постановку задачи об обосновании рациональных проектно-технологических параметров вновь создаваемой или модернизируемой машины.

2. На примере бронекорпусов машин типа БТР исследовано влияние варьирования проектно-технологических параметров на изменение толщин от-

дельных бронепанелей и отдельных характеристик. При этом установлено, что малые степени изменения толщин оказывают близкое к линейному влияние на отдельные характеристики бронекорпуса. В частности, на примере спектра собственных частот бронекорпуса БТР-3Е подтверждены близкие к линейному закону тенденции изменения отдельных частот при малом, но конечном (в пределах $\pm 20\%$) утонении/утолщении его бронепанелей.

3. С учетом возможности линеаризации отклика характеристик бронекорпусов на варьирование толщин бронепанелей предложен новый подход к решению задач параметрического анализа и синтеза. Он состоит в том, то исходную задачу целесообразно решать в два этапа. На первом устанавливаются линеаризованные зависимости контролируемых характеристик от толщин бронепанелей h или степеней их утонения α , и по этим зависимостям решаются те или иные конкретные задачи в координатах h , α ; на втором этапе конкретизируются зависимости h , α от проектно-технологических параметров p , и решение переводится в эти координаты.

4. Предложенный подход с декомпозицией задач параметрического анализа и синтеза разделяет исходную постановку на 2 этапа, в которых соединяются: на первом – сложные задачи анализа процессов и состояний, но линеаризованные упрощенные зависимости – для задач параметрического анализа и синтеза; на втором – сложные зависимости толщин от проектных параметров, но без необходимости решения сложных задач анализа процессов и состояний. Таким образом, находят рациональное сочетание требования к необходимым вычислительным ресурсам: задачи анализа и синтеза разнесены с использованием в качестве промежуточного параметра массива толщин бронепанелей.

Учитывая значительную актуальность задачи обоснования рациональных проектно-технологических параметров, обеспечивающих заданные тактико-технические характеристики перспективных транспортных средств специального назначения, данный подход в дальнейшем обладает широкими возможностями при решении различных задач на этапах проектирования, исследования и технологической подготовки производства этих машин.

Список литературы: 1. *Чепурной А.Д.* Автоматизированное проектирование карт раскрытия, подготовки и выпуска управляющих программ для машин термической резки в производстве бронедеталей корпусов и башен БТР / А.Д. Чепурной, А.В. Литвиненко, И.В. Артемов // *Вісник НТУ «ХП»*. 36. наук. праць. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХП», 2007. – №23. – С. 121-127. 2. *Гриценко Г.Д.* Применение специализированных систем автоматизированного анализа и синтеза сложных механических конструкций: определение напряженно-деформированного состояния и обоснование параметров / Г.Д. Гриценко, А.В. Ткачук, Н.А. Ткачук, Е.В. Пелешко, С.Т. Бруль, А.В. Литвиненко // *Вісник НТУ «ХП»*. 36. наук. праць. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХП», 2008. – №14. – С. 17-25. 3. *Гриценко Г.Д.* Экспериментальные исследования динамических процессов в макетах бронекорпусов транспортных средств специального назначения / Г.Д. Гриценко, Н.А. Ткачук, Е.В. Пелешко, А.В. Литвиненко // *Вісник НТУ «ХП»*. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХП», 2009. – №28. – С. 16-20. 4. *Чепурной А.Д.* Общий подход к обоснованию параметров проектируемых машин на основе гибридных расчетно-экспериментальных моделей / А.Д. Чепурной, Г.П. Глинин, А.В. Литвиненко, Н.А. Ткачук // *Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал*. – Харків: НТУ «ХП», 2009. – №2. – С. 103-108. 5. *Пелешко С.В.* Комплексне до-

слідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення / Є.В. Пелешко, М.А. Ткачук, С.Т. Бруль, О.В. Литвиненко, І.М. Карапейчик // Вестник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Транспортное машиностроение. – Харьков: НТУ 2010, «ХПИ». – №39. – С. 116–131.

6. Пелешко Е.В. Расчетно-экспериментальные исследования динамических характеристик бронекорпусов машин легкой категории по массе / Е.В. Пелешко, А.В. Литвиненко, С.Т. Бруль // Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. – №22. – С. 81-86.

7. Карапейчик И.Н. Численное моделирование реакции тонкостенной конструкции на действие ударно-волновой нагрузки / И.Н. Карапейчик, С.Т. Бруль, В.М. Мазин, А.В. Литвиненко, А.Ю. Васильев // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2011. – № 51. – 2011. – №51. – С. 59–65.

8. Карапейчик И.Н. Расширенная расчетно-экспериментальная идентификация параметров численных моделей корпусных элементов транспортных средств специального назначения / И.Н. Карапейчик, А.В. Литвиненко, С.Т. Бруль, Н.А. Ткачук, А.Ю. Васильев // Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. Тем.вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – №22. – С. 69-77.

9. Ткачук Н.А. Экспериментальные исследования корпусов легкобронированных машин / Н.А. Ткачук, И.Н. Карапейчик, А.В. Литвиненко // Вісник СевНТУ. Зб. наук. праць. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь: СевНТУ, 2012. – № 133/2012. – С. 37-43.

10. Литвиненко А.В. Совершенствование математических и численных моделей напряженно-деформированного состояния элементов бронекорпусов при действии ударной волны / А.В. Литвиненко, Н.А. Ткачук, А.Ю. Васильев, Б.Я. Литвин, А.И. Шейко // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – №1. – С. 155-161.

11. Литвиненко А.В. Общий подход к проектно-технологическому обеспечению защищенности бронекорпусов транспортных средств специального назначения / А.В. Литвиненко, Н.А. Ткачук, Б.Я. Литвин, А.И. Шейко // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – №2. – С. 221-229.

12. Литвиненко А.В. Комплексные экспериментальные исследования динамических характеристик фрагментов, макетов и натуральных образцов элементов бронекорпусов транспортных средств специального назначения / А.В. Литвиненко // Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – № 1(975). – С. 85-93.

13. Ткачук Н.А. Решение задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, Э.В. Глушенко и др. // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2004. – № 2. – С. 85–96.

14. Ткачук Н.А. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, А.Д. Чепурной, Е.А. Орлов, Н.Н. Ткачук // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – № 1. – С. 57-79.

15. Танченко А.Ю. Связанная задача о напряженно-деформированном состоянии и коррозионном утонении тонкостенных элементов конструкций / А.Ю. Танченко // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2010 – №1. – С. 55-60.

16. Танченко А.Ю. Напряженно-деформированное состояние пространственных тонкостенных конструкций с учетом утонения стенок несущих элементов / А.Ю. Танченко, Н.А. Ткачук, Ю.Б. Гусев // Вісник СевНТУ. Зб. наук. праць. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь, 2011. – Вип. 120. – С. 35-40.

17. Ткачук Н.А. Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-элементных моделей / Н.А. Ткачук, А.Ю. Танченко, А.Н. Ткачук [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – № 22. – С. 147-169.

18. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с.

Поступила в редколлегию 30.01.13

С.О. НАЗАРЕНКО, к.т.н., с.н.с., с.н.с. каф. Ом НТУ „ХПІ”;
В.Л. ХАВІН, к.т.н, проф., зав. каф. Ом НТУ „ХПІ”

ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ТА ДИНАМІКИ МАШИН КАФЕДРОЮ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ НТУ "ХПІ"

Досліджено процес становлення та розвитку науково-педагогічної діяльності співробітників кафедри опору матеріалів НТУ "ХПІ" в XIX –XXI ст. Проаналізовано еволюцію основних наукових досягнень від експериментальної та будівельної до обчислювальної механіки машин.

Ключові слова: механіка, статика, динаміка, високошвидкісне навантаження, міцність

Исследован процесс становления и развития научно-педагогической деятельности кафедры сопротивления материалов НТУ "ХПИ" в XIX –XXI ст. Проанализирована эволюция основных научных достижений: от экспериментальной к компьютерной механике конструкций и машин.

Ключевые слова: механика, статика, динамика, высокоскоростное нагружение, прочность

The paper researches the dynamic process of establishment and development scientific - pedagogical activity of Department of strengths of materials NTU «KhPI» in the 19 –21th century. It discovered and explored the main scientific trends of evolution of Mechanics of machines.

Keywords: mechanics, statics, dynamics, electrical magnetic loading, strengths of materials

Вступ. Національний технічний університет „Харківський політехнічний інститут” (НТУ „ХПІ”) був створений у 1885 р. як Харківський практичний технологічний інститут (ХПТІ). Це був другий технологічний інститут в Російській імперії після Санкт-Петербурзького та другий за часом відкриття технічний вищий навчальний заклад на території України після Львівської технічної академії. Історія кафедри опору матеріалів нерозривно пов’язана з розвитком та діяльністю НТУ „ХПІ”. Кафедра опору матеріалів є однією найстаріших кафедр НТУ „ХПІ” та має багату історію, яку створювали нахненною роботою видатні вчені-педагоги та їх учні, що здійснили внесок у розвиток вітчизняної науки і техніки [1].

Мета дослідження полягає в реконструкції становлення і розвитку кафедри опору матеріалів в 19-21 сторіччі, характеристики еволюції творчих результатів наукових досліджень педагогів та вчених від експериментальної та будівельної до обчислювальної та комп’ютерної механіки машин.

Результати досліджень. Викладання опору матеріалів як фундаментальної інженерної дисципліни було розпочато у 1886 р. В.Л. Кирпичовим – заслуженим професором, одним з найвидатніших учених-механіків, талановитим педагогом та відомим громадським діячем, ідеологом і організатором вищої технічної школи. В.Л. Кирпичов у 1885-1898 рр. був засновником і першим директором ХПТІ [2]. Він вперше опрацював розроблену комплексну систему підготовки спеціалістів в ХПТІ, в якій добивався органічної єдності змісту освіти і програм наукової діяль-

ності. У стінах ХПТІ В.Л. Кирпичов читав основні курси – „Опір матеріалів” і „Графічна статика” з 1886 по 1898 рр. Він розумів, що бурхливий розвиток світової економіки потребує переходу науки механіки (як основи розвитку техніки) у новий період свого розвитку з урахуванням зв'язку основних фундаментальних досягнень, прикладних задач та методів їх розв'язку при проектуванні. В. Л. Кирпичов започаткував вчення про подібність, спростив методи розрахунку різноманітних статично невизначених конструкцій.

Уперше в Росії В. Л. Кирпичов видав найповніші курси з опору матеріалів і статички споруд. У цьому курсі дуже вдало поєдналися теоретичні узагальнення з практичними рекомендаціями і прикладами. Цей курс широко розійшовся та отримав загальне визнання серед інженерів і техніків. У Харкові було здійснене перше друкарське видання знаменитого підручника Кирпичова [3]. Велику роль відводив В. Л. Кирпичов експериментальним дослідженням. Близько 100 сторінок другої частини підручника присвячене механічним властивостям матеріалів, які використовуються в машинах.

У своїй блискучій педагогічній та науковій діяльності В. Л. Кирпичов сповідував нове правило поєднання теоретичної підготовки з лабораторними заняттями й виробничою практикою, на той час нетиповий. Він організував найкращу в державі механічну лабораторію, підпорядковану директоріві ХПТІ [2]. Найкрупнішим придбанням в перші роки існування механічної лабораторії ХПТІ була горизонтальна універсальна машина Вердера на 100тс та випробувальні машини і прилади із Швейцарії, Англії, Німеччини. Під керівництвом В. Л. Кирпичова вона виконувала важливу роль як в проведенні навчального процесу, так і для наукових досліджень і промислових випробувань для оцінки можливостей використання на практиці матеріалів на замовлення підприємств і організацій. В. Л. Кирпичов приймав участь в розслідуванні катастрофи імператорського поїзду в 1888 р. біля Харкова.

Механічна лабораторія була пристосована для проведення експериментів з всебічного механічного випробування металів, каміння, цементу та інших будівельних матеріалів. В 1896 р. В.Л. Кирпичов обґрунтував необхідність введення у вищих навчальних закладах систематичного викладання експериментальних методів дослідження матеріалів і машин [4]. В механічній лабораторії К. О. Зворикін виконав дослідження зусиль і роботи при зніманні стружок, за яке удостоївся премії Російського технічного товариства. Випускник ХПТІ 1891 р. М. К. Циглер працював лаборантом при механічній лабораторії. У подальшому він був професором Варшавського політехнічного інституту та Санкт-Петербурзького університету, займався розробкою планів та програм при створенні Московської гірничої академії. Випускник ХПТІ І.І. Бобариков з 1894 р. проводив практичні і лабораторні заняття разом з В.Л. Кирпичовим в механічній лабораторії. У подальшому він був директором Томського технологічного інституту, проректором Московського державного університету, заслуженим діячем науки і техніки.

„Батько російських інженерів” В. Л. Кирпичов був засновником і головою Південноросійського товариства технологів (ПТТ), почесним членом першого з'їзду

російських діячів по металургії, машинобудуванню і гірській справі, головою другого з'їзду. В. Л. Кирпичов був заступником голови Харківського математичного товариства. Ця посада після нього перейшла до майбутнього академіка О. М. Ляпунова. У 1893 р. В. Л. Кирпичов відряджався експертом та секретарем комісії по машинобудуванню на Всесвітню промислову виставку в Чикаго [2].

У подальшому В. Л. Кирпичов був фундатором і першим директором Київського політехнічного інституту (КПІ), головою будівельної комісії та професором Санкт-Петербурзького політехнічного інституту [2].

У стінах ХПТІ у 1888 році Х. С. Головіним був вперше прочитаний курс „Будівельна механіка”. Х. С. Головін, видатний російський інженер і вчений у галузі будівельної механіки і теорії пружності, уперше розв'язав задачу про міцність кривих стрижнів [1]. У 1892-1902 рр. Х.С. Головін був директором Санкт-Петербурзького технологічного інституту (СПТІ).

Після В. Л. Кирпичова директором інституту, який у зв'язку з поглибленням теоретичної освіти був перейменований у Харківський технологічний інститут (ХТІ), був Д. С. Зернов – видний фахівець з прикладної механіки [5]. Курс опору матеріалів Д. С. Зернов читав з 1898 р. по грудень 1902 р. Він написав курс „Опір матеріалів”, літографоване видання цього курсу виходило в Харкові двічі – в 1900 і 1902 рр. [6]. Д. С. Зернов був головою ПТТ. Він завідував механічною лабораторією, в якій проводились дослідження зразків металу на розрив різних видів заліза і червоної міді, властивостей каміння для залізниць, можливостей його використання для споруд, цегли – на визначення сили опору на роздрібнення.

У 1901 році особлива комісія під головуванням директора Д. С. Зернова розробила проект інженерно-механічного корпусу для ряду лабораторій: механічної, гідравлічної і по випробуванню частин машин. До 1904 року був складений проект будівлі і влітку 1904 року відбулася закладка нової будівлі [1]. У 1902 - 1922 роках Д. С. Зернов був директором СПТІ.

Голова групи технічної механіки АН СРСР і директор Інституту механіки АН СРСР Б.Г. Гальоркін назвав в числі найбільш видатних вчених, які працювали в галузі будівельної механіки В. Л. Кирпичова, Х. С. Головіна, Д. С. Зернова, „сыгравших огромную роль в подготовке инженеров” [7].

У ХТІ розпочав у 1901 році науково-педагогічну діяльність Г. Ф. Проскура, учень М. Є. Жуковського та Д. С. Зернова. Він проводив практичні і лабораторні заняття з опору матеріалів. В подальшому Г. Ф. Проскура став видатним вченим-гідромеханіком, дійсним членом Академії Наук Української РСР, заслуженим діячем науки і техніки Української РСР; лауреатом Державної премії [1]. В.А. Стеклов в 1893-1905 рр. читав курс теоретичної механіки в ХТІ. Крім того, він також читав ще лекції з опору матеріалів та теорії пружності [8]. В 1921 році академік В.А. Стеклов створив фізико-математичний інститут.

Курс „Графічна статика” після В. Л. Кирпичова з 1898 по 1905 рр. і курс „Будівельна механіка” після Х. С. Головіна з 1895 по 1905 рр. читав професор, помічник директора ХТІ О. І. Предтеченський [9].

З 1903 по 1905 рр. курс „Опір матеріалів” читав професор О. М. Соломко,

відомий фахівець у галузі прикладної механіки та підйомно-транспортних машин. З 1905 до 20-х рр. курс „Графічна статика” читав професор М. А. Воскресенський. Секретар навчального комітету ХТІ В.А. Немолодишев читав курси „Графічна статика” та „Будівельна механіка” [9].

Механічною лабораторією завідували в 1903 р. проф. О. М. Соломко, з 1904 по 1906 рр. та з 1924 по 1928 рр. – Я.В. Столяров, випускник ХТІ (1902 р.). Дослідження були спрямовані на вивчення міцності будівель і машин, особлива увага приділялася проблемам будівельної механіки; здійснювалися дослідження основних характеристик міцності будівельних матеріалів. Результати науково-дослідної роботи співробітники ХТІ оприлюднювали через різноманітні видання та використовували у своїй викладацькій діяльності. Помічник директора ХТІ, заслужений професор, декан інженерно-будівельного факультету ХТІ Я. В. Столяров з 1905 р. читав курси „Опір матеріалів”, з методів механічного випробування металів, каміння, цементу і інших будівельних матеріалів та вперше – залізобетону. Підручники Я.В. Столярова „Опір матеріалів” видавалися в Харкові в 1907 і 1918 рр. Він склав кваліфіковану і якісну систему викладання прикладної механіки [8].

З 1906 по 1923 рр. курси „Опір матеріалів”, „Методи механічних випробувань” і „Будівельна механіка” читав професор В. М. Серебровський. Підручники В.М. Серебровського „Опір матеріалів” видавалися в Харкові в 1907, 1911, 1913, 1914 і 1918 рр.; „Підпірні стінки” – в 1924 і 1926 рр.; „Будівельна механіка: статика конструкцій” – в 1927 р. У цих підручниках висвітлювались новітні методи розрахунку при проектуванні конструкцій. Заслужений професор ХТІ В. М. Серебровський завідував механічною лабораторією з 1906 по 1923 рр. Головна увага приділялася характеристикам міцності різних типів будівельних матеріалів, створенню інженерних методів розрахунку міцності конструкцій. У 1907 році інженерно-механічний корпус був закінчений, і механічна лабораторія була переведена в нижній поверх нового корпусу. Механічною лабораторією у 1911 році завідував випускник ХТІ (1891 р.), професор Г. Ф. Бураков, у подальшому ректор ХТІ [1].

З 1921 р. курси „Опір матеріалів” і „Будівельна механіка” читав професор О.С. Гловайський, відомий фахівець у області будівельної механіки стрижневих систем, сипких тіл і гідротехніки. Гловайський завідував механічною лабораторією з 1923 по 1924 рр. З 1930 р. він став завідувачем кафедри „Будівельна механіка” Харківського інженерно-будівельного інституту (ХІБІ), доктором технічних наук, Заслуженим діячем науки і техніки України. Випускник ХТІ Н. К. Сартіні читав курс будівельної механіки ХТІ у 1921–1927 рр.. Він у подальшому став першим завідувачем робочого факультету ХІБІ. П.Б. Гольман у 1926-1927 рр. читав курси лекцій з опору матеріалів та теорії пружності. Він у подальшому став деканом механіко-машинобудівного факультету Уральського державного університету [9]. З 1928 по 1930 рр. механічною лабораторією завідував видний фахівець в області випробування матеріалів та конструкцій, заслужений професор, декан інженерно-будівельного факультету М.М. Абрамов, який раніше працював ректором Донського політехнічного інституту.

У 1929 р. ХТІ було перетворено у ХПІ. У 1930 р. з ХПІ було виділено

п'ять вищих навчальних закладів: механіко-машинобудівний (ХММІ), хіміко-технологічний (ХХТІ), електротехнічний (ХЕТІ), авіаційний інституту, ХІБІ. У квітні 1930 р. в інституті був створений фізико-механічний факультет, у повоєнні роки названий інженерно-фізичним [1, 11]. Першим його деканом став І. В. Обреїмов, перший директор Українського фізико-технічного інституту (УФТІ). Професор І. В. Обреїмов, у подальшому академік АН СРСР та лауреат Сталінської премії, опублікував роботу по дослідженню міцності слюди [10]. Ця робота була представлена в журнал П. Л. Капицею. Важливість роботи І. В. Обреїмова, яка часто цитується в сучасній світовій науковій літературі, заключається в тому, що він побудував теорію росту тріщини, яка базується на методах опору матеріалів (теорії згину балки).

У ХММІ кафедрою опору матеріалів завідував з 1931 по 1950 рр. доктор технічних наук В. І. Блох. Професор В. І. Блох був одним з перших деканів фізико-механічного факультету [11]. Він читав курси „Опір матеріалів” і „Теорія пружності”. Йому належить цілий ряд оригінальних робіт по дослідженню загальних рішень просторової задачі теорії пружності, застосуванню функцій напруг в теорії пружності, по теорії товстих плит. Під керівництвом В. І. Блоха на кафедрі і в лабораторії механічних випробувань матеріалів були розроблені і виготовлені різні установки і прилади: установка по дослідженню напруг і деформації при крученні стрижня методом мембранної аналогії, компаратор і поворотний настановний круг для дослідження напружень поляризаційно-оптичним методом, прилади для вимірювання малих деформацій в конструкціях. В. І. Блох є автором великої монографії „Теорія пружності” [9]. У ХЕТІ кафедрою опору матеріалів завідував доцент А. В. Родкевич. У ХХТІ кафедрою технічної механіки, де читали курс „Опір матеріалів”, завідував доцент І. Д. Єлисеєв [9].

Механічна лабораторія кафедри опору матеріалів стала центральною станцією з випробування матеріалів та проблем машинобудування і обслуговувала Україну та інші республіки СРСР. Завідували механічною лабораторією з 1930 по 1931 рр. інженер М. Я. Латиш, з 1931 по 1934 рр. – інженер А.М. Василенко, з 1934 по 1941 р.р. – доц. А. С. Вольмір, згодом доктор технічних наук, професор Військово-повітряної Академії, видатний учений в області пластин і оболонки, заслужений діяч науки та техніки. У механічній лабораторії працював випускник ХТІ 1926 року Б. Г. Скрамтаєв, згодом Голова технічної ради Наркомбуду СРСР та заступник міністра промисловості будівельних матеріалів СРСР, лауреат Державної премії СРСР.

В період Великої Вітчизняної війни інженерно-механічний корпус був зруйнований. Після звільнення Харкова почалося відновлення механічної лабораторії. Не дивлячись на те, що великий зал лабораторії була зруйнований, заняття із студентами проводилися в інших приміщеннях 1-го поверху корпусу. Відновлювальні роботи повністю були закінчені до 1950 р.

У 1950 р. на базі ХММІ, ХЕТІ, ХХТІ та Харківського інституту інженерів цементної промисловості (ХІЦП) був створений ХПІ, в якому з 1950 по 1976 рр. кафедру опору матеріалів очолював доцент К. В. Ковальов, який з

1927 по 1930 рр. навчався в ХТІ, був першобудівником „Азовсталі”, працював деканом факультетів ХІБІ, заступником директора ХІЦП. В роботах К.В. Ковальова розвивався метод розрахунку конструкцій за допомогою моделей (метод вимушених переміщень), який використовувався для плоских і просторових тонкостінних конструкцій, а також в розрахунках комбінованих і стрижньових систем (пластини, оболонки).

Опір матеріалів був фундаментальною дисципліною загальноінженерної освіти вищих технічних шкіл світу, що встановлювала зв'язок між теоретичними науковими дисциплінами і прикладними задачами та методами їхнього розв'язку, котрі виникали при проектуванні машин і механізмів. Наукова робота на кафедрі опору матеріалів продовжувалася в декількох напрямках як експериментального, так і розрахунково-теоретичного характеру. Зокрема, в роботах М. І. Плюксне проводився розрахунок на міцність валів з пазом шпони. М. Г. Пінський досліджував вигин моментними зусиллями тонких пластин з криволінійними шайбами; В. С. Сумцов – напружений стан циліндра кінцевої довжини і кільця при несиметричній деформації.

В 1958 році основоположник прикладної механіки суцільних середовищ, один із організаторів Української Академії наук С. П. Тимошенко відвідав механічну лабораторію ХПІ, з якою він та його рідні багато років співпрацювали. Тимошенко був одним з найкращих учнів В. Л. Кирпичова та послідовником В. М. Серебровського у КПІ. Співробітники кафедри опору матеріалів розробляли експериментально-теоретичні підходи до вирішення задач та інженерні методи розрахунку на міцність елементів конструкцій.

В. Н. Шаповалов займався задачами термопружності для плоских багатозв'язкових областей і методами фотопружності. У 1965 р. громадянин В'єтнаму аспірант Ле Конг Чунг захистив кандидатську дисертацію, присвячену розрахунку кругового кільця на пружній основі.

В. Л. Хавін застосував градієнтні методи для оптимізації роторів, дисків і інших конструктивних елементів турбомашин. Ю. А. Ярошок запропонував метод розрахунку динаміки і надійності фрикційних запобіжних муфт силових передач. А. І. Стрельченко розробляв методи вирішення краєвих задач в областях складної форми. В. А. Смелянський розробив методику нестационарного дослідження високошвидкісних процесів деформування конструкцій за допомогою оригінального реєструючого комплексу.

В. П. Гончаров, учень М. І. Плюксне, був деканом машинобудівного факультету та підготовчого факультету. В. Я. Кравцов досліджував концентрацію напруг циклічно-симетричної плоскої задачі термопружності для багатозв'язкових областей конструкцій.

Важливим етапом у розвитку досліджень з основних проблем статички та динаміки конструкцій, у підготовці інженерних та наукових кадрів був період керівництва кафедрою опору матеріалів з 1976 р. по 2003 р. професором В.В. Бортовим, випускником ХПІ 1957 р. Кафедра була опорною у Міністерстві освіти України і здійснювала координацію організаційної та учбово-

методичної роботи у вузах. На її базі проводилися республіканські наради та семінари по учбово-методичній роботі. Академік Інженерної академії України В. В. Бортовой був фахівцем у області нелінійної механіки та анізотропної пластичності і повзучості конструкцій [11].

У 80-х роках в рамках цільової комплексної термоядерної програмі колишнього СРСР проводилися дослідження електромагнітних систем токамаків та торсатронів в сумісних ХПІ та УФТІ науково-дослідних роботах. На кафедрі виконувались розрахунки складних електромеханічних систем для торсатрона „Ураган – М”, Токамака ТБ-0 і перспективної серії міжнародного Токамака „ІНТОР” [11]. Кафедра під керівництвом В. В. Бортового взяла участь у реалізації комплексної програми за Постановою Кабінету міністрів СРСР і Академії наук СРСР для НВО „Енергія”. Ці дослідження були реалізовані у вигляді апаратури та конструкцій. Унікальний мікродеформатор для автоматизованих випробувань матеріалів у відкритому космосі пройшов успішну експлуатацію на космічній станції „Салют-7”.

Унікальна „розгортаєма” стрижньова космічна конструкція з оптимальними жорсткістю–ваговими характеристиками пройшла успішну експлуатацію на космічній станції „Мир”. За результатами роботи було отримано 3 авторських свідоцтва СРСР. За високі досягнення в науковій діяльності лауреата Державної премії України В. В. Бортового нагороджено багатьма нагородами: золотою медаллю ВДНГ СРСР, медаллю імені С. П. Корольова, золотою медаллю Інженерної академії України.

У 2003-2008 рр. кафедрою опору матеріалів завідував В. І. Лавінський – відомий фахівець у галузі методів розрахунку на міцність структурно-зв'язаних елементів конструкцій, методів вирішення задач про взаємодію тіл в полях різної фізичної природи, автор ряду нових магнітно-імпульсних технологій для формоутворення виробів [11]. Доктор технічних наук, професор В.І. Лавінський був академіком Академії вищої освіти України.

Прогрес сучасної обчислювальної техніки сприяв посиленню інтеграції комп'ютерних технологій (CAE-технологій) для симуляції, інженерного аналізу і оптимізації реальних процесів металообробки, високошвидкісних силових впливів і випробувань. На кафедрі були розроблені математичні моделі і чисельно-аналітичні методи аналізу міцності, жорсткості, динамічних процесів модульних фізично-геометрично нелінійних структурно зв'язаних систем, які мають локальні недосконалості в умовах імпульсного, повторного і ультразвукового навантажень з урахуванням контактної взаємодії. Об'єктом дослідження були складені матриці для обробки тиском, лопаткові машини, індукторні системи для магнітно-імпульсної обробки тонкостінних металевих об'єктів, динамічні великогабаритні системи, високочастотні системи різного призначення. Професор кафедри Е. А. Сімсон став заслуженим діячем науки та техніки України, академіком Інженерної академії України, лауреатом Державної премії України в галузі науки та техніки. На базі кафедри опору матеріалів проводиться щорічна регіональна науково-технічна конференція „Кирпичевские чтения”.

Висновки. Кафедра „Опір матеріалів” пройшла шлях еволюції досліджень від експериментальної та будівельної до обчислювальної механіки машин. Традиції наукової діяльності та вивчення механіки, закладені видатними вченими-педагогами, продовжуються та знаходять втілення в новітніх перспективних напрямках сучасної механіки та технологій.

Список літератури: **1.** *Харьковский* политехнический институт. 1885–1985: история развития; Отв. ред. Н.Ф. Киркач. – Х. : Вища школа, 1985. – 223 с. **2.** *Чеканов А. А.* Виктор Львович Кирпичев / А.А. Чеканов. М.: Наука, 1982. – 173 с. **3.** *Кирпичев В. Л.* Сопротивление материалов. Учение о прочности построек и машин. Ч. 1 / В.Л. Кирпичев. – Харьков : Типография Адольфа Дарре, 1898. – 323 с. **4.** 2-й Съезд русских деятелей по техническому и профессиональному образованию в России / Под ред. Д.С. Зернова, С.П. Ланговаго. – Москва: Типо-Лит. И. Д. Худякова, 1898. – 131 с. **5.** *Назаренко С. А.* Основные работы профессора Д. С. Зернова / С. А. Назаренко, В. Л. Хавин, Н. В. Непран, Л. П. Семененко / Вісник НТУ «ХПИ». Тем. вип. : Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ «ХП». – № 51. – 2011. – С. 16–23. **6.** Сопротивление материалов: лекции, читан. проф. Д. С. Зерновым / Д. С. Зернов. – Харьков: Тип. и лит. М. Зильберберг и С-вья, 1902. — 479 с. **7.** *Галеркин Б. Г.* Развитие строительной механики в СССР / Б.Г. Галеркин / Математика и естествознание в СССР. — М.; Л.: Изд-во АН СССР, 1938. **8.** *Вовкотруб Ю.М.* Історія розвитку прикладної механіки в Україні в XIX – першій чверті XX ст.: дис. ...канд. іст. наук : 07.00.07 / Ю. М. Вовкотруб – К., 2006. – 179 с. **9.** *История* Харьковского технологического института в лицах. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://library.kpi.kharkov.ua/PREPODAVATELY/PR_%D0%9B.html. **10.** *Obreimoff J. W.* The Splitting Strength of Mica / Obreimoff J. W. / Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Vol. CXXVII. № 804. – P. 290-297. **11.** *Морачковский О. К.* Инфиз: очерки истории творчества / О. К. Морачковский. – Х.: ЭнергоКлуб Украины, 2005. – 372 с.

Надійшла до редколегії 12.02.13

УДК 539.3

Л.А. ПАРХОМЕНКО, ст. препод. каф. “Высшая математика”, Харьковский гос. ун-т питания и торговли, Харьков;

Е.И. ЗИНЧЕНКО, к.т.н., доц., доц. каф. ТММиСАПР, НТУ “ХПИ”

АНАЛИЗ ДИФФУЗИОННЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ПЛОСКОЙ МЕМБРАНЕ РЕАКТОРА ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА СИНТЕТИЧЕСКОГО ГАЗА

Розглянуто задачу дифузії вакансій кисню у плоскій мембрані реактора для виробництва синтетичного газу. Моделью плоскої мембрани є тонка кругла пластина в умовах узагальненого плоского напруженого стану. Отримано аналітичний розв’язок для визначення концентрації вакансій кисню та дифузійних напружень, беручи до уваги хімічне поверхнєве масоперенесення. Розглянуто чисельний приклад з двома типами граничних умов.

Ключові слова: дифузійне напруження, трубчаста мембрана, реактор, киснева нестехіометрія, хімічне поверхнєве масоперенесення, концентрація вакансій кисню

Рассмотрена задача диффузии вакансий кислорода в плоской мембране реактора для производства синтетического газа. Моделью плоской мембраны является тонкая круглая пластина в условиях обоб-

© Л.А. Пархоменко, Е.И. Зинченко, 2013

щенного плоского напряженного состояния. Получено аналитическое решение для определения концентрации вакансий кислорода и диффузионных напряжений с учетом химического поверхностного массопереноса. Рассмотрен численный пример с двумя типами граничных условий.

Ключевые слова: диффузионное напряжение, трубчатая мембрана, реактор, кислородная нестехиометрия, химический поверхностный массоперенос, концентрация вакансий кислорода

Diffusion of oxygen vacancies in a planar membrane of reactor for production of synthesis gas has been considered. A planar membrane has been modeled as the thin round plate under conditions of the generalized plane stress. Analytical solution with determination of oxygen vacancies concentration and diffusion induced stresses has been obtained taking into account chemical surface exchange. Numerical example with the two types of the boundary conditions has been considered.

Keywords: diffusion induced stress, tubular membrane, reactor, oxygen nonstoichiometry, chemical surface exchange, concentration of oxygen vacancies

Введение. Среди вопросов, относящихся к разработке альтернативных источников энергии, важное место занимает проблема долговечности мембраны реактора для производства синтетического газа [1, 2]. В связи с этим появляется задача анализа диффузионных напряжений в трубчатых и плоских мембранах реактора, возникающих при транспортировке кислорода. Исследования химически наведенных напряжений в трубчатых мембранах с учетом поверхностного массопереноса выполнены недавно в работах [3-5]. На этом пути установлено согласование результатов, полученных аналитически и численно. К тому же проведенные исследования подчеркивают нереалистичность численных результатов, представленных в работе [6]. К сожалению, в литературе отсутствуют исследования диффузионных напряжений в плоских мембранах реактора для производства синтетического газа с учетом поверхностного массопереноса. Данная публикация восполняет этот пробел.

1. Задача диффузии. Плоская мембрана реактора рассматривается как тонкая круглая пластина с радиусом внешнего контура a и толщиной h . Концентрация вакансий кислорода в мембране $C = C(z, t)$ предполагается зависящей только от осевой координаты z в направлении толщины и времени t . Мембрана реактора изготовлена из перовскита, являющегося хорошим проводником ионов кислорода. Предполагается, что вакансии кислорода мигрируют с поверхности мембраны $z = h/2$, контактирующей с газом (аргон, гелий, вакуум и т.п.), вглубь пластины к ее поверхности $z = -h/2$, контактирующей с воздухом. Концентрация вакансий кислорода удовлетворяет дифференциальному уравнению Фика второго рода [7]:

$$\frac{\partial C}{\partial t} = D \frac{\partial^2 C}{\partial z^2}, \quad z \in (-h/2, h/2), \quad t > 0, \quad (1)$$

при следующих начальном и граничных условиях:

$$C(z, 0) = C_0, \quad z \in (-h/2, h/2) \quad (2)$$

и $C = C_1, \quad z = -h/2, \quad t > 0; \quad D \frac{\partial C}{\partial z} = -\beta(C - C_2), \quad z = h/2, \quad t > 0, \quad (3)$

где D – химический коэффициент диффузии, C_0 – начальное значение концентрации вакансий кислорода, β – химический коэффициент поверхностного массопереноса, C_2 – значение концентрации вакансий кислорода в равновесии на поверхности пластины, контактирующей с газом, и C_1 – значение концентрации вакансий кислорода на поверхности, контактирующей с воздухом.

Введем функцию

$$C^* = C - C_0. \quad (4)$$

Функция $C^*(z, t)$ удовлетворяет уравнению

$$\frac{\partial C^*}{\partial t} = D \frac{\partial^2 C^*}{\partial z^2}, \quad z \in (-h/2, h/2), \quad (5)$$

а также начальному и граничным условиям

$$C^*(z, 0) = 0, \quad z \in (-h/2, h/2); \quad (6)$$

и

$$C^* = C_1 - C_0, \quad z = -h/2, \quad t > 0;$$

$$D \frac{\partial C^*}{\partial z} = -\beta(C^* + C_0 - C_2), \quad z = h/2, \quad t > 0. \quad (7)$$

Получим аналитическое решение начально-краевой задачи (5)-(7), из которого с помощью (4) находится решение задачи диффузии (1)-(3).

Применяя преобразование Лапласа к обеим частям уравнения (5), сначала получим вспомогательное уравнение относительно изображения $\bar{C}^*(z, p)$:

$$\frac{\partial^2 \bar{C}^*}{\partial z^2} = q^2 \bar{C}^*, \quad z \in (-h/2, h/2), \quad (8)$$

где $q^2 = p/D$.

Изображения условий (7) имеют вид

$$\bar{C}^* = \frac{\Delta_1 - \Delta_0}{q^2 D}, \quad z = -h/2, \quad t > 0; \quad D \frac{\partial \bar{C}^*}{\partial r} = -\beta \left(\bar{C}^* + \frac{C_0 - C_2}{q^2 D} \right), \quad z = h/2, \quad t > 0 \quad (9)$$

Решение уравнения (8) находим в виде: $\bar{C}^* = A e^{qz} + B e^{-qz}$. Константы A и B подбираются таким образом, чтобы функция \bar{C}^* удовлетворяла условиям (9). Окончательно получим:

$$\bar{C}^* = \frac{1}{2p \Delta} \left\{ (C_1 - C_0)(Dq - \beta) e^{\frac{qh}{2}} + \beta(C_2 - C_0) e^{\frac{qh}{2}} \right\} e^{qz} +$$

$$+ \left[(C_1 - C_0)(Dq + \beta)e^{\frac{qh}{2}} - \beta(C_2 - C_0)e^{-\frac{qh}{2}} \right] e^{-qz} \Big\},$$

где $\Delta = Dq \operatorname{ch}(qh) + \beta \operatorname{sh}(qh)$.

Используя равенство (4), свойства преобразования Лапласа и теорему обращения, получим выражение для концентрации $C(z, t)$:

$$C(z, t) = C_0 + \frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma-i\infty}^{\gamma+i\infty} \exp(\lambda t) \bar{C}^*(z, \lambda) d\lambda, \quad (10)$$

где i – мнимая единица. Интеграл берется по прямой, параллельной мнимой оси и лежащей справа от нее на расстоянии γ . Величина γ предполагается настолько большой, чтобы все особые точки подынтегральной функции лежали слева от прямой.

Подынтегральная функция является однозначно определенной по λ и имеет простые полюса при $\lambda = 0$ и $\lambda = -D\alpha_n^2$, где $\alpha_n (n = 1, 2, \dots)$ – простые вещественные (положительные) корни уравнения $\beta \operatorname{tg}(\alpha h) = -D\alpha$ [8].

Воспользовавшись теоремой Коши о вычетах, (10) перепишем в виде:

$$C(z, t) = C_0 + \operatorname{Res}_{\lambda=0} [\exp(\lambda t) \bar{C}^*(z, \lambda)] + \sum_{n=1}^{\infty} \operatorname{Res}_{\lambda=-D\alpha_n^2} [\exp(\lambda t) \bar{C}^*(z, \lambda)]. \quad (11)$$

Вычисляя вычеты в соответствующих полюсах, получим

$$\operatorname{Res}_{\lambda=0} [\exp(\lambda t) \bar{C}^*(z, \lambda)] = \frac{2\beta z(C_2 - C_1) + \beta h(C_1 + C_2 - 2C_0) + 2D(C_1 - C_0)}{2(D + \beta h)};$$

$$\operatorname{Res}_{\lambda=-D\alpha_n^2} [\exp(\lambda t) \bar{C}^*(z, \lambda)] = \frac{2e^{-D\alpha_n^2 t} F(\alpha_n, z)}{\alpha_n [(D + h\beta) \cos(\alpha_n h) - D\alpha_n h \sin(\alpha_n h)]}, n = 1, 2, \dots,$$

где функция

$$F(\alpha_n, z) = \left[(C_2 + C_1 - 2C_0)\beta \sin \frac{\alpha_n h}{2} + D\alpha_n(C_1 - C_0) \cos \frac{\alpha_n h}{2} \right] \cos(\alpha_n z) + \left[D\alpha_n(\Delta_1 - \Delta_0) \sin \frac{\alpha_n h}{2} + (\Delta_2 - \Delta_1)\beta \cos \frac{\alpha_n h}{2} \right] \sin(\alpha_n z). \quad (12)$$

Окончательный результат для концентрации вакансий кислорода в плоской мембране реактора получаем из (11) в виде:

$$C(z, t) = \frac{[2D + \beta(h - 2z)]C_1 + \beta(h + 2z)C_2}{2(D + h\beta)} +$$

$$+ 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{e^{-D\alpha_n^2 t} F(\alpha_n, z)}{\alpha_n [(D + h\beta) \cos(\alpha_n h) - D\alpha_n h \sin(\alpha_n h)]}. \quad (13)$$

2. Задача о напряженном состоянии. Рассмотрим основные уравнения, позволяющие найти диффузионные напряжения в плоской мембране при транспортировке кислорода. Начальное состояние плоской мембраны считаем ненапряженным. Мембрана в виде тонкой круглой пластины анализируется в цилиндрической системе координат (r, θ, z) в условиях обобщенного плоско-го напряженного состояния и симметрии относительно оси z . Здесь r – радиальная координата, θ соответствует окружному направлению, z – осевая координата в направлении толщины мембраны. Рассматриваются две ненулевых компоненты напряжений σ_r, σ_θ и две компоненты деформаций $\varepsilon_r, \varepsilon_\theta$.

Компоненты деформаций представим в виде суммы упругих и диффузионных составляющих:

$$\varepsilon_r = \varepsilon_r^e + \varepsilon_r^d; \quad \varepsilon_\theta = \varepsilon_\theta^e + \varepsilon_\theta^d. \quad (14)$$

Компоненты упругой деформации определяются обобщенным законом Гука для изотропных материалов:

$$\varepsilon_r^e = \frac{1}{E} (\sigma_r - \nu \sigma_\theta); \quad \varepsilon_\theta^e = \frac{1}{E} (\sigma_\theta - \nu \sigma_r), \quad (15)$$

где E – модуль упругости, ν – коэффициент Пуассона. Диффузионные составляющие деформаций определяются как

$$\varepsilon_r^d = \varepsilon_\theta^d = A(C - C_0), \quad (16)$$

где A – коэффициент химического расширения. Подставляя (15) и (16) в равенства (14), получаем

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} (\sigma_r - \nu \sigma_\theta) + A(C - C_0); \quad \varepsilon_\theta = \frac{1}{E} (\sigma_\theta - \nu \sigma_r) + A(C - C_0). \quad (17)$$

Из соотношений (17) находим

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_r + \nu \varepsilon_\theta) - \frac{AE(C - C_0)}{1 - \nu}; \quad \sigma_\theta = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_\theta + \nu \varepsilon_r) - \frac{AE(C - C_0)}{1 - \nu}. \quad (18)$$

Напряжения в плоской задаче удовлетворяют уравнению равновесия

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0. \quad (19)$$

Кинематические зависимости в плоской задаче можно представить как

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}, \quad \varepsilon_\theta = \frac{u}{r}, \quad (20)$$

где u – радиальное перемещение.

Подставляя выражения для напряжений (18) в уравнение (19), приходим к уравнению

$$\frac{1}{1-\nu} \left(\frac{d\varepsilon_r}{dr} + \nu \frac{d\varepsilon_\theta}{dr} \right) + \frac{\varepsilon_r - \varepsilon_\theta}{r} = 0. \quad (21)$$

Подставляя далее выражения (20) для деформаций в соотношение (21), получим

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0. \quad (22)$$

Интегрируя разрешающее уравнение плоской задачи (22), находим

$$u = c_1 r + \frac{c_2}{r}. \quad (23)$$

Поскольку перемещение в центре пластины должно быть конечным, то $c_2 = 0$. Поэтому из (23)

$$u = c_1 r. \quad (24)$$

Константа c_1 в выражении (24) будет определена ниже с помощью граничного условия при $r = a$.

Далее, используя соотношения (20) и (24), из (18) находим напряжения σ_r и σ_θ . Таким образом, имеем

$$\sigma_r = \sigma_\theta = \frac{E}{1-\nu} [c_1 - A(C - C_0)]. \quad (25)$$

Следовательно, в плоской мембране реактора радиальное напряжение равно окружному напряжению, и они зависят только от осевой координаты z и времени.

Рассчитаем распределение диффузионных напряжений в плоской мембране в двух следующих случаях закрепления внешнего контура мембраны.

1. Предполагаем отсутствие перемещения в радиальном направлении для внешнего контура мембраны, т.е. $u|_{r=a} = 0$. В этом случае имеем $u = 0$, $0 \leq r \leq a$, поэтому выражение (25) для напряжений с учетом $c_1 = 0$ принимает вид:

$\sigma_r = \sigma_\theta = -\frac{AE(C - C_0)}{1-\nu}$, или после подстановки выражения (13) для концентрации получим

$$\sigma_r = \sigma_\theta = -\frac{AE}{1-\nu} \left\{ \frac{[2D + \beta(h - 2z)]C_1 + \beta(h + 2z)C_2}{2(D + h\beta)} - C_0 + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{e^{-D\alpha_n^2 t} F(\alpha_n, z)}{\alpha_n [(D + h\beta) \cos(\alpha_n h) - D\alpha_n h \sin(\alpha_n h)]} \right\}. \quad (26)$$

Отметим, что функция $F(\alpha_n, z)$ в (26) определяется равенством (12).

2. Внешний контур мембраны $r = a$ свободен от усилий, т.е.

$$\int_{-h/2}^{h/2} \sigma_r dz = 0.$$

Применяя последнее условие к выражению (25), находим $c_1 = A \overline{\Delta C}$. Здесь введено обозначение для среднего значения концентрации по толщине

$$\overline{\Delta C} = \frac{1}{h} \int_{-h/2}^{h/2} (C - C_0) dz. \quad (27)$$

Тогда выражение (25) для напряжений принимает вид

$$\sigma_r = \sigma_\theta = \frac{AE}{1-\nu} [\overline{\Delta C} - (C - C_0)]. \quad (28)$$

Выполняя интегрирование в (27) с учетом (13), имеем

$$\begin{aligned} \overline{\Delta C} = & \frac{[2D(C_1 - C_0) + \beta h(C_1 + C_2 - 2C_0)]}{2(D + \beta h)} - \\ & - \frac{2}{h} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{e^{-D\alpha_n^2 t} G(\alpha_n)}{\alpha_n^2 [(D + h\beta) \cos(\alpha_n h) - D\alpha_n h \sin(\alpha_n h)]}, \end{aligned} \quad (29)$$

где
$$G(\alpha_n) = 2\beta(C_1 + C_2 - 2C_0) \sin^2 \frac{\alpha_n h}{2} + \alpha_n D(C_1 - C_0) \sin(\alpha_n h). \quad (30)$$

Окончательное выражение для напряжений получим, подставив в (28) выражение (29), т.е.

$$\sigma_r = \sigma_\theta = \frac{AE}{1-\nu} \left\{ \frac{\beta z(C_1 - C_2)}{D + \beta h} - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{e^{-D\alpha_n^2 t} \left[F(\alpha_n, z) + \frac{1}{h\alpha_n} G(\alpha_n) \right]}{\alpha_n [(D + h\beta) \cos(\alpha_n h) - D\alpha_n h \sin(\alpha_n h)]} \right\}, \quad (31)$$

где функции $F(\alpha_n, z)$ и $G(\alpha_n)$ определены равенствами (12) и (30) соответственно.

3. Кислородная нестехиометрия. Химическая формула перовскита записывается в общем виде как $MN O_{3-\delta}$, где M и N – катионы, O – анионы кислорода, и δ – кислородная нестехиометрия. Последнюю можно представить как

$$\delta = C V_m, \quad (32)$$

где V_m – молярный объем перовскита. Диффузионные составляющие дефор-

маций мембраны представим в следующем виде:

$$\varepsilon_r^d = \varepsilon_0^d = \varepsilon_z^d = B(\delta - \delta_0), \quad (33)$$

где B – новый коэффициент химического расширения и δ_0 – начальное значение кислородной нестехиометрии.

Сравнивая уравнения (16) и (33), нетрудно установить

$$A = BV_m \quad (34)$$

Предполагая молярный объем перовскита постоянным и используя равенство (32), делаем вывод, что вместо соотношений (1)–(3) для концентрации вакансий кислорода надо рассмотреть дифференциальное уравнение Фика второго рода:

$$\frac{\partial \delta}{\partial t} = D \frac{\partial^2 \delta}{\partial z^2}, \quad z \in (-h/2, h/2), \quad t > 0, \quad (35)$$

а также следующие начальное и граничные условия:

$$\delta(z, 0) = \delta_0, \quad z \in (-h/2, h/2) \quad (36)$$

и $\delta = \delta_1, \quad z = -h/2, \quad t > 0; \quad D \frac{\partial \delta}{\partial z} = -\beta(\delta - \delta_2), \quad z = h/2, \quad t > 0 \quad (37)$

для кислородной нестехиометрии. Здесь δ_2 – значение кислородной нестехиометрии в равновесии на поверхности мембраны $z = h/2$, и δ_1 – ее значение на поверхности $z = -h/2$. Тогда кислородная нестехиометрия как функция осевой координаты и времени может быть определена из уравнения (13), если вместо значений C , C_0 , C_1 и C_2 рассмотреть значения δ , δ_0 , δ_1 и δ_2 , соответственно. К тому же, диффузионные напряжения в плоской мембране могут быть вычислены на основе соотношений (26) или (31), если дополнительно к условию, сформулированному выше, заменить параметр A на параметр B .

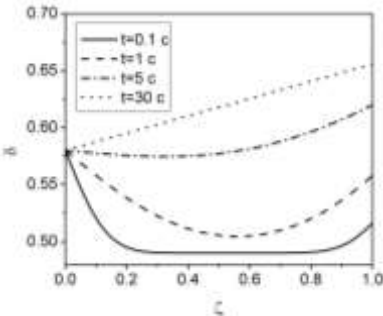


Рисунок 1 – Кислородная нестехиометрия в мембране

4. Результаты расчетов. В качестве примера рассматривается мембрана диаметром 15 мм и толщиной 1 мм [9]. Мембрана изготовлена из перовскита $Ba_{0.5}Sr_{0.5}Co_{0.8}Fe_{0.2}O_{3-\delta}$ [10]. В начальный момент времени мембрана нагрета до температуры 900°C в воздушной атмосфере с парциальным давлением кислорода $p_1 = 0.21$ бар. После достижения термической стабильности гелий с парциальным давлением кисло-

рода $p_2 = 10^{-5}$ бар помещен у поверхности мембраны $z = h/2$.

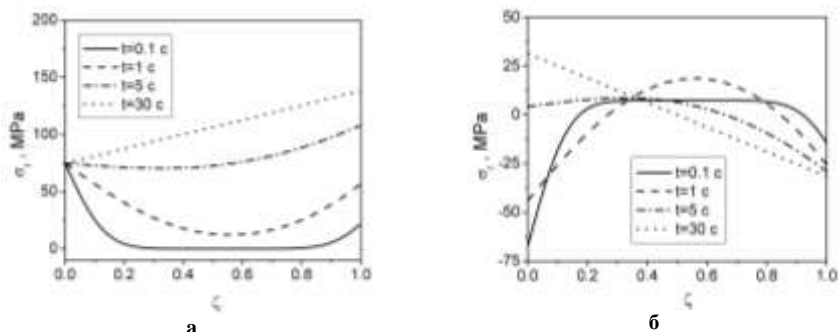


Рисунок 2 – Диффузионные напряжения при отсутствии перемещения внешнего контура мембраны: а – в радиальном направлении; б – в случае внешнего контура мембраны, свободного от усилий

Рис. 1 и 2 а, б иллюстрируют распределение кислородной нестехиометрии и диффузионных напряжений в мембране вдоль нормированной координаты $\zeta = (z + h/2)/h$ в различные моменты времени. Результаты получены для исходных данных, приведенных в таблице.

Таблица - Исходные данные к расчетам плоской мембраны

Обозначение	Название	Размерность	Значение
E	модуль упругости	ГПа	48
ν	коэффициент Пуассона	-	0.25
D	химический коэффициент диффузии	м ² /с	$5.10 \cdot 10^{-8}$
β	химический коэффициент поверхностного массопереноса	м/с	$8.76 \cdot 10^{-5}$
B	коэффициент химического расширения	-	0.013
δ_0	начальное значение кислородной нестехиометрии	-	0.49
δ_1	значение кислородной нестехиометрии на поверхности мембраны $z = -h/2$	-	0.58
δ_2	значение кислородной нестехиометрии в равновесии на поверхности мембраны $z = h/2$	-	0.70
a	радиус мембраны	м	$7.5 \cdot 10^{-3}$
h	толщина мембраны	м	$1.0 \cdot 10^{-3}$

Выводы. Дано аналитическое решение задачи об определении кислородной нестехиометрии и диффузионных напряжений в плоской мембране реактора для производства синтетического газа. Получено, что установившаяся стадия диффузии в $Ba_{0.5}Sr_{0.5}Co_{0.8}Fe_{0.2}O_{3-\delta}$ мембране, помещенной между воздухом и гелием, наступает за 30 с. Ограничение перемещения внешнего контура мембраны в ра-

диальном направлении приводит к высокому уровню растягивающих напряжений в керамике и может быть причиной разрушения мембраны.

Список литературы: 1. *Zolochovsky A., Kiihborn A.* Constitutive and numerical modeling of chemical and mechanical phenomena in solid oxide fuel cells and oxygen permeable membranes. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – Харьков: НТУ “ХПИ”.– 2007.– №23. – С.128-139. 2. *Золочевський О.О.* Дослідження деградації перовскітових керамічних мембран, які базуються на хімічному моделюванні дефектів та на аналізі хімічно наведених напружень // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – Харьков: НТУ “ХПИ”.– 2008.– №2. –С.95 -104. 3. *Пархоменко Л. А.* Диффузионные напряжения в трубчатой мембране реактора для производства синтетического газа. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – Харьков: НТУ “ХПИ”.– 2009.– №28. –С.78-87. 4. *Zolochovsky A., Parkhomenko L., Kiihborn A.* Analysis of oxygen exchange-limited transport and chemical stresses in perovskite-type hollow fibers. // Materials Chemistry and Physics. – 2012. –Vol. 135. – № 2–3. –PP. 594-603. 5. *Zolochovsky A., Grabovskiy A.V., Parkhomenko L., Lin Y.S.* Coupling effects of oxygen surface exchange kinetics and membrane thickness on chemically induced stresses in perovskite-type membranes. // Solid State Ionics. – 2012. –Vol. 212. – PP. 55–65. 6. *Гончарова Г.В.* Дифузія кисню та хімічно наведені напруження в перовскітоподібних керамічних мембранах. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – Харьков: НТУ “ХПИ”.– 2008. – № 42. – С. 22-26. 7. *Crank J.* The Mathematics of Diffusion. Second Edition. - Oxford: Oxford University Press, 1975. – 414 p. 8. *Карпслоу Г., Езеп Д.* Теплопроводность твердых тел, пер. с англ. – М.: Наука, 1964. – 488 с. 9. *Bouwmeester H.J.M., Burggraaf A.J.* Dense ceramic membranes for oxygen separation // The CRC Handbook of Solid State Electrochemistry, Gellings P.J., Bouwmeester H.J.M. (Eds.). Boca Raton: CRC Press, 1997. – PP. 481-553. 10. *Schlehuber D.* Sauerstofftransport und Degradations-verhalten von Hochtemperaturmembranen für CO₂-freie Kraftwerke.– Ph.D Thesis, RWTH Aachen. – 2010.

Поступила в редколлегию 05.02.2013

УДК 623.438:539.3

А.Ю. ТАНЧЕНКО, м. н. с. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”

ВЛИЯНИЕ ТОЛЩИНЫ ПАНЕЛЕЙ НА СПЕКТР СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ КОРПУСОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

В статье описано исследование влияния изменения толщины панелей на спектр собственных частот колебаний корпусов транспортных средств специального назначения.

Ключевые слова: транспортные средства специального назначения, эксплуатационная нагрузка, спектр собственных частот, форма колебаний

У статті описано дослідження впливу зміни товщини панелей на спектр власних частот коливань корпусів транспортних засобів спеціального призначення.

Ключові слова: транспортні засоби спеціального призначення, експлуатаційне навантаження, спектр власних частот, форма коливань

In the paper it's described the research of influence of panels thickness change on the spectrum of vibrations eigenfrequencies of special setting transport vehicles hulls.

Keywords: special setting transport vehicles, exploitation loading, spectrum of eigenfrequencies,

© А.Ю. Танченко, 2013

vibration form

Введение. Шасси многих транспортных средств специального назначения могут быть использованы не только для создания боевых машин, но и машин, предназначенных для выполнения ряда других миссий. При этом на их шасси в зависимости от предназначения могут устанавливаться различные специализированные модули, установки, системы, оборудование. Так, например, хорошо известный многоцелевой транспортер легкий (МТ-Л и МТ-ЛБ) выпускался в широком спектре различных модификаций, а также лег в основу создания объектов гражданского профиля, в частности, ХТЗ-3Н – транспортная гусеничная снегоболотоходная машина, ТГМ-126 – гусеничный транспортер-тягач, а также различные вариации специализированных средств пожаротушения (рис. 1).



Рисунок 1 – Гражданские модификации МТ-ЛБ:

а - вездеход ТГМ-126 , б - снегоболотоход ХТЗ-3Н, в - гусеничная пожарная машина МТ-ЛБу-ГПМ, г – пожарный вариант МТ-ЛБ

При таком подходе (модификации существующего образца техники) возникает ряд проблем, аналогичных возникающим при проектировании машины «с нуля», поскольку вносимые изменения могут существенно повлиять на характер напряженно-деформированного состояния (НДС) корпуса и его динамические характеристики, в первую очередь - спектр собственных частот колебаний. Так, если взять за основу нормативные толщины элементов корпуса и силовой структуры машины и на их основе внести некоторую коррекцию (это может быть связано как с облегчением/усилением отдельных зон, узлов, так и с некоторым (зачастую допустимым) расхождением на значения толщин при изготовлении по сравнению с номинальными – «чертежными» толщинами), то спектр собственных частот колебаний изменится. Произойдет как бы «миграция» собственных частот, при этом не исключено некоторое изменение собственных форм, им отвечающих, а также номеров этих частот в спектрах.

Учитывая, что при изменении назначения той или иной модификации машины изменяется также спектр и амплитуды действующих эксплуатационных нагруз-

зок, становится ясно, почему так важно знать и характер миграции собственных частот колебаний корпуса как основного интегрирующего элемента транспортного средства специального назначения, и степень их отклонения от исходных величин, определенных для некоторого номинального варианта, принятого за основу. Этот вопрос исследуется в данной статье на примере варианта корпуса МТ-ЛБ, повторяющего по форме и размерам натурный образец, но с условно принятым одинаковым набором толщин всех панелей и внутренней силовой структуры.



а б

Рисунок 2 – Модель корпуса МТ-ЛБ:

а - оболочечная модель, б – внутренняя силовая структура

Постановка задачи.

В случае проводимых исследований, в частности, представляет наибольший интерес применимость линейной интерполяции для описания миграции собственных частот при утонении–утолщении стенок панелей корпуса и элементов внутренней силовой структуры.

Проиллюстрируем результаты анализа на примере корпуса тягача серии МТ-ЛБ. На рис. 2 представлена его оболочечная модель с внутренней силовой структурой, конечно-элементная раз-



Рисунок 3 – Конечно-элементная модель (~33 000 КЭ)



Рисунок 4 – Моделирование граничных условий опирания





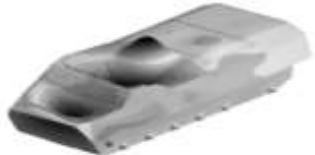





(рис. 4). В качестве условного закрепления была выбрана жесткая заделка 12 зон, которые приходятся на элементы усиления и соответствуют областям расположения катков, чтобы исключить частоты и формы колебаний корпуса как жесткого тела на упругих опорах.

Результаты расчета. Проанализируем поведение собственных частот и форм. Рассмотрим случай варьирования значениями толщин в довольно широких пределах: 6 ± 2 мм (одновременно изменяются значения толщин как внешних листов, так и профилей внутреннего усиления). Таким образом, относительное варьирование толщинами составит $\pm 33\%$ относительно базового варианта (6 мм). Необходимо заметить, что коль скоро речь идет о демон-

страционной задаче, то распределение толщин панелей в проекциях и профилей элементов внутренней силовой структуры не соответствуют реальным конструктивным параметрам.

В ходе численных экспериментов при варьировании толщины элементов корпуса были получены ряд собственных частот и соответствующих им форм собственных колебаний – табл. 1, 2. Видно, что спектр частот довольно густой, и в нем присутствуют как локальные, так и сложные глобальные формы колебаний. Далее проанализирована миграция собственных частот, сопоставимых схожим формам колебаний (см. табл. 2). Как видно, в ряде случаев произошло изменение номера собственной частоты, соответствующей той или иной форме.









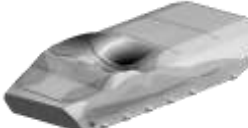









Таблица 1 – Собственные формы колебаний корпуса МТ-ЛБ
(при толщинах элементов корпуса 6 мм)

частота	формы колебаний	частота	формы колебаний
1 (24.9 Гц)		2 (34.9 Гц)	
3 (35.9 Гц)		4 (38.2 Гц)	
5 (42.5 Гц)		6 (43.9 Гц)	
7 (46.4 Гц)		8 (48.1 Гц)	
9 (51.2 Гц)		10 (51.7 Гц)	

Были получены следующие результаты: при варьировании толщинами сте-

нок элементов корпуса в диапазоне 6 ± 2 мм отклонение значения соответствующих собственных частот составило порядка 20-30% в сторону снижения при уменьшении толщины элементов корпуса, в сторону увеличения – при утолщении. Результаты в графической форме представлены на рис. 5 и в табл. 3. Так, на рис. 5 видно как абсолютное изменение собственных частот, так и относительное (относительно базового варианта для толщин 6 мм).

Таблица 2 – Сопоставление собственных форм колебаний корпуса МТЛБ при изменении составляющих его толщин (числами обозначены порядковый номер собственной частоты, в скобках приведено значение соответствующей собственной частоты)

Толщина		
4мм	6мм	8мм
 1 (19,0 Гц)	 1 (24,9 Гц)	 (29,4 Гц) 1
 2 (25 Гц)	 3 (36 Гц)	 3 (44 Гц)
 3 (28 Гц)	 4 (38 Гц)	 4 (45 Гц)
 4 (29 Гц)	 6 (44 Гц)	 6 (51 Гц)
 6 (34 Гц)	 8 (48 Гц)	 8 (57 Гц)
		

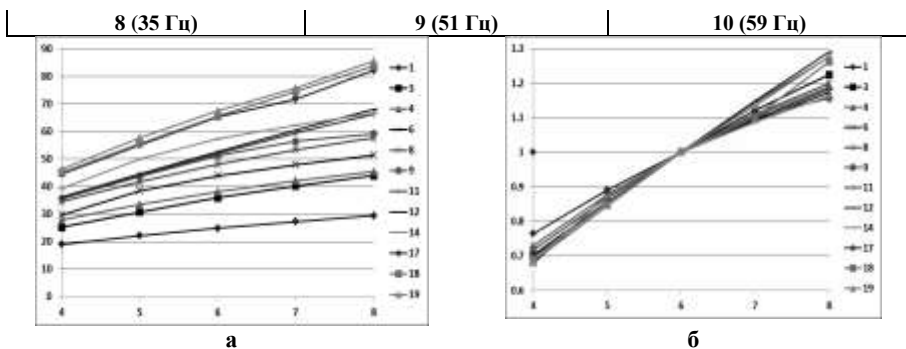


Рисунок 5 – Миграция отдельных собственных частот корпуса МТ-ЛБ при изменении толщины листов, мм: *а* – абсолютные значения, Гц; *б* – относительные (по сравнению с частотами для базового варианта 6мм) (номера соответствуют порядковым номерам собственных частот для случая 6 мм)

Сразу обращает на себя внимание примерная линейность характера изменения собственных частот. Проанализируем данную особенность более подробно возволяет визуальный ряд: в табл. 3 представлены результаты для некоторых отдельных частот и форм колебаний.

Таким образом, если необходимо рассчитать спектр собственных частот при некотором промежуточном варианте степеней утонения (уменьшение толщины стенок), то это можно сделать в первом приближении путем линейной интерполяции значений частот между их значениями, полученными для кратных (максимальных, базовых и минимальных) степеней изменения толщин. При этом из приведенных картин видно, что качественный вид формы колебаний остается неизменен (для большинства из рассмотренных форм). Однако следует заметить, что не все формы колебаний остаются неизменными при варьировании толщинами в таких широких пределах, в то же время для тех форм, которые удалось сопоставить друг другу, наблюдалась преобладающая примерная линейность поведения значения собственной частоты при утонении/утолщении элементов.

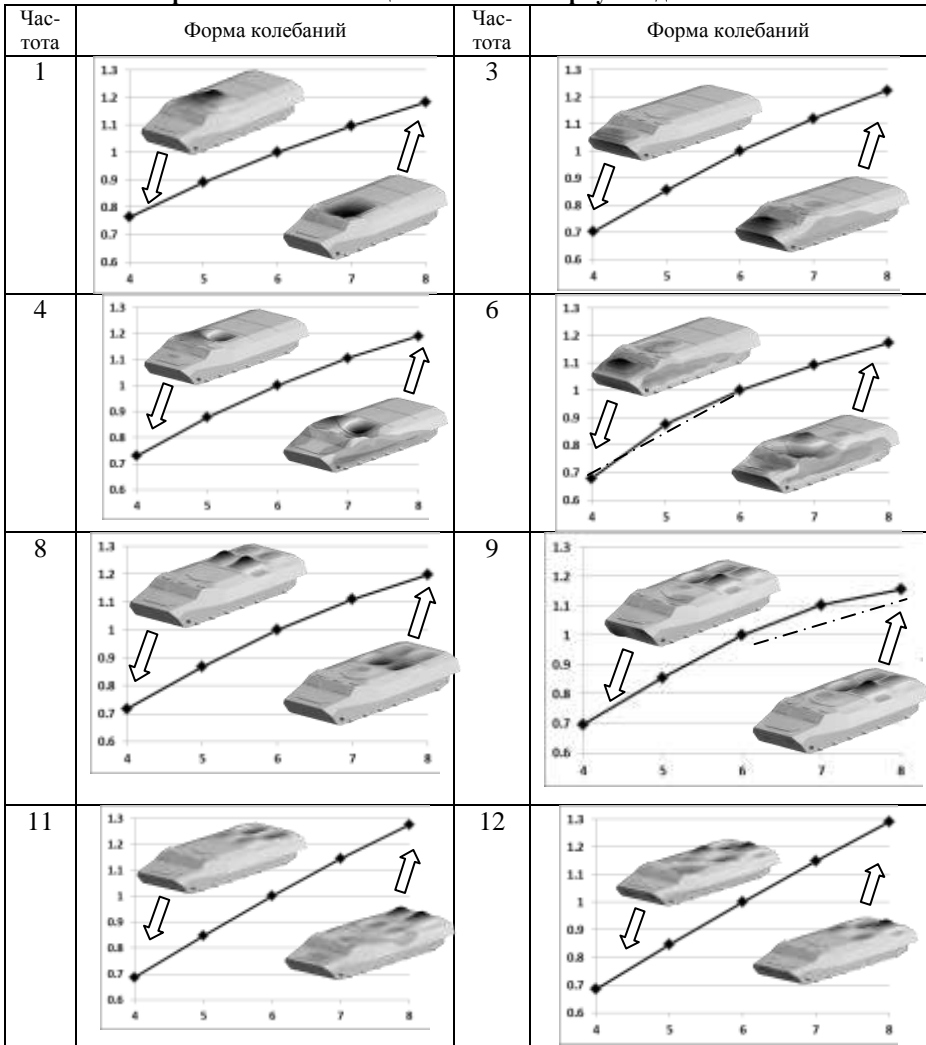
Особое внимание обращает на себя не столько сама линейность поведения, сколько приблизительная линейность поведения в столь широких пределах изменения толщин, о чем ярко свидетельствуют данные в табл. 3.

Таким образом, ранее предложенный способ [1] линеаризации описания поведения изменения решения на основе набора «реперных» решений демонстрирует свою применимость и для таких объектов как корпуса транспортных средств специального назначения. В данном случае в качестве набора «реперных» решений могут выступать результаты для крайних положений (т.е. толщин 4 мм и 8 мм) плюс начальный «базовый» вариант (6 мм).

Следовательно, на первых этапах проектирования/модернизации той или иной машины все промежуточные рассматриваемые варианты конструктивных решений с набором толщин между «реперными» будут характеризоваться соб-

ственными частотами, лежащими между крайними значениями, полученными для этих реперных вариантов примерно на соответствующих отрезках (в нашем случае значения толщин между 4 мм и 8 мм).

Таблица 3 – Изменение собственной частоты и соответствующей ей формы колебаний при изменении толщин элементов корпуса в диапазоне 6 ± 2 мм



Тут же необходимо отметить, что и принятое в статье распределение толщин, и характер их варьирования (и те, и другие – одинаковые по всем элементам) являются

условными, модельными. В реальности все панели имеют различную толщину и степень ее варьирования. В результате приходим к изучению закономерностей изменения частот как функции не одной, а многих переменных. При этом, однако, тенденции изменения исследуемых величин сохраняются.

Естественно, что предложенный подход никоим образом не отрицает необходимости дополнительного (проверочного) исследования при принятии того или иного проектного решения, однако это исследование будет уже приближением более высокого порядка. Предложенная методика эффективна на начальных этапах проектирования, когда нужно из множества предлагаемых вариантов выбрать более рациональный, отталкиваясь от него при дальнейших проектных исследованиях.

Заключение. Из приведенных результатов видно, что примерная линейность в поведении отдельных частот спектра собственных частот колебаний при варьировании толщины элементов бронекорпуса (в табл. 3 – штрих-пунктирные линии) соблюдается с высокой точностью (отклонение – не больше $\pm 5\%$ от точного численного решения методом конечных элементов).

Кроме того, необходимо также отметить, что при рассмотрении различных вариантов проектных решений в ходе создания или модернизации корпусов транспортных средств специального назначения [2] и распределение толщин отдельных элементов базового варианта конструкции, и диапазоны их потенциального варьирования чрезвычайно пестры по локализации в различных зонах и проекциях машины. Соответственно, вместо одного параметра присутствует целый их массив. В таком случае собственные частоты, соответствующие различным собственным формам колебаний, по-разному будут реагировать на изменение отдельных компонент множества толщин различных элементов корпуса. Таким образом, задача анализа отклика существенно усложнится. В то же время близкий к линейному характер этого отклика по отдельным толщинам или по их совокупностям с той или иной точностью сохранится [1]. В свою очередь это – достаточно важная дополнительная информация, которая во многих случаях может значительно ускорить проведение проектных исследований и принятие на их основе обоснованных решений.

В дальнейшем планируется применить предложенный в статье подход к исследованию изменения собственных частот корпусов транспортных средств специального назначения с реальными наборами толщин в различных проекциях машин и по различным панелям, а также элементам усиления.

Список литературы: 1. Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-элементных моделей / *Ткачук Н.А., Танченко А.Ю., Ткачук А.Н., Чурбанов П.В., Храпцова И.Я., Ищенко О.А.* // Вісник НТУ «ХПІ». Тем.вип.: Машинознавство та САПР. – 2012. – №22. – С. 147-169. 2. Математическое и численное моделирование динамических процессов в элементах легкобронированных боевых машин / *Б.А. Мельник, А.Н. Малакей, Д.С. Мухин, А.Ю. Танченко, О.В. Кохановская* // Вісник НТУ «ХПІ». Тем.вип.: Машинознавство та САПР. – 2013. – № 1. – С. 93-117.

Надійшло до редколегії 12.04.13

Н.А. ТКАЧУК, д. т. н., проф., зав. каф. ТММ и САПР НТУ «ХПИ»;
А.В. МАРТЫНЕНКО, м.н.с. каф. ТММ и САПР НТУ «ХПИ»;
А.Ю. ВАСИЛЬЕВ, м.н. с. каф. ТММ и САПР НТУ «ХПИ»;
А.В. ГРАБОВСКИЙ, к.т.н., н. с. каф. ТММ и САПР НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ И НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ АРТИЛЛЕРИЙСКИХ СТВОЛОВ

У статті на модельному прикладі досліджуються динамічні процеси та напружено-деформований стан артилерійських стволів.

Ключові слова: напружено-деформований стан, артилерійський ствол, рухоме навантаження, міцність

В статье на модельном примере исследуются динамические процессы и напряженно-деформированное состояние артиллерийских стволов.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, артиллерийский ствол, движущаяся нагрузка, прочность

In this paper there are investigated dynamic processes and stress-strain state of artillery barrels.

Keywords: stress-strain state, artillery barrel, moving loading, strength

Введение. Традиционные подходы к проектированию и технологии изготовления сложных машиностроительных конструкций на определенном этапе развития, как правило, исчерпывают свой потенциал. С целью повышения технических характеристик тех или иных изделий необходимо прибегать либо к новым конструктивным решениям, либо к более совершенным технологическим приемам, что, в свою очередь, сопряжено с исследованием поведения более сложных физико-механических процессов при их эксплуатации и производстве. При этом приходится совершенствовать, в первую очередь, расчетные модели и подходы к математическому и численному исследованию сложных механических процессов и состояний в тех или иных объектах.

Ярким примером такой ситуации являются стволы артиллерийских орудий. Длительная история артиллерийских систем, а также их огромное значение в обеспечении боевых возможностей вооруженных сил, обусловили огромное внимание и к их технологии изготовления, и к режимам боевого применения [1, 2]. Это предопределило и прогрессивные технологические приемы при изготовки, выбор материала для изготовления стволов, их обработку, конструктивные варианты исполнения отдельных фрагментов и компоновку, а также внимание к системам наведения и стабилизации [1, 2].

В то же время отдельные вопросы появляются в настоящее время в связи с интенсификацией режимов боевого применения артиллерийских систем. В ча-

стности, в отношении исследования систем управления танковыми пушками открытым остается вопрос совершенствования математической модели динамического объекта «ствол – снаряд», поскольку эта часть общей системы в момент производства выстрела является неуправляемой, а возникающие за короткий период возмущения могут быть значительными с точки зрения влияния на точность стрельбы. Другим очень важным вопросом является уточнение динамического напряженно-деформированного состояния (НДС) ствола под действием кратковременного воздействия перемещающейся вслед за выталкиваемым снарядом нагрузки от давления пороховых газов на его внутреннюю поверхность. Эти задачи приобретают все большее значение с ростом требований к дальности и точности стрельбы.

Целью данной работы является разработка математической и численной модели напряженно-деформированного состояния ствола артиллерийского орудия и его поперечных колебаний в процессе производства выстрела.

Постановка задачи.

Рассмотрим модельный объект в виде тела вращения (рис. 1). Ось канала ствола определяет связанную с ним систему координат $Oxyz$. Ось x – вдоль канала ствола, ось z – перпендикулярна к ней и расположена в вертикальной плоскости. Под действием образующихся от

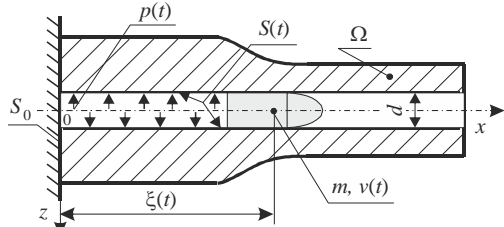


Рисунок 1 – Модель исследуемого объекта

момента начала горения пороховых газов $t=0$ давлений $p(t)$ снаряд массы m движется, ускоряясь в канале ствола. Его текущее положение $\xi(t)$ и скорость $v(t)$ определяются создаваемым давлением $p(t)$. Отвлекаясь от вариантов распределения $p(t)$, а также конструктивного исполнения (т.е. формы области Ω) ствола, приходим к следующим модельным задачам.

Задача 1. *Динамическое напряженно-деформированное состояние ствола.* Заданы $p(t)$, $\xi(t)$, $v(t)$, масса снаряда m , калибр d и Ω (см. рис. 1). Соответственно, задается область $S(t)$ – нагружаемая часть внутренней поверхности канала ствола.

Вводя в рассмотрение цилиндрическую систему координат $Ox\varphi$ ($x \equiv x$, $r|_{\varphi=0} \equiv z$) для области Ω (компоненты вектора перемещений $\mathbf{u} = \{u_r, u_\varphi, u_x\}$), получаем систему уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_r = \frac{\partial u_r}{\partial r}; \quad \varepsilon_\varphi = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{u_r}{r}; \quad \varepsilon_x = \frac{\partial u_x}{\partial x}; \\ \varepsilon_{rx} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_r}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial r} \right); \quad \varepsilon_{r\varphi} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial u_r}{\partial \varphi} + \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} - \frac{u_\varphi}{r} \right); \\ \varepsilon_{\varphi x} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial u_x}{\partial \varphi} + \frac{\partial u_\varphi}{\partial x} \right); \\ \frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \sigma_{r\varphi}}{\partial \varphi} + \frac{\partial \sigma_{rx}}{\partial x} + \frac{\sigma_r - \sigma_\varphi}{r} + F_r = 0; \\ \frac{\partial \sigma_{r\varphi}}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \sigma_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial \sigma_{\varphi x}}{\partial x} + \frac{2\sigma_{r\varphi}}{r} + F_\varphi = 0; \\ \frac{\partial \sigma_{rx}}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \sigma_{\varphi x}}{\partial \varphi} + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\sigma_{rx}}{r} + F_x = 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

где ε, σ – компоненты тензора деформации и напряжений, связанные обобщенным законом Гука [3]:

$$\sigma_{ij} = E_{ijkl} \varepsilon_{kl}, \quad (2)$$

где E – компоненты тензора, определяющиеся для изотропного тела через параметры Ляме λ, μ материала следующим образом [3]:

$$E_{ijkl} = \lambda \delta_{ij} \delta_{kl} + 2\mu \delta_{ik} \delta_{jl}. \quad (3)$$

Здесь δ_{ij} – символ Кронекера.

Уравнения (1) дополняются граничными условиями (см. рис. 1):

$$u|_{S_0} = 0, \quad \sigma_\kappa|_{S(t)} = -p(t). \quad (4)$$

Здесь $u = \{u_r, u_\varphi, u_x\}^T$ – вектор перемещений точек Ω .

Соотношения (1)–(4) в силу заявленной ранее зависимости $S = S(t)$ являются функциями времени. Кроме того, компоненты объемных сил $\vec{F} = \{F_r, F_\varphi, F_x\}^T$ дополняются инерционным слагаемым

$$\vec{F} = \rho \vec{g} - \rho \frac{d^2 \vec{u}}{dt^2}, \quad (5)$$

где ρ – плотность материала, \vec{g} – вектор действия и величина гравитационной компоненты ускорения свободного падения.

В дополнение точки области Ω характеризуются начальными скоростями:

$$\frac{d\bar{u}}{dt}/\Omega = 0 \text{ при } t = 0. \quad (6)$$

Соотношения (1)–(6) задают некоторую начально-краевую задачу, при решении которой получаем динамическое напряженно-деформированное состояние области в Ω . Если при этом отвлечься от особенностей пространственной геометрии и принять Ω как тело вращения, то соотношения (1)–(6) упростятся, лишившись зависимости от угловой координаты φ .

Задача 2. Поперечные колебания ствола. Преследуя цель построить модель первого приближения, рассмотрим ствол танковой пушки в виде консольно защемленного слева стержня длиной l , с постоянной изгибной жесткостью EI и погонной массой μ . Вдоль ствола со скоростью $v(t)$ движется тяжелый груз (снаряд) массой m . Текущее положение $\zeta(t)$ и $v(t)$ определяются законом действия пороховых газов, и здесь, как и ранее, считаются заданными. Задан также угол наклона пушки в вертикальной плоскости α (рис. 2).

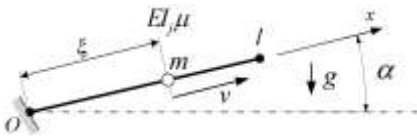


Рисунок 2 – Расчетная схема колебаний ствола

ются законом действия пороховых газов, и здесь, как и ранее, считаются заданными. Задан также угол наклона пушки в вертикальной плоскости α (рис. 2).

Тогда полные перемещения точек оси канала ствола (прогиб W_x) можно представить как сумму статического

W_0 и динамического W прогибов:

$$W_x = W_0(x) + W(x, t). \quad (7)$$

Здесь прогибы $W_0(x)$ удовлетворяют уравнению

$$EI \frac{\partial^4 W}{\partial x^4} = \mu g^{\wedge}, \quad g^{\wedge} = g \cos \alpha, \quad (8)$$

и граничным условиям

$$W_0(0) = W_0'(0) = 0, \quad W_0''(l) = W_0'''(l) = 0, \quad (9)$$

а динамические $W(x, t)$ – уравнению

$$EI \frac{\partial^4 W}{\partial x^4} + \mu \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} = P, \quad (10)$$

а также краевым условиям типа (9) и начальным условиям

$$W(x, 0) = \dot{W}(x, 0) = 0 \quad \forall x. \quad (11)$$

В выражении (10) $P = P(\zeta(t), t)$ – перемещаемая нагрузка [4],

$$P(\zeta(t), t) = \delta(\zeta(t)) \cdot \left[mg \wedge - m \frac{d^2 W_{\Sigma}}{dt^2} \right] \quad (12)$$

где полная (субстанциональная) производная в правой части (12) равна:

$$\frac{d^2 W_{\Sigma}}{dt^2} = \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} + 2v \frac{\partial^2 W}{\partial x \partial t} + v^2 \frac{\partial^2 W_{\Sigma}}{\partial x^2}. \quad (13)$$

В выражении (13), в отличие от традиционных постановок [4], последнее слагаемое учитывает влияние статического прогиба на динамическую составляющую ускорения.

Рассмотрим способы получения решений уравнений (8) и (10). Решение уравнения (8) принимает вид:

$$W_0 = \frac{1}{24} C_1 x^4 + C_2 + C_3 x + C_4 x^2 + C_5 x^3; \quad C_1 = \frac{\mu g \wedge}{EI}. \quad (14)$$

С учетом (9) $C_2 = C_3 = 0$, $C_4 = -(C_1 \frac{l^2}{2} + 6C_5 l) / 2$, $C_5 = -C_1 l / 6$.

Решение (10) отыскивается в виде [4]:

$$W = \sum_k f_k(t) \cdot \varphi_k(x), \quad k = 1, 2, \dots \quad (15)$$

где $\varphi_k(x)$ – собственные формы колебаний стержня [5]:

$$EI \varphi_k^{IV} - \omega^2 \mu \varphi_k = 0, \quad \varphi_k^{IV}(x) - k^4 \mu \varphi_k(x) = 0, \quad k^4 = \frac{\mu \omega^2}{EI}. \quad (16)$$

Решение (16) представляет собой линейную комбинацию функций Крылова K_i [5]:

$$\begin{aligned} K_1 = S &= \frac{1}{2} [ch(kx) + \cos(kx)], & K_2 = T &= \frac{1}{2} [sh(kx) + \sin(kx)], \\ K_3 = U &= \frac{1}{2} [ch(kx) - \cos(kx)], & K_4 = V &= \frac{1}{2} [sh(kx) - \sin(kx)]. \end{aligned} \quad (17)$$

С учетом краевых условий (9), получаем:

$$\{C \cdot S(kl) + D \cdot T(kl) = 0; C \cdot V(kl) + D \cdot S(kl) = 0, \quad (18)$$

где C, D – искомые константы для определения собственных функций φ_k .

Тогда условие

$$S^2 - T(k,l)V(k,l) = 0, \text{ или } ch(kl)\cos(kl) + 1 = 0, \quad (19)$$

задает характеристическое уравнение для kl [5], решение которого

$$kl = \{1,875; 4,694; 7,855; 10,996; \dots\}. \quad (20)$$

Тогда

$$\lambda_i = \frac{D}{C} = -\frac{S(k_i, l)}{T(k_i, l)} = -\frac{V(k_i, l)}{S(k_i, l)}, \quad (21)$$

и собственные формы определяются как

$$\varphi_i = C[U(k_i x) - \lambda V(k_i x)], \quad (22)$$

где C – произвольная константа.

Записав (10) в виде

$$EI \sum_k \varphi_i^{IV} k_i^4 f_i(t) + \mu \sum_k \varphi_i \ddot{f}_i - P(\xi, t) = 0, \quad (23)$$

где $\varphi_i' = \frac{d\varphi_i}{d(k_i x)}$, для получения решения (23) можно использовать метод Галеркина с базисными функциями $\varphi_s(k_s x)$. Тогда, умножая левую и правую части (23) на φ_s и интегрируя в пределах $[0; l]$ получаем набор дифференциальных уравнений относительно искомых функций $f_i(t)$. В частности, для случая удержания одной собственной формы в разложении (15) получаем:

$$R^{(1)} \ddot{f}_i + R^{(2)} \dot{f}_i + R^{(3)} f_i + R^{(4)} = 0, \quad (24)$$

где коэффициенты $R_i^{(*)}$ определяются соответствующим интегрированием множителей при функциях производных f :

$$\int_0^l [*] \cdot \varphi(kx) dx = 0, \quad (25)$$

где $[*]$ – левая часть выражения (23), а $\varphi = \varphi_1(k_1 x)$.

Интегрирование (24) при начальных $f_i(0) = \dot{f}_i(0) = 0$ дает возможность определить итоговое решение (15).

В ряде задач о влиянии перемещающихся грузов [4] на поперечные колебания стержней решение задачи сводится к установлению асимптотического характера поведения $f_i(t)$ и, соответственно, устойчивости или неустойчивости результирующего движения (15). В данном же случае в силу того, что между отдельными выстрелами проходит значительное время, интерес представляет как раз отыскивание конкретной пространственно-временной реали-

зации поперечных колебаний. Особенно интересует отклонение ствола от номинального значения в момент схождения снаряда со ствола ($\xi(t)=l$), а также угол отклонения снаряда от номинального направления на цель. Эти величины нетрудно вычислить, имея в распоряжении (15).

Заключение. Представленный в работе подход к анализу поперечных колебаний и напряженно-деформированного состояния орудийных стволов дает возможность численного определения составляющих погрешности при производстве выстрелов, обусловленных поперечным движением канала ствола вследствие изгиба относительно номинального положения на цель, а также прочности самого ствола при единичном воздействии или по результатам накопления повреждаемости на протяжении серии выстрелов. В дальнейшем предполагается применить разработанные модели для оценки колебаний и напряженно-деформируемого состояния стволов современных артиллерийских систем.

Список литературы: 1. *Широкорад А. Б.* Энциклопедия отечественной артиллерии. – М: Харвест, 2000. – 1188 с. 2. *Александрова И.Е., Александрова Т.Е.* К вопросу синтеза робастного стабилизатора танковой пушки с использованием аппарата функций чувствительности // Механіка та машинобудування. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. – № 1. – С. 71-80. 3. *Работнов Ю. Н.* Механика деформируемого твердого тела. — М.: Наука, 1988. — 712 с. 4. *Болотин В.В.* Динамическая устойчивость упругих систем. – М.: : Гос. издательство технико-теоретической литературы, 1956. – 600 с. 5. *Бабаков И.М.* Теория колебаний. – М.: : Гос. изд-во технико-теорет. лит-ры, 1958 - 628 с.

Надійшла до редколегії 12.04.13

УДК 621.833:539.411

А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., доц., с.н.с. каф. ТММ и САПР НТУ «ХПИ»

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА АКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ ДВУХПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

Предложена методика расчета на контактную выносливость двухпараметрических зубчатых передач. Она основана на расчетах контактных напряжений для отдельных относительных положений колес с последующим определением эквивалентного напряжения. Такой подход позволяет корректно учесть изменение контактных напряжений в процессе работы.

Ключевые слова: двухпараметрическая передача, активные поверхности зубьев, контактная выносливость, эквивалентные напряжения

Запропоновано методику розрахунку на контактну витривалість двопараметричних зубчатих передач. Вона базується на розрахунках контактних напружень для окремих відносних положень коліс із наступним визначенням еквівалентного напруження. Такий підхід дозволяє коректно врахувати зміну контактних напружень у процесі роботи.

Ключові слова: двопараметрична передача, активні поверхні зубців, контактна витривалість, еквівалентні напруження

© А.В. Устиненко, 2013

The method of calculation on contact endurance of two-parametric gears is offered. It bases on calculation of contact stress for various relative attitudes of gears with consequent determination of equivalent stress. Such approach allows correctly taking into account a change of contact stress during work.

Keywords: two-parametric gear, active teeth surfaces, contact endurance, equivalent stress.

Введение. Двухпараметрические зубчатые передачи обладают возможностью движения колес с двумя независимыми кинематическими параметрами. Первый из этих параметров (обозначим его ϕ) обеспечивает передачу вращения между колесами, а второй (обозначим его ψ) – непрерывное или дискретное изменение относительного положения осей колес в пространстве (например, регулирование межосевого расстояния, угла скрещивания осей и т.д.). Независимость параметров состоит в том, что регулирование одного из них не влечет за собой изменение другого. Такие передачи могут применяться при создании зубчатых вариаторов, вместо карданных шарниров в трансмиссиях транспортных средств, а также в переналаживаемой технологической оснастке [1, 2].

Постановка задачи. В процессе проектирования приводов на основе двухпараметрических передач неизбежно возникает задача расчета на контактную выносливость активных поверхностей зубьев. При этом следует учитывать два фактора.

1. Из теории пространственных зубчатых зацеплений известно [3], что при двух параметрах огибания контакт поверхностей всегда точечный. Следовательно, стандартная методика расчета зубчатых передач на контактную выносливость неприменима, так как базируется на решении задачи Герца для контакта двух цилиндров (линейный контакт тел).

2. В процессе регулирования параметра движения ψ в двухпараметрической передаче происходит перемещение полюса зацепления и, соответственно, эллипса площадки упругого контакта вдоль продольной линии зубьев. Это приводит к изменению величин главных кривизн в точке контакта, и, следовательно, к переменности контактных напряжений. Естественно, для различных участков поверхностей зубьев будут отличаться и количества циклов перемены напряжений.

Рассмотрим последовательно решение этих двух задач.

1. Определение контактных напряжений при первоначальном точечном касании активных поверхностей зубьев. Воспользуемся основными положениями контактной задачи теории упругости для случая первоначального касания упругих тел в точке [4]. Согласно этой теории наибольшая интенсивность контактных напряжений σ_H между криволинейными поверхностями тел, сжимаемых нормальной силой F_n , в случае первоначального точечного контакта определяется по формуле

$$\sigma_H = \frac{n_p}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3}{2} \left(\frac{\sum \chi}{\eta} \right)^2 F_n}. \quad (1)$$

В зависимости (1):

$n_p = 1/(n_a \cdot n_b)$ – коэффициент контактного давления, где n_a , n_b – коэффициенты соответственно большой с длиной $2a$ и малой с длиной $2b$ осей эллипса площадки контакта);

$\Sigma\chi = \chi_{11} + \chi_{12} + \chi_{21} + \chi_{22}$ – сумма главных кривизн боковых поверхностей зубьев в точке контакта, $1/\text{мм}$, где χ_{11} и χ_{12} – главные кривизны активной поверхности зуба шестерни в точке контакта вдоль продольного и профильного направлений, а χ_{21} и χ_{22} – главные кривизны активной поверхности зуба колеса в той же точке, вдоль тех же направлений;

$\eta = (1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2$ – коэффициент, учитывающий физико-механические свойства материалов контактирующих тел, где E_1 , E_2 и μ_1 , μ_2 – модули продольной упругости и коэффициенты Пуассона материалов шестерни и колеса.

С целью учета при расчете остальных составляющих сложного напряженного состояния, а также применения стандартных допускаемых напряжений σ_{HP} по ГОСТ 21354-87 (для линейного контакта) [5], целесообразно воспользоваться теорией потенциальной энергии формоизменения (энергетическая, или четвертая). В соответствии с ней действие главных напряжений σ_1 , σ_2 , σ_3 заменяется действием некоторого приведенного напряжения [6, 7]

$$\sigma_H^{\text{IV}} = K_{\text{пр}} |\sigma_3|, \quad (2)$$

где $K_{\text{пр}}$ – коэффициент приведения по IV теории прочности; $|\sigma_3| = \sigma_H$ – наибольшие главные напряжения сжатия, определяемые по зависимости (1).

В общем случае контактного взаимодействия упругих тел максимальные напряжения будут в центре эллипса площадки контакта при отношении его осей $\beta = b/a < 0,4$ (что характерно для зацеплений в двухпараметрических зубчатых передачах). Тогда [6]

$$K_{\text{пр}} = (1 - 2\mu) \frac{\sqrt{1 - \beta + \beta^2}}{1 + \beta}. \quad (3)$$

В случае линейного контакта ($\beta = 0$) при $\mu = 0,3$ (материал контактирующих тел – сталь) $K_{\text{пр}} = 0,4$. Тогда допускаемые приведенные контактные напряжения

$$\sigma_{HP}^{\text{IV}} = 0,4 \sigma_{HP}. \quad (4)$$

Преобразуем зависимости (1) и (2) путем ввода расчетных коэффициен-

тов по аналогии с ГОСТ 21354-87. Обозначим через $Z_H = n_p \sqrt[3]{1,5(\sum \chi)^2}$ коэффициент, учитывающий форму контактирующих тел в полюсе зацепления, через $Z_E = \sqrt[3]{1/\eta^2}/\pi$ – коэффициент, учитывающий физико-механические свойства материалов контактирующих зубчатых колес, через $Z_T = K_{np}$ – коэффициент, учитывающий применение IV теории прочности.

Тогда зависимость для определения приведенных контактных напряжений принимает вид

$$\sigma_H^{IV} = Z_H Z_E Z_T \sqrt[3]{F_n} \leq 0,4\sigma_{HP}. \quad (5)$$

2. Оценка контактной выносливости двухпараметрического зацепления по методу эквивалентных напряжений. С целью учета перемещения площадки контакта вдоль продольной линии зубьев представляется целесообразным применить расчет на контактную прочность для различных относительных положений колес с последующим переходом к эквивалентным усталостным напряжениям. Такой подход позволяет достаточно просто учесть переменность напряжений в процессе работы и удобен в случае компьютерной реализации. При этом возможны два варианта работы передачи и, соответственно, две методики уточненных расчетов.

1. Регулирование второго параметра движения ψ осуществляется ступенчато (например, при использовании передачи в технологической оснастке). При этом известно время работы передачи и нормальная нагрузка в зацеплении F_n для каждого i -го фиксированного положения осей колес.

2. Регулирование параметра ψ осуществляется непрерывно по случайному закону (например, сферическая передача, используемая в трансмиссии транспортного средства вместо карданного шарнира).

При первом варианте работы передачи, определив для каждого положения осей значения главных кривизн в точке контакта и угла между первыми главными направлениями, можно рассчитать приведенные контактные напряжения σ_{Hi}^{IV} по зависимости (5). Для оценки контактной выносливости передачи используем методику, базирующуюся на теории линейного суммирования повреждений, а также уравнении левой наклонной ветви кривой контактной усталости [8].

Согласно этой теории, действие всего комплекса повреждающих напряжений σ_{Hi} за расчетный период равносильно повреждающему действию некоторого эквивалентного напряжения σ_{HE} в течение $N_{H \lim}$ числа циклов до перегиба кривой контактной усталости. Тогда зависимость для определения σ_{HE} может быть записана в следующем виде

$$\sigma_{HE} = m_H \sqrt{\sum_{\sigma_{Hi} > \sigma_{HG}} \sigma_{Hi}^{m_H} \frac{N_{ci}}{N_{H \lim}}}, \quad (6)$$

где N_{ci} – общее число циклов действия напряжения σ_{Hi} ; $m_H = 6$ – показатель степени кривой контактной усталости; $\sigma_{HG} = \alpha_{HG} \sigma_{H \lim}$ – минимальная величина повреждающих напряжений, где $\sigma_{H \lim}$ – предел контактной выносливости, а коэффициент α_{HG} при расчете на контактную выносливость обычно принимают равным 0,75 [5].

Перейдем от Герцевских напряжений в (6) к приведенным контактным напряжениям по IV теории прочности и рассмотрим два случая:

а) если суммарное число циклов перемены напряжений $N_{H\Sigma}$ меньше $N_{H \lim}$ (ограниченная выносливость), то расчет ведут по эквивалентным напряжениям, отнесенным к $N_{H\Sigma}$;

б) если $N_{H\Sigma} \geq N_{H \lim}$ (длительная выносливость), то расчет ведут по эквивалентным напряжениям, отнесенным к числу циклов $N_{H \lim}$.

В случае а) эквивалентные контактные напряжения σ_{HE}^{IV} определяются по зависимости

$$\sigma_{HE}^{IV} = m_H \sqrt{\sum_{\sigma_{Hi} > 0,4\sigma_{HG}} \sigma_{Hi}^{IV m_H} \frac{N_{ci}}{N_{H\Sigma}}}, \quad (7)$$

а условие контактной прочности записывается в следующем виде:

$$\sigma_{HE}^{IV} \leq 0,4\sigma_{HP0} m_H \sqrt{\frac{N_{H \lim}}{N_{H\Sigma}}}, \quad (8)$$

где σ_{HP0} – допускаемые контактные напряжения, соответствующие перегибу кривой контактной усталости.

В случае б) используется зависимость

$$\sigma_{HE}^{IV} = m_H \sqrt{\sum_{\sigma_{Hi} > 0,4\sigma_{HG}} \sigma_{Hi}^{IV m_H} \frac{N_{ci}}{N_{H \lim}}} \leq \sigma_{H \max}^{IV}, \quad (9)$$

где $\sigma_{H \max}^{IV}$ – максимальное из принимаемых в расчет напряжений σ_{Hi}^{IV} , для которого число циклов за расчетный ресурс $N_c > 0,03N_{H \lim}$.

Условие прочности в этом случае

$$\sigma_{HE}^{IV} \leq 0,4\sigma_{HP0}. \quad (10)$$

При втором варианте работы передачи необходимо аппроксимировать режим работы некоторой непрерывной функцией распределения с плотностью вероятности $f(\sigma_H^{IV})$. Тогда, переходя от суммирования к интегрированию, можно по аналогии с (7) записать следующее выражение для определе-

ния эквивалентных контактных напряжений:

$$\sigma_{HE}^{IV} = m_H \sqrt{J \frac{N_{H\Sigma}}{N_{H \lim}}}, \quad (11)$$

где $J = \int_{0,4\sigma_{HG}}^{\sigma_H^{IV \max}} \sigma_H^{IV m_H} f(\sigma_H^{IV}) d\sigma_H$ – интеграл функции распределения.

Для практических расчетов по зависимости (11) необходимо:

– накопить статистические данные по условиям работы двухпараметрических передач;

– получить для исследуемой передачи зависимость между изменением параметра ψ и изменением суммы главных кривизн $\Sigma\chi$ (или коэффициентов Z_H и Z_T), что позволит выразить контактные напряжения в двухпараметрическом зацеплении как функцию, зависящую не только от F_n , но и от ψ .

При наличии этих данных можно, аппроксимировав функцию $f(\sigma_H^{IV})$ какими-либо теоретическими законами распределения, перейти к расчету по типовым режимам нагружения. В этом случае учет нестационарности нагружения осуществляется через коэффициенты интенсивности μ_m [5], а зависимость для определения σ_{HE}^{IV} приобретает вид:

$$\sigma_{HE}^{IV} = m_H \sqrt{\mu_m \sigma_{H1}^{IV m_H} \frac{N_{H\Sigma}}{N_{H \lim}}}, \quad (12)$$

где σ_{H1}^{IV} – приведенные напряжения при максимальной длительно действующей нормальной нагрузке в зацеплении и наиболее неблагоприятном сочетании главных кривизн.

Выводы. Предложенная методика расчета на контактную выносливость позволяет корректно учесть специфические условия работы двухпараметрических передач и облегчить их автоматизированное проектирование.

В дальнейшем представляется перспективным перейти к расчету контактной долговечности путем математического моделирования процесса усталостного контактного разрушения [9]. В этом случае целесообразно не определять контактные напряжения по Герцу, а анализировать контактное взаимодействие рабочих поверхностей зубьев методом конечных элементов при помощи широко распространенных САЕ программ (например, ANSYS или MSC.NASTRAN).

Список литературы: 1. Устиненко О.В. Розробка двопараметричних зубчатих передач і дослідження їх геометрії та контактної міцності (ДСП): Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.02. – Харьков, 2000. – 19с. 2. Волонцевич Д.О., Казанжієва Т.В., Устиненко А.В. Разработка приводов машин на базе двухпараметрических зубчатых передач // Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Технологии в машиностроении" – Харьков, 2002. – №10. – Т.3. – С.63–72. 3. Крылов Н.Н. Теория зацепления огибающих двухпараметрического семейства поверхностей // Известия вузов. Сер. Машиностроение. – 1963.

– №12. – С.16–20. 4. *Биргер И.А., Пановко Я.Г.* Прочность, устойчивость, колебания: Справочник. – М.: Машиностроение, 1968. – 520с. 5. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 01.01.1989. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 76с. 6. *Ковальский Б.С.* Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: Изд-во ХВВКИУ, 1967. – 156с. 7. *Засребельный В.Н., Устиненко А.В.* Определение контактных напряжений в двухпараметрических зацеплениях // *Механiка та машинобудування*. – 1998. – №1. – С.19–21. 8. *Козаев В.П.* Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232с. 9. *Кириченко А.Ф., Устиненко А.В.* Об определении допускаемых напряжений при расчете зубчатых передач путем математического моделирования усталостных процессов // *Вестник НТУ "ХПИ"*: Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2004. – №30. – С.39–44.

Поступила в редколлегию 01.04.2013

УДК 539.3

A. ZOLOCHEVSKY, Dr. Sc., NTU “Kharkov Polytechnic Institute”;
A. GALISHIN, Dr. Sc., Institute of Mechanics, National Academy of Sciences of Ukraine;
S. SKLEPUS, Dr., Institute of Mechanical Engineering Problems, National Academy of Sciences of Ukraine;
L. PARKHOMENKO, Kharkov State University of Food Technology and Trade, Kharkov;
V. GNITKO, Dr., Institute of Mechanical Engineering Problems, National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkov;
A. KÜHHORN, Dr., Brandenburg Technical University at Cottbus, Germany,
M. KOBER, Dr., Brandenburg Technical University at Cottbus, Germany,
C. LEYENS, Dr., German Aerospace Center, Germany

BENCHMARK CREEP TESTS FOR THERMAL BARRIER COATINGS

Тема цієї статті вкючає в себе ряд тестів на повзучість та еталонні рішення, які дають можливість перевірити аналіз методом скінченних елементів перерозподілу напружень в теплозахисних покриттях, пов'язаний з комерційними пакетами програмного забезпечення. Чисельні результати були порівняні у тестах з результатами, отриманими іншими методами та іншими авторами. Результати досліджень повзучості показали величини локальних напружень, які корелюють із залишковими напруженнями, визначеними в термічно вирошеному оксиді методом люмінесцентної спектроскопії. Повзучість нікелевих жароміцних сплавів підкладки має сильний вплив на напружений стан і подальше руйнування EB-PVD теплозахисних покриттів. Отримані чисельні результати показують, що майбутні EB-PVD теплозахисні покриття повинні бути розроблені одночасно з нікелевою підкладкою, оскільки ефективність покриття залежить від складу і властивостей підкладки.

Ключові слова: теплозахисне покриття; EB-PVD; повзучість; тест; багатощарова система; напружений стан.

© A. Zolochovsky, A. Galishin, S. Sklepup, L. Parkhomenko,
V. Gnitko, A. Kühhorn, M. Kober, C. Leyens, 2013

Тема этой статьи включает в себя ряд тестов на ползучесть и эталонные решения, которые дают возможность проверить анализ методом конечных элементов перераспределения напряжений в теплозащитных покрытиях, связан с коммерческими пакетами программного обеспечения. Численные результаты были сравнены в тестах с результатами, полученными другими методами и другими авторами. Результаты исследований ползучести показали величины локальных напряжений, которые коррелируют с остаточными напряжениями, определенными в термически выращенном окисле методом люминесцентной спектроскопии. Ползучесть никелевых жаропрочных сплавов подложки имеет сильное влияние на напряженное состояние и дальнейшее разрушение EB-PVD теплозащитных покрытий. Полученные численные результаты показывают, что будущие EB-PVD теплозащитные покрытия должны быть разработаны одновременно с никелевой подложкой, поскольку эффективность покрытия зависит от состава и свойств подложки.

Ключевые слова: теплозащитное покрытие; EB-PVD; ползучесть; тест; многослойная система; напряженное состояние.

The topic of this paper involves a number of benchmark creep tests and reference solutions that give the possibility to verify the finite element analysis of stress redistribution in thermal barrier coatings related to commercial software packages. The numerical results have been compared in the benchmark tests with the results obtained by other methods and by other authors. The results of creep studies revealed the magnitudes of the local stresses that correlate with the residual stresses determined in the thermally grown oxide by the luminescence spectroscopy method. The creep properties of Ni-based superalloy substrate have strong influence on the stress state and subsequent failure of EB-PVD thermal barrier coatings. The obtained numerical results demonstrate that the future EB-PVD thermal barrier coatings should be developed simultaneously with the Ni-based superalloy substrate, because the effectiveness of coating is influenced by the composition and properties of the substrate.

Keywords: thermal barrier coating; EB-PVD; creep; benchmark; multilayer system; stress

1. Introduction. For structures operating in harsh environments up to temperatures in excess of 900 °C, a coating may be applied to protect the material from direct exposure to the environment. In this way, protective coatings are required for both environmental protection and thermal insulation of the structural material [1-3]. Thus, a protective coating can substantially improve at high temperatures the application potential of gas turbine blades of aircraft engines made out of Ni-based superalloys.

The coating system for Ni-based superalloy substrate has a very complex structure and generally consists of several intermediate layers with a spatial variance in properties [4]. Conventional Pt modified aluminides or MCrAlY coatings (M = Ni and/or Co) are suitable as protective coatings for Ni-based superalloys due to the excellent chemical and physical compatibility with the substrate [5]. These metallic coatings are applied to the Ni-based superalloy substrates either by electron beam- physical vapor deposition (EB-PVD) in the case of the MCrAlY or by chemical vapour deposition for the Pt modified aluminide [6]. They are improving remarkably the oxidation resistance of Ni-based superalloys. In the following, the coated substrate was pre-oxidized to form an alumina scale (Al_2O_3) [7]. A MCrAlY (or Pt modified aluminide) layer serves also as a suitable bond coat (BC) for yttria partially stabilized zirconia ($ZrO_2 - 7-8$ wt % Y_2O_3) due to the good adherence of the zirconia top coat (TC) to the alumina scale. The yttria partially stabilized zirconia (7-8 YSZ) is deposited on the pre-coated Ni-based superalloy substrate using the EB-PVD technique, and it serves as excellent thermal barrier coating (TBC). The usage of approximately 200 μm thick ceramic EB-PVD TBC on the surface of a gas turbine blade gives rise to the surface temperature re-

duction up to 150 °C [8]. The extremely low thermal conductivity and good phase stability make a YSZ the most successful ceramic top layer, when combined with a metallic interlayer. As the BC oxidizes, oxygen diffuses through Al_2O_3 to react at the metal-oxide interface and to create more oxide. Thus, a multilayer TBC system includes the Ni-based superalloy substrate, the BC, the TC and the thermally grown oxide (TGO).

Degradation of the TBC systems over time can be investigated experimentally at laboratory conditions under thermal cyclic loading using the burner rig testing [9, 10]. Typical sample geometries are pins, plates, disks or turbine blades. A number of factors related to the numerous phenomena can affect damage growth and lifetime reduction of the TBC systems. In this way, the mechanisms of thermal, chemical, mechanical and structural degradation of multilayer coating systems involving Ni-based superalloys have been identified and studied [11-13]. In this regard, special attention is given to the consideration of high temperature oxidation [14-17], creep [18-20], fatigue [21-23] and wear [8, 24, 25] occurring in TBC systems.

Polycrystalline materials in TBC systems operating at high temperatures for a prolonged period of time exhibit creep deformation considered as a time-dependent irreversible deformation process. Even at the primary and secondary stages of the creep deformation, dislocations, impurity atoms and voids accumulate at the grain facets of metal and ceramic multilayers to form a cavitation [26, 27]. As microscopic grain boundary cavities get larger and coalesce, dislocations, impurities and voids move out to grain boundaries, and microcracks along the grain boundaries start to be formed. Growth and coalescence of these microcracks at the grain boundaries of metal and ceramic multilayers occur in the tertiary stage of the creep process with the formation of macrocracks with some preferential orientation, often, directed perpendicular to the maximum principal stress, and, finally, with the creep rupture of a TBC system. Thus, creep changes the microstructure of metal and ceramic multilayers of TBC systems by introducing dislocations, impurities and voids in the initial stages of deformation, microscopic cavities in the following, and microcracks in the final stage of the creep process, all of them, at the grain faces with some preferential orientation. Furthermore, the growth rate of pre-existing flaws, as well as, the growth of the irreversible formation of a nucleus of the new grain boundary microscopic cavities and microcracks essentially depend on the intensity of the creep process. At the same time, creep deformation of metal and ceramic multilayers in TBC systems is affected by the growth of cavities and microcracks. This influence that begins in the initial stages of the creep deformation, can be observed in the final stage of creep before rupture due to a possible increase of the creep strain rate. The creep rupture case without increase in the creep strain rate can be also observed. Thus, creep deformation and material deterioration in TBC systems due to growth of creep damage occur parallel to each other, and they have a reciprocal effect. Obviously, creep damage growth in metal and ceramic multilayers leads to the degradation of TBC systems over time.

Thus, the functionality and reliability of Ni-based superalloy components with a TBC for automotive, energy and aerospace applications are strongly related to the creep damage

growth and stress redistribution over time in the coating system. A methodology for the durability analysis of multilayer coating systems with Ni-based superalloy substrate is needed that complements experimental procedures for the evaluation of coatings.

There are various sources of stresses in coatings [28]:

a) Thermal induced stresses resulting from temperature changes and differences of the coefficient of thermal expansion of coating layers and substrate material.

b) Stresses resulting from coating growth. In this case it is necessary to distinguish between intrinsic growth stresses and geometrically-induced stresses. Intrinsic growth stresses are due to oxidation; chemical reactions, phase transformations, energetic particle bombardment, etc.

c) Stresses due to the deformation of the coating systems under the applied loading and environmental influences.

A small amount of studies on time dependent stresses under creep conditions in TBC systems involving Ni-based superalloy substrate are available in the literature. In this regard, it is necessary to address the following questions. First, creep studies existing in the literature are related to the modeling of the burner rig tests with simple sample geometries like pins, plates, disks, but not turbine blades. Second, creep analysis of TBC systems with consideration of a thermal gradient over the sample wall is scarce. Third, stresses from the creep curves used for the determination of material parameters in the creep constitutive equations must be identical with the original ones which occur in TBC systems. In the opposite case being considered, for example, in [29], the effect of creep on the stress state in a TBC system cannot be identified by the numerical analysis. Fourth, most studies do not involve creep of all layers. Hence, it is assumed that a number of layers in a TBC system are deformed only thermoelastically while others also demonstrate creep deformation [30-39]. Furthermore, a high degree of numerical boundary stiffness has been introduced in [40] instead of the substrate. Fifth, creep of all system constituents was taken into account in several publications [41-43], however, without consideration of the applied forces. Finally, there is no comparative study of the creep behavior of TBC systems using results obtained by various authors or by different methods.

The concept of benchmarks is becoming increasingly important in computational structural analysis [44]. By using benchmark tests and reference solutions researchers have the possibility to verify their numerical results related to the finite element code and commercial software packages (ANSYS, ABAQUS, ADINA). Several benchmark creep problems are considered in [45-49]. In the present paper, attention is given to the benchmark creep tests together with the reference solutions for the TBC systems involving Ni-based superalloy substrate. This study does not consider degradation of TBC systems induced by high temperature oxidation, ratcheting, fatigue and wear. These issues will be a subject for future research.

2. DLR sample for testing. The burner rig tests are less time consuming and cost intensive than gas turbine engine tests [9, 50]. Hence, the gas burner facilities give the possibility to evaluate the behavior of TBC systems at the laboratory conditions under thermomechanical cyclic loading. Different sample geometries like pins, plates or disks

were used, i.e. there is no single point of view on the burner rig testing.

In the present paper, we take into account that mutiaxial stress states in turbine blades can be generated due to the thermal gradients over the blade wall, as well as, due to centrifugal forces. Special attention is paid to the sample geometry and testing procedure accepted at the German Aerospace Center (DLR) [22, 50, 51]. Hence, in order to study the degradation of TBC systems, which may occur in-service and limit the performance of turbine blades, the test specimen (Fig. 1) was subjected in the DLR laboratory to conditions, which simulate the in-service condition as close as possible. The TBC system includes Ni-based superalloy substrate, the BC, the TGO and the TC. The proportions of these layers in Fig. 1 do not reflect their actual sizes. Testing of the multilayer tubular specimen realizes cyclic thermal and mechanical loading including a thermal gradient over the specimen wall. An applied mechanical loading by a force N reproduces the

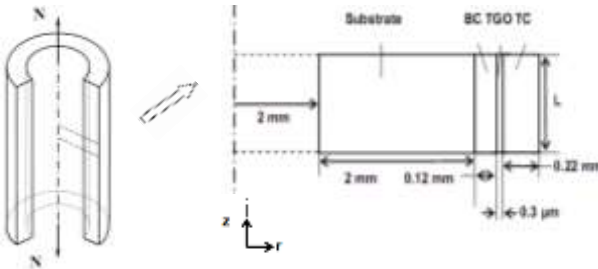


Fig. 1 – Schematic representation of the TBC system [50]

centrifugal force acting on the turbine blade. In general, the temperature T (Fig. 2) on the inner and outer surfaces of the tubular specimen and the load N can act over time under an in-phase and out-of-phase loading mode [52]. A heating period t_1 , a dwell

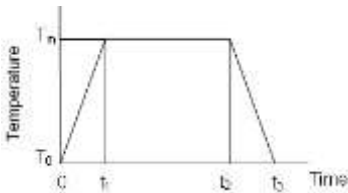


Fig. 2 – The cycle of temperature

time $t_2 - t_1$ and a cooling period $t_3 - t_2$ in the applied test cycle for the surface temperatures should be introduced in order to represent the degradation of TBC systems during an entire flight of a jet engine. It is possible to accept for the DLR cycle [50] approximately $t_1 = 30$ s, $t_2 - t_1 = 2$ min and $t_3 - t_2 = 15$ s.

3. Modeling. The deformation of the test multilayer hollow cylinder (Fig. 1) with the inner and outer radii a and b after start up at time instants $t \geq t_1$ is considered. We do not need to take creep during a heating period into account. The cylinder is sufficiently long in the axial direction compared to its diameter. The test specimen is subjected to an axial load N , as well as, to a temperature $T_m = T_a$ on the inside and $T_m = T_b$ on the outside of its walls.

In contrast to many experimental investigations of TBC systems, indications of rumpling of the TGO were not well pronounced, and an increasing waviness of the TGO over time was not observed experimentally in [53]. Following these experimental results, the modeling of TBC systems in the present paper is given without considera-

tion of rumpling and waviness of the TGO in the cylindrical coordinate system (r, θ, z) , as shown in Fig. 1. Here r is the radial coordinate, θ corresponds to the circumferential direction, and z is the axial coordinate. The temperature in a specimen can be assumed to be independent of the coordinates θ and z , and, therefore, it will be a function of the radial coordinate r and the time t only, i.e. $T = T(r, t)$.

The stress state in the multilayer cylinder under study will be analyzed under assumptions of generalized plane strain and symmetry about the axis z . In this regard, there are three nonzero components of strain $\varepsilon_r, \varepsilon_\theta, \varepsilon_z$ and three nonzero components of stress $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z$. The components of strain are assumed to be the sum of the elastic part, thermal part and creep part, i.e.

$$\varepsilon_r = \varepsilon_r^e + \varepsilon_r^T + \varepsilon_r^c; \quad \varepsilon_\theta = \varepsilon_\theta^e + \varepsilon_\theta^T + \varepsilon_\theta^c; \quad \varepsilon_z = \varepsilon_z^e + \varepsilon_z^T + \varepsilon_z^c. \quad (1)$$

The components of the elastic strain can be defined by the generalized Hooke's law for isotropic materials in such a form

$$\varepsilon_r^e = \frac{1}{E} [\sigma_r - \nu(\sigma_\theta + \sigma_z)]; \quad \varepsilon_\theta^e = \frac{1}{E} [\sigma_\theta - \nu(\sigma_r + \sigma_z)]; \quad \varepsilon_z^e = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_r + \sigma_\theta)], \quad (2)$$

where E is the Young's modulus, and ν is the Poisson's ratio. The components of the thermal strain can be written as follows

$$\varepsilon_r^T = \varepsilon_\theta^T = \varepsilon_z^T = \alpha(T - T_{\text{ref}}), \quad (3)$$

where α is the thermal expansion coefficient, and T_{ref} is the temperature at the reference state.

The loading conditions under consideration give the possibility to analyze the isotropic creep with time hardening, and without the memory effect and softening [54]. In this regard, the components of the creep strain rate under a multiaxial stress state can be defined as follows [55]

$$\begin{aligned} \dot{\varepsilon}_r^c &= \frac{3}{2} A m t^{m-1} \sigma_i^{n-1} \left[\sigma_r - \frac{1}{3} (\sigma_r + \sigma_\theta + \sigma_z) \right]; \\ \dot{\varepsilon}_\theta^c &= \frac{3}{2} A m t^{m-1} \sigma_i^{n-1} \left[\sigma_\theta - \frac{1}{3} (\sigma_r + \sigma_\theta + \sigma_z) \right]; \\ \dot{\varepsilon}_z^c &= \frac{3}{2} A m t^{m-1} \sigma_i^{n-1} \left[\sigma_z - \frac{1}{3} (\sigma_r + \sigma_\theta + \sigma_z) \right], \end{aligned} \quad (4)$$

where the dot above the symbol denotes the derivative with respect to time t , σ_i is the von Mises equivalent stress, and A , n and m are the temperature dependent material constants.

A number of comments need to be made in reference to Eq. (4). First, the von Mises stress in the present case has the structure

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_z - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2}. \quad (5)$$

Second, the materials under creep conditions are assumed incompressible, and with the same response under tensile and compressive loading types. Third, in the case of uniaxial tension with stress $\sigma_z = \sigma = \text{const}$ Eq. (4) transforms to

$\dot{\varepsilon}_z^c = A m t^{m-1} \sigma^n$, $\dot{\varepsilon}_r^c = \dot{\varepsilon}_\theta^c = -\frac{1}{2} A m t^{m-1} \sigma^n$. Thus, under uniaxial tension Eq. (4) reflects the approximation of the creep curves in the direction of loading, such as

$$\varepsilon_z^c = A t^m \sigma^n. \quad (6)$$

Two different numerical approaches and two in-house developed software packages were used in the present study to find the stresses in TBC systems under creep conditions. The first approach is the variational approach of establishing the basic equations of the generalized plane strain problem under consideration with use of the fourth-order Runge-Kutta-Merson's method of time integration, combined with the Ritz method for solving the creep problem. This approach used earlier [56] for the analysis of a plain stress problem was applied after small modifications without any difficulties to the generalized plane strain problems. The second approach is the application of the refined theory of creep deformation in moderately thick shells of revolution which accounts for nonlinear distribution over their thickness of the components of strain tensor [57, 58] with use of the fourth-order Runge-Kutta-Merson's method of time integration, combined with the discrete orthogonal shooting method of Godunov for the solution of creep problems. Initially, of course, it is necessary to do the comparative study of these two numerical approaches in TBC systems.

4. Reference solution for thin plate. As a first example to verify the two approaches discussed above, the multilayer thin circular plate (Fig. 3) with an inner radius of

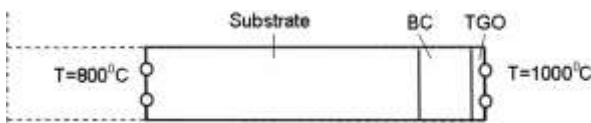


Fig. 3 – The multilayer thin circular plate

2.0 mm and an outer radius of 4.111 mm consisted of Ni-based superalloy substrate, the BC and the TGO is considered [59] instead of a multilayer long cylinder. The TC is ignored for

simplicity in the present analysis. The thin plate under study is subjected to the temperatures $T_a = 800^\circ\text{C}$ on the inside and $T_b = 1000^\circ\text{C}$ on the outside of its walls (Fig. 3).

The geometrical and material parameters for three layers of the coating system are given in Table 1. Hence, the thickness of the plate is not defined, because

the stress-strain state in the thin plate under consideration was assumed to be the same along the thickness direction, and, thus, this size plays no role for determining stress components under plane stress conditions. The temperature at the reference state was taken as deposition temperature of the coating, i.e. $T_{ref} = 1000^{\circ}\text{C}$. In this study, the thermoelastic deformation of the three layers has been taken into account, and creep of the plate is ignored for simplicity.

Table 1 – **Material properties and geometrical dimensions used for the calculations of thermal stresses in a multilayer thin circular plate**

Layer	Elastic modulus (GPa)	Poisson's ratio	Thermal expansion $\times 10^6$ ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)	Thermal conductivity (W/m $^{\circ}\text{C}$)	Thickness (mm)
Substrate	150	0.3	16	30	2.0
Bond coat	100	0.3	15	20	0.110
TGO	310	0.2	8	6	0.001

The distribution of the temperature in a plate at the steady state is shown in Fig. 4. It is based on the analytical solution [59] to the Fourier's law for heat transfer with the boundary conditions $T^{\circ} = 800^{\circ}\text{C}$ at $r = a$ and $T = 1000^{\circ}\text{C}$ at $r = b$, and the continuity conditions for temperature and heat flux along interfaces. The dimensionless coordinate in the i -th layer of the plate ($i = 1, 2$ and 3) has been introduced in Fig. 4 as

$$\xi_i = \alpha_i \frac{r - r_{i-1}}{r_i - r_{i-1}} + \sum_{k=0}^{i-1} \alpha_k \quad (7)$$

Hence, it is assumed that the plate consists of three layers (the substrate, the BC and the TGO) numbered 1, 2 and 3, respectively, $r_i = r_{i-1} + h_i$, $r_0 = a$, h_i is the thickness of the i -th layer, $r_3 = b$, α_i is the weight coefficient introduced in such a way that $\alpha_0 = 0$, $\alpha_1 = 0.6$, $\alpha_2 = 0.25$ and $\alpha_3 = 0.15$, $\sum_{i=1}^3 \alpha_i = 1$.

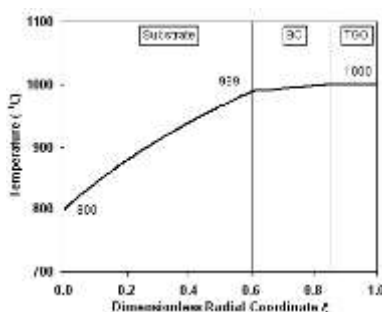


Fig. 4 – Temperature distribution in a multilayer thin circular plate used in the stress analysis

The thermal gradient in the plate induces the thermal stresses. In the present study, it was accepted that $\sigma_z = 0$ in a thin plate. Additionally, calculations have shown that the tangential stress is much larger than the radial stress. Therefore, the comparative study (Fig. 5, a-c) is performed only for the tangential stress using both numerical approaches discussed above and the finite element solution given in [59]. It is seen (Fig. 5, a-c) that the results obtained using the plane stress theory, as well as, the refined plate theory are in good agreement with the reference solution.

There is also an excellent agreement (Fig. 5, b, c) between the results generated by these two numerical approaches considered in the present study.

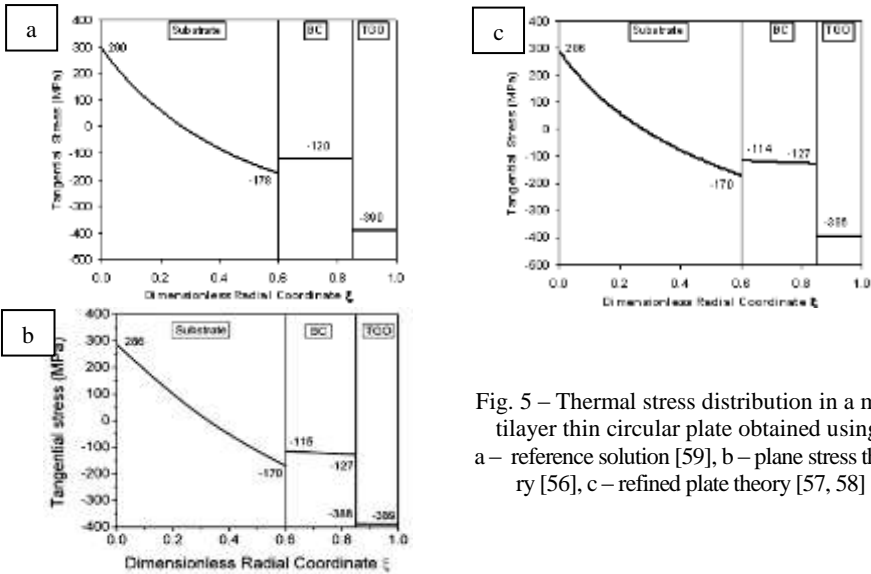


Fig. 5 – Thermal stress distribution in a multilayer thin circular plate obtained using: a – reference solution [59], b – plane stress theory [56], c – refined plate theory [57, 58]

5. Reference solution for hollow cylinder. As a second example for the verification of the two approaches used in the present paper, the multilayer long hollow cylinder (Fig. 1) with $a = 2$ mm and $b = 4.3403$ mm consisted of Ni-based superalloy substrate, the BC, the TGO and the BC is considered [37, 50]. The thickness of each layer is given in Table 2. In the following, the thermoelastic deformations of the cylinder subjected to an axial tensile load $q = 100$ MPa distributed uniformly over the end, $q = N / [\pi(b^2 - a^2)]$, as well as, to the temperature $T_a = 800^\circ\text{C}$ on the inside and the temperature $T_b = 1000^\circ\text{C}$ on the outside of its walls (Fig. 6) will be analyzed. Creep of a cylinder is not considered here. The temperature at the reference state was taken as deposition temperature of the coating, i.e. $T_{\text{ref}} = 1000$

Table 2 – Materials and thickness of layers used for the calculations of thermal stresses in a long hollow cylinder plate

Layer	Material	Thickness (mm)
Substrate	IN 100 DS	2.0
BC	NiCoCrAlY	0.120
TGO	Al ₂ O ₃	0.0003
TC	7-8 YSZ	0.220

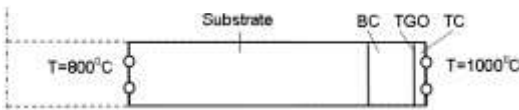


Fig. 6 – An axisymmetric slice of the coating hollow cylinder and thermal boundary conditions

$^\circ\text{C}$. The properties of each layer are defined in Tables 3 and 4.

Table 3 – Properties for the TBC materials used in the analysis of thermal stresses in a multilayer long hollow cylinder at 20 °C (T_R) and 1000 °C (T_H)

Layer	Elastic modulus (GPa)		Poisson's ratio		Thermal xpansion coef- ficient $\times 10^6$ (C ⁻¹)		Thermal conduct- ivity (W/m ² °C)	
	T_R	T_H	T_R	T_H	T_R	T_H	T_R	T_H
Bond coat	140	70	0.322	0.351	8.6	16.6	8.7	27.5
TGO	360	340	0.24	0.24	6.0	8.7	23	5.0
Top coat	13	16	0.22	0.28	9.0	11.5	1.88	1.6

Table 4 –Material properties for the IN 100 DS substrate at 20 °C (T_R) and 1000 °C (T_H) used for the calculations of thermal stresses in a multilayer long hollow cylinder

Radial elastic Modulus (GPa)		Axial elastic Modulus (GPa)		Poisson's ratio ν_0		Thermal expansion coefficient $\times 10^6$ (C ⁻¹)		Thermal conductivity (W/m ² °C)	
T_R	T_H	T_R	T_H	T_R	T_H	T_R	T_H	T_R	T_H
215	148	120	80	0.3	0.3	11.5	18.8	15	30

Let T_i be the temperature (Fig. 7) in the i – th layer of a cylinder under consideration, r_{i-1} and r_i be the inner and outer radii of the i – th layer, and h_i be the thickness of the i – th layer, $i = \overline{1,4}$. It is obvious that $r_0 = a$, $r_4 = b$ and $r_i = r_{i-1} + h_i$.

The steady state heat conduction equation for the i – th layer can be written as

$$\frac{\partial^2 T_i}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_i}{\partial r} = 0, \quad r \in (r_{i-1}; r_i), \quad i = \overline{1,4}. \quad (8)$$

The boundary conditions are given as follows

$$T_1 = T_a, \quad r = a \quad (9)$$

$$\text{and} \quad T_4 = T_b, \quad r = b. \quad (10)$$

The continuity conditions for temperature and heat flux can be written as

$$T_i = T_{i+1}, \quad r = r_i, \quad i = \overline{1,3} \quad (11)$$

$$\text{and} \quad K_i \frac{\partial T_i}{\partial r} = K_{i+1} \frac{\partial T_{i+1}}{\partial r}, \quad r = r_i, \quad i = \overline{1,3}, \quad (12)$$

where K_i is the thermal conductivity of the i – th layer.

The analytical solution of the boundary value problem given by Eqs. (8)-(12) has the form [60]

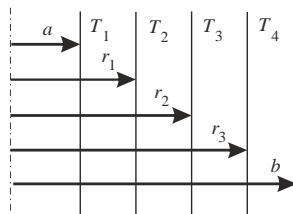


Fig. 7 – Schematic representation of the temperature field in a multilayer hollow cylinder

$$\begin{aligned}
T_1(r) &= [(T_b - T_a)K_2K_3K_4 \ln(r/r_0) + T_a\Delta] / \Delta, \\
T_2(r) &= [(T_b - T_a)K_1K_3K_4 \ln(r/r_1) + T_a(R_2 + R_3 + R_4) + T_bR_1] / \Delta, \\
T_3(r) &= [(T_b - T_a)K_1K_2K_4 \ln(r/r_2) + T_a(R_3 + R_4) + T_b(R_1 + R_2)] / \Delta, \\
T_4(r) &= [(T_b - T_a)K_1K_2K_3 \ln(r/r_3) + T_aR_4 + T_b(R_1 + R_2 + R_3)] / \Delta,
\end{aligned} \quad (13)$$

where $\Delta = R_1 + R_2 + R_3 + R_4$, $R_1 = K_2K_3K_4 \ln(r_1/r_0)$, $R_2 = K_1K_3K_4 \ln(r_2/r_1)$, $R_3 = K_1K_2K_4 \ln(r_3/r_2)$, $R_4 = K_1K_2K_3 \ln(r_4/r_3)$.

The distribution of the temperature in the multilayer hollow cylinder under study at the steady state is shown in Fig. 8. It was calculated using Eq. (13) with the numerical data for the thermal conductivities K_i of the layers ($i=1,4$) taken as the material constants at 900 °C. These values were found by linear interpolation using the data given in Tables 3 and 4. In this way, a common formula is used, such as

$$F(T) = F_1 + F_2 \cdot T, \quad F_1 = \frac{T_2 \cdot F(T_1) - T_1 \cdot F(T_2)}{T_2 - T_1}, \quad F_2 = \frac{F(T_2) - F(T_1)}{T_2 - T_1}, \quad (14)$$

where $T \in [T_1, T_2]$, $T_1 = 20$ °C, $T_2 = 1000$ °C and function F plays the role of the thermal conductivities K_i of the layers. The dimensionless coordinate in the i -th layer of a cylinder in Fig. 8 has been defined by Eq. 7 ($i = \overline{1,4}$). Here it is assumed

that $\alpha_0 = 0$, $\alpha_1 = 0.5$, $\alpha_2 = 0.18$, $\alpha_3 = 0.12$, $\alpha_4 = 0.2$ and $\sum_{i=1}^4 \alpha_i = 1$.

The substrate material of this study is the Ni-based superalloy IN 100 which was directionally solidified (DS) with the [100]

direction of the elongated grains approximately in the axial direction of the cylinder [37, 50]. In this case the elastic modulus in the radial direction of the specimen is approximately twice as high as the analogous magnitude in the axial direction (Table 4). Thus, the deviation in the grain orientation is attributed to the variation in the elastic deformation and the anisotropy of the Young's modulus. Therefore, the components of the elastic strain in the IN 100 DS substrate are defined by means of elastic compliances a_{ij} ($i, j = 1, 2, 3$)

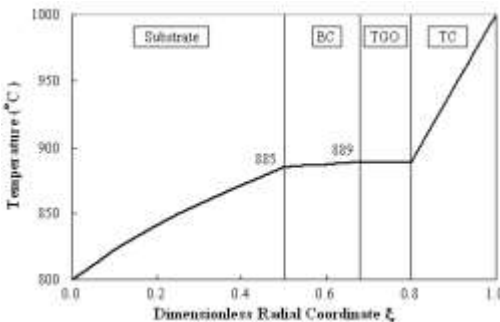


Fig. 8 – Temperature distribution in the coating hollow cylinder used in the stress analysis

by the generalized Hooke's law for the orthotropic materials, such as [61]

$$\begin{aligned}\varepsilon_r^e &= a_{11}\sigma_r + a_{12}\sigma_\theta + a_{13}\sigma_z, \quad \varepsilon_\theta^e = a_{12}\sigma_r + a_{22}\sigma_\theta + a_{23}\sigma_z, \\ \varepsilon_z^e &= a_{13}\sigma_r + a_{23}\sigma_\theta + a_{33}\sigma_z.\end{aligned}\quad (15)$$

Assuming transversal isotropy, elastic compliances have been determined in the present study as follows

$$a_{11} = a_{22} = E_r^{-1}, \quad a_{33} = E_z^{-1}, \quad a_{12} = a_{13} = a_{23} = -\nu_0 E_r^{-1} = -\nu_1 E_z^{-1}, \quad (16)$$

where E_r and ν_0 are Young's modulus and Poisson's ratio under loading in the radial direction of the cylinder, and E_z and ν_1 are Young's modulus and Poisson's ratio under loading in the axial direction. Thus, the elastic compliances for the substrate can be calculated at each temperature T using Eq. (16), the values of the elastic constants at 20°C and 1000°C given in Table 4 and the interpolation procedure defined by Eq. (14). It is clear that Eq. (15) has been used for the substrate in this example instead of Eq. (2).

The loading by an axial force N and a thermal gradient across the thickness of the wall induces the stress-strain state in a cylinder. The numerical analysis using both approaches discussed above and the finite element solution given in [37, 50] have shown that the tangential and axial stresses in this example are much larger than the radial stress. It is seen (Figs. 9, b, c and 10, b, c) that the results obtained by the use of the generalized plane strain theory are in good agreement with the analogous ones computed using the refined shell theory. Some disagreements with the reference solution in the TGO (Figs. 9, a-c and 10, a-c) can be explained by differences in the temperature distributions used in the stress calculations. The comparative study of the axial stresses in a cylinder with $q = 100$ MPa and $q = 0$ (Fig. 9, a-c) shows the strong influence of the tensile load. On the other hand, the influence of the load q on the tangential stresses is insignificant (Fig. 10, a-c). The relationship observed in the present study between the axial force and the deformation in the TBC system is in correlation with available experimental data [30, 62, 63].

6. Creep data. Now the creep deformation of the DLR test multilayer hollow cylinder (Fig. 1) with $a = 2$ mm and $b = 4.3403$ mm subjected to an axial tensile load $q = 400$ MPa distributed uniformly over the end, as well as, to a temperature $T_a = 800$ °C on the inside and a temperature $T_b = 1000$ °C on the outside of its walls (Fig. 6) is considered. The value of $q = 400$ MPa has been accepted according to the practical recommendations given in [64]. Further, the EB-PVD TBC system with the René 80 substrate, the NiCoCrAlY BC, the alumina TGO and the 8YSZ TC will be analyzed. Earlier this TBC system has been investigated experimentally in [65] while the TBC system involving the René N5 substrate has been studied experimentally in [6]. The thickness of each layer of the cylinder under consideration is given in Fig. 1. The assumption of the initial isotropy for the layer materials is accepted. The thermal conductivities for the substrate, the BC, the TGO and the BC are the same as those in Tables 3 and 4. Thus, the stationary distribution of the temperature in the present cylinder, as well as in the cylinder considered in the preceding section 2.4, is shown in Fig. 8.

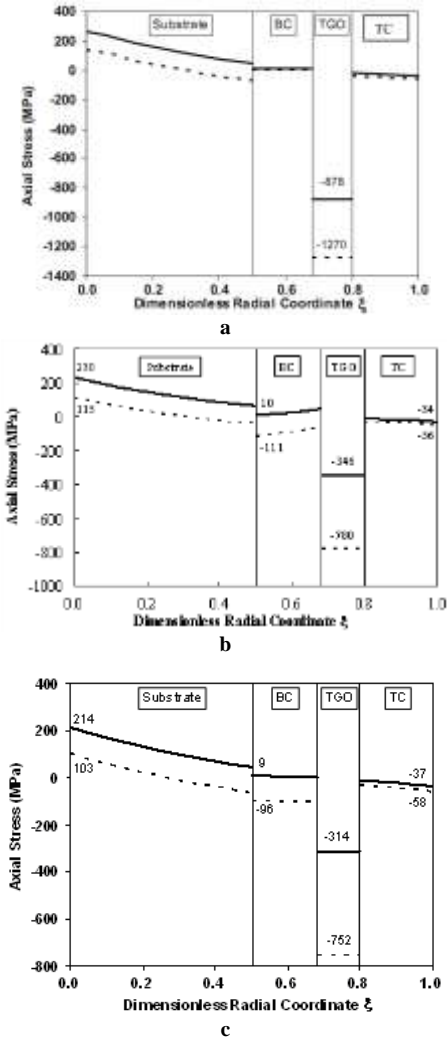


Fig. 9 – Axial stress distribution in a multilayer hollow cylinder obtained using (a) reference solution [37], (b) plane strain theory [56] and (c) refined shell theory [57, 58]. Predictions for axial load $q = 100$ MPa are shown by solid line while the results for $q = 0$ are shown by dashed line

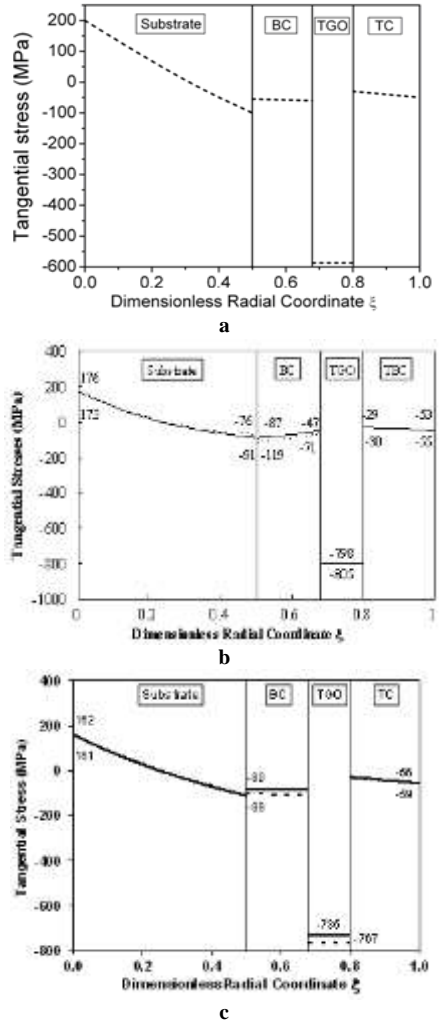


Fig. 10 – Tangential stress distribution in a multilayer hollow cylinder obtained with use of (a) reference solution [50], (b) plane strain theory [56] and (c) refined shell theory [57, 58]. Predictions for axial load $q = 100$ MPa are shown by solid line while the results for $q = 0$ are shown by dashed line

The elastic parameters and thermal expansion coefficients of the layer materials in this study are presented in Table 5. The temperature at the reference state is the

deposition temperature of the coating, i.e. $T_{\text{ref}} = 1000 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Table 5 – Elastic and thermal properties for the TBC materials used in the creep analysis of a multilayer long hollow cylinder

Property	René 80 [66, 67]	BC [68]	TGO [37]	TC [37]
	800°C...900°C	850°C...950°C	20°C...1000°C	20°C...1000°C
Elastic modulus (GPa)	145.804...128.561	146.458...146.457	360...340	13...16
Poisson's ratio	0.3...0.3	0.3474...0.3495	0.24...0.24	0.22...0.28
Thermal expansion coefficient $\times 10^6 \text{ (C}^{-1}\text{)}$	15.1...16.0	15.4...16.2	6.0...8.7	9.0...11.5

Table 6 – Parameters in the approximation of the creep curves given by Eq. (6) for the TBC materials used in the creep analysis of a multilayer long hollow cylinder

Creep parameter	René 80 [66, 69]	BC [68]	TGO [70]	TC [30, 33]
	760°C...982°C	850°C...950°C	887°C...950°C	700°C...1000°C
$A \cdot 10^p \text{ (MPa}^{-n} \text{ min}^{-m}\text{)}$	1.950...1.361	2.059...1.437	1.434...1.737	1.500...1.542
n	7.397...2.324	5.1...4.7	4.0...4.0	1.59...1.30
m	0.2577...0.2044	1...1	1...1	1...1
p	23...8	14...12	18...17	19...6

The creep curves of the René 80, the BC, the TGO and the BC under uniaxial tension can be described by Eq. (6) with the material parameters given in Table 6. In other words, the creep behavior of the materials at the temperatures T_1 and T_2 can be defined by the expressions $\varepsilon_z^c = A_1 t^{m_1} \sigma^{n_1}$ and $\varepsilon_z^c = A_2 t^{m_2} \sigma^{n_2}$, respectively.

Then the creep deformation of the layer materials in the uniaxial case at the temperature $T \in [T_1, T_2]$ can be determined with use of Eq. (6) and an interpolation procedure, such as

$$A = A_1^{1-r} A_2^r, \quad m = (1-r)m_1 + rm_2, \quad n = (1-r)n_1 + rn_2, \quad (17)$$

where $r = \eta \frac{T_2}{T}$ and $\eta = \frac{T - T_1}{T_2 - T_1}$. Thus, Eq. (4) corresponds to the creep constitutive

equation in a TBC under multiaxial loading with creep parameters defined at the temperature $T \in [T_1, T_2]$ by Eq. (17).

7. Numerical analysis of creep for TBC system. Taking into account the good correlation obtained earlier in Sections 4 and 5 between the results generated by the two numerical approaches involved in the present paper, the numerical analysis of the influence of the creep deformation on the stress state in the TBC system under consideration

was performed with the use of the refined creep theory of moderately thick shells of revolution. In this way, in order to satisfy the condition of the generalized plane strain deformation, the length of the cylindrical segment (Fig. 1) in the numerical study using the refined shell theory was taken as $L = 10^{-17}$ mm, and, additionally, symmetry boundary conditions have been applied.

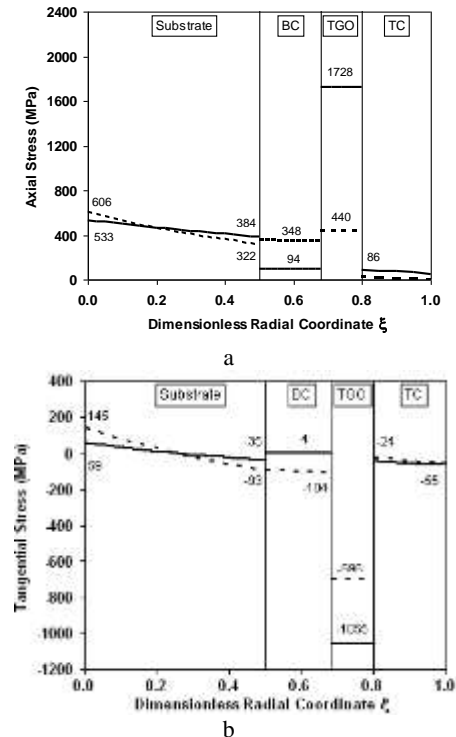


Fig. 11 – Redistribution of (a) axial and (b) tangential stresses in a multilayer hollow cylinder under creep deformation of the substrate, the BC, the TGO and the TC. Thermoelastic solution is shown by dashed line while stresses after 2 min are shown by solid line

TGO can be caused not only by the high temperature oxidation, but also by the creep deformation that occurred in the TBC system. Second, the residual stress in the TGO determined by the luminescence spectroscopy method ranges usually from 1 to 5 GPa in compression [71, 72]. However, in some TBC systems the residual stress in the oxide can reach up to 1.5 GPa in tension [72]. Thus, there is a good correlation between the experimental data and model predictions obtained in the present paper. Third, a high level of

The plot for stresses in the TBC system under study has a complex character (Fig. 11, a, b). The dimensionless coordinate in the i -th layer of a cylinder used in Fig. 11, a, b has been defined earlier in Section 5. The maximum tensile stress in a TBC system associated with the thermoelastic deformation is the axial stress at the inner surface of the tubular substrate. On the other hand, the maximum compressive stress related to the thermoelastic deformation of a multilayer hollow cylinder is the tangential stress in the TGO. The influence of the creep deformation on the stress state in the TBC system under consideration is significant. The maximum values of axial and tangential stresses after 2 min of creep have occurred in the TGO (Fig. 11, a, b). In this regard, the tensile stress and compressive one in the oxide under creep conditions have been found to be approximately equal to 1.7 GPa and 1 GPa, respectively.

A number of comments need to be made in reference to the stresses after 2 min of creep calculated in the TGO. First, a phenomenon related to the appearance and evolution of the growth stresses in the oxide is broadly discussed in the literature [11]. Thus, the growth stresses in the

stresses in the oxide can be a source of failure at the interface between the BC and the TGO or between the TC and the TGO [11, 73]. Therefore, the magnitudes of these stresses are of critical importance for evaluating the lifetime of the TBC system.

8. Numerical simulation and discussion. The goal of the numerical modeling discussed in this section is to investigate the contribution of the creep properties of each layer into the stress redistribution in the TBC system under consideration with time. In this regard, some layers of a hollow cylinder under study are assumed to deform only thermoelastically while others also demonstrate creep deformation. Thus, involving creep of layers by step to step into the simulation of creep behavior the numerical study of the TBC stress redistribution will be performed and summarized.

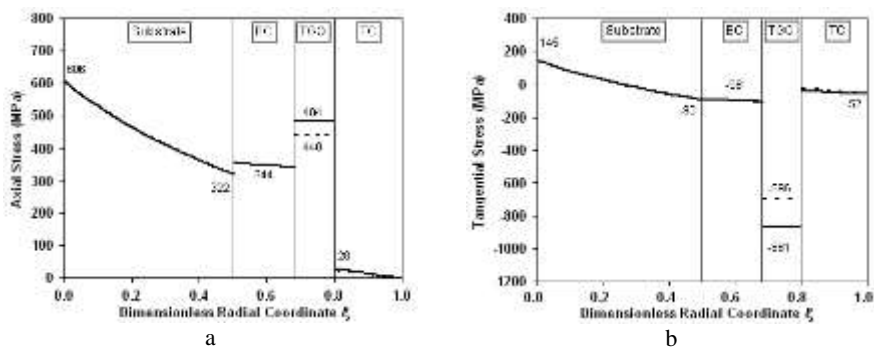


Fig. 12 – Redistribuition of (a) axial and (b) tangential stresses in a multilayer hollow cylinder under creep of the TGO and the TC, and thermoelastic deformation of the substrate and the BC. Thermoelastic solution for a cylinder is shown by dashed line while stresses after 2 min are shown by solid line

Let the TGO and the TC in the TBC system demonstrate creep deformation while the substrate and the BC will experience only thermoelastic deformation. The influence of creep on the stress state in the multilayer hollow cylinder under consideration is illustrated in Fig. 12, a, b. It is seen that visible stress redistribution with time occurs only in the oxide while the stresses in the substrate, the BC and the TC remain practically unchanged. Such factors as sintering of the YSZ, porosity of the zirconia top layer and elastic anisotropy of the TC may give rise to considerably higher stresses [74-79], and, therefore, more visible influence of creep on the stress state in this TC may be obtained by the numerical analysis. However, these issues will be a subject for future research.

The new numerical simulation refers to the case of a TBC system in which the BC, the TGO and the TC reveal creep behavior while the substrate shows only a thermoelastic response. It can be concluded from Fig. 13, a, b that in the present study the changing of stresses with time is visible in the BC and the TGO. On the other hand, these changes in the substrate and the TC tend to be numerically insignificant.

The next case of the numerical analysis is related to a TBC system in which the substrate, the TGO and the TC demonstrate creep while the BC will experience only thermoelastic deformation. It is known that the axial stress at the inner surface of the tubular substrate is the greatest in

the problem under consideration after the thermoelastic deformation of a cylinder. It is seen (Fig. 14, a) that although this stress is reduced during the creep process, the axial stress at the inner surface of the tubular substrate is still relatively high after 2 min of creep. However, the maximum tensile stress after 2 min of creep occurs in the TGO (Fig. 14 a). In general, the redistribution of stresses with time in the present study is significant in each layer of a TBC system (Fig. 14, a, b).

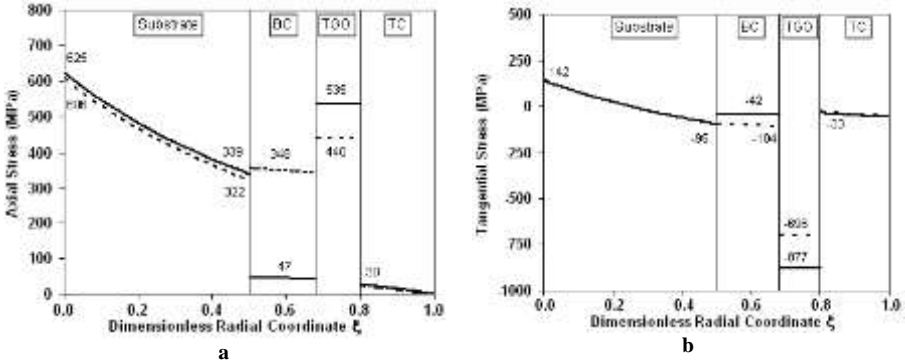


Fig. 13 – Redistribuition of (a) axial and (b) tangential stresses in a multilayer hollow cylinder under creep of the BC, the TGO and the TC, and thermoelastic deformation of the substrate. Thermoelastic solution for a cylinder is shown by dashed line while stresses after 2 min are shown by solid line

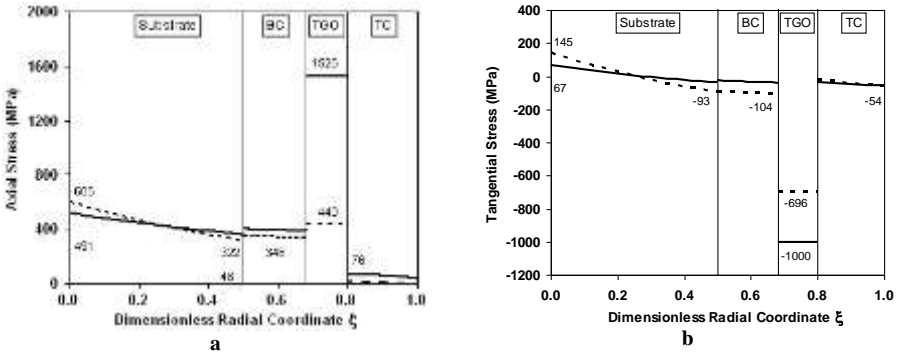


Fig. 14 – Redistribuition of (a) axial and (b) tangential stresses in a multilayer hollow cylinder under creep of the substrate, the TGO and the TC, and thermoelastic deformation of the BC. Thermoelastic solution for a cylinder is shown by dashed line while stresses after 2 min are shown by solid line

Further numerical simulation refers to the case of a TBC system in which the substrate, the BC and the TGO demonstrate creep behavior while the TC shows only a thermoelastic response. The results of the numerical analysis are plotted in Fig. 15, a, b. The changing of stresses with time in this study, as well as, in the previous case is essential in each layer of a cylinder. In contrast, a significant relaxation of the axial stress under creep conditions occurs in a BC of the TBC system under consideration (Fig. 15, a).

A summary of the creep simulations is presented in Fig. 16, a, b. It is clear that creep of the substrate is the most important phenomenon that has the strong influence on the evolution of the growth stresses in the oxide and, consequently, durability of the TBC system under study. Hence, the influence of the creep deformation of the oxide and the YSZ BC on the stress state in the TGO is insignificant.

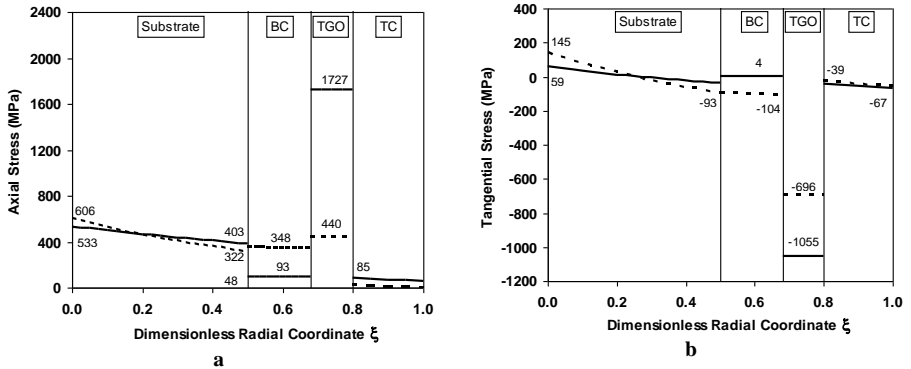


Fig. 15 – Redistribution of (a) axial and (b) tangential stresses in a multilayer hollow cylinder under creep of the substrate, the BC and the TGO, and thermoelastic deformation of the TC. Thermoelastic solution for a cylinder is shown by dashed line while stresses after 2 min are shown by solid line

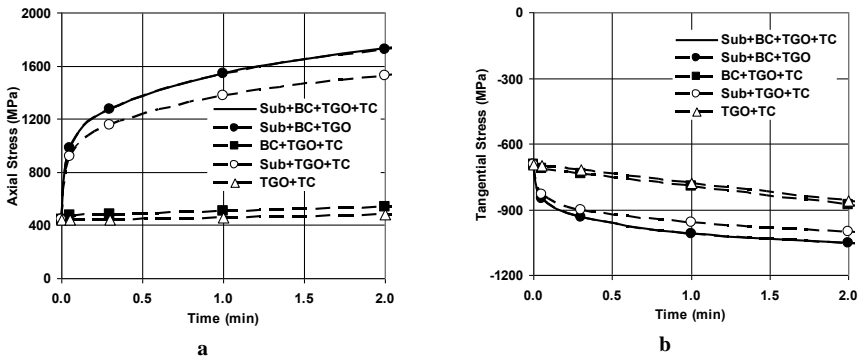


Fig. 16 – Time variation of (a) axial and (b) tangential stresses in the TGO of a multilayer hollow cylinder. Layers demonstrating the creep behavior in simulations are indicated next to the mentioned lines in the field of both diagrams in each case of the numerical analysis

9. Conclusions. In this paper, two different numerical approaches have been presented to find the stress redistribution in TBC systems for a Ni-based superalloy substrate under creep conditions. For this purpose, the creep deformation of the multilayer hollow cylinder subjected to an axial tensile load distributed uniformly over the end and a temperature gradient through the wall has been analyzed. Hence, the loading and creep conditions simulate the conditions which may occur in-service and limit the per-

formance of turbine blades as close as possible. A number of reference solutions obtained by other authors and by other methods have been used for the structural analysis. It was established numerically that creep of the Ni-based superalloy substrate is responsible for the evolution of the growth stresses in the oxide of the TBC system under study. Thus, the effectiveness of coating is closely related to the creep properties and composition of the substrate. The creep problems presented in this paper should be considered as structural benchmarks by users of commercial software packages to verify the finite element analysis of stress redistribution in coatings at high temperatures.

This research was partially supported by the German Academic Exchange Service (DAAD), the Alexander von Humboldt Stiftung and the German Federal Ministry of Education and Research (BMBF) through the German Aerospace Center (DLR).

References: 1. R.A. Miller. Current status of thermal barrier coatings—an overview. // Surf. Coat. Technol. –1987. – Vol. 30. –№ 1. – PP. 1-11. 2. U. Schulz, K. Fritscher, C. Leyens, M. Peters, W.A. Kaysser. Thermocyclic behavior of differently stabilized and structured EB-PVD thermal barrier coatings. // Mat.-wiss. u. Werkstofftech. –1997. – Vol. 28. –№ 8. –PP. 370-376. 3. D. Stöver, C. Funke. Directions of the development of thermal barrier coatings in energy applications. // J. Mater. Process. Technol. –1999. –Vol. 92–93. –PP. 195–202. 4. N. P. Padture, M. Gell, E. H. Jordan. Thermal barrier coatings for gas-turbine engine applications. // Science. – 2002. – Vol. 296. – № 5566. – PP. 280-284. 5. K. Fritscher, U. Schulz, C. Leyens. Lifetime-determining spalling mechanisms of NiCoCrAlRE / EB-PVD zirconia TBC systems. // Mat.-wiss. u. Werkstofftech. – 2007. – Vol. 38. – № 9. – PP. 734-746. 6. C. Leyens, U. Schulz, B.A. Pint, I.G. Wright. Influence of electron beam physical vapor deposited thermal barrier coating microstructure on thermal barrier coating system performance under cyclic oxidation conditions. // Surf. Coat. Technol. – 1999. – Vol. 120. – PP. 68-76. 7. K. Fritscher, C. Leyens. Grenzschichtproblematik und Haftung von EB-PVD-Wärmedämmschichtsystemen, Mat.-wiss. u. Werkstofftech. –1997. –Vol. 28. –№ 8. –PP. 384-390. 8. M. Peters, C. Leyens, U. Schulz, W.A. Kaysser. EB-PVD thermal barrier coatings for aeroengines and gas turbines. // Adv. Eng. Mater. –2001. –Vol. 3. –№ 4. –PP. 193-204. 9. R. Vaßen, F. Cermuschi, G. Rizzi, A. Scrivani, N. Markocsan, L. Östergren, A. Kloosterman, R. Mevrel, J. Feist, J. Nicholls. Recent activities in the field of thermal barrier coatings including burner rig testing in the European Union. // Adv. Eng. Mater. –2008. –Vol. 10. –№ 10. –PP. 907-921. 10. M.F.J. Kooloos, G. Marinissen. Burner Rig Testing of "Herringbone" EB-PVD Thermal Barrier Coatings. Report № NLR-TP-2002-293. –Lommel: National Aerospace Laboratory, The Netherlands. – 2002. 11. A.G. Evans, D.R. Munni, J.W. Hutchinson, G.H. Meier, F.S. Pettit. Mechanisms controlling the durability of thermal barrier coatings. // Prog. Mater. Sci. – 2001. – Vol. 46. – № 5. – PP. 505-553. 12. F. J. Cunha, M. T. Dahmer, M. K. Chyu. Thermal-mechanical life prediction system for anisotropic turbine components. // Trans. ASME. J. Turbomach. –2006. –Vol. 128. –№ 2. –PP. 240-250. 13. A. Zolozhensky, N. Sergienko, S. Eremenko, A. Kühhorn. Constitutive and numerical modeling of chemical and mechanical phenomena in thermal barrier coatings for gas turbine blades of aircraft engines. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Транспортное машиностроение”. – Харьков: НТУ „ХПИ” – 2010. – № 38. -С. 99 -109. 14. M. Caliez, F. Feyel, S. Kruch, J.-L. Chaboche. Oxidation induced stress fields in an EB-PVD thermal barrier coating. // Surf. Coat. Technol. –2002. –Vol. 157. –№ 2. –PP. 103-110. 15. M. Caliez, J.-L. Chaboche, F. Feyel, S. Kruch. Numerical simulation of EB-PVD thermal barrier coatings spallation. // Acta Mater. – 2003. – Vol. 51. – № 4. –PP. 1133-1141. 16. A. M. Karlsson, J. W. Hutchinson, A. G. Evans. The displacement of the thermally grown oxide in thermal barrier systems upon temperature cycling. // Mater. Sci. Eng. –2003. –Vol. A 351. –№ 1. –PP. 244-257. 17. R.W. Steinbrech, V. Postolenko, J. Mönch, J. Malzbender, L. Singheiser. Testing method to assess lifetime of EB-PVD thermal barrier coatings on tubular specimens in static and cyclic oxidation tests. // Ceramics Int. –2011. –Vol. 37. – № 1. – PP. 363-368. 18. S. Dryepont, D. R. Clarke. Effect of superimposed uniaxial stress on rumpling of platinum-modified nickel aluminate coatings. // Acta Mater. –2009. –Vol. 57. –№ 7. –PP. 2321-2327. 19. V. G. Karavayov. Lifetime Prediction Modeling of Airfoils for Advanced Power Generation. PhD thesis. – Pittsburgh: University of Pittsburgh, The USA. – 2009. 20. R. Kitazawa, M. Tanaka, Y. Kagawa, Y.F. Liu. Damage evolution of TBC system under in-phase thermo-mechanical tests. // Mater. Sci. Eng. –2010. –Vol. B 173. –№ 1. –PP. 130-134. 21. F. Gallemeau, J.-L. Chaboche. Fatigue life prediction of single crystals for turbine blade applications. // Int. J. Damage Mech. –1999. –Vol. 8. –№ 4. –PP. 404-427. 22. B. Baufeld, M. Bartsch, M. Heinzelmann. Advanced thermal gradient mechanical fatigue testing of CMSX-4 with an oxidation protection coating. // Int. J. Fatigue. –2008. –Vol. 30. –№ 2. –

PP. 219-225. **23.** *M.T. Hernandez, D. Cojocaru, M. Bartsch, A.M. Karlsson.* On the opening of a class of fatigue cracks due to thermo-mechanical fatigue testing of thermal barrier coatings. // *Comp. Mater. Sci.* –2011. –Vol. 50. –№ 9. –PP. 2561-2572. **24.** *N.A. Fleck, Th. Zisis.* The erosion of EB-PVD thermal barrier coatings: The competition between mechanisms. // *Wear.* –2010. –Vol. 268. –№ 11. –PP. 1214-1224. **25.** *F. Cernuschi, L. Lorenzoni, S. Capelli, C. Guardamagna, M. Karger, R. Vaßen, K. von Niessen, N. Markocsan, J. Menuet, C. Giolli.* Solid particle erosion of thermal spray and physical vapour deposition thermal barrier coatings. // *Wear.* –2011. –Vol. 271. –№ 11. –PP. 2909-2918. **26.** *P.K. Wright, A.G. Evans.* Mechanisms governing the performance of thermal barrier coatings. // *Current Opinion Solid State Mater. Science.* 1999. –Vol. 4. –№ 3. –PP. 255-265. **27.** *R.T. Wu, R.C. Reed.* On the compatibility of single crystal superalloys with a thermal barrier coating system. // *Acta Mater.* –2008. –Vol. 56. –№ 3. –PP. 313-323. **28.** *V. Teixeira.* Mechanical integrity in PVD coatings due to the presence of residual stresses. // *Thin Solid Films.* –2001. –Vol. 392. –№ 2. –PP. 276-281. **29.** *M. Bialas.* Finite element analysis of stress distribution in thermal barrier coatings. // *Surf. Coat. Technol.* –2008. –Vol. 202. –№ 24. –PP. 6002-6010. **30.** *A.M. Freborg, B.L. Ferguson, W.J. Brindley, G.J. Petrus.* Modeling oxidation induced stresses in thermal barrier coatings. // *Mater. Sci. Eng.* –1998. –Vol. A 245. –№ 2. –PP. 182-190. **31.** *E. Tzimas, H. Müllejans, S.D. Peteves, J. Bressers, W. Stamm.* Failure of thermal barrier coating systems under cyclic thermomechanical loading. // *Acta Mater.* –2000. –Vol. 48. –№ 18-19. –PP. 4699-4707. **32.** *J. Rösler, M. Bäker, M. Volgmann.* Stress state and failure mechanisms of thermal barrier coatings: role of creep in thermally grown oxide. // *Acta Mater.* –2001. –Vol. 49. –№ 18. –PP. 3659-3670. **33.** *Y. Liu, C. Persson, J. Wigren.* Experimental and numerical life prediction of thermally cycled thermal barrier coatings. // *J. Thermal Spray Technol.* –2004. –Vol. 13. –№ 3. –PP. 415-424. **34.** *J. Ding, F.-X. Li, K.-J. Kang.* Effects of material creep on displacement instability in a surface groove under thermo-mechanical cycling. // *Surf. Coat. Technol.* –2009. –Vol. 204. –№ 1. –PP. 157-164. **35.** *Q.-Q. Chen, F.-Z. Xuan, S.-T. Tu.* Modeling of creep deformation and its effect on stress distribution in multilayer systems under residual stress and external bending. // *Thin Solid Films.* –2009. –Vol. 517. –№ 9. –PP. 2924-2929. **36.** *A.G. Evans, M.Y. He, A. Suzuki, M. Gigliotti, B. Hazel, T.M. Pollock.* A mechanism governing oxidation-assisted low-cycle fatigue of superalloys. // *Acta Mater.* –2009. –Vol. 57. –№ 10. –PP. 2969-2983. **37.** *M.T. Hernandez, A.M. Karlsson, M. Bartsch.* On TGO creep and the initiation of a class of fatigue cracks in thermal barrier coatings. // *Surf. Coat. Technol.* –2009. –Vol. 203. –№ 23. –PP. 3549-3558. **38.** *J. Schwarzer, D. Löhe, O. Vöhringer.* Influence of the TGO creep behavior on delamination stress development in thermal barrier coating systems. // *Mater. Sci. Eng.* –2004. –Vol. A 387-389. –PP. 692-695. **39.** *M.Y. Ali, S.Q. Nusier, G.M. Newaz.* Mechanics of damage initiation and growth in a TBC/superalloy system. // *Int. J. Solids Struct.* –2001. –Vol. 38. –№ 19. –PP. 3329-3340. **40.** *E.P. Busso, Z.Q. Qian, M.P. Taylor, H.E. Evans.* The influence of bondcoat and topcoat mechanical properties on stress development in thermal barrier coating systems. // *Acta Mater.* –2009. –Vol. 57. –№ 8. –PP. 2349-2361. **41.** *U. Hermosilla.* Mechanical Modelling of Thermal Barrier Coatings at High Temperatures. PhD thesis. –Nottingham: The University of Nottingham, UK. –2008. **42.** *U. Hermosilla, M.S.A. Karunaratne, I.A. Jones, T.H. Hyde, R.C. Thomson.* Modelling the high temperature behaviour of TBCs using sequentially coupled microstructural-mechanical FE analyses. // *Mater. Sci. Eng.* –2009. –Vol. A 513-514. –PP. 302-310. **43.** *M. Ranjbar-Far, J. Abdi, S. Shahidi, G. Mariaux.* Impact of the non-homogenous temperature distribution and the coatings process modeling on the thermal barrier coatings system. // *Mater. Design.* –2011. –Vol. 32. –№ 2. –PP. 728-735. **44.** *K.J. Bathe, G.A. Ledezma.* Benchmark problems for incompressible fluid flows with structural interactions. // *Comput. Struct.* –2007. –Vol. 85. –№ 11. –PP. 628-644. **45.** *A. Zolochovsky, A. Martynenko, A. Kühhorn.* Structural benchmark creep and creep damage testing for finite element analysis with material tension-compression asymmetry and symmetry. // *Comput. Struct.* –2012. –Vol. 100-101. –PP. 27-38. **46.** *A.A. Becker, T.H. Hyde, W. Sun, P. Andersson.* Benchmarks for finite element analysis of creep continuum damage mechanics. // *Comput. Mater. Sci.* –2002. –Vol. 25. –№ 1-2. –PP. 34-41. **47.** *O.J.A. Gonçalves Filho.* Benchmark for finite element analysis of stress redistribution induced by creep damage. // *Comput. Mater. Sci.* –2005. –Vol. 33. –№ 4. –PP. 419-428. **48.** *H. Altenbach, K. Naumenko, Y. Gorash.* Numerical benchmarks for creep - damage modeling. // *PAMM.* –2007. –Vol. 7. –№ 1. –PP. 4040021-4040022. **49.** *D.L. Krause, S. Kalluri, R.R. Bowman, A.R. Shah.* Structural Benchmark Creep Testing for the Advanced Stirling Converter Heater Head. Report № NASA/TM-2008-215435. –Glenn Research Center: NASA, The USA. –2008. **50.** *B. Baufeld, M. Bartsch, S. Dalkilic, M. Heinzelmann.* Defect evolution in thermal barrier coating systems under multi-axis thermomechanical loading. // *Surf. Coat. Technol.* –2005. –Vol. 200. –№ 5. –PP. 1282-1286. **51.** *M. Bartsch, G. Marci, K. Mull, C. Sick.* Fatigue testing of ceramic thermal barrier coatings for gas turbine blades. // *Adv. Eng. Mater.* –1999. –Vol. 1. –№ 2. –PP. 127-129. **52.** *H. Chen, A.R.S. Pontier.* Linear Matching Method on the evaluation of plastic and creep behaviours for bodies subjected to cyclic thermal and mechanical loading. // *Int. J. Numer. Methods Eng.* –2006. –Vol. 68. –№ 1. –PP. 13-32. **53.** *B. Baufeld, U. Schulz.* Life time dependency on the pre-coating treatment of a thermal barrier coating under thermal cycling. // *Surf. Coat. Technol.* –2006. –Vol. 201. –№ 6. –PP. 2667-2675. **54.** *M.K. Darabi, R.K. Abu*

Al-Rub, E.A. Masad, C.-W. Huang, D.N. Little. A thermo-viscoelastic-viscoplastic-viscodamage constitutive model for asphaltic materials. // *Int. J. Solids Struct.* –2011. –Vol. 48. –№ 1. –PP. 191-207. **55.** A.A. Zolochevskii. Effect of the type of loading on the creep of isotropic strain-hardening materials. // *Sov. Appl. Mech.* –1988. –Vol. 24. –№ 2. –PP. 185-191. **56.** A. Zolochevsky, S. Sklepus, T.H. Hyde, A.A. Becker, S. Peravali. Numerical modeling of creep and creep damage in thin plates of arbitrary shape from materials with different behavior in tension and compression under plane stress conditions. // *Int. J. Numer. Methods Eng.* –2009. –Vol. 80. –№ 11. –PP. 1406-1436. **57.** A. Zolochevsky, A. Galishin, A. Kühhorn, M. Springmann. Transversal shear effect in moderately thick shells from materials with characteristics dependent on the kind of stress state under creep-damage conditions: theoretical framework. // *Techn. Mech.* –2009. –Vol. 29. –№ 1. –PP. 38-47. **58.** A. Galishin, A. Zolochevsky, A. Kühhorn, M. Springmann. Transversal shear effect in moderately thick shells from materials with characteristics dependent on the kind of stress state under creep-damage conditions: numerical modeling. // *Techn. Mech.* –2009. –Vol. 29. –№ 1. –PP. 48-59. **59.** J. Shi, A.M. Karlsson, B. Baufeld, M. Bartsch. Evolution of surface morphology of thermo-mechanically cycled NiCoCrAlY bond coats. // *Mater. Sci. Eng.* –2006. –Vol. A. 434. –№ 1. –PP. 39-52. **60.** H.S. Carslaw, J.C. Jaeger. *Conduction of Heat in Solids*, 2nd ed. – London: Oxford University Press. – 1959. **61.** А.А. Золочевский, А.Н. Склепус, С.Н. Склепус. *Нелинейная механика деформируемого твердого тела*. – Харьков: Бизнес Инвестор Групп, 2011. – 720 с. **62.** M. Bäker, J. Rösler, E. Affeldt. The influence of axial loading on the interface stresses of thermal barrier coatings. // *Comp. Mater. Sci.* –2009. –Vol. 47. –№ 2. –PP. 466-470. **63.** D.S. Balint, S.-S. Kim, Y.-F. Liu, R. Kitazawa, Y. Kagawa, A.G. Evans. Anisotropic TGO rumpling in EB-PVD thermal barrier coatings under in-phase thermomechanical loading. // *Acta Mater.* –2011. –Vol. 59. –№ 6. –PP. 2544-2555. **64.** M. Bartsch, B. Baufeld, M. Heinzlmann, A. M. Karlsson, S. Dalkilic, L. Chernova. Multiaxial thermo - mechanical fatigue on material systems for gas turbines. // *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.* –2007. –Vol. 38. –№ 9. –PP. 712-719. **65.** R. Stolle. *Conventional and Advanced Coatings for Turbine Airfoils*. – München: MTU Aero Engines. – 2006. **66.** V.S. Bhattachar, D.C. Stouffer. Constitutive equations for the thermomechanical response of Rene 80. Part 1: Development from isothermal data. // *Trans. ASME. J. Eng. Mater. Technol.* –1993. –Vol. 115. –№ 4. –PP. 351-357. **67.** Z. Li, K.C. Mills. The effect of γ' content on the densities of Ni-based superalloys. // *Metall. Mater. Trans.* –2006. –Vol. B 37. –№ 5. –PP. 781-790. **68.** J. Schwarzer, K.E. Rostek, T. Beck, D. Löhe, O. Vöhringer. Modelling the stress state of a thermal barrier coating system at high temperatures. // *Z. Metallkd.* –2005. –Vol. 96. –№ 7. –PP. 718-724. **69.** V.G. Ramaswamy, D.C. Stouffer, J.H. Laflen. A unified constitutive model for the inelastic uniaxial response of Rene⁸⁰ at temperatures between 538 °C and 982 °C. // *Trans. ASME. J. Eng. Mater. Technol.* – 1990. –Vol. 112. –№ 3. –PP. 280-286. **70.** B. W. Veal, A. P. Paulikas, P. Y. Hou. Creep in protective α -Al₂O₃ thermally grown on β -NiAl. // *Appl. Phys. Lett.* –2007. –Vol. 90. –№ 12. –PP. 121914-1 - 121914-3. **71.** G. Lee, A. Atkinson, A. Selçuk. Development of residual stress and damage in thermal barrier coatings. // *Surf. Coat. Technol.* – 2006. –Vol. 201. –№ 7. –PP. 3931-3936. **72.** A. Selçuk, A. Atkinson. Analysis of the Cr³⁺ luminescence spectra from thermally grown oxide in thermal barrier coatings. // *Mater. Sci. Eng.* –2002. –Vol. A 335. –№ 1-2. –PP. 147-156. **73.** M. Bartsch, B. Baufeld, S. Dalkilic, I. Mircea. Testing and characterization of ceramic thermal barrier coatings. // *Mater. Sci. Forum.* –2005. –Vol. 492-493. –PP. 3-8. **74.** E.F. Rejda, D.F. Socie, T. Itoh. Deformation behavior of plasma-sprayed thick thermal barrier coatings. // *Surf. Coat. Technol.* –1999. –Vol. 113. –№ 3. –PP. 218-226. **75.** V. Teixeira. Numerical analysis of the influence of coating porosity and substrate elastic properties on the residual stresses in high temperature graded coatings. *Surf. Coat. Technol.* –2001. –Vol. 146 –147. –PP. 79-84. **76.** E.P. Busso, Z.Q. Qian. A mechanistic study of microcracking in transversely isotropic ceramic-metal systems. *Acta Mater.* –2006. –Vol. 54. –№ 2. –PP. 325-338. **77.** N. Zotov, M. Bartsch, L. Chernova, D.A. Schmidt, M. Havenith, G. Eggeler. Effects of annealing on the microstructure and the mechanical properties of EB-PVD thermal barrier coatings. *Surf. Coat. Technol.* –2010. –Vol. 205. –№ 2. –PP. 452-464. **78.** C. Ebert, D.S. Gianola, X. Wang, M.Y. He, A.G. Evans. J. Hemker. A method for in situ measurement of the elastic behavior of a columnar thermal barrier coating. *Acta Mater.* – 2011. –Vol. 59. –№ 9. –PP. 3612-3620. **79.** C. Pfeiffer, E. Affeldt, M. Göken. Miniaturized bend tests on partially stabilized EB-PVD ZrO₂ thermal barrier coatings. *Surf. Coat. Technol.* –2011. –Vol. 205. –№ 10. –PP. 3245-3250.

Поступила в редколлегию 06.02.2013

СОДЕРЖАНИЕ

А.А. АТРОШЕНКО Численное исследование контактных задач для системы пластин, соединенных болтовым крепежем, в геометрически нелинейной постановке.....	3
Е.Н. БАРЧАН, А.Г. ПРИЙМАКОВ, А.В. ТКАЧУК, Л.Н. БОНДАРЕНКО, А.В. ГРАБОВСКИЙ Анализ конструкций и условий нагружения виброударных машин для выбивки литья.....	15
С.П. БІСІК, В.А. ГОЛУБ, О.Ю. ЛАРИН, О.Л. ЧЕЧЕНКОВА Число моделирования вибухового навантаження модульних сотових конструкцій бойових броньованих машин.....	26
Н.Е. БУТЕНКО Определение электродинамических сил в токоограничивающих реакторах тяговых подстанций.....	34
О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, А.Е. БАРЫШ, И.Б. ТИМЧЕНКО, А.А. ДЫННИК, А.В. ПОГОРЕЛАЯ Анализ напряженно-деформированного состояния шейного отдела позвоночника с использованием трех различных конструкций ортезов.....	38
В.И. ГОЛОВЧЕНКО, Н.Л. ИВАНИНА Проверка прочности элементов крепления цистерны к шасси автотопливозаправщика от опрокидывания при действии продольной нагрузки.....	44
А.В. ГРАБОВСКИЙ, И.А. КИРИЧЕНКО, Е.Н. БАРЧАН, А.Г. ПРИЙМАКОВ, Т.А. ВАСИЛЬЕВА Динамика вибрационных машин и определение эксплуатационных нагрузок.....	58
Ю.Б. ГУСЕВ, О.В. КОХАНОВСКАЯ, А.В. ТКАЧУК, И.Я. ХРАМЦОВА К вопросу классификации перегружателей при формировании их расчетных схем....	77
Ю.Б. ГУСЕВ, П.В. ЧУРБАНОВ, М.М. ПЕКЛИЧ, О.В. КОХАНОВСКАЯ Расчетные модели тяжелонагруженных крупногабаритных машин.....	83
Е.И. ЗИНЧЕНКО, Д.Е. САМОЙЛЕНКО, И.П. ГРЕЧКА, Н.Ю. БОРОДИНА, А.П. ЗВОНАРЕВА Кинематика кулисных механизмов с криволинейным пазом и возможность использования их для получения движения с остановками.....	95
Д.М. КЛЕЦ Оценка показателей маневренности автомобиля с помощью имитационного визуального моделирования его движения.....	107
А.В. ЛИТВИНЕНКО Специализированные системы для компьютерного проектирования, исследования и изготовления элементов транспортных средств специального назначения.....	111
С.О. НАЗАРЕНКО, В.Л. ХАВИН Дослідження міцності та динаміки машин кафедрою опору матеріалів НТУ "ХПІ".....	122
Л.А. ПАРХОМЕНКО, Е.И. ЗИНЧЕНКО Анализ диффузионных напряжений в плоской мембране реактора для производства синтетического газа.....	129
А.Ю. ТАНЧЕНКО Влияние толщины панелей на спектр собственных частот колебаний корпусов транспортных средств специального назначения.....	138
Н.А. ТКАЧУК, А.В. МАРТЫНЕНКО, А.Ю. ВАСИЛЬЕВ, А.В. ГРАБОВСКИЙ Анализ динамических процессов и напряженно-деформированного состояния артиллерийских стволов.....	146
А.В. УСТИНЕНКО Особенности расчета активных поверхностей зубьев двухпараметрических передач на контактную выносливость.....	152
А. ZOŁOCHEVSKY, A. GALISHIN, S. SKLEPUS, L. PARKHOMENKO, V. GNITKO, A. KÜHNHORN, C. LEYENS Benchmark creep tests for thermal barrier coatings.....	158

CONTENTS

A. ATROSHENKO Numerical research of contact tasks for system of plates, that are united by bolted fixture, in geometrically nonlinear setting.....	3
Y. BARCHAN, A. PRIYMAKOV, A. TKACHUK, L. BONDARENKO, A. GRABOVSKIY Analysis of constructions and loading's conditions of vibroshock machines for casting knockout.....	15
S. BISYK, V. GOLUB, O. LARIN, O. CHECHENKOVA Numerical modeling of explosive loading of module cellular constructions of fighting armored vehicles.....	26
N. BUTENKO Determination of electrodynamic forces in current-limiting reactors of hauling substations.....	34
O. VERETELNIK, A. BARYSH, I. TIMCHENKO, A. DYNNIK, A. POGORELAYA Analysis of stress-strain state of cervical spine with use of three different orthosis constructions.....	38
V. GOLOVCHENKO, N. IVANINA Checking of strength of tank-to chassis fastening elements of flying vehicles fueller from overturning at the action of longitudinal loading.....	44
A. GRABOVSKIY, I. KIRICHENKO, E. BARCHAN, A. PRIYMAKOV, T. VASILYEVA Dynamics of vibration machines and determination of exploitation loadings.....	58
Y. GUSEV, O. KOKHANOVSAYA, A. TKACHUK, I. KHRAMTSOVA To the question of loader's classification at forming of their calculation schemes.....	77
Y. GUSEV, P. CHURBANOV, M. PEKLICH, O. KOKHANOVSAYA Calculation models of high loaded big-volume machines.....	83
E. ZINCHENKO, D. SAMOYLENKO, I. GRECHKA, N. BORODINA, A. ZVONARIOVA Kinematics of wing mechanisms with curvilinear slot and possibility of their use for receiving of motion with stops.....	95
D. KLETS Estimation of automobile manoeuvrability indexes by imitation visual modeling of its motion.....	107
A. LITVINENKO Specialized systems for computer design, researches and manufacturing of elements of special-purpose transport vehicles.....	111
S. NAZARENKO, V. KHAVIN Research of strength and dynamics of machines at NTU "KhPI" Department of Resistance of Materials.....	122
L. PARKHOMENKO, E. ZINCHENKO Analysis of diffusion induced stresses in planar membrane of reactor for production of synthesis gas.....	129
A. TANCHENKO Influence of panels thickness on the spectrum of vibrations eigenfrequencies of special setting transport vehicles hulls.....	138
N. TKACHUK, A. MARTYHENKO, A. VASILYEV, A. GRABOVSKIY Analysis of dynamic processes and stress-strain state of artillery barrels.....	146
A. USTINENKO The features of calculation of active surfaces of cogs of two-parameter gears on contact endurance.....	152
A. ZOLOCHEVSKY, A. GALISHIN, S. SKLEPUS, L. PARKHOMENKO, V. GNITKO, A. KÜHHORN, C. LEYENS Benchmark creep tests for thermal barrier coatings.....	158