ISSN 2079-0775

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТІ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Серія: "Машинознавство та САПР"

1(975)'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. – № 1 (975). – 192 с.

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

Збірник виходить українською та російською мовами.

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.; Є. І. Сокол, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;

Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;
Ф. Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.; М. Д. Годлевський, д-р техн. наук, проф.;
А. І. Грабченко, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;
В. Д. Дмитриєнко, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.;
В. Єпіфанов, 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. С. Лупіков, д-р техн. наук, проф.; П. В. Лісачук, д-р техн. наук, проф.;
В. С. Лупіков, д-р техн. 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. 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:

Відповідальний редактор: М.А. Ткачук, д-р техн. наук., проф. Відповідальний секретар: Г.В. Ткачук, канд. техн. наук, ст.н.с. Члени редколегії: 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.

3 номеру 42'2012 Вісник НТУ «ХПІ» має власну подвійну нумерацію: № 42 (948).

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ "ХПІ". Протокол № 11 від 21 грудня 2012 р.

© Національний технічний університет "ХПІ"

УДК 539.3

Е.Н. БАРЧАН, к.т.н., гл. конструктор НТК ЧАО "АзовЭлектроСталь", Мариуполь;

И.А. КИРИЧЕНКО, д.т.н., проф., зав. каф. метрологии Восточноукраинского национального университета им. В. Даля, Луганск;

И.Я. ХРАМЦОВА, науч. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ", Харьков, *О.В. КОХАНОВСКАЯ*, науч. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ", Харьков

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ СПОСОБА УСИЛЕНИЯ КОНСТРУКЦИИ ВЫБИВНОЙ МАШИНЫ НА СПЕКТР СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ

У статті приділена увага такому способу підсилення конструкції віброударної машини як встановлення додаткових ребер жорсткості. Таке підсилення викликає зміну спектру власних частот коливань. Проведені та описані у статті дослідження спрямовані на встановлення тенденцій у цьому спектрі, які зумовлені різними способами підсилення.

Ключові слова: віброударна машина, динамічний процес, інерційний дебалансний привід, власна частота коливань.

В статье уделено внимание такому способу усиления конструкции виброударной машины как установление дополнительных ребер жесткости. Такое усиление вызывает изменение спектра собственных частот колебаний. Проведенные и описанные в статье исследования направлены на установление тенденций в этом спектре, которые обусловлены разными способами усиления.

Ключевые слова: виброударная машина, динамический процесс, инерционный дебалансный привод, собственная частота колебаний.

In the paper attention is paid to such strengthening method for construction of vibroshock machine as establishment of additional ribs of inflexibility. Such strengthening causes a change of spectrum of vibrations eigenfrequencies. Studies which are made and described in this paper are sent to establishment of tendencies in this spectrum, that is conditioned by different strengthening modes.

Keywords: vibroshock machine, dynamic process, inertial debalance drive, vibrations eigenfrequency.

Введение. Объектом исследований в данной статье являются динамические процессы в виброударных машинах на примере выбивной транспортирующей машины (BTM), эксплуатируемой в ЧАО "АзовЭлектроСталь" в составе линии по изготовлению крупных деталей вагонных тележек и подробно описанной в [1]. В этой работе обоснование параметров и совершенствование характеристик выбивной транспортирующей машины с дебалансным приводом в составе автоматизированной линии крупного вагонного литья проводилось путем использования простых классических методов расчета, современной практики проектирования и расчетов таких машин [1-3], а также на основе многовариантного моделирования динамических процессов с применением моделей, параметры которых обоснованы в процессе расчетно-экспериментальных исследований выбивной транспортирующей машины.

Опираясь на сложившуюся практику и теорию, в качестве базовой была определена достаточно простая, но эффективная схема конструкции BTM с инерцион-

© Е.Н. Барчан; И.А. Кириченко, И.Я. Храмцова, О.В. Кохановская

ным дебалансным приводом. Этим обеспечена принципиально высокая надежность машины, зависящая, в данном случае, от надежности подшипников, двигателей и металлоконструкции выбивной транспортирующей машины. Первые два компонента являются достаточно надежными, а корпус BTM сам по себе обеспечивает почти 100%-ю надежность при выборе параметров, которые дают возможность добиться прочности и долговечности отдельных элементов машин. Как показал опыт эксплуатации опытного образца, эти вопросы оказываются тесно связанными с обеспечением вибропрочности корпуса BTM. В первую очередь это вызвано тем, что выявлена новая, не учитываемая ранее, проблема возможного резонанса в конструкции выбивной транспортирующей машины, причем резонирующей являются нижняя деформационная (а не исследуемые ранее трансляционные) частота и форма колебаний самой машины. В связи с этим в данной работе основное внимание было уделено обоснованию параметров BTM, обеспечивающих путем управления динамическими характеристиками (спектром собственных колебаний) ее вибропрочность.

Методика исследований. Как показали предварительные исследования [1], для предотвращения потенциально возможного резонанса исследуемой машины на ниж-



Рис. 1 – Выбивная транспортирующая машина: а – общий вид корпуса ВТМ, б – геометрическая модель ВТМ; в – КЭМ ВТМ

4

ней деформационной частоте колебаний можно применять различные способы ужесточения корпуса. Одним из таких способов наряду с увеличением толщины стенок корпуса является установка ребер жесткости. Для определения спектра собственных колебаний корпуса использован метод конечных элементов. При этом геометрическая модель ВТМ создавалась в среде SolidWorks, а конечно-элементная – в ANSYS (рис. 1). Базовый вариант машины изготовлен из стальных листов толщиной от 10 до 30 мм, имеет массу около 16·10³ кг, дебалансный привод задает динамическое возмущение с частотой около 16 Гц. Конечно-элементная модель (КЭМ) построена на основе конечных элементов SOLID 187. Количество узловых степеней свободы – около 750 тыс.

Ниже приведен параметрический анализ миграции спектров собственных частот при варьировании схем установки ребер усиления. Всего рассмотрено 6 вариантов оребрения (рис. 2). От номера 1 к номеру 6 количество ребер увеличивается. Здесь же приведена зависимость массы выбивной транспортирующей машины от номера варианта оребрения. В табл. 1 сведены данные об изменении спектра (первые 15 частот) собственных частот ВТМ при изменении схем оребрения.

Анализ результатов. В табл. 2 приведены характерные собственные формы колебаний для

варианта 4 (см. табл. 1). Для остальных вариантов формы колебаний аналогичны. Нижние 6 частот соответствуют формам колебаний корпуса как жесткого тела на упругих опорах, и они слабо изменяются по величине от варианта 1 к варианту 6. Из них наибольший интерес представляют собственные частоты, соответствующие формам колеба-



Рис. 2 – Различные варианты оребрения выбивной транспортирующей машины и зависимость массы ВТМ (кг) от номера варианта оребрения

ний в вертикальной плоскости (частоты № 5 и № 6). Кроме того, представляют интерес частоты № 7 и № 8 (как нижние деформационные).

Таблица 1 – Собственные частоты *p_s* (Гц) корпуса выбивной транспортирующей машины при варьировании вариантов оребрения боковых стенок (см. рис. 2)

	ер оты	Варианты конструкций/масса, кг										
	Ном частс	<u>Bap. 1</u> 12608,6	<u>Bap. 2</u> 12874,7	<u>Bap. 3</u> 13000,3	<u>Bap. 4</u> 13032,7	<u>Bap. 5</u> 13142,9	<u>Bap. 6</u> 14232,3					
	1	3,12	3,11	3,10	3,09	3,08	2,91					
	2	3,19	3,16	3,14	3,14	3,13	2,98					
TLbI	3	3,24	3,20	3,19	3,18	3,17	3,05					
Собственные часто	4	3,86	3,84	3,83	3,82	3,82	3,75					
	5	3,98	3,95	3,94	3,93	3,91	3,76					
	6	4,35	4,31	4,28	4,28	4,26	4,14					
	7	12,55	16,47	16,35	16,36	16,75	18,56					
	8	18,78	23,75	23,85	23,99	26,09	31,41					
	9	31,84	37,32	38,78 38,79		41,08	41,46					
	10	34,45	38,72	40,33	40,33	42,54	42,77					
	11	39,63	47,97	47,82	47,87	51,71	57,08					
	12	40,17	48,13	48,21	48,21	52,48	60,48					
	13	53,27	60,74	60,83	60,83	61,33	64,84					
	14	57,37	64,18	64,23	64,10	65,23	68,50					
	15	61,20	70,03	69,64	69,36	71,25	75,83					

На рис. 3 показаны зависимости отдельных частот от массы ВТМ при варыировании вариантов оребрения.

Анализ характера миграции первых шести (трансляционные) и последующих (деформационные) частот колебаний дает основание для таких выводов.

Таблица 2 – Некоторые собственные формы колебаний выбивной транспортирующей машины



1. Низшие, трансляционные, частоты колебаний при увеличении массы в результате применения рассмотренных вариантов оребрения уменьшаются, причём уменьшение составляет 5,5% при увеличении массы на 11,4%. Во всем диапазоне изменения массы чувствительность ($\Delta p_s / \Delta m$) изменяется для S = 4, S = 5 от -0,075 мГц/кг до -0,138 мГц/кг, в среднем -0,11 мГц/кг. Таким об-

5

разом, трансляционные частоты мигрируют слабо, что обеспечивает устойчивый зарезонансный режим работы машины по этим частотам.

2. Первые деформационные частоты при увеличении *m* в результате ужесточения ребрами жесткости имеют тенденцию к росту. При этом для p_7 этот рост составляет во всем диапазоне варьирования схем оребрения 32,4%. Чувствительность $\Delta p_7 / \Delta m$ меняется от -0,94 мГц/кг до 14,7 мГц/кг, составляя в среднем 7,8 мГц/кг.



частоты (Гц) от массы машины (кг)





Зависимость 8-й собственной

частоты (Ги) от массы машины (кг)

Зависимость 7-й собственной частоты (Ги) от массы машины (кг)

Рис. 3 – Зависимость частот колебаний от массы ВТМ

3. Важной особенностью поведения первой деформационной частоты является то, что в ходе прохождения различных стадий ужесточения в результате оребрения происходит ее перемещение из интервала ниже частоты возмущения в область выше этой частоты.

Таким образом, выбор варианта оребрения существенно сказывается на спектре собственных частот колебаний ВТМ, особенно на нижней деформационной частоте. Увеличение количества ребер может решить проблему отстройки от резонанса на частоте возмущения. Это позволяет рассматривать установку ужесточающих ребер в числе значимых варьируемых параметров, управление которыми дает возможность решать задачу частотной отстройки, обеспечения вибропрочности, вибростойкости, нагрузочной способности, долговечности, а, следовательно, и прочности ВТМ.

Анализ результатов. Выводы по результатам компьютерного моделирования поведения спектра собственных частот колебаний корпуса исследованной вибромашины при установке системы ужесточающих ребер свидетельствуют о действенности и целесообразности применения такого способа отстройки от возможного резонанса, соответствующего частоте возбуждения этой машины дебалансным приводом.

В дальнейшем планируется исследовать влияние других конструктивных параметров на отстройку от возможного резонанса с целью определения рациональных вариантов конструкции корпусов вибромашин.

Список литературы: 1. Барчан С. М. Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибивної 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. – Харків, 2010. – 181 с. 3. Горский А.И. Расчет машини механизмов автоматических линий литейного производства. – М. Машиностроение, 1978. – 552 с.

Поступила в редколлегию 16.10.2012

УДК 539.3

Т.А. ВАСИЛЬЕВА, мл. науч. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ", Харьков; *Л.Л. ТЕПЛИЦКИЙ*, ст. гр. ТМ-87Б НТУ "ХПИ", Харьков

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН С ДЛИТЕЛЬНЫМ СРОКОМ РАБОТЫ ПРИ ДЕЙСТВИИ МНОГОКОМПОНЕНТНОЙ ЗАГРУЗКИ С УЧЕТОМ ИХ УТОНЕНИЯ

У статті описано новий підхід до обґрунтування параметрів елементів машин, які розраховані на тривалий період експлуатації під дією багатокомпонентного навантаження, причому з урахуванням стоншення у процесі роботи. Запропоновано також врахувати зміну ефективної товщини елементів конструкції, що має місце на кінець експлуатації. Запропоновано врахувати сумісну дію різних видів навантаження при визначенні ресурсу елементів машин. Наведені приклади застосування запропонованого підходу до розрахунку рам тепловозів.

Ключові слова: рама магістрального тепловоза, напружено-деформований стан, стоншення від корозії

В статье описан новый подход к обоснованию параметров элементов машин, рассчитанных на длительный период эксплуатации, под действием многокомпонентных нагрузок, причем с учетом утонения в процессе работы. Предложено учитывать совместное действие различных видов нагрузок при определении ресурса элементов машин. Необходимо также учитывать изменение эффективной толщины, которое имеет место к концу срока эксплуатации. Приведены примеры использования предложенного подхода к расчету рам тепловозов.

Ключевые слова: рама магистрального тепловоза, напряженно-деформированное состояние, утонение от коррозии

This paper describes a new approach to justification of parameters of machines elements designed for a long term of work under the influence of multi-component loads taking into account their thinning during work. It's proposed to consider the combined effect of different types of loads to determine the resource of machines elements. It is suggested also to take into account the change of effective thickness, that takes place by the end of term of exploitation. Examples of the use of proposed approach to the analysis of frames of locomotives are presented.

Keywords: frame of locomotive, stressed-deformed state, thinning by corrosion.

© Т.А. Васильева, Л.Л. Теплицкий

8

Введение. В условиях эксплуатации современные машины испытывают нагрузки различного типа (статические, динамические и, в частности, ударные). При этом с каждым годом повышаются требования к обеспечению работоспособности под воздействием нагрузок с возрастающей интенсивностью. Многокомпонентность нагрузок, действующих на один и тот же элемент машины, является, как правило, их отличительной характеристикой. Одним из примеров элементов конструкций, подверженных нагрузкам подобного типа, может служить рама тепловоза, на которую оказывают воздействие переменные (толчковые и тянущие силы при движении, вибрация, колебания температуры) и постоянные нагрузки (собственный вес конструкции). Именно совокупность нагрузок влияют на длительность ресурса основных элементов машин, продлевая или сокращая его. Дополнительную проблему как для эксплуатации, так и для исследования составляет процесс утонения элементов конструкции вследствие различных факторов (коррозия, абразивный износ и пр.). Все эти факторы, воздействующие на срок службы, например, рамы тепловозов, сильно зависят от самих условий эксплуатации (качество железнодорожного полотна, наличие на трассе больших уклонов, количество и вес вагонов состава, климатические условия [1-11]).

При исследовании по традиционным методикам, как правило, выделяются воздействия отдельных составляющих:

• по характеру воздействия – весовые и тяговые;

• по характеру распределения – статические, динамические (в т.ч. ударные);

• по виду напряженно-деформированного состояния (НДС) – изгиб, кручение, растяжение.

Однако, как будет показано далее, некорректно оценивать все воздействия покомпонентно, так как нагрузка является, как правило, многокомпонентной в каждый момент времени и влияет на элементы машин (с точки зрения оценки их прочности) в совокупности.

Ресурс элементов машиностроительных конструкций и их общая прочность при этом рассчитывается обычно

• путем оценки усталости материала при многоцикловом напряжении;

• путем расчета образования остаточных напряжений от всплесков нагрузок, от накопления повреждаемости, от деградации свойств материалов (наводораживание, коррозия и т.д.);

• посредством сравнения максимальных напряжений при всплесках нагрузок с допускаемыми.

Несмотря на то, что машины, работающие в подобных условиях, достаточно распространены, традиционные методики расчета их параметров, в частности, по критериям прочности, не учитывают в полной мере комплексность, в действительности, этого влияния. Все эти конструкции (а сюда, кроме названных рам тепловозов, можно отнести цистерны автотопливозаправщиков, подъемные краны, перегружатели, отвалообразователи и т.п.) в традиционных подходах рассчитываются таким образом, что каждая составляющая нагрузки рассматривается по отдельности. Это заметно искажает как общую картину нагружения, так и расчет параметров элементов машин. Следовательно, не учитывается, что все компоненты нагрузки действуют либо одновременно, либо в различной совокупности (в различные моменты времени), либо воздействие их накапливается, и это нужно учитывать при расчете элементов машин.

Таким образом, является весьма актуальной задача совершенствования методов расчета машиностроительных конструкций с учетом взаимодополняющего влияния как различных компонентов нагрузки, так и физических процессов, состояний. При этом и ограничительно-критериальные факторы также необходимо рассматривать совокупно и интегрально.

Общий подход к решению задачи. Предлагается усовершенствованный подход к расчету элементов машиностроительных конструкций, учитывающий, в отличие от традиционных (в том числе ГОСТированных, нормированных методик), всю гамму перечисленных особенностей. Более детально подход описан в работе [12]. В данной работе делается попытка оценить уровень нелинейности характера зависимости от компонент напряженно-деформированного состояния и изменение механических свойств материала деталей исследуемой машины под действием условий внешней среды.

Пример: рама тепловоза 2ТЭ10М. Рассмотрим алгоритм действий на примере оценки НДС рамы магистрального тепловоза 2ТЭ10М. Выделим в первом приближении две компоненты нагрузки:

• *P*₁ – усилие тяги, сосредоточенное на шкворнях рамы;

• P_2 – весово-инерционная нагрузка от действия элементов конструкции, размещенных на раме (рис. 1).

Конечно-элементная модель рамы показана на рис. 2. Средний размер элемента – 50 мм, количество узлов и элементов в

конструкции около – 70 тыс.

На рис. 3-5 представлены характерные распределения полных перемещений и интенсивности напряжений (по Мизесу) от единичных величин P_1 и P_2 и их суммарного воздействия. Численные значения максимальных напряжений и перемещений приведены в табл. 1.





Рис. 2 – Конечно-элементная сетка рамы магистрального тепловоза 2ТЭ10М



интенсивности перемещений: а – от величины P₁, б – от величины P₂; в – от суммарного воздействия величин P₁ и P₂ Рис. 4 – Характерные распределения интенсивности напряжений (изометрический вид сверху): а – от величины P₁, б – от величины P₂; в – от суммарного воздействия величин P₁ и P₂

Далее был проведен расчет модели с толщинами, которые могут получиться под действием коррозии в конце срока эксплуатации. Обычно для такого типа конструкций предельные нормативно допускаемые значения коррозионного утонения составляют около 20-25% от общей толщины элементов конструкции. Для проведения тестовых расчетов все толщины были уменьшены на 20%. Картины распределения напряжений и перемещений мало отличаются по характеру от картин, приведенных на рис. 3-5. Ниже в табл. 2 приведены численные значения максимальных напряжений и перемещений по конструкции.

Анализируя результаты, можно отметить, что изменение толщин на 20% приводит к увеличению напряжений и перемещений на 24-46%. Следует заметить, что наибольшая разница достигается в тех расчетах, в которых присутству-

ет гравитационная составляющая. Как видно из таблиц, разница между значениями напряжений, получаемых путем суперпозиции «парциальных» нагрузок и расчетом их совместного действия составляет в данном случае 10-15% (при численной погрешности расчетов методом конечних элементов не более 1.5% при текущей дискретизации сетки).

Таблица 1 – Результаты расчетов компонент НДС рамы магистрального тепловоза 2ТЭ10М

r					
	Напря	жения,	Пере-		
Нагрузки	M	Па	меще-		F
	МКЭ сумма		ния, мм		
8 т	29		1		
10 т	36		2		
12 т	43		2		
0,7 g	229		10		
1 g	234		10		
1,3 g	239		10		
8 т+0,7 g	230	258	10		8
8 т+1 g	235	265	10		
8 т+1,3 g	240	272	10		8
10 т+0,7 g	230	263	10		1
10 т+1 g	235	270	10		
10 т+1,3 g	240	277	10		1
12 т+0,7 g	230	268	10		1
12 т+1 g	235	275	10		
12 т+1,3 g	240	282	10	1	1

Таблица 2 – Результаты расчетов компонент НДС рамы магистрального тепловоза 2ТЭ10М с учетом коррозионного утонения

-			-			
	Напря	Напряжения,				
Нагрузки	М	Па	меще-			
	МКЭ	сумма	ния, мм			
8 т	36		2			
10 т	45		3			
12 т	54		3			
0,7 g	334		10			
1 g	338		10			
1,3 g	343		10			
8 т+0,7 g	334	370	10			
8 т+1 g	338	379	10			
8 т+1,3 g	343	388	10			
10 т+0,7 g	334	374	10			
10 т+1 g	338	383	10			
10 т+1,3 g	343	392	19			
12 т+0,7 g	334	379	19			
12 т+1 g	338	388	19			
<u>12</u> т+1,3 g	343	397	19			

Выводы. В статье показано, что арифметическая сумма отдельных критериальных величин, полученных из результатов расчетов компонент НДС рамы магистрального тепловоза 2ТЭ10М, не совпадает со значениями, полученными для случая совместного нагружения, особенно с учетом эффекта утонения от коррозии. В ходе работы были найдены места повышенной концентрации напряжений, на которые следует обратить внимание при эксплуатации.

Представленный в статье подход может опираться на технологию обобщенного параметрического описания физико-механических процессов и состояния сложных механических систем [3], трактуя и компоненты нагрузок, и критериальные величины, и механические свойства материалов как обобщенные параметры. При этом необходимо апробировать его для случаев расчета различных машин, в том числе и при стохастическом распределении компонент нагрузок. Также необходимо подобрать подход к оценке влияния утонения от коррозионного износа на напряженно-деформированное состояние. Не менее важным явля-





Список литературы: 1. Веретельник Ю.В., Миргородский Ю.Я., Пелешко Е.В., Ткачук Н.А. Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных систем // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2003. – № 1, т. 2. - С.3-8. 2. Орлов Е.А. Параметрический подход к моделированию динамики железнодорожных экипажей // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: "Машиноведение и САПР". – 2007. – № 33. –С. 77-87. 3. Орлов Е.А. Моделирование воздействия эксплуатационных нагрузок на рамы тепловозов: методы, модели, специализированная САПР // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: "Машиноведение и САПР". – 2006. – №.24. -С.103-112. 4. Конструкция и динамика тепловозов / Под ред. В.Н.Иванова. - М.: Транспорт, 1974. - 336 с. 5. Овечников Н.Н. и др. Расчет несущего кузова тепловоза как стержневой системы с использованием ЭЦВМ // Тр. ВНИТИ. - Вып., 129. -1968. - С.3-39. 6. Апанович Н.Г. и др. Конструкция, расчет и проектирование тепловозов. - М.: Машиностроение, 1969. – 387 с. 7. Технические требования к проектируемым локомотивам по условиям прочности, динамики и воздействия на путь. - М.: Трансжелдориздат, 1964. - 20 с. 8. Исследование динамики и прочности вагонов / Под ред. С.И.Соколова. - М.: Машиностроение, 1976. – 224 с 9. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений: справочное пособие. Под ред. Б.С. Касаткина. - К.: Наукова думка, 1981. - 583 с. 10. Филонов С.П., Гибалов А.И., Быковский В.Е. и др. Тепловоз 2ТЭ116. - М.: Транспорт, 1985. - 328 с. 11. Филонов С.П., Заборов А.А., Ренкунас В.В. и др. Тепловозы 2ТЭ10М, 3ТЭ10М: Устройство и работа. - М.: Транспорт, 1986. - 288 с. 12. Васильева Т.А. Совершенствование методов расчета элементов машин с длительным сроком работы при действии многокомпонентной нагрузки// Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: "Машиноведение и САПР". – 2012. – №.22. – С.27-32.

Поступила в редколлегию 16.11.2012

УДК. 539.3:612.76:616.001

О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, мл. науч. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ"; **Н.А. ТКАЧУК**, д. т. н., проф., зав. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ"; **А.Е. БАРЫШ**, д. м. н., вед. науч. сотр. Ин-та патологии позвоночника и суставов им. проф. Ситенко АМН Украины, Харьков; **И.Б. ТИМЧЕНКО**, ст. науч. сотр. лаб. ортезирования и биоматериалов Ин-та патологии позвоночника и суставов им. проф. Ситенко АМН Украины; **А.А. ДЫННИК**, к.м.н. лаб. ортезирования и биоматериалов ин-та патологии и суставов им. проф. Ситенко АМН Украины; **А.В. ПОГОРЕЛАЯ**, мл. науч. сотр. лаб. ортезирования и биоматериалов ин-та патологии и суставов им. проф. Ситенко АМН Украины, Харьков; **А.В. ПОГОРЕЛАЯ**, мл. науч. сотр. лаб. ортезирования и биоматериалов ин-та патологии и суставов им. проф. Ситенко АМН Украины, Харьков;

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ШЕЙНОГО ОТДЕЛА ПОЗВОНОЧНИКА ПРИ ОРТЕЗИРОВАНИИ РАЗЛИЧНЫМИ ВИДАМИ ОРТЕЗОВ

У даній роботі представлені результати числових досліджень механічної поведінки шийного відділу хребта із застосуванням ортезування. У розгляді беруть участь п'ять різних типів конструкції ортезів, як за зовнішньою формою, так і за матеріалом, з яких вони виконані.

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

В данной работе представлены результаты численных исследований механического поведения шейного отдела позвоночника с применением ортезирования. В рассмотрении участвуют пять различных типов конструкции ортезов, как по внешней форме, так и по материалу, из которых они выполнены.

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

This paper presents the results of numerical studies of the mechanical behaviour of the cervical spine with the use of orthesis. Participate in the examination of five different types of orthesis construction as the outer form, and on the materials from which they are made.

Keywords: cervical spine, orthesis, stress-strain state.

Введение. Современное развитие производства полимерных материалов позволило совершенствовать процесс изготовления ортопедических средств фиксации – ортезов. Изготовление из полимерных материалов позволяет получить ортезы в кратчайшие сроки. При этом полученный ортез является индивидуальным и максимально описывает анатомическую форму шейного отдела позвоночника (ШОП). Применяемый такой ортез ускоряет реабилитацию и сокращает сроки пребывания пациентов в стационаре [1]. Применение различных полимеров в изготовлении ортезов приводит к появлению новых конструкций, что соответственно требует приводения численных исследований и анализа напряженнодеформированного состояния (НДС) [1-14].

Данная работа посвящена исследованию ШОП с различными конструкциями ортезов [2, 3].

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

Постановка задачи. На рис. 1 представлены исследуемые конструкции орте-

зов. Первые три конструкции изготовлены из пенополиэтилена. Вторая конструкция ортеза имеет измененную форму относительно первого варианта, к которой добавлена усиливающая пластина, изготовленная из винипласта, а внешняя форма третьей конструкции ортеза представляет собой ту же форму, как и во втором варианте, но только с добавлением боковых отверстий. Конструкция, представленная под номером 4, внешне практически неотличима от конструкции 1, однако этот ортез выполнен из более жесткого материала - поливика, и имеет меньшую толщину. Конструкция 5 представляет собой воротник, изготовленный из поролона.

Модель, описывающая новую конструкцию ортеза, построена на базе ранее созданной модели [2, 3], описывающей ШОП: позвонки $C_I - C_{VII}$, которые были построены с учетом внешнего строения и формы, опора – часть предплечья, включающая ребра и лопатку. Все используемые модели, описывающие ШОП с ортезом,

различаются только конструкциями ортезов.

На рис. 2 и рис. 3 представлены геометрии исследуемых моделей позвонков $C_I - C_{VII}$ и опоры. На рис. 4 и рис. 5 представлены геометрии в сборке для ШОП с 5-ю различными конструкциями ортеза и ШОП без ортеза, соответственно. На рис. 6 представлены вос-

становленные геометрические модели ортезов различных конструкций.





Рис. 3 – Геометрия опоры



В табл. 1 представлены физические характеристики материалов, используемые при моделировании процесса ортезирования. Нагружение осуществлялось путем приложения силы к поверхности «головы» величиной 100 H, сама схема нагружения, закрепления и симметрия (в сагиттальной плоскости) модели представлена на рис. 7 [5-14].

Внешний вид конечноэлементных моделей (КЭМ) с различными конструкциями ортезов представлены в двух видах на

рис. 8-12. При этом модели насчитывали по 1,5 млн. элементов.



вид 1 вид 2 Рис. 8 – КЭМ с 1 конструкцией ортеза



вид 1 вид 2 Рис. 10 – КЭМ с 3 конструкцией ортеза



вид 1 вид 2 Рис. 12 – КЭМ с 5 конструкцией ортеза



вид 1 вид 2 Рис. 9 – КЭМ со 2 конструкцией ортеза

Таблица 1 – Физические

характеристики материалов

Е, МПа

10 000

450

10.6

4.2

10

12

40

70

0.177

ν

0.3

0,2

0.49

0,45

0.45

0.45

0.45

0,4

0.33

Материал

Кортикальная кость

Губчатая кость

Суставной

Диск

Мягкие ткани

Пенополиэтилен

Винипласт

Поливик

Поролон



Рис. 11 – КЭМ с 4 конструкцией ортеза

вид 1

Результаты численных исследований. По итогам проведения численных исследований, описанных выше, получены результаты для пяти вариантов расчетов. Первый расчет представлял собой исследование напряженно-деформированного состояния модели ШОП без ортеза, последующие четыре расчета – с различными конструкциями ортеза. Определялись максимальные эквивалентные напряжения по Mises в межпозвоночных дисках, кортикальной и трабекулярной костях $C_{III} - C_V$ позвонков. Для всех расчетных схем проводились сравнения полученных результатов.

На рис. 13 представлены максимальные эквивалентные напряжения по Mises (Па) в межпозвоночных дисках $D_{II-III} - D_{VI-VII}$ для всех расчетов. На представленных рис. 14 и рис. 15 изображены максимальные эквивалентные напряжения по Mises (Па) в трабекулярных и кортикальных костях для $C_{III} - C_V$ позвонков шейного отдела позвоночника, соответственно.

На рис. 16 представлены максимальные эквивалентные напряжения по Mises (Па) в ортезах для всех вариантов конструкции, а на рис. 17 представлення максимальне полные перемещения в ортезах (м).



Рис. 13 – Максимальные эквивалентные напряжения по Mises в межпозвоночных дисках



Рис. 15 – Максимальные эквивалентные напряжения по Mises в кортикальных костях $C_{III} - C_V$ позвонков

5,00E+05

0.00E+00



4,00E-04 -	 В конструкция 1]
2.505.04	🛛 конструкция 2	E222223
3,50E-04 -	🖾 конструкция 3	
3,00E-04 -	 конструкция 4	
2 50E-04 -	 🛙 конструкция 5	
2,002 01		
2,00E-04 -		
1,50E-04 -		
1005.04		
1,002-04 -		
5,00E-05 -		
0,00E+00		

Рис. 16 – Максимальные эквивалентные напряжения по Mises в ортезах

Рис. 17 – Максимальные полные перемещения в ортезах

На рис. 18 - 23 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.



Анализ НДС численных исследований человеческого ШОП показал, что максимальные напряжения по Mises в межпозвоночных дисках составляют 0,03 МПа; в кортикальной кости равны 3,8 МПа, в трабекулярной кости – 0,5 МПа. Анализ уровня напряженности ШОП позволяет говорить о сопоставимости с данными в доступных публикациях [4].



Анализ напряжений в ортезах, изготовленных из пенополиэтилена, показал, что максимальные напряжения находятся в диапазоне 0,05 – 0,1 МПа, что не пре-

вышает предела прочности 0,15-0,98 МПа, для ортеза, изготовленного из поливика, предел прочности составляет 16-20 МПа, полученные максимальные напряжения – 0,116 МПа. Для ортеза, выполненного из поролона, предел прочности – 0,12 – 0,14 МПа, полученные максимальные напряжения – 0,00272 МПа.

Выводы. Разработанная модель шейного отдела позвоночника с ортезом обладает следующими свойствами, отличающими ее от ранее созданных.

1. Разработанная конечно-элементная модель достаточно точно описывает геометрию шейного отдела позвоночника, включая адекватное геометрическое представление позвонков, межпозвоночных дисков, ортезов, мягких тканей и хрящей.

2. Данная модель позволяет оперативно модифицировать вид исследуемой патологии позвоночного сегмента, схему оперативного лечения, а также тип и параметры применяемых ортезов.

3. Построенная модель обладает возможностями проведения многовариантных исследований с варьированием свойств костных тканей, параметров эндопротезов, конструкций и свойств материалов ортезов.

Из анализа результатов численных исследований видно, что при использовании ортеза напряжения в шейном отделе позвоночника существенно снижаются, причем как в кортикальной, так и в трабекулярной костях.

В дальнейшем будут проведены дополнительные исследования напряженнодеформированного состояния шейного отдела позвоночника с разными видами патологий, эндопротезов и ортезов.

Список литературы: 1. 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. З. Веретельник О.В., Веретельник Ю.В., Радченко В.О., Тимченко І.Б. Дослідження напружено-деформованого стану шийного відділу хребта з ортезом нового типу // XVIII межд. научно-практ. конф. «Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоро-BEE» (Харьков 20-22 мая 2010 г.). - С. 173. 4. Yoganandan N., Kumaresan S., Voo L., Pintar F. Finite element applications in human cervical spine modeling // Spine. - 1996. - Vol. 21. - №15. - РР.1824-1834. 5. Барьии А.Е. Конечно-элементное бисегментарное моделирование позвоночных двигательных сегментов Сти // Ортопедия, травматология и протезирование. - 2005. - №1. - С. 41-49. 6. Natarajan R.N., Chen B.H., An H.S., Andersson G.B.J. Anterior cervical fusion: a finite element model study on motion segment stability including effect of osteoporosis // Spine.- 2000. - Vol. 25. -№ 8. - РР. 955-961. 7. Веретельник Ю.В., Веретельник О.В., Тимченко И.Б. и др. К вопросу о построении параметрических моделей шейного отдела позвоночника. // Вестник НТУ "ХПИ" Тем. вып.:"Машиноведение и САПР" -2007. -№ 29. - С.16-20. 8. Nolan J.P., Sherk H.H. Biomechanical evaluation of the extensor musculature of the cervical // Spine. - 1988. -Vol.13. - № 1.- PP. 9-11. 9. Panjabi M.M., Durenceau J., Goel V. et.al. Cervical human verterbrae: quantitative three-dimensional anatomy of the middle and lower regions // Spine.-1991.- Vol.16. - № 8. - РР. 861-869. 10. Веретельник О.В. Моделирование напряжений в шейном отделе позвоночника с ортезом // Весник НТУ "ХПИ" Тем. вып.:"Машиноведение и САПР" - 2008. -№ 9. – С. 22-29. 11. Веретельник О.В. Обзор конструктивных схем и решений по моделированию ШОП и ортезов // Весник НТУ "ХПИ" Тем. вып.: Машиноведение и САПР. - 2008. - № 42. - С. 3-8. 12. 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 // Gordon and Breach Science, UK. - 1998. № 2. - PP. 387-394. 13. Веретельник О.В. Моделирование реакций на силовое воздействие элемента шейного отдела позвоночника. // Весник НТУ "ХПИ" Тем. вып.: "Машиноведение и САПР" – 2008. – № 2. – С. 14-26. 14. Ріегге Leroux. Compression measurement of foam with microindentation. // Nanovea - 2010. // http://www.nanovea.com/.

Поступила в редакцію 5.10.12

УДК 621.01

В.И. ГОЛОВЧЕНКО, к.т.н., вед. инж.-констр. НТК ЧАО "АзовЭлектро-Сталь", Мариуполь; **Н.Л. ИВАНИНА**, инж.-констр., НТК ЧАО "АзовЭлектроСталь",

Мариуполь

ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КРЕПЛЕНИЯ ЦИСТЕРНЫ К ШАССИ АВТОТОПЛИВОЗАПРАВЩИКА ОТ СМЕЩЕНИЯ 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 зміщення при дії подовжньої інерційної сили.

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

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

Ключевые слова: прочность, цистерна топливозаправщика, элемент крепления, шасси

A strength checking procedure for tank-to chassis fastening elements of flying vehicle fueler is described in the paper. Elements holding AT3-10 fueler tank from displacements caused by the longitudinal inertia force are checked.

Keywords: strength, fueler tank, fastening elements, vehicle chassis.

Введение. В статье [1] изложены положения, принимаемые в качестве основных при выполнении расчетов прочности элементов крепления цистерны к шасси автомобильного топливозаправщика летательных аппаратов. Как в ней было указано, при выполнении расчетов принимается, что все внешние нагрузки действуют на цистерну по каждому направлению раздельно. В данной статье на примере аэродромного топливозаправщика АТЗ-10 описывается ход выполнения расчетов по проверке прочности элементов крепления, удерживающих цистерну от смещения под действием продольной инерционной силы, и предлагаются способы решения некоторых задач, возникающих в ходе расчетов.



© В.И. Головченко, Н.Л. Иванина

22

Объекты проверки и ис-

ходные данные. Общий вид топ-

ливозаправщика АТЗ-10 и элемен-

ны к шасси приведено в [1]. От

продольного смещения вперед и

назад цистерна удерживается

тремя парами продольных упоров:

одной парой (т. е. на левом и правом лонжеронах шасси) торцевых упоров и двумя парами боковых (см. рис. 4 [1]). Все упоры установлены (приварены) на накладках – стальных гнутых уголках, которые с помощью призонных болтов закреплены на лонжеронах шасси. Необходимость использования накладок связана с тем, что приварка деталей крепления цистерны непосредственно к несущим частям рамы транспортного средства не допускается.

Проверке прочности подлежат упоры, сварные швы их приварки к накладкам лонжеронов шасси и крепление накладок к лонжеронам.

Общая величина нагрузки, приходящейся на все упоры, равна [1] $N_{yn,np,cym} = N_{np} - F_{mp,cym} = 103,6$ кH, где $N_{np} = 189,9$ кH – величина расчетной нагрузки, действующей на цистерну в продольном направлении; $F_{mp,cym} = 86,3$ кH – величина суммарной силы трения на поверхности контакта опор цистерны с шасси автомобиля.

Задача определения доли нагрузки, приходящейся на каждый упор, является статически неопределимой. Однако поскольку эта доля определяется не только жесткостью конструкции, но и случайными факторами (степенью точности изготовления и монтажа), нахождение точного решения этой задачи для общего случая нецелесообразно. Поэтому расчет выполняем на условную нагрузку, величину которой на одну пару упоров принимаем равной 70% суммарной нагрузки, т.е. принимаем расчетную нагрузку на одну пару упоров $N_{pacy} = 72,5$ кH, а на один упор – половину этой нагрузки – $N_{1pacy} = 36,3$ кH.

Проверка прочности продольных торцевых упоров. Эскиз установки продольного торцевого упора приведен на рис. 2. Как видно из рисунка, упор пред-

ставляет собой вертикально установленную прямоугольную пластину, подпертую ребром. Ребро и пластина сварены между собой. Упор плотно, без зазора устанавливается в торец лонжерона цистерны, представляющего собой швеллер №10 с параллельными гранями полок, в полость которого установлен деревянный брус, и по нижним кромкам пластины и ребра приваривается двусторонним тавровым сварным швом к горизонтальной полке усиливающей на-



Рис. 2 – Эскиз установки продольного торцевого упора

кладке лонжерона шасси. Действие продольной инерционной силы со стороны цистерны вызывает сдвиг упора относительно накладки лонжерона и отрыв от нее пластины и примыкающей к ней части ребра, а в самом упоре – смятие пластины в зоне ее взаимодействия с лонжероном цистерны и смятие пластины и ребра в зоне их соединения между собой.

Проверка упора на смятие. Определение напряжений смятия упора и лонжерона цистерны при формальном подходе в предположении их равномерного распределения по всей площади торца лонжерона дает значительно заниженные результаты, поскольку в такой расчетной схеме не учитывается, что реакция пластины в различных точках площади ее контакта с лонжероном различна. Анализ конструкции упора показывает, что основная доля нагрузки, действующей на упор от лонжерона, приходится на весьма ограниченную область, локализованную в верхней части пластины в зоне ее сопряжения с ребром. Поскольку пластина на изгиб имеет значительно меньшую жесткость, чем ребро на сжатие, напряжения смятия пластины в зонах, удаленных от ребра, будут весьма малы. Малыми также будут и напряжения в зонах сопряжения пластины с ребром, удаленных от области приложения нагрузки.

Если бы упор состоял только из ребра, площадка взаимодействия лонжерона с упором имела бы размеры $s \times t_p$, где s – толщина горизонтальной полки лонжерона, t_p – толщина ребра, а величину напряжения смятия можно было бы определить по формуле $\sigma_{cm} = N_{1pacu}/(st_p)$. Введение в конструкцию упора пластины как промежуточного элемента между лонжероном и ребром позволяет увеличить эту площадь и, соответственно, уменьшить напряжение смятия, и чем пластина будет толще, тем ее влияние будет значительнее. При наличии пластины вначале происходит взаимодействие лонжерона с пластиной, а затем пластина вступает во взаимодействие с ребром. И для каждой этой пары площадка взаимодействия ее элементов существенно превышают величину $s \times t_p$. Специально проведенные чис-

ленные исследования, выполненные с применением конечно-элементных моделей (КЭМ), показали, что расчетная длина площадки взаимодействия лонжерона с пластиной и пластины с ребром при определении напряжений смятия могут приниматься равными соответственно $t_p + 2tg\alpha \cdot t_{n\pi}$ и $s + 2tg\alpha \cdot t_{n\pi}$, где $t_{n\pi}$ – толщина

пластины; а – угол призмы давления, распространяющегося по толщине пласти-



примерно 45°. Обе призмы (одна иллюстрирует передачу нагрузки от лонжерона к пластине, другая – от ребра к пластине) изображены на рис. 3. я В литературе по расчетам на

по расчетам на прочность деталей машин и учебниках по деталям машин, например, в [2, 3],

ны. составляющий

используется понятие конуса давления. Конус давления возникает в массивном теле при действии на него сосредоточенной нагрузки (с помощью такой модели иллюстрируется, например, действие нагрузки через гайку и головку болта на соединяемые болтом детали), тангенс угла конуса давления обычно принимается равным 0,4...0,5, что соответствует величине угла 22°...27°. В данном же случае взаимодействие полки лонжерона с пластиной, а через нее – с ребром происходит по двумерной модели, при которой эпюра распределения сжимающих напряжений выглядит в виде плоского клина. Угол клина давления для такой модели при оценочных расчетах можно принимать равным 45°. Поскольку в действительности толщина полки лонжерона и толщина ребра упора отличны от нуля, клинья давления превращаются в трапецеидальные призмы, длины которых равны толщинам соответствующих деталей. Отличие в величинах углов конуса давления и призмы давления примерно такое, как в случаях действия сосредоточенной нагрузки на полупространство и полуплоскость [4].

Таким образом, для проверки на смятие площадь контакта лонжерона с пластиной можно принять равной $F_{n-nn} = s \cdot (t_p + 2t_{nn})$, а площадь контакта ребра с пластиной – $F_{p-nn} = t_p \cdot (s + 2t_{nn})$.

Более точные результаты могут быть получены путем решения контактной задачи, однако этот путь значительно более трудоемкий.

На рис. 3 с целью упрощения не показано, как между собой сварены пла-

стина и ребро. Обычно сварка таких деталей выполняется либо с разделкой кромок (рис. 4, a), либо двухсторонним тавровым швом без разделки (рис. 4, δ). Если пластина с ребром сварены с разделкой кромок ребра и полным проплавлением, как показано на рис. 4, a, площади контакта вычисляются по вышеприведенным формулам. Если сварка выполняется двухсторонним тавровым швом без разделки кромок и при этом между пластиной и ребром в рассматриваемой области нет зазора, как показано на рис. 4, δ , толщину ребра в этой области предлагается при-



а б Рис. 4 – Наиболее распространенные виды тавровых сварных соединений: а – с двухсторонней разделкой кромок, б – с двухсторонним

швом без разделки кромок

нимать с учетом толщины шва ($2 \cdot 0.7k$, где k – катет шва; $0.7 \approx \cos 45^{\circ}$, а для определения площадей контакта пользоваться формулами:

 $F_{n-nn} = s \cdot \left[\left(t_p + 1, 4k \right) + 2t_{nn} \right], \qquad F_{p-nn} = \left(t_p + 1, 4k \right) \cdot \left(s + 2t_{nn} \right).$

В данном случае ребро с пластиной сварены двухсторонним тавровым швом без разделки кромок (шов Т3 по ГОСТ 14771-71 [5]), как показано на рис. 4, δ , с катетом k = 6 мм. Зазора между ребром и пластиной нет. Толщина пластины составляет $t_{n\pi} = 8$ мм, толщина ребра $t_p = 8$ мм, толщина горизон-

тальной полки лонжерона s = 4,5 мм. При этих параметрах площадь контакта лонжерона с пластиной равна $F_{n-nn} = 145$ мм², а площадь контакта ребра с пластиной $F_{p-nn} = 336$ мм².

Средние значения напряжений составляют: по площадке взаимодействия лонжерона с пластиной $\sigma_{_{CM,n-n_{7}}} = 250 \text{ МПа}$, по площадке взаимодействия ребра с пластиной $\sigma_{_{CM,n-n_{7}}} = N_{_{1pacy}} / F_{_{p-n_{7}}} = 108 \text{ МПа}.$

Если же, не принимая во внимание особенности распределения нагрузки в зоне контакта лонжерона с пластиной, считать напряжения смятия одинаковыми по всей площади торца лонжерона – площади поперечного сечения швеллера ($F_{uu} = 1090 \text{ мм}^2$), – получаем $\sigma_{_{CM,uu}} = N_{_{1pacu}} / F_{_{uu}} = 33 \text{ МПа}$, что, очевидно, весьма далеко от действительности.

Материал лонжерона – сталь Ст3 ($\sigma_T = 255$ МПа), материал пластины и ребра – сталь 09Г2С ($\sigma_T = 345$ МПа). Допускаемые напряжения на смятие [1]: для лонжерона – [σ]_{см} = 330 МПа, для пластины и ребра – [σ]_{см} = 450 МПа. Как видно, условие прочности торцевого упора и лонжерона на смятие выполняется.

Проверка прочности приварки упора к накладке лонжерона шасси. Сварной



при традиционном способе

расчета

26

шов приварки упора к накладке лонжерона шасси проверяем на действие силы N_{1 расч} и момента, создаваемого этой силой. Плечо приложения силы принимаем на уровне срединной поверхности полки лонжерона цистерны, где практически локализовано контактное взаимодействие упора с лонжероном: $h_1 = 105 \text{ мм}$ (рис. 5). Величина момента равна $M = N_{1 pacy} \cdot h_1 = 3,807 \text{ MH} \cdot \text{мм.}$ Сварной шов - двухсторонний тавровый ТЗ по ГОСТ 14771-71. При проверке прочности таких швов принимается, что они разрушаются (срезаются) по сечению, проходящему по биссектрисе угла между свариваемыми деталями [6, 7]. При сварке деталей, расположенных взаимно перпендикулярно друг к другу, расчетная ширина (толщина) шва принимается равной $t_{\mu\nu} = 0.7k$. В

данном случае при катете шва k = 6 мм расчетная ширина шва составляет $t_{u} \approx 4$ мм.

Обычно в сварных соединениях такого типа допускаются зазоры между свариваемыми деталями. При данных толщинах свариваемых деталей величина зазора в соответствии с ГОСТ 14771-71 может составлять до 1,5 мм [5].

Расчетное сечение сварного шва соединения упора с накладкой лонжерона шасси, построенное согласно традиционной расчетной схеме [6], и его геометри-

ческие характеристики представлены на рис. 5. Расчетная ширина шва $t_{uu} = 0,7k \approx 4$ мм, $S_{cs} = 1280$ мм² – площадь сечения шва, $x_c = 72$ мм – координата центра тяжести, $I_y = 1,708 \cdot 10^6$ мм⁴ – момент инерции, напряжение в сварном шве от силы $\tau_N = N_{1pacu} / S_{cs} = 28$ МПа, напряжения от момента: в наружном шве приварки пластины $\tau_{Mn} = (M / I_y) \cdot (l - x_c) = 98$ МПа, в крайней точке шва приварки ребра $\tau_{Mp} = (M / I_y) \cdot x_c = = 160$ МПа (ребро под воздействием момента прижимается к накладке лонжерона, но поскольку напряжения в шве – касательные, знак минус не ставим). Результирующее максимальное напряжение в сварном шве равно $\tau_{pes} = \sqrt{\tau_N^2 + {\tau_M}^2} = 163$ МПа.

Допускаемое напряжение для сварного шва на срез $[\tau_{ce}] = 0,6 \cdot [\sigma_{ce}]$, где $[\sigma_{ce}] -$ допускаемое нормальное напряжение для сварного шва, $[\sigma_{ce}] = \varphi \cdot [\sigma]$, где φ – коэффициент прочности сварного шва ($\varphi = 0,8$); $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для основного металла при растяжении, сжатии при динамическом нагружении [1], $[\sigma] = 0,85 \cdot \sigma_T = 0,85 \cdot 345 = 293$ МПа (материал накладки лонжерона, как и материал ребра – сталь 09Г2С, $\sigma_T = 345$ МПа), $[\sigma_{ce}] = 234 [\sigma_{ce}], [\tau_{ce}] = 140$ МПа.

Как видно, полученное значение напряжения в сварном шве приварки ребра упора оказалось выше допускаемого (163 МПа > 140 МПа).

Для уменьшения напряжения до допускаемого значения достаточно увеличить катет шва с 6 мм до 7 мм. Это – простейший и очевидный способ. Однако в данном случае возможен и иной способ. Он заключается в том, чтобы при приварке ребра обеспечить отсутствие зазора на том участке шва, где ребро под воздействием нагрузки прижимается к накладке. Отличие работы сварного соединения с зазором от работы соединения без зазора состоит в том, что при наличии зазора между ребром и накладкой нагрузка на прижимаемую часть привариваемого торца ребра воспринимается только сварными швами (т. е. так же, как и нагрузка на отрываемую часть), а при отсутствии зазора швами воспринимается только часть этой нагрузки (причем – меньшая часть), а оставшаяся, большая часть нагрузки воспринимается торцом ребра по площадке его контакта с накладкой. Нагрузка на швы на этом участке зависит от степени деформирования контактирующих областей привариваемого торца ребра и накладки. Благодаря включению в работу соединения накладки по площадке ее контакта с ребром напряжения в сварном шве сварного соединения без зазора значительно уменьшаются.

Точное решение задачи определения напряженно-деформированного состояния (НДС) сварных швов и ребра упора в зоне контактного взаимодействия с накладкой лонжерона возможно с применением программных комплексов, основанных на методе конечных элементов, однако приближенную оценку можно произвести и без их привлечения.



Рис. 6. Варианты выполнения сварного соединения ребра с основанием:

a – соединение с зазором, δ – соединение без зазора

Рассмотрим рис. 6. На нем изображены два варианта выполнения сварного соединения ребра с основанием: соединение при наличии зазора (*a*) и соединение без зазора (б). Сварное соединение нагружено изгибающим моментом М, действующим в плоскости ребра. Расчетное сечение сварного соединения с зазором 1-1 составляют только сечения швов, а в расчетное

сечение сварного соединения без зазора 2-2 дополнительно к сечениям швов включена часть торцевой поверхности ребра длиной a, которая при воздействии на ребро момента M вступает в контакт с основанием. Длину a контактной поверхности ребра можно определить из условия, что сечение 2-2 при нагружении должно оставаться плоским, а эпюра напряжений, следовательно, будет иметь традиционный вид эпюры балочных изгибных напряжений. Это условие предполагает также, что деформации ребра и сварного шва должны происходить в пределах упругости. Исходя из принятой эпюры напряжений, расчетная длина контактной поверхности торца ребра a должна быть равной расстоянию от крайнего сжатого волокна ребра до нейтральной оси совокупного сечения, т. е.

Учитывая, что сварные швы таврового соединения испытывают преимущественно деформации сдвига, а ребро в области контакта – деформации сжатия, при определении напряжений в швах толщина ребра для вычисления геометрических характеристик совокупного сечения должна приниматься с учетом различия модуля упругости материала шва при сдвиге и модуля упругости материала ребра при сжатии. Приведенная толщина ребра может быть определена по формуле $t_{p,npu6} = m \cdot t_p$, в которой коэффициент приведения равен $m = E_p / G_u$ (E_p – модуль упругости материала ребра при сжатии, G_u – модуль упругости материала шва при сдвиге).

Зададимся геометрическими размерами элементов соединения, представленного на рис. 9, и величиной момента M и выполним соответствующие вычисления. Примем $l_p = 100 \text{ мм}, t_p = 8 \text{ мм}, t_u = 4 \text{ мм}, M = 3 \cdot 10^6 \text{ H·мм}.$ Материал ребра и сварных швов – углеродистая сталь: $E_p = E_{uu} = 2 \cdot 10^5 \text{ H/мм}^2, \mu = 0,3$.

Для соединения с зазором $I_Y = (2t_u l_p^{-3}/12) = 6,67 \cdot 10^5 \text{ мм}^4$ – момент инерции относительно центральной оси, $\tau_{\text{макс}} = (M / I_Y) \cdot (l_p / 2) = 225 \text{ МПа}$ – напряжения в крайних точках шва.

Для соединения без зазора:

• коэффициент приведения толщины ребра

$$m = E_p / G_u = E_p / [E_u / 2(1 + \mu)] = 2(1 + \mu) = 2,6$$
,

приведенная толщина ребра $t_{p,npus} = mt_p = 20,8$ мм;

• длина площадки контакта ребра с основанием из условия равенства ее координате центра тяжести совокупного сечения

$$\begin{cases} x_c = \frac{2t_u l_p \cdot \frac{l_p}{2} + t_{p.npus} \cdot a \cdot \frac{a}{2}}{2t_u l_p + t_{p.npus} \cdot a} \\ a = x_c \end{cases} \rightarrow a = x_c = 34,5 \text{ MM};$$

• момент инерции совокупного сечения относительно центральной оси

$$I_Y = 2\left[\frac{t_{uu}l_p^{-3}}{12} + t_{uu}l_p\left(\frac{l_p}{2} - a\right)^2\right] + \frac{t_{p.npu6} \cdot a^3}{12} + t_{p.npu8} \cdot a\left(\frac{a}{2}\right)^2 = 1,14\cdot106 \text{ H·mm};$$

• максимальное напряжение в отрываемой части шва

$$\tau_{_{Makc.omp}} = (M / I_Y) (l_p - a) = 172 \text{ MIIa}$$

• максимальное напряжение в прижимаемой части шва

$$\tau_{_{MAKC.np}} = (M / I_Y) a = 91 \text{ MIIa.}$$

Сравнение полученных результатов подтверждает соображение, что обеспечение контакта в зоне прижатия ребра к основанию позволяет существенно уменьшить напряжения в сварных швах, причем как в прижимаемой части, так и в отрываемой. Технологически обеспечение отсутствия зазора при сварке деталей, аналогичных рассматриваемым, сложностей не представляет.

Из формул для определения напряжений в сварных швах соединения без зазора следует, что величины этих напряжений зависят не только от величины катета шва, но и от толщины привариваемого ребра (она учтена в моменте инерции сечения), в то время как для соединения с зазором величина напряжений в швах от толщины ребра не зависит. С увеличением толщины ребра в соединении без зазора напряжения в швах уменьшаются. Зависимости величин максимальных напряжений в сварных швах прижимаемой и отрываемой частей ребра для рассмотренного примера в функции от толщины ребра пред-



Рис. 7 – Графики изменения максимальных напряжений в сварных швах сварного соединения без зазора между ребром и основанием в зависимости от толщины ребра:

а – для прижимаемой части ребра; *б* – отрываемой части ребра

a=Xc

116

Рис. 8 – Расчетное сечение

сварного соединения

продольного торцевого упора

с накладкой лонжерона

шасси при отсутствии зазора

между ребром и накладкой и

эпюра напряжений в швах

Тмакс.пр

30

ставлены графически на рис. 7. Как видно из графика *a*, напряжения в швах прижимаемой части ребра при увеличении его толщины весьма существенно уменьшаются. Напряжения в швах отрываемой части также уменьшаются, хотя и не так существенно (график б), а уменьшение происходит только после некоторого значения толщины (в данном случае – после 16 мм).

Если в сварном соединении торцевого упора с накладкой лонжерона шасси топливозаправщика (см. рис. 2) обеспечить отсутствие зазора в прижимаемой части ребра, расчетное сечение для определения напряжений от действия момента в соответствии с данным подходом будет выглядеть так, как показано на рис. 8. Площадь совокупного сечения $S = 1764 \text{ мм}^2$, площадь сечения шва $S_{ce} = 1280 \text{ мм}^2$, координата центра тяжести $x_c = 60,5 \text{ мм}$, момент инерции $I_Y = 2,465 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$. Для такого соединения

расчетная длина прижимаемого участка ребра составляет a = 60,5 мм, максимальные напряжения от момента в отрываемой части шва $\tau_{makc.omp} = (M / I_Y)(l - x_c) =$

= 85 МПа, в прижимаемой –
$$\tau_{_{MAKC, NP}} = (M / I_Y) x_c = 93$$
 МПа.

Как видно, при отсутствии зазора между ребром упора и накладкой лонжерона напряжения в сварных швах стали значительно меньше, чем напряжения для соединения при наличии зазора: в отрываемой части – 85 МПа вместо 98 МПа, в прижимаемой части – 93 МПа вместо 160 МПа. Хотя напряжение в прижимаемой части швов и осталось выше напряжения в отрываемой части, оно уже не является определяющим для прочности соединения, как это было для соединения с зазором (см. рис. 8). Это очевидно, так как для того, чтобы в соединении без зазора при действии момента разрушился шов на прижатом участке, необходимо, чтобы в области взаимодействия ребра и накладки лонжерона произошли значительные пластические деформации, чего не может быть, если обеспечивается общая прочность упора. Поэтому проверку прочности сварных швов в соединениях без зазора достаточно производить только по напряжениям в отрываемой части.

Напряжение в швах от силы остается таким же, как и в соединении с зазором: $\tau_N = (N_{1_{pacu}} / S_{cs}) = 28$ МПа. Результирующее максимальное напряжение в отрываемой части сварного шва равно $\tau_{pes.omp} = \sqrt{\tau_{makc.omp}^2 + \tau_N^2} =$

= 90 МПа, в прижимаемой части – $\tau_{pes.np} = \sqrt{\tau_{макс.np}^{2} + \tau_{N}^{2}} = 97$ МПа.

Как видно, для сварного соединения упора без зазора условия прочности выполняются с большим запасом.

Проверка прочности продольных боковых упоров. Установка продольных боковых упоров показана на рис. 2-4 [1] и более детально – на рис. 9.

Продольные боковые упоры сконструированы следующим образом. К вертикальной поверхности усиливающей накладки лонжерона шасси по нижнему торцу и нижней части боковых граней приваривается ребро – пластина толщиной 8 мм, а к лонжерону цистерны – два упора в виде брусков толщиной 12 мм, охватывающие верхнюю часть обеих боковых граней ребра. Материал ребра – лист из стали 09Г2С ($\sigma_T = 345$ МПа,



 $\sigma_{e} = 490$ МПа); материал упора – лист из стали СтЗсп5 ($\sigma_{T} = 245$ МПа, $\sigma_{e} = 370$ МПа). При действии на цистерну продольной силы происходит смятие ребра и упора по площадке их взаимного контакта и изгиб ребра в своей плоскости и срез по поперечному сечению. Сварные швы приварки упора работают на срез от силы, а сварные швы приварки ребра – на срез от силы и создаваемого ею момента. Расчетная схема нагружения ребра, упора и сварных швов изображена на рис. 10.

Данный расчет принципиальных сложностей не представляет и выполняется по общепринятым методикам. Он включает в себя проверку прочности ребра, упора и сварных швов. Вначале проверяем общую прочность ребра. При этом используем схему консольной балки с жесткой заделкой, в качестве которой принимается сварное соединение ребра с накладкой лонжерона.

Расчетная нагрузка на упор равна $N = N_{1pacy} = 36255$ Н. Изгибающий момент в сечении заделки (см. рис. 10, *a*) $M = N_{1pacy} \cdot h_2 = 3,9 \cdot 10^6$ Н · мм , момент сопротивления поперечного сечения (см. рис. 10, *б*) $W_z = tb^2 / 6 = 30000$ мм³, максимальное напряжение от изгибающего момента $\sigma = M / W_z = 130$ МПа, среднее значение касательных напряжений от силы $\tau = N_{1pacy} / S = N_{1pacy} / (bt) = 30$ МПа, эквивалентное напряжение $\sigma_2 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 140$ МПа.



Далее проверяем ребро на местную прочность: на смятие по площадке контакта и на скалывание верхнего угла. Площадь контактирующей поверхности ребра с упором составляет $S_{cm} = ct = 216 \text{ мм}^2$, напряжение смятия от расчетной нагрузки $\sigma_{cm} = N_{1pacy} / S_{cm} = 168 \text{ МПа.}$

Поскольку площадка контакта ребра с упором находится в его свободном углу, существует опасность скалывания этого угла. Плоскость скалывания располагается под углом $\alpha \approx 45^{\circ}$ к направлению действия нагрузки [7], как показано на рис. 10, *е*. Величину скалывающей силы и скалывающего напряжения определяем из уравнений равновесия угла ребра под действием внешней нагрузки ($N = N_{1pacy}$) и внутренних сил (T и P) в соответствии со схемой на рис. 10, *е*: $T \cos \alpha + P \sin \alpha = N_{1pacy}$, $-T \sin \alpha + P \cos \alpha = 0$. Получаем: $T = N_{1pacy} \cos \alpha$, $P = N_{1pacy} \sin \alpha$, $\tau_{c\kappa} = T/l_{c\kappa} = N_{1pacy} / [(c/\sin \alpha)t] = (N_{1pacy} \cdot \sin 2\alpha) / 2ct = 84$ МПа.

Допускаемые напряжения для материала ребра: нормальное $[\sigma] = 0,85\sigma_T = 290$ Па, касательное $[\tau] = 0,6[\sigma] = 175$ МПа, на смятие $-[\sigma]_{cm} = 1,3\sigma_T = 445$ МПа.

Как видно, расчетные напряжения не превышают соответствующих допускаемых значений.

Далее проверяем прочность сварных швов приварки ребра к усиливающей накладке лонжерона шасси. Расчетное сечение сварных швов и схема действующих напряжений в нем изображены на рис. 10, *г*. Напряжение от силы $\tau_N = N_{1pacu} / S_{cs} = 25$ МПа. Напряжение от момента M_1 в наиболее нагруженной точке шва ($M_{1pacu} = Nh_3 = 4,49 \cdot 10^6$ H·мм), определяем по формуле [4] $\tau_M = M_1 r_{max} / I_p$, где r_{max} – расстояние от центра тяжести сечения швов до наиболее удаленной его точки ($r_{max} = 81$ мм); $I_p = I_x + I_y = 4,03 \cdot 10^6$ мм⁴ – полярный момент инерции сечения сварных швов, $\tau_M = 90$ МПа.

Результирующее напряжение в наиболее нагруженной точке сварных швов равно геометрической сумме напряжений от силы и момента $\tau = \sqrt{\tau_N^2 + \tau_M^2 + 2\tau_N \tau_M \cos(\tau_N, \tau_M)} = 98 \text{ МПа.}$ Как видно, напряжения в швах не превышают допускаемое значение $[\tau_{c_B}] = 140 \text{ МПа.}$

Далее проверяем прочность упора и его приварки к лонжерону цистерны. Площадь смятия и напряжения смятия для него такие же, как и для ребра: $S_{cM} = 216 \text{ мм}^2$, $\sigma_{cM,y} = \sigma_{cM,p} = 168 \text{ МПа. Допускаемое напряжение на смятие для упора составляет [<math>\sigma$]_{cm} = 1,3 σ_T = 315 МПа. Площадь сварных швов его приварки (см. рис. 10, ∂) равна $S_{cs} = 920 \text{ мм}^2$, напряжение в сварных швов $\tau = N_{1pacy} / S_{cs} = 40 \text{ МПа. Допускаемое напряжение для сварных швов <math>\tau_{cs} = 0,6[\sigma_{cs}] = 0,6\cdot0,8[\sigma] = 100 \text{ МПа. Как видно, расчетные значения напряжений для бокового упора и сварных швов меньше допускаемых.$

Проверка прочности крепления усиливающих накладок лонжеронов шасси. На усиливающих накладках лонжеронов шасси смонтированы элементы крепления цистерны и от сдвига, и от опрокидывания. Каждая накладка крепится к лонжерону тремя парами призонных болтов с диаметром стержня d = 16 мм и резьбой М14×1,5. Материал болтов – сталь 40Х ($\sigma_T = 785$ МПа, $\sigma_g = 980$ МПа). Крепление накладки к лонжерону выполняется заодно с креплением кронштейнов для стяжки цистерны с шасси, т. е. каждая накладка крепится к лонжерону в трех местах (см. рис. 2 [1]). На рис. 11 узел крепления накладки изображен отдельно.

Величину расчетной нагрузки на каждый узел крепления (два болта: n = 2) принимаем равной величине расчетной нагрузки на упоры, т.е. равной $N_{1pacy} = 36255$ Н. Поскольку болты крепления – призонные, от продольной нагрузки они работают на срез по поперечному сечению стержня. Напряжение среза равно $\tau_{npod} = 4N_{1pacy}/(n\pi d^2) = 90$ МПа.



При монтаже накладки и кронштейна на лонжероне шасси болтам дают предварительную затяжку. Усилие в болте от затяжки, вычисленное по формуле (2), приведенной в [1], составляет $P_{\delta.3am} = 10135$ H, а момент, скручивающий стержень болта (первое слагаемое в формуле (1), приведенной там же), составляет $M_{\kappa p} = 33,5$ H·м. Вычисления выполнялись при следующих исходных данных: $M_{\kappa p} = 51,5$ H·м –

момент на ключе ($M_{\kappa s} = Pl = 51,5 \cdot 10^3$ H·мм, где P = 245 H – усилие рабочего, l = 210 мм – длина рукоятки ключа); $d_2 = 13,026$ мм – средний диаметр резьбы; s = 1,5 мм – шаг резьбы; $D_0 = 21$ мм – наружный диаметр опорной поверхности гайки; $d_0 = 14$ мм – внутренний диаметр опорной поверхности гайки; $f_T = 0,2$ – коэффициент трения на опорных поверхностях гайки и шайбы; $f_p = 0,4$ – коэффициент трения в резьбе.

Напряжение в стержне болта от усилия предварительной затяжки $\sigma = 4P_{6.3am} / \pi d^2 = 50$ МПа, напряжение от крутящего момента $\tau_{\kappa p} = M_{\kappa p} / 0.2d^3 = 41$ МПа. Эквивалентное напряжение в стержне болта

$$\sigma_{_{9KB}} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_{npod} + \tau_{_{KP}})^2} = 232 \text{ MIIa.}$$

Запас прочности стержня болта составляет $n_T = \sigma_T / \sigma_{3KB} = 3,4$.

Резьбовая часть болта (внутренний диаметр резьбы равен $d_1 = 12,376$ мм) нагружена только усилием затяжки $P_{\delta,3am}$ и крутящим моментом $M_{\kappa p}$. Напряжения в ней и коэффициент запаса прочности составляют: $\sigma = 84$ МПа и $\tau_{\kappa p} = 90$ МПа, $\sigma_{3\kappa b} = 177$ МПа, $n_T = 4,4$.

Для болтов из высокопрочных сталей с отношением предела текучести к пределу прочности выше 0,7 ($\sigma_T / \sigma_s > 0,7$) при проектировании ответственных элементов крепления, подверженных ударным нагрузкам, коэффициент запаса прочности принимается нами на уровне $n_N \approx 2$. Как видно, прочность болтов крепления усиливающей накладки лонжерона шасси обеспечивается.

Напряжение смятия на поверхности контакта стержня болта с накладкой от внешней нагрузки равно $\sigma_{cm} = N_{1pacy} / ndt = 189$ МПа (t = 6 мм – толщина

накладки). Оно значительно меньше допускаемого напряжения на смятие как для материала накладки, равного $[\sigma_{c_M}] = 1,3\sigma_T = 450$ МПа, так и для материала болта, равного $[\sigma_{c_M}] = 1,3\sigma_T = 1020$ МПа.

Таким образом, прочность крепления усиливающих накладок к лонжеронам шасси от смещения при действии продольной силы со стороны цистерны обеспечена.

Заключение. В статье изложен ход выполнения расчетов по проверке прочности элементов крепления цистерны к шасси аэродромного автомобильного топливозаправщика летательных аппаратов от смещения при действии продольной инерционной силы на примере реальной конструкции автотопливозаправщика АТЗ-10 и описаны некоторые особенности их выполнения. Предложенные способы уточнения расчетных моделей узлов крепления с учетом контактного взаимодействия деталей не требуют использования конечно-элементных программных комплексов и могут применяться для оперативной оценки прочности конструкции на стадии проектирования.

Список литературы: 1. Головченко В.И., Иванина Н.Л. Основные положения расчета крепления цистерны к шасси автомобиля автотопливозаправщика //Вестник НТУ «ХПИ». – 2012. – №22. –С. 40-47. 2. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. Изд. 3. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с. 3. Кудрявцев В.Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464 с. 4. Безухов Н.И. Основы теории упругости, пластичности и ползучести. – М.: Высшая школа, 1968. – 512 с. 5. ГОСТ 14771-76. Дуговая сварка в защитном газе. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры. 6. Серенко А.Н., Крумбольт М.Н., Багрянский К.В. Расчет сварных соединений и конструкций. – К.: Вища школа, 1977. – 336 с. 7. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.

Надійшла до редакції 12.09.2012

УДК 621.833; 62.652

С.С. ГУТИРЯ, д.т.н., проф., проф. каф. М і ДМ ОНПУ, Одеса; *В.П. ЯГЛІНСЬКИЙ*, д.т.н., доц., проф. каф. М і ДМ ОНПУ Одеса; *А.М. ЧАНЧІН*, асп. каф. М і ДМ ОНПУ, Одеса

МОДЕЛЮВАННЯ ЧАСТОТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАНЕТАРНОГО КОЛІСНОГО РЕДУКТОРА

Динамічна модель планетарного колісного редуктора у складі трансмісії тролейбуса подана у вигляді багатомасової лінійної коливної системи. Досліджено вплив кількості сателітів, жорсткості їх опор та жорсткості півосі провідного моста на головні частоти вільних коливань системи. Встановлено можливість варіації значень першої та другої головних частот редуктора в широкому інтервалі частотного спектру. Отримані результати з визначення власних частот редуктора є необхідною основою для дослідження збурених коливань системи, розробки методів зниження віброактивності джерел збурення, а також рішення задач віброзахисту трансмісії тролейбусів.

© С.С. Гутиря, В.П. Яглінський, А.М. Чанчін

Ключові слова: динамічна модель, планетарний колісний редуктор, частотна характеристика, моделювання, вільні коливання, власні частоти

Динамическая модель планетарного колесного редуктора в составе трансмиссии троллейбуса представлена в виде многомассовой линейной колебательной системы. Исследовано влияние количества сателлитов, жесткости их опор и жесткости полуоси ведущего моста на главные частоты свободных колебаний системы. Показана возможность вариации значений первой и второй главных частот редуктора в широком интервале частотного спектра. Полученные результаты определения собственных частот редуктора являются необходимой основой для исследования вынужденных колебаний системы, разработки методов снижения виброактивности источника возбуждения, а также решения задач виброзащиты трансмиссии троллейбусов.

Ключевые слова: динамическая модель, планетарный колесный редуктор, частотная характеристика, моделирование, свободные колебания, собственные частоты

A dynamic model of the planetary wheel gear in trolleybus transmission is represented as a linear oscillatory multimass system. The effect of the number of satellites, their stiffness and rigidity of supports half-bridge is researched on main frequency of free oscillations of the system. The possibility of variations of first and second frequencies values of main gear is shown in a wide range of frequency spectrum. These results of determination the natural frequencies of the gearbox are necessary foundation for study of forced vibrations of the system, developing of methods for reducing the vibration activity of excitation source and task solution of vibration protection for trolleybuses transmission.

Keywords: dynamic model, planetary wheel gear, frequency characteristic, modeling, free oscillation, eigenfrequencies.

Вступ. Коливальні процеси у планетарних колісних редукторах (ПКР)



Рис. 1 – Кінематична схема трансмісії тролейбуса (пунктиром вирізнено розрахункову схему ПКР): 1 – конічна шестерня у складі диференціала півосі; 2 – сонячна шестерня ПКР; 3 – водило; 4 – провідне колесо тролейбуса; 5 – епіцикл; 6 – сателіт мають дві основні особливості, що значно ускладнюють динамічні розрахунки, а саме: багатопоточність системи та знижену жорсткість ободів центральних коліс задля більш рівномірного розподілення навантаження за потоками.

В конструкціях вітчизняних та зарубіжних тролейбусів застосовують два типи провідних мостів з рознесеними двохступеневими передачами: у *першому muni* гіпоїдна або конічна передачі через диференціал поєднується з планетарним колісним редуктором, розташованим в маточині провідного колеса (рис. 1); у *другому* (портального типу) конічна передача з коловим

зубцем через зубчастий диференціал поєднується з циліндричною рядною передачею з роздвоєнням потужності.

Прикладами застосування трансмісій з мостами першого типу є тролейбуси моделей ЮМЗ-Т1, -Т2 (Україна) та ЗіУ-9 (Росія); другого типу – більш сучасні низькопольні тролейбуси Тролза "Мегаполіс" (Росія) [1]. До 90 % тролейбусів, що експлуатуються у м. Одеса, складають моделі ЮМЗ-Т1, -Т2 і ЗіУ-9, серед яких за статистичними даними понад 80 % значно перевищили свій нормативний ресурс (10 років).

На експлуатаційні показники ПКР (рис. 2) суттєво впливають динамічні навантаження в зубчастих зачепленнях "сонячна шестерня – сателіти" та "сателіти – епіцикл" у процесі трансформації обертального руху, які спричиняють пружні коливання системи "двигун – трансмісія – провідне колесо". При цьому найбільш навантаженими і найменш надійними – "слабкими" (за даними експлуатації) елементами системи є зубчасті колеса та підшипники колісних редукторів, для яких статистична вірогідність безвідмовної роботи не перевищує 0,7 [2].

В умовах переважно перехідних режимів руху тролейбуса (розгін – гальмування – зупинка) вібрація, спричинена ПКР, посилюється резонансними коливаннями інших елементів системи, що призводить не тільки до наднормативного перевантаження "слабких" елементів, але й до перевершення існуючих санітарних нормативів (зокрема, за показником вібропришвидшення на 8...12 дБ), до різкого зростання рівня структурних та акустичних шумів [3]. Експериментальні дослідження показали, що частотний спектр вібрацій і шуму трансмісії тролейбусів ЮМЗ-Т1, – Т2 і ЗІУ-9 є широкополосним у діапазоні 1...200 Гц.



Рис. 2 – Твердотільні 3*D* моделі провідного моста (а) і деталей ПКР (б) тролейбусів ЗіУ-682 Б і ЗіУ-682 ГМ: 1 – сонячна шестерня; 2 – водило; 3 – епіцикл; 4 – сателіт

Домінуючими у цьому спектрі, окрім основних частот (низьких і середніх), є також другі й треті гармоніки, які загалом складають до 90 % від шумів, спричинених зубчастими передачами у складі трансмісії.

За умов наднормативної зношеності рухомого складу, а також дефіциту запасних частин через обмежене фінансування, робітники тролейбусних депо змушені виконувати заміну ПКР або їх капітальний ремонт без аналізу і урахування причин відмов. Зокрема, не контролюється фактична (після монтажу) точність контакту зубчастих зачеплень, не визначаються віброакустичні характеристики приводу та їх відповідність вимогам стандартів тощо. Означені та інші чинники призводять до підвищеної інтенсивності спрацьовування зубчастих коліс редуктора після ремонту, збільшення рівня вібрацій та акустичної емісії корпусу, тобто до різкого зниження ергономічних характеристик та надійності транспортного засобу при подальшій експлуатації. На сьогодні в Україні вже розпочато докорінне переоснащення тролейбусного парку, при цьому сприяння прискореному розвитку вітчизняного тролейбусобудування має стати одним із пріоритетних наукових напрямків фундаментальних і прикладних досліджень.

Стан проблеми. Однією з актуальних проблем оптимального проектування зубчастих передач у складі пасажирського транспорту є мінімізація їх віброактивності [4]. Відомо, що складність рішення задач динаміки планетарних механізмів, зокрема визначення спектру власних головних частот та амплітудно-частотних характеристик збурених коливань, зумовлена як значним числом елементів та з'єднань у складі системи, так і необхідністю адекватного моделювання певних елементів у вигляді мас із зосередженими параметрами (сонячна шестерня, сателіти, водило) або з розподіленими параметрами (епіцикл, складений ротор, муфти тощо). Зниження жорсткості деяких елементів і з'єднань планетарного механізму задля більш рівномірного розподілу навантаження за паралельними потоками потужності спричиняє прояв в системі різних видів взаємопов'язанних коливань, а саме кругильних та поперечних у площині, перпендикулярній осям обертання коліс [5]. Подана робота присвячена проблемі моделювання пружних деформацій системи ПКР, як єдиної коливальної системи, що містить від 3 до 5 сателітів, а також пошуку шляхів керування її частотними характеристиками шляхом варіювання жорсткістю основних пружних елементів.

Розрахункова модель коливальної системи ПКР. Для визначення і аналізу головних частот вільних коливань системи розроблено універсальну динамічну модель, що враховує наявність зв'язаних поперечних коливань осей сателітів та крутильних коливань коліс редуктора у площині XZ. Відповідну систему з 3 сателітами розглянуто як восьмимасову, що має одинадцять ступенів вільності, з 4 – як дев'ятимасову (тринадцять ступенів вільності), з 5 – як десятимасову (п'ятнадцять ступенів вільності) (рис. 3). На першому етапі розрахунків головних частот системи у моделі не враховано сили опору. Коефіцієнти зосередженої лінійної жорсткості с_{ії} у складі моделі містять цифрові позначення недеформованих твердих тіл, що умовно поєднані певним пружним елементом і відображують відповідні жорсткості: c_{12} – вала між деталями 1 і 2; с₃₄ – вала між водилом З ПКР і колесом тролейбуса 4; с₅₀ – кріплення епіцикла 5 до тримальної рами тролейбуса 0; c₃₆, c₃₇, c₃₈, c₃₉, c₃₁₀ - опор сателітів $(c_{37}=c_{38}=c_{39}=c_{310}=c_{36}\equiv c_{oc}); c_{26}, c_{27}, c_{28}, c_{29}, c_{210}$ – зачеплення сонячної шестерні 2 і сателітів $(c_{27}=c_{28}=c_{29}=c_{210}=c_{26}=c_{10c}); c_{56}, c_{57}, c_{58}, c_{59}, c_{510}$ – зачеплення епіцикла 5 і сателітів ($c_{57}=c_{58}=c_{59}=c_{510}=c_{56}=c_{ec}$).

Для системи ПКР з 5 сателітами потенціальна енергія пружної деформації визначена у вигляді

$$\Pi = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} c_{12}\lambda_{12}^2 + c_{50}\lambda_{50}^2 + c_{34}\lambda_{34}^2 + c_{\rm inc}\lambda_{26}^2 + c_{\rm inc}\lambda_{27}^2 + c_{\rm inc}\lambda_{28}^2 + c_{\rm inc}\lambda_{29}^2 + c_{\rm inc}\lambda_{210}^2 + c_{\rm oc}\lambda_{36}^2 + c_{\rm oc}\lambda_{37}^2 + c_{\rm oc}\lambda_{38}^2 + c_{\rm oc}\lambda_{39}^2 + c_{\rm oc}\lambda_{310}^2 + c_{\rm oc}\lambda_{56}^2 + c_{\rm ec}\lambda_{57}^2 + c_{\rm ec}\lambda_{58}^2 + c_{\rm ec}\lambda_{59}^2 + c_{\rm ec}\lambda_{510}^2 \end{pmatrix}, \quad (1)$$

де $\lambda_{12}, \lambda_{50}, \lambda_{34}, \lambda_{26}, \lambda_{27}, \lambda_{28}, \lambda_{29}, \lambda_{210}, \lambda_{36}, \lambda_{37}, \lambda_{38}, \lambda_{39}, \lambda_{310}, \lambda_{56}, \lambda_{57}, \lambda_{58}, \lambda_{59}, \lambda_{510}$ – деформації відповідних пружних елементів.

Із схеми деформацій (рис. 4) визначено:

$$\lambda_{26} = r_2 \varphi_2 c_w + r_6 \varphi_6 c_w - r_3 \varphi_7; \ \lambda_{36} = r_3 (\varphi_3 - \varphi_7); \ \lambda_{37} = r_3 (\varphi_3 - \varphi_9); \lambda_{27} = r_2 \varphi_2 c_w + r_6 \varphi_8 c_w - r_3 \varphi_9; \ \lambda_{28} = r_2 \varphi_2 c_w + r_6 \varphi_{10} c_w - r_3 \varphi_{11}; \ \lambda_{38} = r_3 (\varphi_3 - \varphi_{11}); \lambda_{29} = r_2 \varphi_2 c_w + r_6 \varphi_{12} c_w - r_3 \varphi_{13}; \ \lambda_{39} = r_3 (\varphi_3 - \varphi_{13}); \ \lambda_{310} = r_3 (\varphi_3 - \varphi_{15}); \lambda_{210} = r_2 \varphi_2 c_w + r_6 \varphi_{14} c_w - r_3 \varphi_{15}; \ \lambda_{510} = r_6 \varphi_{14} c_w - r_5 \varphi_5 c_w + r_3 \varphi_{15} \lambda_{56} = r_6 \varphi_6 c_w - r_5 \varphi_5 c_w + r_3 \varphi_{17}; \ \lambda_{57} = r_6 \varphi_8 c_w - r_5 \varphi_5 c_w + r_3 \varphi_9; \lambda_{58} = r_6 \varphi_{10} c_w - r_5 \varphi_5 c_w + r_3 \varphi_{11}; \ \lambda_{59} = r_6 \varphi_{12} c_w - r_5 \varphi_5 c_w + r_3 \varphi_{13}; \lambda_{12} = \varphi_2 - \varphi_1; \ \lambda_{34} = \varphi_4 - \varphi_3; \ \lambda_{50} = \varphi_5; \ k_\alpha = \cos \alpha_w$$

де $r_2, r_3, ..., r_6$ і $\phi_1, \phi_2, ..., \phi_5$ – радіуси і кути повороту відповідних коліс внаслідок пружного відхилення системи від положення рівноваги; α_w – кут зачеплення коліс; $\phi_7, \phi_9, \phi_{11}, \phi_{13}, \phi_{15}$ – кутові переміщення осей сателітів 6, 7, 8, 9, 10, що характеризують поперечні коливання сателітів; $\phi_6, \phi_8, \phi_{10},$ ϕ_{12}, ϕ_{14} – кути повороту сателітів навколо своїх осей; позитивний відлік кутів повороту прийнято проти ходу годинникової стрілки.

Після підстановки (2) у (1) та групування складових отримано квадратичну форму потенціальної енергії системи ПКР у вигляді

$$\Pi = \sum_{i=1}^{15} \sum_{j=1}^{15} \frac{c_{i,j} \varphi_i \varphi_j}{2}, \quad (3)$$



Рис. 3 – Схема динамічної моделі системи ПКР: 1 – конічне колесо у складі диференціала півосі; 2 – сонячна шестерня; 3 – водило; 4 – колесо; 5 – епіцикл; 6, 7, ..., 10 – сателіти

де узагальнені коефіцієнти жорсткості *с*_{*i,j*} визначаються за формулами:

 $c_{11} = c_{12}; c_{12} = -c_{12}; c_{26} = c_{26}r_2r_6k_a^2;$ $c_{2,2} = c_{12} + 3c_{26}r_2^2k_\alpha^2; c_{2,6} = c_{26}r_2r_6k_\alpha^2;$ $c_{27} = -c_{26}r_{2}r_{3}k_{\alpha}; c_{28} = c_{26}; c_{29} = c_{27};$ $c_{210} = c_{26}; c_{211} = c_{27}; c_{212} = c_{26};$ $c_{213} = c_{27}; c_{214} = c_{26}; c_{215} = c_{27};$ $c_{3,3} = c_{3,4} + 3c_{3,6}r_3^2; c_{3,4} = -c_{3,4};$ $c_{3,7} = -c_{36}r_3^2; c_{3,9} = c_{3,7}; c_{3,11} = c_{3,7};$ $c_{313} = c_{37}; c_{315} = c_{37}; c_{44} = c_{34};$ $c_{5,5} = c_{50} + 3c_{56}r_5^2k_\alpha^2; c_{5,6} = -c_{56}r_5r_6k_\alpha^2;$ $c_{57} = -c_{56}r_5r_3k_a; c_{58} = c_{56};$ (4) $c_{5,9} = c_{5,7}; c_{5,10} = c_{5,6}; c_{5,11} = c_{5,7};$ $c_{512} = c_{56}; c_{513} = c_{57}; c_{514} = c_{56};$ $c_{5,15} = c_{5,7}; c_{6,6} = (c_{26} + c_{56})r_6^2k_{\alpha}^2;$ $c_{67} = -c_{26}r_6r_3k_{\alpha} + c_{56}r_6r_3k_{\alpha};$ $c_{7,7} = c_{26}r_2^2 + c_{26}r_2^2 + c_{56}r_2^2; c_{8,8} = c_{6,6};$ $c_{8,9} = c_{6,7}; c_{9,9} = c_{7,7}; c_{10,10} = c_{6,6};$ $c_{10\,11} = c_{6\,7}; c_{11\,11} = c_{7\,7}; c_{12\,12} = c_{6\,6};$ $c_{12 13} = c_{6 7}; c_{13 13} = c_{7 7}; c_{14 14} = c_{6 6};$ $c_{14,15} = c_{6,7}; \ c_{15,15} = c_{7,7}.$





Усі інші узагальнені коефіцієнти жорсткості дорівнюють нулю.

Кінетичну енергію системи ПКР визначають за рівнянням

$$T = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} J_1 \dot{\varphi}_1^2 + J_2 \dot{\varphi}_2^2 + J_3 \dot{\varphi}_3^2 + J_4 \dot{\varphi}_4^2 + J_5 \dot{\varphi}_5^2 + J_6 (\dot{\varphi}_6 + \dot{\varphi}_7)^2 + \\ + m_6 (V_{S6}^2 + V_{S7}^2 + V_{S8}^2 + V_{S9}^2 + V_{S10}^2) + J_6 (\dot{\varphi}_8 + \dot{\varphi}_9)^2 + \\ + J_6 (\dot{\varphi}_{10} + \dot{\varphi}_{11})^2 + J_6 (\dot{\varphi}_{12} + \dot{\varphi}_{13})^2 + J_6 (\dot{\varphi}_{14} + \dot{\varphi}_{15})^2 \end{bmatrix},$$
(5)

де $J_{1,} J_{2,} \dots, J_{6}$ — осьові моменти інерції коліс (для сателітів $J_{7} = J_{8} = J_{9} = J_{10} = J_{6}$); $\dot{\phi}_{1}$, $\dot{\phi}_{2}$,..., $\dot{\phi}_{15}$ — кутові швидкості тіл; m_{6} — маса одного сателіта ($m_{7} = m_{8} = m_{9} = m_{10} = m_{6}$).

Швидкості центрів мас сателітів визначають за формулами

$$V_{S6} = r_3 \dot{\phi}_7, \quad V_{S7} = r_3 \dot{\phi}_9, \quad V_{S8} = r_3 \dot{\phi}_{11}, \quad V_{S9} = r_3 \dot{\phi}_{13}, \quad V_{S10} = r_3 \dot{\phi}_{15}.$$
 (6)

Після підстановки (6) у (5) та групування складових отримано квадратичну форму кінетичної енергії системи у вигляді

$$T = \sum_{i=1}^{15} \sum_{j=1}^{15} \frac{a_{i,j} \dot{\phi}_i \dot{\phi}_j}{2} , \qquad (7)$$

де узагальнені коефіцієнти інерції а_{і,і} визначаються так

Визначення спектру головних частот. Диференціальні рівняння вільних коливань системи мають вигляд

$$A\ddot{q} + Cq = 0, \tag{11}$$

де *q*, *q* – матриці-стовпці узагальнених координат і узагальнених прискорень системи.

Розв'язок системи рівнянь (11) шукався у вигляді

$$q_i = B_i \sin \omega t$$
, $i=1, 2, ...$ (12)

В результаті диференціювання (12) за параметром часу t, підстановки у (11), скорочення на sin ωt та перегрупування складових отримано наступну систему алгебраїчних рівнянь:

$$(C - A\omega^2) \cdot (B_1 \quad B_2 \quad . \quad . \quad B_{11})^{\mathrm{T}} = 0.$$
 (13)

Символ "т" означає транспонування матриць. Оскільки усі амплітуди *B_i* водночас не можуть бути нульовими, має дорівнювати нулю матричний вираз у перших дужках (13). Відповідно визначено частотне рівняння системи у формі

$$\left|C - A\omega^2\right| = 0. \tag{14}$$

Корені частотного рівняння (головні частоти вільних коливань) залежать від масоінерційних характеристик системи, що визначені матрицями *A* і *C*.

Дослідження спектру головних частот системи проведено на прикладі системи ПКР з наступними параметрами: $c_{12}=2,88\cdot10^4$ H·м/рад; $c_{34}=2,88\cdot10^6$ H·м/рад; $c_{50}=6,54\cdot10^6$ H·м/рад; $c_{mc}=3,0\cdot10^9$ H/м; $c_{oc}=0,407\cdot10^6$ H/м; $c_{ec}=1,67\cdot10^9$ H/м; $J_1=0,0675$ кг·м²; $J_2=0,0018$ кг·м²; $J_3=0,086$ кг·м²; $J_4=1,473$ кг·м²; $J_5=0,051$ кг·м²; $J_6=0,00044$ кг·м²; $m_6=0,85$ кг; $r_2=0,087$ м; $r_5=0,217$ м; $r_6=0,06425$ м; $\alpha_w=20^\circ$.

Визначено спектр перших семи головних частот для ПКР відповідно з 3, 4 та 5 сателітами:

$\Omega_3 = (134)$	655	5982	8920	21550	61800) c^{-1} ;
$\Omega_4 = (133, 5)$	654	5980	61500	121500	$167000) c^{-1};$
$\Omega_5 = (133, 1)$	653	5979	62000	122500	$165000) c^{-1}$.

В результаті аналізу розрахункових спектрів встановлено, що кількість сателітів практично не впливає на значення перших трьох головних колових частот (134 655 5982) с⁻¹, натомість більш високі частоти зі збільшенням кількості сателітів різко зростають (практично на порядок). Також встановлено, що для головних частот вище за другу варіація пружних характеристик опор сателітів та вала півосі провідного моста ПКР на два порядки призводить до зміни значень головних частот вище за другу у межах 1 %. Практично важливим результатом уявляється те, що перша головна частота системи ПКР суттєво залежить лише від жорсткості с_{ос} опор сателітів (рис. 5), натомість друга – від жорсткості c_{12} вала півосі провідного моста (рис. 6). Встановлено, що для системи ПКР, що має 4 і 5 сателітів, значення четвертої і вищих частот у 6...7 разів перевищують значення відповідних частот ПКР з 3 сателітами. Розрахунками доведено можливість варіації значень першої головної частоти в діапазоні 6...22 Гц шляхом зміни жорсткості опор сателітів в інтервалі (0,5...4,5)·10⁵ Н/м, а також – другої частоти в діапазоні 30...130 Гц шляхом зміни жорсткості вала півосі в інтервалі (0,5...4,0)·10⁴H·м/рад.

В результаті виконаних досліджень динамічної моделі ПКР обгрунтовано можливість управління власними частотними характеристиками ПКР у широкому діапазоні шляхом зміни кількості сателітів та жорсткості їх опор c_{oc} (для першої головної частоти), а також зміною жорсткості вала півосі c_{12} (для другої головної частоти).

Висновки.

1. Для розрахункової динамічної моделі ПКР тролейбусів ЮМЗ-Т1, -Т2 і ЗІУ-9 визначено спектр головних частот вільних коливань з різною кількістю сателітів (3, 4 і 5), встановлено можливість варіації значень першої та другої головних частот ПКР в широкому діапазоні частотного спектру.

2. Розрахункові значення першої і другої головних частот ПКР знаходяться у експериментально визначеній полосі 1...200 Гц частотного спектру вібрацій і шуму трансмісії тролейбусів.

3. Отримані результати з визначення власних частот є необхідною основою для дослідження збурених коливань системи ПКР, а також для розробки методів зниження віброактивності джерел збурення та розв'язання задач віброзахисту пасажирського транспорту.

Список літератури: 1. Гутиря С.С. Технічна еволюція світового і вітчизняного тролейбусобудування / С.С. Гутиря, Д.М. Борденюк, А.М. Чанчін // Пр. Одеського політехн. ун-ту: Наук. та науково-виробн. зб. – Одеса, 2011. – Вип. 1(35). – С. 42 – 48. 2. Гутыря С.С. Моделювання віброактивності і діагностика ушкоджень колісних редукторів тролейбусів / С.С. Гутыря, Д.Н.



Рис. 5 – Графіки функцій головних частот $\omega_i(c_{oc})$ вільних коливань системи від жорсткості опор C_{oc} сателітів: крива 1 – відповідає функції першої головної частоти ω_1 (c_{oc}) ; крива 2 – другої $\omega_2(c_{oc})$; частота $f_i = \omega_i / (2\pi)$, Гц



Рис. 6 – Графіки функцій головних частот $\omega_i(c_{12})$ вільних коливань системи: крива 1 – першої головної частоти ω_1 (c_{12}) ; крива 2 – другої $\omega_2(c_{12})$

Борденюк, А.М. Чанчін // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: Зб. наук. пр. Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2010. – Вип. 14. – С. 134 – 140. **3.** Дудник И.Н. Оценка вибрационного фактора в кабинах троллейбусов, определение способов и выбор средств снижения транспортной вибрации на рабочих местах водителей // Вестник гигиены и эпидемиологии. – Т. 5, №1. – 2001. – Донецк: Дон-ДМУ. – С. 29 – 33. **4.** Gradu M. Planetary Gears with Improved Vibration Behavior in Automatic Transmissions / M. Gradu, K. Langenbeck, B. Breunig // Intern. Conf. on Gears. – VDI-Berichte: 1230. – Dusseldorf: VDI Verl., 1996. – Р. 861 – 879. **5.** Samue D. Paul. Planetary Transmission Diagnostics / Samue Paul D., Joseph K. Conroy, Darryll J.Pines // Glenn Research Center, NASA/CR – 2004-213068 82, 2004, 83 р. Режим доступа http://gltrs.grc.nasa.gov

Поступила в редакцію 5.08.2012

УДК 621.9.06-52:658.527

В.В. ДИОРДИЙЧУК, нач. бюро НТК ЧАО "АзовЭлектроСталь", Мариуполь; *В.А. ШКОДА*, к. т. н., Мариуполь

О КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЯХ И ОПЫТЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛИТЫХ ЧУГУННЫХ РАМ ПАЛЛЕТ В СОСТАВЕ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ФОРМОВОЧНЫХ ЛИНИЙ

У статті описаний характер навантажень, які випробовують рами палет в процесі їх експлуатації. Відмічена значна трудомісткість виготовлення вказаних рам методом зварювання. Розглянуті варіанти виготовлення рам палет з чавунів: з кулястим графітом, з вермикулярним графітом, сірого з пластинчатим графітом. Показана прийнятність використання у складі автоматизованих формувальних ліній литих палет з сірого чавуну СЧ25 за умови установки сталевих вставок в найбільш навантаженій зоні опорних коліс.

Ключові слова: автоматизована формувальна лінія, зварна конструкція, палета, міцність.

В статье описан характер нагрузок, испытываемых рамами паллет в процессе их эксплуатации. Отмечена значительная трудоемкость изготовления указанных рам методом сварки. Рассмотрены варианты изготовления рам паллет из чугунов: с шаровидным графитом, с вермикулярным графитом, серого с пластинчатым графитом. Показана приемлемость использования в составе автоматизированных формовочных линий литых паллет из серого чугуна СЧ25 при условии установки стальных вставок в наиболее нагруженной зоне опорных колес.

Ключевые слова: автоматизированная формовочная линия, сварная конструкция, паллета, прочность.

Character of loading tested by the pallet's frames in a process of their exploitation is described in the paper. The considerable laboriousness of making of those frames by welding method is marked. The variants of making of pallet's frames are considered from cast-irons: with spherical graphite, with vermicular graphite, with grey-and-laminar graphite. Acceptability of use of cast pallet from SC25-grey cast-iron in composition of automated molding lines is shown under condition of setting of steel insertions in the most loaded zone of supporting wheels.

Keywords: automatic molding line, welded construction, pallet, strength.

Введение. Широкое распространение в отечественной и зарубежной практике получили автоматизированные формовочные линии (АФЛ), в которых транспортная система выполнена из большого количества паллет. Паллета – неприводная специальная транспортная тележка, имеющая большие габариты в плане (по размеру опоки) при небольшой высоте. Корпус паллеты представляет собой жесткую, горизонтально ориентированную раму с развитым оребрением снизу платформы (сотовая конструкция). В частности, паллеты, применяемые на АФЛ ЧАО "АзовЭлектроСталь", имеют раму размерами 3000х1900 мм и высотой 170 мм.

Постановка задачи. Рама паллеты испытывает в процессе работы: изгибающий момент от установки литейной формы с залитым металлом (массой до 30 т) и от динамического воздействия устанавливаемого краном на форму технологического груза, силовую равномерно распределенную вертикальную нагрузку,

© В.В. Диордийчук, В.А. Шкода

боковую горизонтальную нагрузку от взаимодействия паллеты с соседними паллетами, тепловое воздействие при нарушении целостности формы и прорыве из нее жидкого металла, пару сил от возникновения сил трения между ребордами колес и рельсами при искривлении последних [1]. В связи с вышеперечисленными нагрузками к раме паллеты предъявляются повышенные требования по прочности и, прежде всего, к материалу, из которого она изготовлена.

Рамы паллет обычно изготавливаются сварными из сталей 09Г2С или Ст3сп, механические свойства которых приведены в табл. [2].

Таблица – Механические свойства сталей							
Марка	Толщина	$\sigma_{_{\scriptscriptstyle m heta}}$,	σ_T ,				
стали	прокага, мм	МΠа	МПа				
09Г2С	10-20	470	325				

370

235

4-20

Но при этом проявляются следующие недостатки: большая

трудоемкость изготовления, порезка листовой стали на большое количество составных элементов, обеспечение их стыковки, большая длина сварных швов ~ 120 м, коробление при сварке, термообработка для снятия сварочных напряжений, правка и повторная термообработка. Выполнение всех вышеперечисленных операций требует много времени, и цикл изготовления рамы затягивается, что недопустимо по условиям эксплуатации автоматизированных формовочных линий (при необходимости замены паллет, вышедших из строя).

Ст3сп

Заманчивым вариантом могло бы быть изготовление рам паллет литой конструкции, однако информация об их изготовлении и эксплуатации отсутствует в литературе.

По прочностным соображениям на первый взгляд необходимо изготовление рам из стали. Однако изготовление такой литой крупногабаритной конструкции по требованиям литейной технологии вызовет необходимость повышения (по сравнению со сварной конструкцией) толщины стенок до 30-35 мм, что повлечет за собой значительное возрастание расхода металла, а также увеличение усилия на толкателях линии, что нежелательно. Поэтому перспективно изготовление рам паллет из чугуна по двум соображениям: во-первых, чугун имеет большую жидкотекучесть, обеспечивающую получение толщины стенок на уровне толщин прокатного листа (и даже ниже), используемого при изготовлении сварной рамы; во- вторых, плотность чугуна (7,0-7,2 г/см²) ниже, чем низкоуглеродистой стали (7,85 г/см²), что позволит снизить массу рамы но, конечно, первоочередным требованием является обеспечение должной прочности и надежности конструкции. Следует отметить еще важное преимущество чугунов по сравнению со сталью. При коррозии чугуна очень быстро образуется поверхностный окислительный слой, который прочно сцеплен с матрицей и препятствует дальнейшему развитию коррозии. На стали при коррозии образуется легко отслаиваемый слой, не препятствующий дальнейшему распространению коррозии. Чугунные отливки, кроме указанного, имеют повышенную термостойкость и устойчивость против коробления при повышенных температурах.

При этом возникает вопрос, какой же чугун использовать для изготовления

рамы? Ближе всего к стали по прочности высокопрочный чугун с шаровидным графитом (ВЧШГ). У этого чугуна высокие механические свойства, обусловленные наличием шаровидного графита, который в меньшей мере, чем пластинчатый графит, ослабляет рабочее сечение матрицы и не оказывает надрезывающего действия, в меньшей мере создаются концентрации напряжений.

Перлитный ВЧШГ имеет: $E = 17500 \div 18500 \ \kappa \Gamma c/mm^2$, σ_{-1} (растяжение) – $16 \div 20 \ \kappa \Gamma c/mm^2$, σ_0 (на сжатие) – $150 \div 200 \ \kappa \Gamma c/mm^2$, σ_u (при изгибе) – $85 \div 120 \ \kappa \Gamma c/mm^2$, $\tau_{b \ cp}$ (при срезе) $40 \div 55 \ \kappa \Gamma c/mm^2$ [3].

Поэтому вначале было принято обоснованное решение изготовить литую раму из ВЧШГ марки ВЧ-600-3 или ВЧ-450-5 по ДСТУ 3925-99. Однако ни одно предприятие Украины и России не взялось за выполнение этого заказа, аргументируя тем, что в протяженной конструкции рамы не будет обеспечено получение по всем сечениям шаровидного графита, а, значит, требуемых механических свойств. Ряд предприятий выразил готовность отлить раму паллеты из чугуна с вермикулярным графитом, механические свойства которого несколько меньше по сравнению с ВЧШГ и зависят от процентного содержания шаровидного графита: при 10-20% σ_b = 32-38 кГс/мм², а при 20-30% σ_b = 38-45 кГс/мм² [3].

После выполнения расчетов реальных усилий и изгибающих моментов, воспринимаемых рамой паллеты в процессе эксплуатации [4], была предпринята попытка отлить опытную партию рам паллет из серого чугуна марки СЧ-25 ГОСТ 1412-85 (EN-G/L-250) с σ_{bp} = 250 МПа, $\sigma_{.1 b}$ = 90-110 МПа, σ_{c} = 850-950 МПа, γ = 7,2 г/см³.

Так как механические свойства чугуна СЧ25 уступают таковым для стали, было принято решение увеличить толщину стенки рамы с 20 мм (для сварной конструкции) до 22-25 мм. Партия литых рам паллет была отлита в Китайской Народной Республике.

Партию изготовленных рам паллет установили в транспортную систему автоматизированной формовочной линии "KUNKEL WAGNER" и эксплуатировали в течение года. Периодически (примерно 1 раз в месяц) производили визуальное обследование состояния всех узлов рам паллет. Проведенные обследования показали, что литая рама паллеты из чугуна СЧ25 успешно выдерживает возникающие в ней напряжения – при осмотре рам трещин в узлах сочленений ребер и в самой плите не обнаружено. Однако в самых напряженных узлах рамы (зона установки опорных колес) в процессе эксплуатации вначале образуются трещины, которые затем на некоторых рамах приводят к отламыванию части опорной стенки, что указывает на недостаточную ее прочность (рис. 1).

Отламывание происходит, по-видимому, под действием горизонтальной силы перемещения паллет по ветви линии в условии некоторого искривления рельсового пути. Для устранения этого явления необходимо зону установки колес выполнить не из чугуна, а в виде стальной вставки. Стальную вставку можно устанавливать в форму перед заливкой ее чугуном или закреплять после отливки чугунной рамы (рис. 1, д). Масса стальных вставок – 280 кг, что составляет 9,9% от общей массы рамы [5].



д е
 Рис. 1 – Паллета литой конструкции из чугуна СЧ25:
 а – вид снизу на паллету; б – вид на узел опорного колеса; в – разрушение части опоры рамы под колесом; г – механическая обработка узла установки колес; д – установка стальной вставки для крепления узла колеса; е – вид на раму паллеты снизу с установ-кой вставки под узел колеса

Рамы из чугуна СЧ25 со встроенными в них стальными вставками под опоры колес показали при эксплуатации надежную работу, не уступая сварным конструкциям. При этом трудоемкость и цикл изготовления рам паллет значительно снижены.

Логично предположить, что при использовании для изготовления рам паллет высокопрочного чугуна с шаровидным графитом или с вермикулярным графитом нет необходимости в установке стальных вставок в раму под опоры колес.

Выводы:

Г

1. В транспортных системах автоматизированных литейных линий получили применение сварные конструкции рам паллет. Их производство связано со значительными трудозатратами и длительным циклом производства.

 Перспективным вариантом могло бы стать изготовление рам тележки методом литья из чугуна. Однако сведения об этом в технической литературе отсутствуют.

3. Рассмотрены варианты изготовления рам паллет из чугунов: с шаровидным графитом, с вермикулярным графитом, серого с пластинчатым графитом.

4. На основе анализа реальных нагрузок при эксплуатации паллет разработана литая конструкция рамы из серого чугуна СЧ25 и осуществлена отливка их опытной партии.

5. Длительная эксплуатация литых паллет из серого чугуна СЧ25 показала их приемлемость использования в составе АФЛ при условии установки стальных вставок в наиболее нагруженной зоне опорных колес. Список литературы: 1. Диордийчук В.В., Шкода В.А. Транспортные системы автоматизированных формовочных линий крупного литья // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиностроение и САПР. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – №19. – С. 95-100. 2. Васильченко В.Т., Рутман А.Н., Лукьяненко Е.П. Справочник конструктора металлических конструкций. – Киев: Будівельник, 1990. – 312с. 3. Гиршович Н.Г. Справочник конструктому литью. – Л.: Машиностроение, 1978. – 758 с. 4. Диордийчук В.В., Шкода В.А. Анализ силовых нагрузок и изгибающих моментов, воспринимаемых паллетами автоматизированных формовочных линий // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиностроение и САПР. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – №38. – С. 152-159. 5. Диордийчук В.В., Изнатенко С.В., Попова Н.Д. и др. Паллета автоматизированной формовочной линии. Патент Украины № 72582, кл. В22С19/00. Опубл. 27.08.2012, бюл. № 16.

Поступила в редколлегию 04.10.2012

УДК 621.01: 656.135: 539.3

Н.Л. ИВАНИНА, инж.-констр., НТК ЧАО "АзовЭлектроСталь", Мариуполь; *В.И. ГОЛОВЧЕНКО*, к.т.н., вед. инж.-констр., НТК ЧАО "АзовЭлектро-Сталь", Мариуполь

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ГАБАРИТНОЙ ПОЛОСЫ ДВИЖЕНИЯ ДЛИННОБАЗНЫХ СЕДЕЛЬНЫХ АВТОПОЕЗДОВ ПРИ ИХ ПОВОРОТАХ НА 90° И 180°

На основі досвіду проектування та випробувань на маневрові якості седлових автопотягів встановлено, що у разі автопоїзду з базою напівпричепа понад 10 м розрахунок габаритної смуги руху при повороті на 90° та 180° має бути обов'язково доповнений кінематичним аналізом руху ланок автопоїзду з метою перевірки можливості зупинки обертання внутрішніх коліс візка напівпричепа в процесі повороту та обчисленням показника поперечного юзу.

Ключові слова: сідельний автопотяг, габаритна смуга руху, кінематичний аналіз, радіус повороту

На основе опыта проектирования и испытаний на маневренность седельных автопоездов установлено, что в случае автопоезда с базой полуприцепа свыше 10 м расчет габаритной полосы движения при повороте на 90° и 180° должен быть обязательно дополнен кинематическим анализом движения звеньев автопоезда с целью проверки возможности остановки вращения внутренних колес тележки полуприцепа в процессе поворота и вычислением показателя поперечного юза.

Ключевые слова: седельный автопоезд, габаритная полоса движения, кинематический анализ, радиус поворота.

Experience gained from designing and testing for maneuverability of saddle automobile trains proved that in case of a train with semitrailer base length over 10 m calculations for turn band dimensions at 90° and 180° turns must be supplemented with kinematic analysis with the aim of checking if the semitrailer boggy inner wheels can stop their rotation in the course of turn as well as with the aim of calculating the rate of transverse sliding.

Keywords: saddle automobile train, band dimension of motion, kinematic analysis, turning radius.

Введение. Как известно, автопоезд обладает меньшей маневренностью, чем одиночный автомобиль, поэтому при его проектировании уделяется особое внимание вопросам обеспечения вписываемости (т.е. соответствия его габаритной полосы криволинейного движения внешним ограничениям на пути движения или на месте эксплуатации), особенно – если полуприцеп автопоезда длиннобазный (свыше 8 м),

© Н.Л. Иванина, В.И. Головченко

а колеса тележки – неуправляемые. Вписываемость автопоезда определяется расчетом (графоаналитическим построением габаритной полосы движения (ГПД) на повороте, рис. 1) и (или) экспериментально путем испытаний. В литературе вопросам проверки вписываемости длиннобазных автопоездов не уделяется достаточного внимания, поэтому на практике расчет и построение габаритной полосы движения для них выполняется по той же методике, что и для короткобазных автопоездов.

Не освещаются в литературе и вопросы поперечного юза колес автотранспортных средств при поворотах, что весьма важно для многоосных полуприцепов, в частности, таких, как выпускаемые ПАО "Азовмаш" (г. Мариуполь) полуприцепытопливозаправщики, полуприцепы для транспортировки сжиженных углеводородных газов, полуприцепы для транспортировки длинномерных грузов. Результаты же испытаний на маневренность автопоездов с длиной базы 13,2 м показали, что при неудачно принятых параметрах движения при крутых поворотах возможна остановка внутренних по отношению к центру поворота колес тележки полуприцепа (или даже их вращение в обратную сторону) и значительный поперечный юз.

Выбор режимного параметра поворота. Чтобы обеспечить плавность траектории и при этом вписаться в ограничения на местности, должна быть правильно задана величина режимного параметра поворота – отношения угловой скорости поворота управляемых колес (условно – скорости вращения водителем рулевого колеса) к линейной скорости движения автотранспортного средства. Как отмечено в [1], для обеспечения плавности поворота автопоезда траектория шкворня седельно-сцепного устройства (основная траектория тягача) должна обязательно иметь три участка: участок входа в поворот, круговой участок, участок выхода из поворота.

Центральный угол кругового участка основной траектории тягача (см. рис. 1) определяется по формуле [1]:

$$\varphi_{\kappa} = \Psi - 2\psi_{0\,\text{max}} \,, \tag{1}$$

где Ψ – угол поворота автопоезда; $\psi_{0\text{max}}$ – максимальный угол поворота продольной оси тягача по отношению к первоначальному направлению движения на переходном (входном, выходном) участке траектории.

Текущее значение величины угла поворота продольной оси тягача ψ_0 определяется по формуле [1]

$$\Psi_0 = -\ln\cos\Theta_0 / k_n \cdot L_0, \qquad (2)$$

где Θ_0 – угол поворота управляемых колес тягача; L_0 – расстояние от основной точки тягача (седла) до передней оси (по проекции на плоскость дороги); k_n – режимный параметр.

Максимальное значение угол ψ_0 имеет при $\Theta_0 = \Theta_{0 \text{ max}}$,

$$\Theta_{0\max} = \operatorname{arctg}(L_0 / R_{0\min}), \qquad (3)$$

где $R_{0\min}$ – минимальный радиус кругового участка основной траектории тягача (см. рис. 2, $R_0 = R_{0\min}$ при $R_{HK} = R_{HK\min}$),

$$R_{0\min} = \sqrt{R_{\mu\kappa\min}^2 - L_0^2} - 0.5 B_{\kappa}, \qquad (4)$$

где $R_{HK\min}$ – минимальный радиус поворота переднего наружного колеса тягача; B_{K} – колея передних колес тягача.



Рис. 1 – ГПД автопоезда при его повороте: a – на 90°; δ – на 180°

В [1] дан диапазон рекомендуемых значений режимного параметра при движении автомобилей в различных условиях. В соответствии с этими рекомендациями и формулами (1)-(4) поворот, например, автомобилятягача КрАЗ-64431 (*L*₀ = 4,64 м, $B_{\kappa} = 1,99$ м, $R_{H\kappa \min} = 10,3$ м) на 90° с минимальным радиусом кругового участка ($R_{0\min} = 8,2$ м) возможен при значении режимного параметра не 0,039 рад/м. менее При $k_n < 0.039$ рад/м, как показывают вычисления, центральный угол кру-



Рис. 2 – К определению радиуса R_0

гового участка основной траектории тягача оказывается отрицательным (рис. 3, а). Это означает, что траектория тягача будет иметь только два участка: участок входа в поворот и участок выхода из поворота, и эти участки не будут иметь плавного сопряжения, что осуществить без остановки автомобиля невозможно.



Рис. 3 – Зависимость центрального угла φ_{κ} кругового участка основной траектории тягача КрАЗ-64431 от режимного параметра k_n при коэффициенте сцепления $\varphi_n > 0,6$ (сухая дорога с асфальтобетонным или цементобетонным покрытием [4]): а – поворот на 90°; б – разворот на 180°

При таких значениях k_n поворот возможен только при $R_0 > R_{0\min}$. При

центральном угле кругового участка, например, $\varphi_{\kappa} = 10^{\circ}$ поворот на 90° возможен при $k_n = 0,037$ рад/м и $R_0 = 9$ м, $k_n = 0,03$ рад/м и $R_0 = 10$ м, $k_n = 0,022$ рад/м и $R_0 = 12$ м, $k_n = 0,014$ рад/м и $R_0 = 15$ м, что видно из графиков на рис. 4, построенных на основании формул (1)-(4). Разворот этого же тягача на 180° при $R_0 = R_{0 \min} = 8,2$ м возможен при значении режимного параметра не менее 0,02 рад/м (рис. 3, 6). При $k_n < 0,02$ рад/м разворот на 180° возможен только при $R_0 > R_{0 \min}$ (рис. 5).



Для сравнения, поворот автомобиля-тягача МАЗ-6422А5, база которого меньше базы тягача КрАЗ-64431 на 1,3 м ($L_0 = 3,34$ м, $B_\kappa = 2,032$ м, $R_{H\kappa \min} = 9,2$ м) с минимальным радиусом кругового участка ($R_{0\min} = 7,56$ м) возможен при меньших значениях режимного параметра: $k_n = 0,034$ рад/м (на 90°) и $k_n = 0,018$ рад/м (на 180°).

В реальных условиях умение задать правильную величину режимного параметра зависит от мастерства водителя, который на основе своего опыта определяет необходимую скорость вращения рулевого колеса в зависимости от скорости движения автомобиля на повороте. Но даже самый хороший водитель не сможет вписаться в поворот, если геометрические параметры управляемого им автотранспортного средства не будут соответствовать имеющимся на конкретной местности условиям проезда. С другой стороны,

как показывает практика, то, что водитель в ограниченных условиях местности смог вписаться в поворот, еще не означает, что транспортное средство совершило поворот во всех отношениях удовлетворительно.



Рис. 5 - К определению возможного режима поворота тягача КрАЗ-64431 на 180°

Самым распространенным отрицательным явлением, на которое необходимо обращать внимание водителю автопоезда с полуприцепом с неуправляемыми колесами при совершении поворота, является поперечный юз колес тележки. Хотя поворот не только многоосного, но даже двухосного полуприцепа без поперечного юза невозможен в принципе, его величина должна быть сведена к минимуму. В литературе вопрос поперечного юза колес тележки не рассматривается, в частности, в работах [1-4] о нем не упоминается ничего.

Очевидно, что допускаемую величину юза определить для общего случая практически невозможно, так как она зависит и от скорости движения полуприцепа, и от коэффициента сцепления его шин с дорогой, и от сил сцепления шины с ободом колеса. Считается, что для нормальных условий эксплуатации величина юза при повороте приемлема тогда, когда визуально он не определяется. Иначе говоря, радиус поворота автотранспортного средства, при котором заметен поперечный юз колес, считается недостаточным.

Другим отрицательным явлением, на которое необходимо обращать внимание и водителю, и специалистам, выполняющим расчет и построение габаритной полосы движения автопоезда на поворотах, является вращение колес тележки в сторону, обратную направлению движения тележки полуприцепа. Это явление имело место и при испытаниях на маневренность автопоезда в составе тягача КрАЗ-64431 и двухосного полуприцепа с длиной базы 13,2 м на ПАО "Азовмаш". Было замечено, что даже при обеспечении плавности траектории тягача при осуществлении поворота, т.е. при наличии в траектории кругового участка, при недостаточно большом радиусе поворота колеса тележки полуприцепа не только испытывают значительный поперечный юз, но и на определенной стадии поворота внутренние по отношению к центру поворота (далее – «внутренние») колеса могут перестать вращаться, либо даже начать вращение в обратную сторону. Поскольку такое явление недопустимо, изучение причин его возникновения и определение условий его предотвращения является весьма актуальной задачей для проектировщиков длиннобазных полуприцепов с неуправляемыми колесами.

Траектория середины передней оси тягача



Рис. 6 – Схематичное представление движения автопоезда на повороте

лежки полуприцепа (А)). На основе ГПД строится план положений звена-



Рис. 7 – К вопросу кинематического анализа автопоезда: а – кинематическая схема

ΓД

автопоезда; б – план скоростей для текущего

54

Кинематический анализ движения седельного автопоезда при его поворотах на 90° и 180°. Для выполнения кинематического анализа автопоезд рассматриваем как двухповодковую группу Ассура, звенья которой представляют тягач и полуприцеп (рис. 6, 7). Внешние и внутренний шарниры группы перемещаются по траекториям, определенным при построении ГПД. Внутренний шарнир (О) перемещается по основной траектории автопоезда (она же – основная траектория тягача - траектория седла тягача), внешние: один - по траектории середины передней оси тягача (В), другой - по основной траектории полуприцепа (траектории середины те-

полуприцепа и по известной по величине и направлению скорости основной точки автопоезда (т. О) и известному направлению скорости основной точки полуприцепа (т. А) методом планов скоростей определяется скорость этой точки (рис. 7, б) $\vec{v}_A = \vec{v}_O + \vec{v}_{A/O}$, а далее – скорости центров колес тележки полуприцепа (рис. 8)

$$\vec{v}_{K_i} = \vec{v}_A + \vec{v}_{K_i}/A, \qquad (5)$$

$$\mathbf{v}_{\mathbf{K}_{i}/\mathbf{A}} = \boldsymbol{\omega}_{\mathbf{K}_{i}\mathbf{A}} \cdot \mathbf{K}_{i}\mathbf{A} ,$$

$$\boldsymbol{\omega}_{\mathbf{K}_{i}\mathbf{A}} = \boldsymbol{\omega}_{\mathbf{O}\mathbf{A}} = \vec{\mathbf{v}}_{\mathbf{O}/\mathbf{A}} / \mathbf{O}\mathbf{A} = \left|\vec{\mathbf{v}}_{\mathbf{A}/\mathbf{O}}\right| / \mathbf{O}\mathbf{A} , \quad (6)$$

где i – номер колеса (на рис. 8 рассмотрен вариант полуприцепа на трехосной тележке, колеса 1 и 2 принадлежат передней оси тележки, колеса 3 и 4 – средней оси, а колеса 5 и 6 – задней оси).

Как видно из схем и планов скоростей, изображенных на рис. 7 и 8, вследствие наличия составляющей скорости т. О (шкворня полуприцепа) относительно т. А (центра тележки), вызывающей вращение полуприцепа как жесткого тела относительно центра тележки (скорость $\vec{v}_{O/A}$, $\vec{v}_{O/A} = -\vec{v}_{A/O}$), линейные скорости центров наружных колес (колеса 1, 3, 5) при совершении автопоездом поворота увеличиваются по сравнению со скоростью центра тележки, а

линейные скорости центров внутренних колес (колеса 2, 4, 6) уменьшаются. Уменьшение линейной скорости центров внутренних колес тележки приводит к замедлению вращения этих колес.

Наибольшее замедление вращения имеет колесо средней оси, что видно из рис. 8, в. В данном случае все внутренние колеса тележки движутся в направлении движения центра тележки (об этом свидетельствует то, что проекции скоростей центров колес на направление скорости центра тележки положительное). Следовательно, их вращение происходит в ту же сторону, что и вращение наружных колес, т.е. в на-



Рис. 8 – Кинематический анализ автопоезда:
 а – инематическая схема автопоезда, б – план скоростей центров колес тележки полуприцепа,

 в – разложение скоростей центров внутренних колес на составляющие вдоль и поперек направления движения центра тележки

правлении движения автопоезда. Однако поскольку величина скорости центра внутреннего колеса определяется как сумма вектора скорости центра тележки и вектора вращательной скорости центра колеса относительно центра тележки, при определенном соотношении величин этих векторов суммарный вектор может стать таким, что его проекция на направление скорости центра тележки будет отрицательной. В этом случае колесо будет вращаться в направлении, обратном направлению движения автопоезда.

Из рис. 8, в также видно, что поскольку векторы скоростей центров колес не совпадают по направлению с вектором скорости центра тележки, все колеса при повороте имеют поперечный юз, причем колеса передней и задней осей испытывают больший юз, чем колеса средней оси.

Наличие эффекта замедления вращения внутренних колес тележки на поворотах обусловливает необходимость при расчетах параметров габаритной полосы движения автопоезда при повороте выполнять дополнительный анализ скоростей колес с тем, чтобы гарантировать невозможность остановки колес и тем более – их вращения в обратную сторону. Суть этого анализа состоит в установлении соотношений между величинами векторов скорости центра тележки полуприцепа и вращательной скоростей (рис. 8, б) и формул (5), (6), замедление вращения внутренних колес будет тем больше, чем меньше будет скорость центра тележки \vec{v}_A и чем больше будет угловая скорость вращения полуприцепа относительно этого центра ω_{OA} .

Если построить планы скоростей точек А, О и Р автопоезда для ряда его последовательных положений в процессе поворота, получаем картину, представленную на рис. 9. При построении данных планов скоростей принималось, что величина линейной скорости тягача в процессе поворота остается постоянной, как это принято в работах [1] и [2]. Геометрические характеристики автопоезда и параметры движения приняты следующими: база тягача $L_0 = 4,64$ м, база полуприцепа 9,0 м (от седельно-сцепного устройства до первой оси тележки полуприцепа), тележка полуприцепа – трехосная, расстояние между осями 1,4 м/ 1,4 м, ширина колеи тележки 2,0 м, радиус поворота тягача $R_0 = R_{0 \min} = 8,2$ м, режимный параметр $k_n = 0,04$ рад/м. Построения выполнены для случая поворота автопоезда на 180°.



Рис. 9 – Планы скоростей точек А, О и Р автопоезда для ряда его последовательных положений в процессе поворота на 180°

Как видно из построений, на входе тягача в поворот скорость т. А непрерывно уменьшается. Наименьшее значение скорости т. А имеет в положении,

когда тягач уже сделал поворот на 180°, а тележка полуприцепа повернула только на 90° и находится посередине кругового участка траектории поворота (положение 8). Величина же относительной скорости $v_{O/A}$ ($\vec{v}_{O/A} = |\vec{v}_{A/O}|$) на этом участке поворота увеличивается, следовательно, увеличивается и угловая скорость вращения полуприцепа относительно центра тележки ω_{OA} . Поэтому наибольшее замедление вращения внутренних колес тележки для данного автопоезда будет происходить на этом участке поворота.

План скоростей центров внутренних колес тележки для положения 8 представлен на рис. 10. Из него видно, что линейные скорости центров внутренних колес

Рис. 10-

План

скоростей

центров

внутренних

колес

тележки

для поло-

жения 8

 $(V_{K_2}, V_{K_4}, V_{K_6})$ на 20 ... 35% меньше скорости центра тележки (V_A) , однако поскольку проекции векторов этих скоростей на направление вектора \vec{V}_A положительные, колеса вращаются в направлении движения центра тележки. Разумеется, для автопоезда, имеющего геометрические параметры, отличные от принятых для вышеприведенных построений, результаты будут другими.

Автоматизация расчета и построе-

ния ГПД автомобилей и седельных автопоездов. Поскольку построение габаритной полосы движения автопоезда и последующий кинематический анализ движения весьма трудоемки, создано специальное программное обеспечение, позволяющее автоматизировать построение габаритной полосы движения автопоезда при поворотах на 90° и 180° и выполнение кинематического анализа движения его звеньев для произвольного положения на траектории поворота. Программирование произведено в среде C++ Builder.

Математическую основу построения ГПД в автоматизированном режиме составляют соотношения, приведенные в работах проф. Я.Х. Закина [1] и [2]. Текущие координаты точек переходных (входного и выходного) участков основной траектории тягача (рис. 11) задавались по формулам [1], [2]



Рис. 11 – Построение основной траектории тягача при его повороте: а – на 90°; б – 180°





 $\begin{aligned} x_{O_i} &= \frac{1}{k_n} \int_{0}^{\Theta_{O_i}} \cos\left(-\frac{\ln\cos\Theta_0}{k_n L_0}\right) \mathrm{d}\Theta_0 \approx \\ &\approx \frac{\Theta_{O_i}^3}{6k_n^2 L_0} + \frac{\Theta_{O_i}^5}{60k_n^2 L_0}; \\ y_{O_i} &= \frac{1}{k_n} \int_{0}^{\Theta_{O_i}} \sin\left(-\frac{\ln\cos\Theta_0}{k_n L_0}\right) \mathrm{d}\Theta_0 \approx \\ &\approx \frac{\Theta_{O_i}}{k_n} - \frac{\Theta_{O_i}^5}{40k_n^3 L_0^2}, \end{aligned}$

координаты центра кривизны С кругового участка основной траектории тягача – по формулам [1] $x_C = x_{0\text{max}} - R_0 \sin \psi_{0\text{max}},$ $y_C = y_{0\text{max}} + R_0 \cos \psi_{0\text{max}},$ координаты точек других траекторий (середины тележки

полуприцепа, внешних и внутренних габаритных кривых тягача и полуприцепа) определялись из решения систем уравнений, составленных в соответствии с последовательностью графических построений по методике, изложенной в [1].

В созданном приложении (рис. 12) по заданным исходным данным (база тягача, ширина его колеи, габаритная ширина, передний и задний свес, радиус поворота переднего наружного колеса, режимный параметр, база полуприцепа, его габаритная ширина и задний свес, база и ширина колеи тележки) можно рассчитать ГПД (рис. 13), построить ее (рис. 14) и просмотреть результаты кинематического анализа (скорости характерных точек звеньев автопоезда и скорости центров колес тележки полуприцепа по относительной величине и по направлению для произвольного положения автопоезда на траектории поворота, рис. 15-17).

Данное приложение на несколько порядков уменьшает затраты времени не только на построение габаритной полосы движения автопоезда, но и позволяет в интерактивном режиме проводить анализ влияния на ее размеры геометрических параметров тягача и полуприцепа, что весьма ценно на стадии эскизного проектирования при разработке новых автотранспортных средств. С помощью данного приложения легко может быть выполнен анализ габаритной полосы не только в отношении ее размеров, но и в отношении величины поперечного юза колес тележки и возможности их остановки или изменения направления вращения в процессе поворота автопоезда.

На рис. 14 представлена габаритная полоса движения автопоезда в составе седельного тягача КрАЗ-64431 и полуприцепа с базой 10,2 м, при повороте на 90° (а) и на 180° (б) с радиусом поворота $R_0 = R_{0 \min} = 8,2$ м при режимном параметре $k_n = 0,04$ рад/м, построенная с помощью разработанного

приложения. Основные геометрические размеры полосы (б) следующие: длина площадки разворота – 19 м, ширина площадки разворота – 23 м.

a massa saw	50000					(💶 🖂 🗶 🗸 Габоритных планса дажанных
ые даннь	ie Koop	динаты	гпа	Плань	скорос	тей Ре	зультат	ы расч	ета	Исходные данные Координаты ГПД. Планы скоростей Результаты расчета
		Bxo	д в пов	орот						
Nº n	In Teta.	пхО. м	VO. M	XA. M	VA. M	XT.M	VT.M	хВ. м	vВ. м ≜	Исходные данные и результаты расчета
0	0	0	0	0	-11 19	9-1 248	5.880	1.324	-13 490	Колея колес тележки полуприцепа 1950 мм
1	1	0.000	0.436	2 237	-10.76	3-1 238	6 318	1 324	-13.053	Габаритная ширина полуприцепа 2650 мм
2	2	0.000	0.972	2 238	-10.92	7-1 218	6 759	1 924	-12.617	Задний свес полуприцепа 1650 мм
-	-	0.000	1 000	0.000	0.001	1 107	7 201	1.024	10 101	
0	-°	0.003	1.308	0.000	-0.001	-1.107	7.201	1.024	-12.101	
14	4	0.007	1.745	0.000	-9.404	-1.143	7.045	1.323	-11.745	Head Report and Strangener
										an on hospital and pageos
										Режимный параметр поворота 0.04 радум
		Kp/	говой	мастон			1 -			
Nº n	п бкру	т, хО, м	γО, м	жA, м	yA, M	хT, м	yT, M	хВ, м	<u>уВ, м</u> -	TRUHSTO DOS PACYETA
30	0	3.025	12.215	0.667	1.266	6.115	17.372	1.479	-1.251	
31	1	3.037	12.229	0.670	1.282	6,178	17.355	1.473	-1.238	Faza Taraya (nacy) 4 640 M
32	2	3,136	12.333	0.696	1.402	6,366	17.403	1.482	-1.124	Колея передних колес тязия 1 990 м
33	3	3.236	12.435	0.723	1.520	6.554	17.448	1.492	-1.010	Kones zanuez konec terava 1.840 m
34	4	3.338	12.535	0.751	1.638	6.711	17.511	1.509	-0.896 -	Габаритная ширина тягана 2.5 м
										Передника спес тагача 1 240 м
										Задний свес тагача (расч.) 1 590 м
		86	ходиз	10BODO	Ta .	1-	1 =	-		••••••••
Nº n	in Teta,	TOXO, M	VO, M	XA, M	VA, M	XI.M	VI.M	XB, M	VB. M	PE3U/DEATH PACHETA
35	29.50	3.365	12.561	0.758	1.669	6.928	17.403	1,500	-0.870	
36	29	3.530	12.708	0.801	1.845	7.274	17.411	1.500	-0.706	Минимальный радиус кругового участка основной траектории тягача 8.20 м
37	28	3.869	12.987	0.892	2.190	7.838	17.502	1.531	-0.376	Радиус кругового участка основной траектории тягача принят равным минимальному (8,20 м)
38	27	4.222	13.250	0.989	2.526	8.398	17.574	1.566	-0.055	
39	26	4.586	13.495	1.092	2.854	8.952	17.627	1.605	0.258 🔳	Максимальный угол поворота управляемых колес тягача при движении по круговому участку
										траектории 29.50 градусов
										Координаты центра кривизны кругового участка основной траекории тягача
		Пр	ямолин	иный ч	масток	после и	выхода и	зпово	рота	хC= 9.03 м
NE D	In	VO M	WO M	VA M	WA M	VT M	VT M	VB M	UR M	yC= 6.63 M
65		15 581	15 588	6 236	9413	21 461	16,836	5.044	7.051	Центральный угол кругового участка основной траектории тягача 4.26 градусов
00		15.00	15.500	6 276	0.605	21.001	10.000	5 101	7.166	Длина криволинейного участка основной траектории тягача 15.67 м
00	- F	15.70	10.000	0.370	0.500	21.001	10.000	5.001	7.100	Ширина криволинейного участка основной траектории тягача 15.67 м
67	-	15.981	10.586	0.018	9.596	21.861	10.836	5.281	7.257	Максимальный угол поворота продольной оси тягача по отношению к первоначальному
68	-	16.181	15.586	6.661	9.686	22.061	16.836	5.402	7.359	направлению движения 42.87 градусов
69		16.381	15.586	6.807	9.775	ZZ.261	16.836	5.526	7.46U 🔟	

Рис. 13 – Расчет параметров ГПД при помощи разработанного приложения



Рис. 14 – Автоматизированное построение ГПД на примере автопоезда, состоящего из тягача КрАЗ-64431 и полуприцепа с длиной базы 10,2 м при радиусе поворота 8,2 м (масштабная сетка – 1м×1м) при повороте автопоезда: а – на 90°: б – на180°

Планы скоростей для неблагоприятных наиболее положений полуприцепа в отношении поперечного юза и возможности смены направления вращения колес тележки (конец кругового участка



траектории тягача – начало выхода из поворота) представлены на рис. 16, а.



60

передние колеса тягача

задние колеса тягача колеса тележки полуприцепа Анализ ГПД и планов скоростей седельных автопоездов. Как видно из планов скоростей (рис. 16, а), направления скоростей центров внутренних колес тележки для рассматриваемого автопоезда таковы, что вращение колес происходит вперед – в направлении движения автопоезда. Величина поперечного юза на наиболее неблагоприятном (крутом) участке составляет 290 мм на 1 м траектории центра тележки. Она вычисляется следующим образом. По разности углов между векторами скоростей центра тележки в конечной и начальной точках участка определяется угол поворота центра тележки $\Delta \mathcal{G} = \mathcal{G}_{\kappa} - \mathcal{G}_{\mu}$ на данном участке и по величине этого угла и расстоянию *r* между проекциями на дорогу центра тележки и центра колеса наиболее удаленной (передней или задней) оси определяется перемещение Δs центра колеса при повороте тележки на угол $\Delta \mathcal{G} : \Delta s = r \cdot \Delta 9 \cdot (\pi/180)$. В данном случае $\mathcal{G}_{\mu} = 56^{\circ}$, $\mathcal{G}_{\kappa} = 118^{\circ}$, r = 1180 мм, $\Delta s = 1277$ мм. Длина траектории центра тележки на этом участке $\Delta l = 4,4$ м. Следовательно, поперечный юз на этом участке составляет $J = \Delta s / \Delta l = 290$ мм/м.

Результаты кинематического анализа движения, полученные при помощи разработанного приложения, для ряда длиннобазных автопоездов при их поворотах на 90° и на 180° показывают, что чем больше база полуприцепа, тем больше неблагоприятный участок (в отношении юза колес тележки и остановки их вращения) смещен от середины кругового участка поворота к концу переходного участка выхода из поворота. Планы скоростей для таких наиболее неблагоприятных положений при повороте на 180° показаны на рис. 16.

Из рис. 16 видно, что при повороте длиннобазных автопоездов на 180° с минимальным радиусом кругового участка основной траектории тягача даже при рекомендуемом [1] значении режимного параметра поворота $k_n \approx 0.04$ рад/м (рис. 3, б) скорости центров внутренних колес тележки полуприцепа на некотором участке (конец кругового участка поворота – начало выхода тягача из поворота) существенно уменьшаются. Для полуприцепа с длиной базы 10,2 м скорость наружных по отношению к центру поворота колес составляет 40% скорости v_O (скорости основной точки автопоезда – оси шкворня полуприцепа), скорость же внутренних по отношению к центру поворота колес – лишь 17%. При большей базе полуприцепа (11,2 м) скорость наружных колес тележки $0,3 \text{ v}_{\Omega}$, внутренних $-0,12 \text{ v}_{\Omega}$, поперечный юз – до 335 мм/м. Если базу полуприцепа увеличить до 12,5 м, при таких параметрах ГПД скорость наружных колес тележки на выходе из кругового участка поворота уменьшится до $0,2 v_{O}$, внутренние же колеса тележки на этом участке уже перестанут вращаться, а юз увеличится до 575 мм/м. При еще большей базе полуприцепа (13,2 м) скорость наружных колес уменьшается до 0,08 v_O, а внутренние колеса вращаются в сторону, противоположную направлению движения полуприцепа; юз колес тележки полуприцепа становится явно недопустимо большим – до 1135 мм/м. Для предотвращения вращения внутренних колес тележки в обрат-

a	Юз (мм/м) – 1135 $k_n = 0,04$ рад/м, $R_0 = R_{0 \min} = 8,2$ м	v A v Alo v P v Plo
б	Юз (мм/м) – 380 $k_n = 0,04$ рад/м, $R_0 = 10$ м	v A v Alo v O v PlO v PlO
в	Юз (мм/м) – 360 $k_n = 0,035$ рад/м, $R_0 = 10$ м	v A v Alo v P v P
Г	Юз (мм/м) – 180 $k_n = 0,035$ рад/м, $R_0 = 12$ м	vAlo v O v PIO

Рис. 17 – Планы скоростей: а – при минимальном радиусе кругового участка основной траектории тягача; б, в, г – при увеличенном радиусе кругового участка основной траектории тягача ную сторону необходимо увеличение радиуса кругового участка основной траектории тягача и (или) уменьшение величины режимного параметра поворота. Планы скоростей при увеличенном радиусе кругового участка приведены на рис. 17 (база полуприцепа 13200 мм).

Из рис. 17 видно, что при увеличенном радиусе кругового участка траектории тягача (10 м и 12 м) и уменьшенном режимном параметре поворота (условно – меньшей скорости вращения води-

телем рулевого колеса, 0,035 рад/м) все колеса тележки вращаются в направлении движения полуприцепа, а юз на наиболее неблагоприятном участке поворота существенно уменьшается. Вместе с тем следует отметить, что и габаритные размеры площадки разворота (особенно - ширина) при этом возрастают. Для случаев, рассмотренных на рис. 17, а и 17, г, они составляют соответственно 19 м×23 м и 21 м×30 м.

Определение размеров площадки, достаточной для разворота автопоезда без визуально определяемого юза. Как отмечено в п.1 настоящей статьи, считается, что для нормальных условий эксплуатации величина поперечного юза колес тележки полуприцепа при повороте приемлема тогда, когда визуально он не определяется. Поскольку в настоящее время допускаемая величина юза нормативными документами не регламентируется, ее оценку выполняем из следующих соображений. В ГОСТ Р 52389-2005 [5] указано, что "...любое транспортное средство категорий М₂, М₃, N или любой полуприцеп должны иметь возможность поворота на 360° в любую сторону внутри площади, заключенной между двумя концентрическими окружностями радиусами $R_{2.наp} = 12,5$ м и $R_{2.6H} = 5,3$ м" (п. 5.6.1). В п. 5.6.1.2 того же документа отмечено, что полуприцеп отвечает этим требованиям в случае, если расстояние от оси седельно-сцепного устройства до центра неуправляемой тележки не превышает $\sqrt{(12,50-2,04)^2 - (5,30+B/2)^2}$, где B – ширина полуприцепа.

Такое условие выполняется для полуприцепов базой до 7,45 м (здесь принято B = 2,5 м, база тележки 1,4 м, колея 1,9 м). Для тележки с такими размерами r = 1180 мм. Радиус основной траектории полуприцепа при круговом движении $R_1 \approx R_{2.6\mu} + B/2 = 6,55$ м. Получаем, что при повороте этого автопоезда на 360° $\Delta s = r \cdot 2\pi = 7414$ мм, $\Delta l = R_1 \cdot 2\pi = 6,55 \cdot 2\pi = 41,2$ м. Таким образом, стандартом [5] юз, не превышающий по крайней мере $J = \Delta s / \Delta l = 180$ мм/м, допускается. Выполним сравнение этой величины с расчетной величиной юза для двух случаев испытаний автопоездов на маневренность в ПАО "Азовмаш": когда юз визуально не определялся и когда он был заметен.

Случай 1. Испытание на маневренность автотопливозаправщика AT3-40 (автопоезд в составе тягача КрA3-6443 и полуприцепа базой 6,6 м). Повороты на 180° выполнялись при радиусах кругового участка основной траектории тягача 9,2 м (наименьшем при режимном параметре 0,03 рад/м) и 12,5 м. Результаты испытаний совпадают с расчетными (размеры площадок разворота – 21 м×25 м (при $R_0 = 9,2$ м) и 22 м×30 м (при $R_0 = 12,5$ м), ширина коридора – соответственно 7,2 м и 6,0 м). Юз визуально не был замечен, по расчету он составляет до 135 мм/м (при $R_0 = 9,2$ м) и до 115 мм/м (при $R_0 = 12,5$ м).

Случай 2. Испытание на маневренность транспортного агрегата для перевозки длинномерного груза (полуприцеп имеет базу 10,2 м). При вписывании автопоезда в ГПД при развороте на 180°, рассчитанную при рекомендуемом [1] значении режимного параметра $k_n = 0,03$ рад/м и при $R_0=R_{0min} = 10,2$ м (ширина площадки разворота 26 м, длина площадки разворота 19 м), юз колес тележки был заметным. По расчету он составляет 355 мм/м (в два раза больше, чем J = 180 мм/м). Чтобы при развороте такого автопоезда на 180° юз колес тележки полуприцепа не превышал 180 мм/м, радиус кругового участка основной траектории тягача необходимо увеличить на 1 м ($R_0=11,2$ м). Ширина площадки разворота при этом увеличивается с 26 м до 28 м.

Для рассмотренного ранее (см. рис. 17) автопоезда с полуприцепом базой 13,2 м (тележка полуприцепа – двухосная (ЧМЗАП-8410), база 1215 мм, колея 2710 мм) для ограничения юза в пределах 180 мм/м радиус кругового участка основной траектории тягача (КрАЗ-64431) необходимо увеличивать с 8,2 м до 13,5 м (при $k_n = 0,035$ рад/м). При этом размеры площадки, необходимой для разворота, увеличиваются с 19 м×23 м (рис. 18, а) до 22 м×32,5 м (рис. 18, б).

Заключение. При определении минимальных размеров площадки для безопасного поворота седельного автопоезда необходимо учитывать не только рекомендации [1] по выбору режимного параметра, но и результаты кинематического анализа движения автопоезда и показатель поперечного юза, особенно – если длина базы полуприцепа превышает 10 м. При неудовлетворительных результатах кинематического анализа и при большом показателе поперечного юза следует увеличивать размеры ГПД путем пересчета ее при большем радиусе кругового участка основной траектории тягача и (или) меньшем значении режимного параметра (при более медленном повороте управляемых колес тягача).



Список литературы: 1. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. – М.: Транспорт, 1986. – 136 с. 2. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда. – М.: Транспорт, 1967. – 252 с. 3. Греков В.Ф., Орлов С.В., Пьянков А.А., Ткаченко Ю.А. Влияние конструктивно-компоновочных схем транспортных средств на их маневренность// Системи обробки інформації, 2008. – Вип. 3 (70). – С. 34-38. 4. В.А. Иларионов, М.М. Морин, Н.М. Сергеев и др. Теория и конструкция автомобиля. – М.: Машиностроение, 1979. – 303 с. 5. ГОСТ Р 52389-2005. Транспортные средства колесные. Массы и размеры. Технические требования и методы испытаний.

Надійшла до редакції 12.09.2012

УДК 539.3

64

И.А. КИРИЧЕНКО, д.т.н., проф., зав. каф. метрологии Восточноукраинского нац. ун-та им. В. Даля, Луганск;

Е.Н. БАРЧАН, к.т.н., гл. констр. НТК ЧАО "АзовЭлектроСталь", Мариуполь; *О.В. КОХАНОВСКАЯ*, научн. сотр. каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ"

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВИБРОУДАРНЫХ МАШИНАХ

В статье описана методика и результаты экспериментальных исследований динамических процессов в виброударных машинах. Исследования проведены на примере выбивной машины для выбивки крупного литья. Применен метод динамической электротензометрии.

Ключевые слова: виброударная машина, экспериментальные исследования, динамический процесс, собственная частота колебаний, резонанс

У статті описана методика і результати експериментальних досліджень динамічних процесів у віброударних машинах. Дослідження проведені на прикладі вибивної машини для вибивки крупного литва. Застосовано метод динамічної електротензометрії.

Ключові слова: віброударна машина, експериментальні дослідження, динамічний процес, власна частота коливань, резонанс.

© И.А. Кириченко, Е.Н. Барчан, О.В. Кохановская

In the paper methodology and results of experimental researches of dynamic processes in vibroshock machines are described. Studies are undertaken on example of knock-out machine for large casting shake-out. The method of dynamic electric tensometry is applied.

Keywords: vibroshock machine, experimental researches, dynamic process, oscillations eigenfrequency, resonance

Введение. В процессе проектирования сложных машиностроительных конструкций возникают задачи обеспечения достоверности расчетных схем, применяемых для исследования динамических процессов с привлечением таких современных методов как твердотельное моделирование систем с конечным числом степеней свободы и метод конечных элементов. Применение расчетных схем требует в качестве исходных данных значения параметров численных моделей, в т.ч. инерционно-жесткостных, граничных условий и нагрузок. Точность исходных данных обеспечивает, в свою очередь, высокую точность численных результатов. В последующем при использовании данных моделей в специализированных интегрированных системах автоматизированного анализа и синтеза элементов сложных механических систем обеспечивается и точность исследований, и заданные динамические, ресурсные, нагрузочные, прочностные, а также жесткостные характеристики проектируемых изделий. В конечном итоге обеспечиваются высокие технические характеристики и конкурентоспособность выпускаемой продукции [1, 2].

Необходимо отметить, что существующие в настоящее время численные методы моделирования процессов в динамических системах не обеспечивают только за счет своих внутренних средств контроль точности результатов моделирования по сравнению с поведением реальных объектов. Актуальной становится задача обеспечения достоверности используемых расчетных схем при численном исследовании сложных машин. В свое время на основе некоторых подходов, описанных в [3, 4], предложен вариант реализации расчетно-экспериментального метода исследований, при использовании которого в качестве основного результата выступают достоверные и точные расчетные модели исследуемых объектов, получаемые соединением в едином процессе численных и экспериментальных исследований их реакции на действие технологической нагрузки [1, 2].

Идея данного подхода состоит в том, что параметры моделей всех уровней определяются по степени соответствия результатов моделирования данным экспериментальных исследований.

В данной статье описываются исследования, проводимые на примере такого сложного объекта как виброударная машина для выбивки крупного вагонного литья. Для такой машины важной проблемой является обеспечение прочности, поскольку режим ее эксплуатации чрезвычайно интенсивен. В то же время достоверная методика определения нагрузок, действующих на машину, отсутствует. Это вызвано сложностью прямого измерения нагрузки, передаваемой между технологическим грузом, который разрушается в процессе работы и образовывает между грузом и машиной слой среды из горелой смеси, раздробленной на разные фракции. Таким образом, нужно переходить на непрямые измерения силы ударного взаимодействия, в частности, в данной работе для этого использована методология, описанная в [1, 2] и базирующаяся на применении данных измерений напряженнодеформированного состояния корпуса виброударной машины.

Методика экспериментального исследования рабочих процессов в выбивной транспортирующей машине с дебалансным приводом. Целью настоящей работы является анализ результатов экспериментальных испытаний, которые и составляют базу данных последующих исследований, на примере выбивной транспортирующей машины (BTM) [1, 2] (рис. 1).





Рис. 1 – Выбивная транспортирующая машина, работающая в ЧАО "АзовЭлектро-Сталь"в составе линии по производству крупных отливок

Экспериментальное исследование динамических процессов в выбивных транспортирующих машинах является одним из наиболее ответственных этапов в общей структуре их анализа и синтеза. В частности, этот этап является одним из основных источников информации при расчетно-экспериментальном уточнении параметров численной модели выбивной транспортирующей машины [1, 2].

Задачи, возникшие в процессе экспериментальных исследований, в данном случае призваны дать ответы на следующие вопросы:

1. Характер динамического процесса выбивки комьев с отливками на ВТМ.

2. Характеристики движения ВТМ.

3. Величины и распределения деформаций элементов корпуса решетки при действии эксплуатационных нагрузок.

4. Действительные усилия, возникающие в элементах ВТМ на разных этапах технологического процесса отделения отливок от формовочной смеси.

В связи с этими задачами было предложено изготовить стенд в составе опытного образца ВТМ ("Грохот"), установленного в автоматической линии "KW" в ЧАО "АзовЭлектроСталь" (где и проводились испытания конструкции) и оснащенного тензодатчиками, усилительной и регистрирующей аппаратурой для фиксации процессов динамического нагружения элементов "Грохота".

Объект исследований – выбивная транспортирующая машина (решетка, грохот), модель 31260 (опытный образец). Выбивная решетка предназначена для отделения формовочной смеси от отливок, транспортирования формовочной смеси на уборочный конвейер и отливок на позицию съема в составе автоматической линии крупного вагонного литья на ПАО "Азовмаш". На рис. 2 приведен общий вид опытного образца выбивной транспортирующей машины "Грохот".

В состав конструкции входят:

• корпус, состоящий из двух боковин, позиция 1, 3 и 2, 4, скрепленных с двух сторон стенками 8 и подрешетными балками 5 и 6, изготовленными из двутавра, и торцевых платиков для скрепления их опорами дебалансов подрешетных балок;

• колосники рабочего полотна 7, которые устанавливаются на стяжки 5;

• вибровозбудитель 11, закрепленный в верхней части на опорах дебалансов;

 привод, включающий в себя два электродвигателя, муфты промежуточные, роликоопоры, лепестковые муфты и раму;

• опоры машины 9 (4 единицы);

• пружина опоры машины (в качестве амортизатора корпуса решетки применены сдвоенные (пружина в пружине) пружины 10 в количестве 16 пар по 4 пары на каждой опоре).

Основным приводным элементом вибратора является эксцентриковый вал 11 (см. рис. 2), постоянная дебалансная масса которого при вращении в подшипниковых опорах создает определенную величину возмущающей силы. На каждом конце эксцентрикового вала насажены 2 регулируемых дебаланса 12. Регулировка возмущающей силы дебаланса производится смещением дополнительных дебалансов на определенный угол относительно основного дебаланса за счет шлицевых пазов.

Исследуемый опытный образец ВТМ должен обладать следующими техническими данными и характеристиками: грузоподъемность – 100 кН; частота колебаний – 1000 об/мин; максимальная амплитуда колебаний полотна: вертикальная – 4,8 мм, горизонтальная – 2,8 мм; габаритные размеры: длина – 6300 мм, ширина – 4300 мм, высота – 2750 мм; масса – 15920 кг.

Экспериментальные исследования напряжений предлагается проводить на работающем "Грохоте" при его номинальной эксплуатационной загрузке. При испытаниях используются следующие средства измерительной техники: тензорезисторы типа КФ-5П-20-100; тензоусилители типа 8 АНЧ-26; компьютер с интерфейсом; соединительные кабели и монтажные провода. Измерения напряжений выполняются на следующих элементах конструкции "Грохота": на подрешетных балках и стенках дебалансов. На подрешетных балках № 1 – 3 и на двух стенках тензорезисторы устанавливаются согласно прилагаемой схеме (рис. 3, 4).



Рис. 3 - Схема установки тензорезисторов на подрешетных балках

Выбивная транспортирующая машина "Грохот" и подрешетные балки изготовлены из стали Ст.3кп, ГОСТ 380-90. Материал имеет следующие механические характеристики: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\rho = 7850 \ \kappa 2/m^3$, $\sigma_e = 415$ МПа, $\sigma_T = 270$ МПа, $\sigma_{-1} \approx 130$ МПа.



Рис. 4 – Схема установки тензорезисторов на стенках дебалансов: *а* – левая сторона, *б* – правая сторона

Результаты экспериментальных исследований. Харак-

тер динамических напряжений, полученных в результате испытаний, представлен на графиках (рис. 5-10). По оси ординат напряжения отложены в относительных единицах (1 ед.≈ 105 МПа).



ртирующей машины "Грохот". боконых с цетными иг

Рис. 2 – Общий вид опытного образца

выбивной транспортирующей

машины (показана часть модели)



В установившемся режиме работы "Грохота" частоты динамических напряжений, зарегистрированные при испытаниях, находились в пределах: на балках – 38 ÷ 52 Гц; на стенках дебалансов – 34 ÷ 38 Гц. Наибольшие величины динамических напряжений в исследованных элементах, полученные после обработки результатов измерений, приведены в таблице.

Анализ результатов. Из результатов проведенных динамических испытаний можно сделать следующие выводы и предложить некоторые рекомендации.

1. Металлоконструкции подрешетных балок и стенок опор дебалансов име-

ют недостаточную усталостную прочность, так как напряжения в подрешетной балке превышают предел выносливости. В результате в процессе опытной эксплуатации появились трещины в балках и стенках опор дебалансных валов.

Таблица – Максимальные величины динамич	еских напряжений
в исследованных элементах	

-	b necheqobunnux shementux										
п/	Исспелуемий	№ тен-	Напря-	№ тен-	Напря-						
БЦ	пселедуемыи	зорези-	жения,	зорези-	жения,	Примечание					
Ř	элемент	стора	МΠа	стора	МΠа						
	Полрешетная		1 = 0			Балка на верхнем поясе					
1	балка №1	1	172			имеет трещину в зоне ус-					
	0031Ku 5121					тановки тензорезистора					
2	Подрешетная	2	157	3	60						
2	балка №2	4	50			1					
2	Подрешетная	5	106	6	64						
3	балка №3	7	17,5	8	4,5	—					
4	Правая стенка	0	10.0	10	23.4	На одной опоре вала име-					
4	дебалансов	9	10,9	10	23,4	ются трещины					
5	Левая стенка	11	15,2	12	10,5						
3	дебалансов	13	3,5	14	5,2	—					

2. Конструкция подрешетных балок требует усиления.

3. С целью ужесточения стенок дебалансов предлагается выполнить накладки и ребра жесткости в зоне установки подшипников валов.

Дальнейшего изучения требует качественное и количественное изменение характера динамического процесса в машине для случая перехода от ненагруженного режима к рабочему. Полученные экспериментальные результаты служат в качестве массива исходных данных для расчетноэкспериментального уточнения параметров численной модели ВТМ с целью адекватного моделирования динамических процессов и последующего научно-обоснованного выбора параметров проектируемой машины.

При этом наиболее значимыми факторами для BTM являются ударная нагрузка от действия технологической нагрузки; динамический характер нагружения, вызывающий сильные вибрации элементов конструкции; недостаточная прочность опорных балок и стенок опор дебалансных валов.

Частичные мероприятия, которые напрямую следуют из результатов экспериментальных исследований, недостаточны, т.к. не затрагивают саму конструкцию машины. Для обоснованного выбора путей усовершенствования конструкции необходимым этапом является расчетное исследование динамических процессов и определение параметров достоверных расчетных схем, на основе которых определяется стратегия ее совершенствования.

Заключение. Как показали предварительные эксперименты на опытной конструкции ВТМ, возникают значительные проблемы при работе конструкции: сильные вибрации отдельных элементов; высокие динамические напряже-

ния в элементах металлоконструкции, превышающие предел выносливости материалов этих элементов; возникновение трещин в подрешетных балках и опорах дебалансных валов в процессе эксплуатации BTM.

Возникающие проблемы, как показывает анализ, не могут быть решены в рамках традиционных методик и моделей, и требуется разработка новых методов решения получаемой актуальной и важной задачи совершенствования конструкций выбивных транспортирующих машин для крупногабаритных отливок по критериям производительности, работоспособности, долговечности и прочности.

В данной работе представлены результаты экспериментальных исследований виброударной машины, которые являются основой для последующего уточнения величины нагрузок, действующих на машину. Они будут рассчитаны на основе комплекса расчетно-экспериментальных исследований, что составляет направление дальнейших разработок.

Список литературы: 1. Барчан €. М. Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибивної 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. – Харків, 2010. – 181 с. 3. Ткачук Н.А. Решение задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, А. В. Ткачук // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2004.– № 2, т. 2. – С.85-96. 4. 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 [и др.]// Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2006.– №1.–С. 57-79.

Поступила в редколлегию 16.10.2012

УДК 539.3

Ю.В. КОСТЕНКО, асп. каф. ТММиСАПР, НТУ "ХПИ"; *А.В. ТКАЧУК*, к.т.н., ст. науч. сотр., ст. науч. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ";

А.В. ГРАБОВСКИЙ, к.т.н., науч. сотр. каф. ТММиСАПР, НТУ "ХПИ"; *Н.Н. ТКАЧУК*, к.т.н., мл. науч. сотр. каф. КГМ им. А.А.Морозова, НТУ "ХПИ"

ИЗМЕНЕНИЕ МАССЫ ОДНОГО ИЗ КОМПОНЕНТОВ И ЕГО ВЛИЯ-НИЕ НА ХАРАКТЕР ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВИБРО-УДАРНЫХ СИСТЕМАХ: МОДЕЛИ И ЧИСЛЕННЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

У цій статті розглядається задача про вплив змінної маси одного з компонентів віброударної системи на характер динамічних процесів, що в ній протікають.

Ключові слова: віброударна система, динамічний процес, змінна маса, числове інтегрування, усталений процес, ударний резонанс.

© Ю.В. Костенко, А.В. Ткачук, А.В. Грабовский, Н.Н. Ткачук

В данной статье рассматривается задача о влиянии переменной массы одного из компонентов виброударной системы на характер протекающих динамических процессов.

Ключевые слова: виброударная система, динамический процесс, переменная масса, числовое интегрирование, установившийся процесс, ударный резонанс.

This paper describes the task about influence of the variable mass in system components, on the character of the occurring dynamical processes.

Keywords: vibroshock system, dynamic process, changing mass, numerical integrating, established processes, shock resonance.

Введение. Виброударные машины имеют широкое применение в современной технике. Как правило, для анализа их динамики в наиболее простом случае используется интегрирование системы дифференциальных уравнений движения двухмассовой системы, связанной усилием ударного взаимодействия. Для определения же контактной силы ударного взаимодействия принято представлять ее в виде зависимости от относительной скорости и величины взаимного сближения (внедрения друг в друга) двух взаимодействующих тел. Эти модельные зависимости [1-6] имеют различный характер, который обусловлен геометрией и свойствами материала тел в каждом конкретном случае. Что является характерным для всех этих случаев, так это то, что параметры системы, такие как массы, жесткости, вязкости являются неизменными, что позволяет осуществить поиск значений интересующих параметров лишь для какого-то определенного момента времени. Более того, если спроецировать такую виброударную систему на реальность, то становится очевидным, что неизменность ряда параметров является идеализацией, призванной упростить решение задачи, но в то же время влияющей отрицательным образом на достоверность получаемой реальной картины, так как при таком условии не учитывается ряд факторов, действующих в реальных виброударных системах.

Целью данной работы является разработка подходов для решения задачи, одним из условий которой является частичное разрушение груза в процессе взаимодействия с ударной машиной, моделируемое изменением массы в процессе выполнения технологической операции.

Задача о моделировании динамических процессов в виброударных системах с частичным разрушением технологического груза была поставлена в статье [7]. Для того, чтобы описать силы ударного взаимодействия в простейших виброударных системах (рис. 1) применяется численное интегрирование системы уравнений

$$\begin{cases} m_1 \ddot{w}_1 + C_1 w_1 + H_1 \dot{w}_1 + A \sin \omega t + m_1 g + F = 0; \\ m_2 w_2 + m_2 g - F = 0. \end{cases}$$
(1)

где w_1 и w_2 - с точностью до направления перемещения тел l и 2 с массами m_1, m_2 (возможно внедрение тел друг в друга); C_1, H_1 - коэффициенты жесткости и вязкости системы подрессоривания тела l; A, ω - амплитуда и круговая частота внешней возбуждающей гармонической силы; g - ускорение свободного падения [1].
Основная идея, предложенная в статье [7], состоит в новом представлении неотрицательной силы ударного взаимодействия F в виде функции относительного сближения $\zeta = (w_1 - w_2)$ грузов 1 и 2 и скорости $\dot{\zeta}$, причем:



Рис. 1 – Виброударная система, состоящая из двух тел

При этом в первом квадранте ($\zeta > 0, \dot{\zeta} > 0$) функция *F* совпадает с ее представлением в виде степенного или иного функционального ряда, в частности, ряда Тейлора:

$$F^{\wedge}(\zeta,\dot{\zeta}) = \alpha_1 \zeta + \alpha_2 \dot{\zeta} + \alpha_3 \dot{\zeta} \dot{\zeta} + \dots \qquad (4)$$

Для моделирования переменной массы груза предлагается рассматривать ее как функцию, зависящую от времени (например, определяемую из эксперимента):

$$m_2 = m_2(t). \tag{5}$$

Таким образом, можно задать любой характер изменения массы груза, основываясь на дополнительных теоретических либо экспериментальных данных.

Постановка задачи. Данную задачу предлагается решить на базе тестовой системы. Рассматривается виброударная система, описанная в [1], обладающая следующими значениями параметров: $m_1 = 15960\kappa c$, $m_2 = 5000\kappa c$, $C = 5280\kappa H/m$, $H = 127680H \cdot c/m$, $A = 293\kappa H$, $v = 16\Gamma u$. Длительность рассматриваемого процесса составляет 30 с, которым соответствует 40000 итераций. Таким образом, для моделирования одной секунды требуется прохождение 1350 итераций. На графиках и рисунках, которые будут представлены далее, продолжительность процесса представлена именно в количестве итераций.

Для определения установившегося периодического процесса используется численное интегрирование системы уравнений (1) методом Рунге-Кутты при нулевых начальных условиях. Путем варьирования количества и типа членов в разложении функции F (4) можно исследовать влияние различных факторов на поведение виброударной системы (1).

В качестве информативных данных о поведении исследуемой виброударной системы выбраны: временные распределения w_1 , \dot{w}_1 , ζ ; временные распределения F; длительность τ контактного взаимодействия в случае установившегося процесса движения.

Из экспериментов известно, что в ходе цикла выбивки технологический груз теряет до 50% от свой исходной массы. Часть утраченной массы выходит из состава системы, высыпаясь сквозь решетки на пол, часть же остается в ней, оседая на машине и, таким образом, изменяя ее массу. Для первоначального приближения предлагается учитывать лишь изменение массы технологического груза, без учета изменения массы машины. Случай совместного изменения масс является объектом дальнейших исследований. Также необходимо отметить, что нередким является случай, когда одновременно на выбивной машине присутствует два технологических груза, что существенно влияет на динамические характеристики системы. Это явление предлагается моделировать увеличением массы технологического груза (вгорого тела) вдвое. Изменение массы технологического груза предполагается подчинить законам, которые описываются линейной и кусочно-линейной функциями.

Математическая модель. Для описания виброударной системы используется система уравнений (1). Необходимо отметить, что аналитическое решение сложно использовать при анализе движения многомассовых систем. Гораздо удобнее применять прямое численное интегрирование системы уравнений, описывающей поведение виброударной машины, при этом наблюдая переходные и установившиеся режимы ее движения. Для решения этой задачи может быть использована схема интегрирования методом Рунге-Кутты [8], которая программно реализована в пакете Maple. Тогда при ненулевых б*(длительности импульса) имеем непрерывную функцию $F_{\text{имп}}(t)$, и, задавая шаг интегрирования $\Delta \ll \delta^*$, можно получать численные решения, с достаточной точностью отражающие поведение динамической системы. При этом зависимость (5) является отображением того или иного характера протекания технологического процесса. В этом случае временное распределение $m_2(t)$ зависит от условий протекания процесса и свойств материала технологического груза. Например, при выбивке крупного вагонного литья [1-6] изменение массы выбиваемого кома происходит тем интенсивнее, чем выше скорости и ускорения груза, чем ниже механические свойства земляной смеси (зависят, в свою очередь, от состава смеси, клеящего вещества, температуры спекания и т.д.). Данная зависимость может быть определена либо из эксперимента, либо из аналитического или



74

числового моделирования. Последние предполагают наличие модельной связи, например:

$$m_2 = f(\dot{\zeta}, \ddot{\zeta}, p). \tag{6}$$

где *p* – упомянутые выше свойства материала земляного кома и условия его обработки (параметры).

Установление вида зависимости (6) является предметом дальнейших исследований, и на данном этапе в качестве пробных были рассмотрены несколько произвольно заданных зависимостей. В частности, эти зависимости представлены на рис. 2, 3. Первая соответствует



линейному закону изменения массы кома, вторая – кусочно-линейному.

Результаты расчетов. *1. Изменение массы технологического груза по линейному закону.* Для начала рассмотрим один из простейших случаев, когда функция, описывающая изменение массы второго тела, является линейной (см. рис. 2). Интегрирование проводится при начальных условиях, когда скорости и перемещения обоих тел в начальный момент времени равны нулю.

На рис. 4-14 представлен характер динамических процессов в двухмассовой системе при $m_2 \in \{5000; 2500\}$. На рис. 7-13 данные представлены на меньшем временном интервале (500 итераций), при этом рассматривается конечная часть всего процесса, т.е. примерно последние 0,37 с.



Для второго расчетного случая начальные условия для интегрирования остаются прежними, за исключением увеличения массы второго тела, которая теперь изменяется в интервале $m_2 \in \{10000; 5000\}$ кг. На рис. 15-22 представлен характер динамических процессов в двухмассовой системе при





Рис. 6 – Изменения разности перемещений кома и выбивной машины

Рис. 7 – Изменения вертикальных перемещений выбивной машины

Рис. 8— Изменения вертикальных перемещений кома

Рис. 9 – Изменения разности перемещений кома и выбивной машины

Рис. 10 – Изменения вертикальной скорости выбивной машины

75





Рис. 12 – Изменение вертикального ускорения выбивной машины

Рис. 13 – Изменение вертикального ускорения кома

Рис.14 – Изменение силы, действующей на пружины

Рис 15 – Изменение вертикальных перемещений выбивной машины



Рис. 16 – Изменение вертикальных перемещений кома

Рис. 17 – Изменение вертикальных перемещений выбивной машины

Рис. 18 – Изменение вертикальных перемещений кома

Рис. 19 – Изменение разности перемещений кома и выбивной машины

Рис. 20 – Изменение вертикальных ускорений выбивной машины



Рис. 21 – Изменение вертикальных ускорений выбивной машины

Рис. 22 – Изменение силы, действующей на пружины

2. Изменение массы второго тела по кусочно-линейному закону. Теперь перейдем к более сложному случаю, когда функция, описывающая изменение массы второго тела, является кусочно-линейной (см. рис. 3). Интегрирование проводится при тех же начальных условиях, что и в предыдущих случаях. На рис. 23-30 представлен характер динамических процессов в двухмассовой системе при $m_2 \in \{5000; 2500\}$ кг. Результаты для сокращенного временного интервала ($\approx 0,37$ с) представлены на рис. 25-29.





Рис. 25 – Изменение вертикальных перемещений выбивной машины

Рис. 26 – Изменение вертикальных перемещений кома

Рис. 27. Изменение разности перемещений кома и выбивной машины

Рис. 28 – Изменение вертикальных ускорений выбивной машины

Рис. 29 – Изменение вертикальных ускорений выбивной машины

Результаты для расчетного случая, когда $m_2 \in \{10000; 5000\}$, можно увидеть на рис. 31-38:

Анализ результатов. На рис. 39-42 представлены фазовые портреты для всех четырех рассматриваемых случаев, развернутые во времени (слева – на

79

всем интервале процесса, справа – на его части для 200 и 500 итераций). В результате сравнения амплитуд для исследуемых случаев, значения для которых брались в те моменты времени, когда масса технологического тела достигала значений 5000кг и 2500кг соответственно, установлено, что при этом амплитуды отличаются лишь незначительно.





Рис. 31 – Изменение вертикальных перемещений выбивной машины

Рис. 32 – Изменение вертикальных перемещений кома

Рис. 33 – Изменение вертикальных перемещений выбивной машины

Рис. 34 – Изменение вертикальных перемещений кома



Как видно из осциллограмм и фазовых портретов, само изменение массы, а также закон, определяющий его, влияют определяющим образом на характер динамических процессов в виброударной системе, но при этом не приводят к тому, что устоявшийся процесс превращается в переходной. Это обусловлено малой скоростью изменения массы технологического груза в течении одного цикла ударного взаимодействия. Учитывая также тот фактор, что скорость отделения частиц груза является почти нулевой, можно прийти к выводу, что скорость изменения массы технологического груза мала для того, чтобы ее влияние стало ощутимым на протяжении нескольких периодов колебаний.



Рис. 40 – Фазовый портрет для случая, когда $m_2 \in \{5000, 2500\}$ и изменяется по кусочно-линейному закону

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы.

1. Разработан и проверен на тестовых задачах подход, который позволяет учитывать частичное уменьшение массы технологического груза в ходе виброударного взаимодействия с машиной.



2. Изменение массы технологического груза оказывает существенное влияние на динамическое поведение виброударной системы на протяжении всего периода технологического процесса.

3. Характер влияния на динамические характеристики системы обусловлен видом закона изменения массы, которым он описан.

Исследование влияния таких факторов, как изменение вязкости контакт-

84

0,034

0.034

displacement

ного слоя во время технологической операции удара, совместное изменение массы технологического груза и выбивной машины, скачкообразное изменение массы груза является объектом дальнейших исследований.

Список литературы: 1. Грабовский А.В. О расчетно-экспериментальном моделировании динамических процессов в виброударных системах // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПГ". – 2009. – № 1. – С. 119-129. 2. Грабовский А.В. Методы и алгоритмы верификации сил ударного взаимодействия в виброударных системах // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків: УДАЗТ. – 2010. – № 3/9(45). – С. 42-46. 3. Баженов В.А., Погорелова О.С., Постинкова Т.Г.и др. Сравнительный анализ способов моделирования контактного взаимодействия в виброударных системах // Пробл. прочности. – 2009. – № 4. – С. 69-77. 4. Баженов В.А., Погорелова О.С., Постинкова Т.Г.и др. Сравнительный анализ способов моделирования контактного взаимодействия в виброударных системах // Пробл. прочности. – 2009. – № 4. – С. 69-77. 4. Баженов В.А., Погорелова О.С., Постинкова Т.Г.и др. Аналіз динаміки ударновібраційного майданчика при зміні його параметрів // Пробл. прочности. – 2008. – № 6. – С. 82-90. 5. Ткачук Н.Н., Грабовский А.В., Ткачук Н.А. Подход к идентификации ударной модели для виброударь ной системы // Вісник СевНТУ. Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь: СевНТУ. – 2010. – № 110. – С. 55-60. 6. Вибрации в технике: Справочник в 6 томах. – М.: Машиноведение. – 1981. 7. Ткачук Н.А., Грабовський А.В., Ткачук Н.В., Артемов И.В. Численное моделирование динамических процессов в виброударных системах // Вісник НТУ "ХПГ". Тем. випуск: Математичне моделювання в техніці та технологіях, № 42. – 2011. – С.179-187. 8. Форсайт Джс. Машинные методы математических вычислений / Дж. Форсайт, М. Малькольм, К. Моулер. – М.: Мир, 1980. – 280 с.

Надійшла до редакції 12.09.2012

УДК 623.438: 539.3

А.В. ЛИТВИНЕНКО, к.т.н., гл. инж. проекта спец. конструкт. отдела научн.-техн. комплекса ЧАО "АзовЭлектроСталь", Мариуполь

КОМПЛЕКСНЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ФРАГМЕНТОВ, МАКЕТОВ И НАТУРНЫХ ОБРАЗЦОВ ЭЛЕМЕНТОВ БРОНЕКОРПУСОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Описано комплексні експериментальні дослідження фрагментів, макетів та натурних зразків бронекорпусів легкоброньованих машин. Ці результати служать основою при формуванні бази даних порівняльних розрахунково-експериментальних досліджень. Їх метою є обгрунтування достовірних, повних та точних створюваних числових моделей елементів бронекорпусів спеціальних транспортних засобів для проведення проектних досліджень їх коливань та напружено-деформованого стану. Застосовані методи віброакселерометрії, електротензометрії та голографічної інтерферометрії.

Ключові слова: експериментальне дослідження, бронекорпус, напруженодеформований стан, метод вібро-акселерометрії, метод електротензометрії, метод голографічної інтерферометрії

Описаны комплексные экспериментальные исследования фрагментов, макетов и натурных образцов бронекорпусов легкобронированных машин. Эти результаты служат основой при формировании базы данных сравнительных расчетно-экспериментальных исследований. Их

© А.В. Литвиненко

целью является обоснование достоверных, полных и точных создаваемых численных моделей элементов бронекорпусов специальных транспортных средств для проведения проектных исследований их колебаний и напряженно-деформированного состояния. Использованы методы виброакселерометрии, электротензометрии и голографической интерферометрии

Ключевые слова: экспериментальное исследование, бронекорпус, напряженнодеформированное состояние, метод вибро-акселерометрии, метод электротензометрии, метод голографической интерферометрии.

Complex experimental researches of fragments, prototypes and full-scale models of armored hulls of lightly armored vehicles are described. These results are forming the data base of comparative computation and experimental researches. Their aim is grounding of reliable, complete and exact created numerical models of elements of armored hulls of special transport vehicles for realization of project researches of their vibrations and stressed-deformed state. Methods of vibroaccelerometers, electrical tensometry and holographic interferometry are applied.

Keywords: experimental research, armored hull, strain-strain state, method of vibroaccelerometry, method of electric tensometry, method of holographic interferometry.

Введение. В ряде ранее опубликованих работ [1-15] описана методология формирования адекватных, достоверных, точных математических и численных (в частности, конечно-элементных) расчетных моделей бронекорпусов транспортных машин специального назначения. Она базируется на параллельном взаимосвязанном расчетном и экспериментальном исследовании объектов, представляющих разные уровни детализации бронекорпусов: от фрагментов бронекорпусов и макетов, выполненных в масштабе, – до натурных образцов корпусов отдельных бронемашин. Такая "многокаскадность" моделей является одним из факторов избыточности базового экспериментального материала, что существенно повышает точность и достоверность создаваемых на их основе численных моделей.

В данной работе в развитие предложенного ранее подхода предлагаются дополнительные средства повышения качества создаваемой базы данных.

Методика исследований. Как известно [2, 5, 6, 10], в цикле проектных исследований вновь проектируемых машин особое внимание уделяется обеспече-

нию точности и достоверности проводимых численных расчетов на основе сравнения с экспериментальными данными (рис. 1). Здесь \mathbf{R} – реальный объект (машина); \mathbf{M} – математическая модель протекающих физико-механических процессов и реализуемых состояний в процессе эксплуатации; \mathbf{N} и \mathbf{E} – численная и экспериментальная модели изучаемых процессов и состояний исследуемых объектов; I, D, F, C – этапы идеализации, дискретизации, физического моделирования и верификации результатов.



Рис. 1 – Цикл проектных исследований

При этом ключевым в данном цикле является этап

"С" – сопоставление результатов численных и экспериментальных исследований, служащий источником принятия решения относительно выбора параметров создаваемых численных моделей как приемлемых либо об их корректировке, а в отдельных случаях – коренном изменении вплоть до замены математической и экспериментальной моделей объекта исследований.

Учитывая значимость данного этапа "С" (см. рис. 1), естественно улучшать и "качество" проведения самого процесса сравнивания. Ведь «цена вопроса» в этом случае очень велика: принятая по его итогам в работу численная модель служит для проведения с ее использованием, как правило, серии многовариантных расчетов при варьировании конструкции и условий нагружения. Адекватность принятой математической модели обеспечивает (не обеспечивает) в этом случае отражение основных качественных особенностей моделируемого процесса или состояния (например, вопросы допустимости представления тонкостенной конструкции в виде оболочечных или стержневых элементов или игнорирования (учета) на той или иной стадии расчетов неоднородности физико-механических свойств материалов свариваемых элементов и сварного шва и т.п.).

Следующим этапом является, например, вопрос выбора типов конечных элементов (КЭ), их количества и расположения зон сгущения-разрежения конечно-элементных сеток, - на шаге численного моделирования. С другой стороны, при изготовлении физической модели для экспериментального исследования объекта могут быть упущены важные (или оставлены второстепенные) элементы конструкции или нагрузок. Таким образом, наслоение погрешностей на этапах I, D, F (см. рис. 1) не дает позитивного результата на этапе С. В противном случае, т.е при высоком качестве моделей М, N, E, роль этапа С резко возрастает, становясь определяющей.

С точки зрения повышения достоверности численной модели с параметрами p_N при сравнении результатов численных u_N и экспериментальных u_E исследований можно видоизменить предложенный ранее [1-17] критерий:

$$p_N^*: I\{u_N(p_N) - u_E\} \to \min.$$
(1)

Здесь І – функционал несоответствия результатов численных и экспериментальных исследований.

Для расширения информативности критерия (1) можно, например, вместо сравнения отдельных величин u_N и u_E в дискретном множестве точек объекта проводить сравнение полей их распределений по части или по всей поверхности (для этих целей, например, подходит метод голографической интерферометрии [18]). Другим путем является процесс отслеживания соответствия временных распределений контролируемых и сравниваемых величин (например, в местах установки тензодатчиков или акселерометров [19]). Еще одним из путей является использование для этих целей результатов серии экспериментальных исследований машинаналогов (т.е. хронологических предшественников проектируемой машины одного и того же семейства). В дополнении к упомянутым способам в работах [13-17] предложен способ поэтапного исследования "фрагмент – макет – натурный образец".

Естественно, что возрастание объема сравниваемой информации ($u_N - u_E$) приводит к росту достоверности результатов процедуры (1). В то же время в некоторых случаях требуется дополнить и эту возрастающую точность этапа "С" (см. рис. 1). В связи с этим в данной работе предлагается, в дополнении к рассмотрению "многокаскадных" моделей исследуемого объекта, проводить также процедуру дублирования исследований одного и того же объекта различными методами. Схематически данный процесс представлен на рис. 2.



лям, проводится также сравнение результатов ($u_N - u_F$), полученных при одной и той же модели, с помощью различных методов:

к сравнению по различным моде-

В данном случае в дополнение

$$I = \sum_{i,j} \gamma_{ij} I_{ij} , \qquad (2)$$

Рис. 2 - Предлагаемый вариант расчетноэкспериментальных исследований

где I_{ii} – "парциальные" критерии соответствия единичных актов сравнения типа (1), а γ_{ii} – весовые коэффициенты, соответствующие удельной значимости

для той или иной модели того или иного метода экспериментальных измерений.

Выражение (2) требует для вычислений критерия несоответствия (и_м – $u_{\rm F}$) гораздо большего количества исследований, однако является и более убе-

i = 2

расположен по диагона-

ли пластины

для записи виброускорений



записи голографических интерферограмм



Голографическая установка СИН-1 для записи спекл-интерферограмм

88

Рис. 3 – Стенды и аппаратура для экспериментальных исследований фрагмента бронекорпуса

дительным аргументом при обосновании достоверности получаемых результатов. Последнее обстоятельство особенно важно для таких объектов как бронекорпуса легкобронированных машин. Эти объекты подвергаются действию многих поражающих факторов, в силу чего создаваемые для их проектных исследований

конечно-элементные модели (КЭМ) должны быть адекватными, полными и точными.

Таким образом, принимаемые на основе конечно-элементного моделирования решения являются чрезвычайно ответственными.

Примеры применения методики. В качестве иллюстрации рассмотрим фрагмент внешней панели бронекорпуса, выполненный цельным (i = 1) и сварным с двусторонней разделкой и швом с полным переплавлением (i = 2). В качестве используемых методов рассмотрим методы голографической интерферометрии

(j=1) и акселерометрии (j = 2). Иллюстрации рабочих моментов и полученные результаты исследований приведены на рис. 3, 4.

Макет бронекорпуса легкобронированных машин. Исследованию подвергаются макеты верхней части броне-БТР-80 корпусов (i=1) и МТ-ЛБ (i=2). Применяются методы акселерометрии (*j*=1) и фиксации собственных форм при возбуждении на вибростенде (j = 2). Иллюстративные материалы приведены на рис. 5, 6.



i = 1

Макет верхней части бронекорпуса БТР-80 на стенде для измерения виброграмм



Макет верхней части бронекорпуса БТР-80 на стенде для фиксации собственных форм и частот

Рис. 5 - Стенды и аппаратура для экспериментальных исследований макетов бронекорпуса

i = 2



Макет верхней части бронекорпуса МТ-ЛБ на стенде для измерения виброграмм



Макет верхней части бронекорпуса МТ-ЛБ на стенде для фиксации собственных форм и частот



Рис. 6. Результаты экспериментальных исследований макетов бронекорпуса

Натурный образец бронекорпуса легкобронированных машин. В качестве объектов выбраны бронекорпуса МТ-ЛБ (i = 1) и БТР-ЗЕ (i = 2). Применяются методы электротензометрии (j=1) и акселерометрии (j=2). На рис. 7, 8 приведены отдельные материалы исследований.

Заключение. Предложенный в работе подход к организации расчетноэкспериментальных исследований элементов бронекорпусов транспортных средств i=2





Бронекорпус БТР-ЗЕ на стенде

Установка акселерометра на броне-

корпусе БТР-ЗЕ

Схема установки тензометров на корпусе МТ-ЛБ



Схема установки датчиков ус корений на корпусе МТ-ЛБ



89



специального назначения является развитием традиционных методов исследований процессов и состояний в этих ответственных объектах. Он обладает большой вариативностью применения как по отношению к объектам исследований, так и применительно к выбираемым методам экспериментальных измерений. Кроме того, естественным образом известные критерии несоответствия распространяются на более широкую базу экспериментально полученных результатов.

В дальнейшем планируется провести сравнение полученных экспериментальных результатов с данными численных исследований при помощи метода конечных элементов и на этой основе установить параметры конечноэлементных моделей бронекорпусов, позволяющих моделировать их динамику и напряженно-деформированное состояние с заданной точностью и без чрезмерных затрат вычислительных ресурсов.

Список литературы: 1. Ткачук Н.А. Расчетно-экспериментальное исследование напряженнодеформированного состояния элементов сложных механических систем // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Динаміка і міцність машин.– Харків: НТУ "ХПІ", 2002.– № 10. – С.126-132. 2. Гриценко Г. Д., Малакей А.М., Миргородский Ю. Я. и др. Интегрированные методы исследования прочностных, жесткостных и динамических характеристик элементов сложных механических систем // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2002.– № 1. – С.6-13. 3. Ткачук Н.А. Расчетно-экспериментальное исследование элементов сложных механических систем // Сб. тр. Второй конф. пользователей программного обеспечения САД-FEM GMBH. - Москва. - 2002. - С.256-260. 4. Ткачук Н.А. Расчетно-экспериментальный метод исследования напряженно-деформированного состояния элементов транспортных средств и технологических систем // Вісник держ. техн. ун-ту сільськ. господарства. Тем. вип.: Механізація сільськогосподарського виробництва. – Харків: ХДТУСГ. – 2003. – № 21– С.20-30. 5. Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Глущенко Е.В. и др. Решение задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2004.– № 2, т. 2. – С.85-96. 6. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, А.Д. Чепурной и др. // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С. 57–79. 7. Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Мартыненко А.В., Нечетуренко А.В., Полицик Т.В. К вопросу расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем //Вісник НТУ "ХПІ". Тем.вип.: Машинознавство та САПР. – 2007. – № 23. - С. 81-92. 8. Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Ткачук А.Н. и др. Расчетно-экспериментальное обоснование параметров численных моделей элементов механических систем // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2008. – №14. – С. 117-125. 9. Чепурной А.Д., Глинин Г.П., Ткачук Н.А. Базовые экспериментальные исследования для синтеза гибридных расчетных моделей высокоответственных машин // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2009. – №28. – С. 140-162. 10. Чепурной А.Д., Глинин Г.П., Литвиненко А.В. и др. Общий подход к обоснованию параметров проектируемых машин на основе гибридных расчетно-экспериментальных моделей // Механіка та машинобудування. – 2009. – №2. - C. 103-108. 11. M.A. Tkachuk, A.V. Grabovsky and M.M. Tkachuk. An Approach to Identification of Impact Interaction Model for a Vibroimpact System // Proceedings of the 3d International Conference on Nonlinear Dynamics. - Kharkov, 2010, September 21-24. - Р. 207-212. 12. Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення / Є.В. Пелешко, М.А. Ткачук, С.Т. Бруль и др. // Вестник НТУ "ХПІ". Тем. вып.: Транспортное машиностроение. – 2010. – №39. – С. 116-131. 13. Карапейчик И.Н., Глинин Г.П., Ткачук Н.А. Базовые экспериментальные исследования автотопливозаправщиков: методика, результаты, проектно-технологические рекомендации // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2011. – № 51. – С. 65–93. 14. Карапейчик И.Н., Чепурной А.Д., Ткачук Н.А. Многоуровневые гибридные расчетно-экспериментальные модели для синтеза параметров элементов специальных транспортных средств // Механіка та машинобудування. - 2011. - №2. -С. 113-119. 15. Карапейчик И.Н. Методика экспериментальных исследований реакции корпусов бронетранспортеров на локальное импульсное воздействие / И.Н. Карапейчик // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. - 2012. - № 22. - С.65-69. 16. Расширенная расчетно-экспериментальная

идентификация параметров численных моделей корпусных элементов транспортных средств специального назначения // И.Н. Карапейчик, А.В. Литвиненко, С.Т. Бруль и др.// Вісник НТУ "ХПГ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2012. – № 22. – С.69-77. 17. Расчетно-экспериментальные исследования реакции бронекорпусов военных колесных и гусеничных машин на ударно-импульсное воздействие / Миргородский Ю.Я., Белов Н.Л., Карапейчик И.Н. и др. // //Вісник НТУ "ХПГ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2012. – № 22. – С.69-77. 17. Расчетно-экспериментальные исследования реакции бронекорпусов военных колесных и гусеничных машин на ударно-импульсное воздействие / Миргородский Ю.Я., Белов Н.Л., Карапейчик И.Н. и др. // //Вісник НТУ "ХПГ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2012. – № 22. – С. 87-92. 18. Вест Ч. Голографическая интерферометрия. – М.: Мир, 1982. – 504 с. 19. Пригоровский Н.И. Экспериментальные исследования и расчет напряжений в конструкциях. – М.: Наука, 1975. – 163 с.

Поступила в редколлегию 04.08.2011

УДК 623.438:539.3

Б.А. МЕЛЬНИК, адъюнкт каф. технического обеспечения Нац. ун-та обороны Украины, Киев; *А.Н. МАЛАКЕЙ*, зам. ген. директора ГП "Завод им. Малышева", *Д.С. МУХИН*, ст. гр. ТМ-88Б НТУ "ХПИ", Харьков; *А.Ю. ТАНЧЕНКО*, мл. научн. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ"; *О.В. КОХАНОВСКАЯ*, научн. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ"

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕМЕНТАХ ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ БОЕВЫХ МАШИН

У статті викладено питання комплексного моделювання динамічних процесів в елементах легкоброньованих бойових машин. Побудована комплексна математична модель збуреного руху з урахуванням змінних параметрів підвіски колісних бойових машин. Наведені результати тестового числового моделювання динамічних процесів на прикладі бронекорпусу і підвіски бронетранспортера БТР-80.

Ключові слова: легкоброньована машина, динамічний процес, комплексна математична модель, напружено-деформований стан, підвіска.

В статье изложен вопрос комплексного моделирования динамических процессов в элементах легкобронированных боевых машин. Построена комплексная математическая модель возмущенного движения с учетом переменных параметров подвески колесных боевых машин. Приведены результаты тестового численного моделирования динамических процессов на примере бронекорпуса и подвески бронетранспортера БТР-80.

Ключевые слова: легкобронированная машина, динамический процесс, комплексная математическая модель, напряженно-деформированное состояние, подвеска.

In the paper questions of complex modeling of dynamic processes in elements of lightly armored fighting vehicles are expounded. The complex mathematical model of disturbed motion is built taking into account variable parameters of pendant of wheeled fighting vehicles. Results of test numerical modeling of dynamic processes are presented on example of armored hull and pendant of BTR-80 armored troop-carrier.

Keywords: lightly armored vehicle, dynamic process, complex mathematical model, stresseddeformed state, pendant

© Б.А. Мельник, А.Н. Малакей, Д.С. Мухин, А.Ю. Танченко, О.В. Кохановская

Введение. Как никакие другие типы боевых машин, легкобронированные машины характеризуются тесной взаимосвязью и взаимовлиянием динамических процессов в различных их системах и элементах. Данное обстоятельство диктуется серьезными проблемами при проектном удовлетворении противоречивых требований к их подвижности, мощности огня, защищенности, обитаемости и т.п. Превалирующим ограничением, диктующим выход на компромиссные решения, является ограничение по массе боевой машины. Это, в свою очередь, приводит к необходимости учета влияния динамических процессов в одних системах боевой машины на поведение других. В частности, это относится к типу, структуре, параметрам подвески колесных легкобронированных машин (КЛБМ) легкой категории по массе (ЛКМ). Динамические процессы в подвеске самым непосредственным образом влияют на характеристики подвижности и обитаемости (плавность хода, управляемость, скорость). Кроме того, динамические усилия от подвески передаются на корпус, оказывая влияние на его прочность. И, наконец, динамика подвески сказывается на пространственных колебательных движениях корпуса и размещенного на нем боевого модуля, приводя, в т.ч., к росту или к ухудшению плавности хода, снижению или увеличению динамических нагрузок на корпус, к изменению положения оси цапф скорострельного орудия и оси ствола от номинального положения. В результате возникает воздействие на экипаж, рост напряжений в бронекорпусе, а также погрешность в горизонтальном и вертикальном направлениях оси ствола артиллерийского вооружения боевого модуля. Последнее, в свою очередь, приводит к дополнительным возмущениям в соответствующих каналах наведения и системы стабилизации. Данные возмущения желательно минимизировать, тем самым обеспечивая повышение точности стрельбы в движении. Требуется также минимизировать и динамические нагрузки.

Вопросы анализа влияния динамических процессов в подвеске на характеристики движения колесных и гусеничных транспортных средств специального назначения рассмотрены в работах Д.О. Волонцевича, Е.Е Александрова, В.В. Дущенко и других [1-11]. Вопросы динамического воздействия усилий от подвески на бронекорпус нашли частичное отражение в работах Н.А. Ткачука, А.Н. Малакея, Г.Д. Гриценко, Е.Н. Пономарева и других авторов [12-19]. В то же время проблема анализа влияния свойств подвески и режимов движения КЛБМ на динамику корпуса, боевого модуля и вооружения ранее не исследовалась отдельно и не нашла достаточно полного решения в работах предшествующих исследователей. В то же время, это очень важный вопрос, который многими зарубежными разработчиками решается путем совершенствования систем стабилизации корпуса боевого модуля или применением активной управляемой подвески. Однако это приводит к резкому усложнению и удорожанию боевой машины. Таким образом, для отечественного бронетанкостроения представляет значительный интерес разработка математических и численных моделей динамического воздействия элементов подвески на корпус и боевой модуль КЛБМ с целью обоснования рациональных конструктивных решений и параметров подвески, кото-

рые минимизируют данное воздействие. Как отмечалось, эта задача не нашла своего полного решения в научно-технической литературе. В результате возникает новая актуальная научно-практическая задача разработки новых подходов, совершенствования математических моделей и численной реализации для расчета динамического воздействия подвески на плавность хода, на прочность бронекорпуса, на отклонение оси ствола артиллерийских установок боевого модуля от номинального направления на цель, а также разработка рекомендаций по проектному обеспечению его минимизации.

Цель и задачи исследований. Целью работы является совершенствование способов проектного обеспечения тактико-технических характеристик колесных легкобронированных машин в части повышения комфортности экипажа, прочности бронекорпуса, точности стрельбы за счет минимизации динамического воздействия на экипаж, корпус и элементы вооружения от системы подвески путем создания математических и компьютерных моделей динамических процессов, а также разработки на этой основе рекомендаций по выбору параметров подвески проектируемых и модернизируемых машин.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи.

1. Провести анализ конструктивных решений и методов анализа динамических процессов в подвеске колесных легкобронированных машин, определив на этой основе направления дальнейших исследований.

 Предложить новый подход и усовершенствованную комплексную математическую модель динамических процессов в подвеске КЛБМ с возможностью изменения параметров ее элементов и варьирования структуры для обоснования рациональных проектных решений.

3. Провести численную реализацию разработанной математической модели.

4. Провести компьютерное моделирование динамических процессов, определяемых подвеской КЛБМ, и разработать рекомендации по уменьшению их влияния на динамические ускорения в машине, на усилия от подвески на бронекорпус и на точность наведения основного оружия боевого модуля.

5. Предложить варианты проектных решений подвески КЛБМ и провести численный эксперимент по определению его влияния на динамику бронекорпуса и пространственного положения оси ствола орудия боевого модуля в процессе движения.

Ниже изложено решение отдельных из представленного комплекса задач.

Постановка задачи. Рассмотрим новый подход к решению поставленной задачи, проведя его математическую формализацию, в первую очередь – применительно к воздействию на положение оси ствола орудия боевого модуля.

Пусть корпус колесной легкобронированной машины, подвешенный на вязко-упругих (в общем случае – нелинейных) элементах, несет на себе боевой модуль, оснащенный скорострельной пушкой. Если в процессе движения в некоторый момент произведено прицеливание на определенный объект (цель), то ось цапф и ось канала ствола занимают в пространстве заданное номинальное положение, определенное и отрабатываемое системой наведения и прицеливания. В силу движения по пересеченной местности и элементы подвески, и корпус, и боевой модуль совершают некоторое движение, вследствие чего происходит возмущение положения оси цапф, задаваемое, например, радиус вектором $\vec{r}(x, y, z)$ в декартовой системе координат, а также оси канала ствола (задается углами поворота вокруг осей $x, y, z - \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$). Из этих 6 параметров можно построить любое иное сочетание определяющих величин, описывающих данное возмущение или его наиболее значимые составляющие. Обозначим их в виде некоторого вектор-столбца $\vec{\Delta}$:

$$\vec{\Delta} = \{\Delta_1, \dots, \Delta_k\}^T, \, k = 1, \dots, N.$$
(1)

Для численной оценки влияния $\overline{\Delta}$ на точность стрельбы можно принять, например, величину отклонения снаряда, выпущенного из орудия и поражающего стандартную мишень (щит-экран, устанавливаемый на заданном расстоянии *l* от боевой машины). В плоскости этой мишени данное отклонение описывается в виде радиуса-вектора $\vec{\rho}$ точки *M* встречи снаряда с мишенью (рис. 1):



Если задана структура *S* подвески и ее параметры $\vec{p} = \{p_1, p_2, ..., p_n\}^T$, а также профиль *Z* и свойства грунта *C* трассы, по которой движется машина со скоростью \vec{V} , то динамическая модель движения записывается в операторном виде:

$$L(\vec{q}, S, \vec{p}, Z, C, \vec{V}, t) = 0$$
, (3)

где $\vec{q} = \{q_1, q_2, ..., q_m\}^T$ – вектор-столбец обобщенных координат, описывающих с той или иной степенью подробностей элементы КЛБМ, *t* – время.

Тогда решение системы алгебро-дифференциальных уравнений (3) с оператором *L* и начальными условиями $\vec{q}(0) = \vec{q}_0$ дает решение от времени *t* и параметров *p*, *S*, *Z*, *C*, \vec{V} :

$$\vec{q} = \vec{q} \Big(t, S, p, Z, C, \vec{V} \Big). \tag{4}$$

Здесь зависимость $\vec{q}(t)$ – функциональная. Она восстанавливается из (3) путем интегрирования. В то же время зависимость от *p*, *S*, *Z*, *C*, \vec{V} – параметрическая, и ее восстановление требует решения семейства уравнений (3) с варыированием данных величин.

Коль скоро из системы уравнений (3) определяются обобщенные координаты, то однозначно через них определяются и возмущения:

$$\vec{\Delta} = \vec{\Delta}(\vec{q})$$
 (5) или $\vec{\rho} = \vec{\rho}(\vec{q})$. (6)

Учитывая наличие связи (4), данные зависимости можно записывать как параметрические:

$$\vec{\Delta} = \vec{\Delta} \Big(S, p, Z, C, \vec{V}, t \Big); \ \rho = \rho \Big(S, p, Z, C, \vec{V}, t \Big).$$
⁽⁷⁾

В свою очередь зависимости (7) позволяют переходить к функционалам качества. Например, требуя минимизации воздействия структуры S и параметров p подвески на возмущения $\vec{\Delta}$ или ρ , можно поставить задачу:

$$S^*, p^* = \operatorname{argmin} F(\rho); Z, C, V \in K,$$
(8)

где *F* – некоторый функционал, *K* – множество исследуемых профилей и свойств грунта трасс, а также режимов движения КЛБМ.

Например, в качестве минимизируемого функционала можно рассмотреть

$$F = \{\max\rho, \max\rho_y, \max\rho_z\}.$$
 (9)

Таким образом, формально (3-9) образуют некоторую оптимизационную задачу. В качестве целевой функции выступает функционал F, как искомые рассматриваются структура S и параметры p подвески, как уравнения состояния – (3). В качестве ограничений могут привлекаться предельно допустимые усилия в элементах подвески, ускорения или иные силовые, кинематические, а также прочностные, весовые, габаритные ограничения.

Следует заметить, что формальный подход к задаче синтеза, представленный выше, не дает возможности напрямую механически применить для ее решения известные оптимизационные процедуры [20-24]. Это вызвано не только спецификой задач анализа (3), но и тем, что в данном случае в качестве варьируемых и искомых, кроме традиционных числовых параметров p, выступает также и структура S. Следовательно, требуется привлечение нового подхода, дающего возможность данную структуру S описывать, варьировать и отыскивать.

Общий подход. В качестве базового для решения поставленной задачи предлагается применить обобщенный параметрический подход, описанный в [25, 26] и позволяющий оперировать с обобщенными параметрами (т.е., например, и с элементами типа структуры S -см. выше). Обобщая, таким образом, исходное конечное множество параметров p, можно ввести в рассмотре-

ние множество обобщенных параметров Р:

$$P = \{\overline{p}, S\} = \{P_k\}; k = 1, 2, \dots, \infty,$$

$$(10)$$

где первое подмножество \vec{p} совпадает с обычным параметрическим пространством параметров \vec{p} , а второе описывает обобщенную его часть – в данном случае структурное описание *S*. При этом следует заметить, что в общем случае размерность пространства *P* бесконечна, поскольку речь идет об описании объектов, не представимых конечным числом "степеней свободы".

Кроме операции с обобщенными параметрами P, целесообразно провести также подобное обобщение на пространство внешних воздействий (профиль трассы Z). Данное (в общем случае – стохастическое) воздействие представимо в виде распределений рельефов под правым и левым бортом. Также в виде функций положения можно представить свойства грунта, текущую скорость и направление движения КЛБМ. Объединяя все эти распределения в множество $G(G_1, G_2, ...)$, получаем в итоге упрощенную запись соотношений (3)-(9):

$$\widetilde{L}(\varDelta, P, G, t) = 0$$
, (11) $P^* = \operatorname{argmin} \varDelta(P), G \in K$. (12)

В отличие от традиционного подхода [25, 26] в данной работе предлагается следующее его развитие и обобщение. Исходя из того, что в некоторых случаях обобщенные параметры представимы в виде счетного разложения (например, в виде некоторого функционального ряда), то с достаточной для практики точностью данное представление можно ограничить конечным числом членов. То же относится и к множеству *G*. В силу этого соотношения (11), (12) переписываются относительно конечного, хотя, быть может, и большого количества параметров:

$$L(\Delta, P, G, t) = 0, \qquad (13) \qquad (P^{\wedge})^* = \operatorname{argmin} \Delta(P^{\wedge}), G^{\wedge} \in K. \qquad (14)$$

Здесь *G*[^], *P*[^] – коэффициенты введенных выше представлений, например, коэффициенты соответствующих функциональных рядов:

$$P = \sum_{k} P_{k} \varphi_{k}, G = \sum_{k} G_{k} \psi_{k}, \qquad (15)$$

где ϕ_k, ψ_k – базисные функции.

98

В итоге вместо первичной бесконечномерной формулировки приходим к формулировке в конечномерных подпространствах, представляющих собой проекции на многообразия базисных функций ϕ, ψ .

Естественно, что предложенная процедура имеет смысл в том случае, когда удается естественным образом выделить удобный для оперирования функциональный базис, имеющий, к тому же, и определенный физический смысл.

Подытоживая, можно заключить, что в результате предложен принципи-

ально новый подход к обоснованию проектных решений для подвески колесных легкобронированных машин, который на основе обобщенного параметрического описания дает возможность проводить математическую формализацию задачи синтеза, причем на изменяемом, пополняемом и уточняемом множестве параметров.

Математическая модель динамических процессов в системе "остов подвеска КЛБМ". Рассмотрим процесс создания комплексной функциональной математической модели (КФММ) динамики КЛБМ на примере машин серии БТР-70, БТР-80, БТР-3Е, БТР-94Б, БТР-4. При этом будем исходить из формализма, предложенного при создании КФММ, описанной в работе [19].

В качестве основного задания при разработке КФММ рассматривается способ конкретизации процесса составления системы уравнений движения (3). Это может быть и формализм уравнений Лагранжа II рода, и вариационные принципы динамики, и принципы кинетостатики [27]. Основным отличием подхода, предлагаемого в работе, от аналогичных разработок является то, что во все определяющие зависимости при составлении этих уравнений будут входить обобщенные параметры Р. Таким образом, автоматически в операторе L системы алгебро-дифференциальных уравнений (АДУ) будет присутствовать параметрическая зависимость от P_k . Следовательно, в этом смысле данные системы АДУ устанавливают связь обобщенных координат с P_k .

Такая же связь реализовывается и для компонент массива G.

Следовательно, механизм описания, создания и варьирования проектных решений подвески КЛБМ естественным образом распространяется и на уравнения состояния исследуемого объекта.

Предложенную процедуру можно продемонстрировать, следуя работе [19]. При составлении математической модели на первом этапе был использован метод декомпозиции общей структуры КЛБМ на подсистемы, для каждой из которых была разработана своя функциональная математическая модель. Затем, с учетом топологии системы, они были объединены в КФММ [19]. Для получения математической модели системы были использованы уравнения Лагранжа:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial q_m} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_m} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_m} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_m} = Q_m + \sum_{\nu=1}^d \lambda_{\nu} A_{\nu m}; \\ \sum_{m=1}^s A_{\nu m} q_m + A_{\nu} = 0, \quad c \partial e \ m = \overline{1, s} \ u \ \nu = \overline{1, d}, \end{cases}$$
(16)

где T и Π – соответственно кинетическая и потенциальная энергия системы; Φ – диссипативная функция Рэлея; q_m – обобщенные координаты; Q_m – обобщенные силы; λ_v – неопределенные множители Лагранжа; A_{vm} , A_v – коэффициенты уравнений неголономных связей; S – число обобщенных координат; d – число неголономных связей.

Для каждой из подсистем были определены кинетическая и потенциальная энергии, функция Рэлея, число степеней свободы и выбраны обобщенные координаты. Также были составлены уравнения голономных (позиционных) связей, а Т, П и Φ выражены функциями обобщенных координат. Затем были рассмотрены неголономные связи и выведены их уравнения. Более подробно обобщенный алгоритм составления комплексной функциональной математической моде-



Рис. 2 – Подвеска неуправляемых

колес:

1 – соединительная ось;

2, 10, 13 – стяжные болты;

3 - амортизатор;

4 – буфер сжатия; 5 – упор;

6 – буфер отдачи; 7 – верхний

рычаг подвески; 8 – кронштейн;

9 – кронштейн регулировочной

муфты; 11 – регулировочная

муфта; 12 – опорная шайба;

14 – регулировочная втулка;

15 – пята; 16 – нижний рычаг подвески; 17 – колесный редуктор

ли описан в [1-11].

комплексной функциональной математической модели является глубокая переработка подсистемы "остов - подвеска движитель", в которой введены дополнительные обобщенные координаты и учтены упругие и демпфирующие связи между элементами подвески (резиновые сайлентблоки). Кроме того, во всех соотношениях в выражениях для Т, П, Ф, О присутствует, как указывалось выше, параметрическая зависимость от Р, G. Также при этом вычисляются характеристики движения боевого модуля, устанавливаемого на бронекорпусе.

Основным отличием предлагаемой

Рассмотрим сначала блок независимой торсионной подвески на двух поперечных рычагах, устанавливаемый на задних неуправляемых осях бронетранспортера БТР-80. Конструкция описываемого блока подвески представлена на рис. 2, 3.

Характерной особенностью рычажных подвесок такого типа является установка рычагов на резиновых сайлентблоках, которые дополнительно увеличивают демпфирующие способности подвески и снижают вибрации, передаваемые на корпус. Подобная уста-

новка рычагов в кронштейнах при моделировании подвески существенно усложняет задачу, так как позволяет в небольших пределах перемещаться рычагам автономно друг от друга и от ступицы колеса. Если не учитывать эти перемещения, то достаточно одной обобщенной координаты для описания работы одного блока подвески (например, угла поворота нижнего рычага). Все остальные перемещения в этом случае могут быть выражены через принятую обобщенную координату.

Для учета автономных перемещений рычагов на сайлентблоках необходимо вводить дополнительные обобщенные координаты. В общем случае для задних подвесок потребуется вместо одной координаты двадцать четыре (тридцать) – по шесть на нижний рычаг, верхний рычаг, ступицу колеса и один или два амортизатора. Соответственно, для передних управляемых колес, в подвесках которых ступица колеса с рычагами соединена через шкворень без сайлентблоков, число обобщенных координат уменьшается на пять.

 1, 10 – резиновые втулки;
 2 – кронштейны; 3 – нижний рычаг; 4 –торсионный вал; 5 – кронштейн регулировочной муфты; 6 – регулировочная муфта;
 7 – защитный кожух;
 8 – хомуты; 9, 17, 20 – упорные шайбы; 11 –

пробка; 12, 13 – щеки;

14 - гайка; 15 - стопорная

планка; 16 – уплотнительное кольцо; 18 – болт;

19 – заглушка: 21 – соеди-

нительная ось

ZM

O_M

YM

1 - 6 -

сайлентблоки

рычагов,

ступицы и

амортизаторов

Рис. 4 – Расчетная схема блока подвески левых задних

неуправляемых колес

При создании математической модели бронетранспортера целесообразно руководствоваться рациональным подходом при выборе числа обобщенных координат (учете возможных степеней свободы узла). Так, для уточненного исследования вопросов плавности хода вполне достаточно учитывать не все шесть, а всего три степени свободы всех элементов: перемещения вдоль поперечной и вертикальной осей ОУ и ОZ, а также угол поворота относительно продольной оси ОХ. Также податливость сайлентблоков амортизатора можно приближенно учесть в характеристике последнего. Поэтому число степеней свободы блока подвески и, соответственно, обобщенных координат, можно снизить до девяти для задних и семи для передних колес (рис. 4).

Для такого подхода алгоритм составления и решения дифференциальных уравнений, описывающих работу подвески, будет следующим.



рычагов и ступицы, а так же их углы наклона в поперечной плоскости (Z_{HP} , Y_{HP} , α_{HP} , Z_{BP} , Y_{BP} , α_{BP} , Z_{CT} , Y_{CT} , α_{CT}) в подвижной системе координат, связанной с центром тяжести машины, или из предыдущего шага интегрирования дифференциальных уравнений находим координаты проушин обоих рычагов и ступицы:

- для нижнего рычага:
- $Y_{_{1HP}} = Y_{_{HP}} l_{_{HP1}} \cos \alpha_{_{HP}} + h_{_{HP}} \sin \alpha_{_{HP}} ; \ Z_{_{1HP}} = Z_{_{HP}} l_{_{HP1}} \sin \alpha_{_{HP}} + h_{_{HP}} \cos \alpha_{_{HP}}$ $Y_{_{2HP}} = Y_{_{HP}} + l_{_{HP2}} \cos \alpha_{_{HP}} + h_{_{HP}} \sin \alpha_{_{HP}} ; \ Z_{_{2HP}} = Z_{_{HP}} + l_{_{HP2}} \sin \alpha_{_{HP}} + h_{_{HP}} \cos \alpha_{_{HP}} ;$
- для верхнего рычага:
- $$\begin{split} Y_{_{3BP}} &= Y_{_{BP}} l_{_{BP3}} \cos \alpha_{_{BP}} + h_{_{BP}} \sin \alpha_{_{BP}}; \ Z_{_{3BP}} = Z_{_{BP}} l_{_{BP3}} \sin \alpha_{_{BP}} + h_{_{BP}} \cos \alpha_{_{BP}}; \\ Y_{_{4BP}} &= Y_{_{BP}} + l_{_{BP4}} \cos \alpha_{_{BP}} + h_{_{BP}} \sin \alpha_{_{BP}}; \ Z_{_{4BP}} = Z_{_{BP}} + l_{_{BP4}} \sin \alpha_{_{BP}} + h_{_{BP}} \cos \alpha_{_{BP}}; \\ \bullet \quad для \text{ ступицы:} \end{split}$$

$$\begin{split} Y_{2CT} &= Y_{CT} + h_{CT2} \sin \alpha_{CT} - l_{CT2} \cos \alpha_{CT} \; ; \; Z_{2CT} = Z_{CT} - h_{CT2} \cos \alpha_{CT} + l_{CT2} \sin \alpha_{CT} \; ; \\ Y_{4CT} &= Y_{CT} - h_{CT4} \sin \alpha_{CT} - l_{CT4} \cos \alpha_{CT} \; ; \; \; Z_{4CT} = Z_{CT} + h_{CT4} \cos \alpha_{CT} - l_{CT4} \sin \alpha_{CT} \; . \end{split}$$

Здесь и далее обозначения геометрических величин в соответствии с рис. 5. Так как корпус считаем жестким, то координаты Z_{1K} , Y_{1K} , Z_{3K} , Y_{3K} являются известными константами. Следовательно, найдя смещения соответствующих точек взаимодействующих элементов, можно вычислить величины радиальной деформации резиновых сайлентблоков и их направления в системе координат, связанной с корпусом машины:

$$\begin{split} \Delta_1 &= \sqrt{\left(Z_{1HP} - Z_{1K}\right)^2 + \left(Y_{1HP} - Y_{1K}\right)^2} \ ; \ \Delta_2 &= \sqrt{\left(Z_{2HP} - Z_{2CT}\right)^2 + \left(Y_{2HP} - Y_{2CT}\right)^2} \ ; \\ \Delta_3 &= \sqrt{\left(Z_{3BP} - Z_{3K}\right)^2 + \left(Y_{3BP} - Y_{3K}\right)^2} \ ; \ \Delta_4 &= \sqrt{\left(Z_{4BP} - Z_{4CT}\right)^2 + \left(Y_{4BP} - Y_{4CT}\right)^2} \ . \end{split}$$

Зная величины деформаций, можно определить абсолютные значения радиальных упругих составляющих реакций в сайлентблоках по закону Гука: $R_{i(y(y))} = c_{c\delta} \Delta_i$, где $c_{c\delta}$ – радиальная жесткость сайлентблока.

Для определения направления действия радиальных упругих составляющих реакций в сайлентблоках воспользуемся методикой, изложенной в [19]. Например, для сайлентблока 1 в подвижной системе координат, связанной с центром тяжести машины, направление вектора радиальной упругой составляющей реакции, действующей на корпус, будет

$$lpha_{_{1\mathrm{K}}} = rctg \left(rac{Z_{_{1\mathrm{K}}} - Z_{_{1HP}}}{Y_{_{1\mathrm{K}}} - Y_{_{1HP}}}
ight)$$
для $Y_{_{1\mathrm{K}}} - Y_{_{1HP}} > 0$;
 $lpha_{_{1\mathrm{K}}} = rctg \left(rac{Z_{_{1\mathrm{K}}} - Z_{_{1HP}}}{Y_{_{1\mathrm{K}}} - Y_{_{1HP}}}
ight) + \pi$ для $Y_{_{1\mathrm{K}}} - Y_{_{1HP}} < 0$.

Аналогично для остальных сайлентблоков:



$$\begin{split} \alpha_{_{3\mathrm{K}}} &= \mathrm{arctg}\!\!\left(\frac{Z_{_{3\mathrm{K}}} - Z_{_{3BP}}}{Y_{_{3\mathrm{K}}} - Y_{_{3BP}}}\right) \!+ \!\pi \ \text{для} \ Y_{_{3\mathrm{K}}} - Y_{_{3BP}} < 0 \ ; \\ \alpha_{_{4CT}} &= \mathrm{arctg}\!\left(\frac{Z_{_{4CT}} - Z_{_{4BP}}}{Y_{_{4CT}} - Y_{_{4BP}}}\right) \ \text{для} \ Y_{_{4CT}} - Y_{_{4BP}} > 0 \ ; \\ \alpha_{_{4CT}} &= \mathrm{arctg}\!\left(\frac{Z_{_{4CT}} - Z_{_{4BP}}}{Y_{_{4CT}} - Y_{_{4BP}}}\right) \!+ \!\pi \ \text{для} \ Y_{_{4CT}} - Y_{_{4BP}} < 0 \ . \end{split}$$

Соответственно, направления векторов радиальных упругих составляющих тех же реакций, но действующих на ответные элементы подвески, будет

$$a_{_{1HP}} = a_{_{1K}} + \pi; \quad a_{_{2HP}} = a_{_{2CT}} + \pi; \ a_{_{3BP}} = a_{_{3K}} + \pi; \ a_{_{4BP}} = a_{_{4CT}} + \pi.$$

Переход от абсолютных значений радиальных упругих составляющих реакций в сайлентблоках к их проекциям на оси подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины, производится по формулам:

$$\begin{aligned} R_{1HPY(ynp)} &= R_{1(ynp)} \cos \alpha_{1HP} ; R_{1HPZ(ynp)} = R_{1(ynp)} \sin \alpha_{1HP} ; R_{2HPY(ynp)} = R_{2(ynp)} \cos \alpha_{2HP} ; \\ R_{2HPZ(ynp)} &= R_{2(ynp)} \sin \alpha_{2HP} ; R_{3BPY(ynp)} = R_{3(ynp)} \cos \alpha_{3BP} ; R_{3BPZ(ynp)} = R_{3(ynp)} \sin \alpha_{3BP} ; \\ R_{4BPY(ynp)} &= R_{4(ynp)} \cos \alpha_{4BP} ; R_{4BPZ(ynp)} = R_{4(ynp)} \sin \alpha_{4BP} ; R_{1KY(ynp)} = R_{1(ynp)} \cos \alpha_{1K} ; \\ R_{1KZ(ynp)} &= R_{1(ynp)} \sin \alpha_{1K} ; R_{3KY(ynp)} = R_{3(ynp)} \cos \alpha_{3K} ; R_{3KZ(ynp)} = R_{3(ynp)} \sin \alpha_{3K} ; \\ R_{2CTY(ynp)} &= R_{2(ynp)} \cos \alpha_{2CT} ; R_{2CTZ(ynp)} = R_{2(ynp)} \sin \alpha_{2CT} ; \\ R_{4CTY(ynp)} &= R_{4(ynp)} \cos \alpha_{4CT} ; R_{4CTZ(ynp)} = R_{4(ynp)} \sin \alpha_{4CT} . \end{aligned}$$

Если в численном эксперименте не ставится задача исследования напряженного состояния сайлентблоков, то более целесообразно еще на этапе определения деформаций сайлентблоков сразу работать не с абсолютными величинами деформаций, а с их проекциями на оси подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины. В этом случае находим проекции деформаций каждого из шарниров на оси ОУ и ОZ:

$$\begin{split} & \Delta_{1HPY} = Y_{1HP} - Y_{1K} \ ; \ & \Delta_{1HPZ} = Z_{1HP} - Z_{1K} \ ; \ & \Delta_{2HPY} = Y_{2HP} - Y_{2CT} \ ; \ & \Delta_{2HPZ} = Z_{2HP} - Z_{2CT} \ ; \\ & \Delta_{3BPY} = Y_{3BP} - Y_{3K} \ ; \ & \Delta_{3BPZ} = Z_{3BP} - Z_{3K} \ ; \ & \Delta_{4BPY} = Y_{4BP} - Y_{4CT} \ ; \ & \Delta_{4BPZ} = Z_{4BP} - Z_{4CT} \ . \end{split}$$

Зная величины деформаций по осям, можно определить соответствующие составляющие радиальных упругих реакций в сайлентблоках, действующих на рычаги, по закону Гука:

$$\begin{split} R_{1HPY(ynp)} &= -c_{c\delta} \Delta_{1HPY} ; \ R_{1HPZ(ynp)} = -c_{c\delta} \Delta_{1HPZ} ; \ R_{2HPY(ynp)} = -c_{c\delta} \Delta_{2HPY} ; \\ R_{2HPZ(ynp)} &= -c_{c\delta} \Delta_{2HPZ} ; \ R_{3BPY(ynp)} = -c_{c\delta} \Delta_{3BPY} ; \ R_{1HPZ(ynp)} = -c_{c\delta} \Delta_{1HPZ} ; \\ R_{4BPY(ynp)} &= -c_{c\delta} \Delta_{4BPY} ; \ R_{4BPZ(ynp)} = -c_{c\delta} \Delta_{4BPZ} , \end{split}$$

где *с*_{сб} – радиальная жесткость сайлентблока.

Ответные реакции на корпус и ступицу будут иметь противоположный знак:

$$\begin{split} R_{1KY(ynp)} &= -R_{1HPY(ynp)} \;;\; R_{1KZ(ynp)} = -R_{1HPZ(ynp)} \;;\; R_{2CTY(ynp)} = -R_{2HPY(ynp)} \;;\\ R_{2CTZ(ynp)} &= -R_{2HPZ(ynp)} \;;\; R_{3KY(ynp)} = -R_{3BPY(ynp)} \;;\;\; R_{3KZ(ynp)} = -R_{3BPZ(ynp)} \;;\\ R_{4CTY(ynp)} &= -R_{4BPY(ynp)} \;;\;\; R_{4CTZ(ynp)} = -R_{4BPZ(ynp)} \;. \end{split}$$

На втором этапе необходимо вычислить моменты трения в шарнирах подвески. Если сайлентблоки собраны правильно и не имеют повреждений, то относительный поворот всех элементов подвески происходит только за счет закручивания резиновых втулок (на внутреннем трении резины без проскальзывания резины по металлу). В связи с этим упругая составляющая момента внутреннего трения зависит от величины угла поворота одного звена по отношению к сопряженному и радиальной деформации резиновых втулок. Причем на начальном этапе с целью упрощения задачи (по аналогии с расчетом резинометаллического шарнира гусениц) изменением жесткости резины на кручение от радиальной деформации можно пренебречь. По ТУ на сборку подвески последняя собирается при горизонтальном положении нижнего рычага, поэтому углы закрутки сайлентблоков при работе могут быть вычислены по следующим зависимостям: $\Delta \alpha_1 = \alpha_{HP}$; $\Delta \alpha_2 = \alpha_{CT} - \alpha_{CT(0)} - \alpha_{HP}$; $\Delta \alpha_3 = \alpha_{BP} - \alpha_{BP(0)}$; $\Delta \alpha_4 = \alpha_{CT} - \alpha_{CT(0)} - \alpha_{BP}$, где $\alpha_{CT(0)}$ и $\alpha_{BP(0)}$ – углы установки ступицы и верхнего рычага при сборке (при незакрученных сайлентблоках).

Зная текущие углы закручивания резиновых втулок и жесткость резины на кручение, находим соответствующие упругие моменты в шарнирах, действующие на рычаги подвески, по формулам:

$$\begin{split} M_{1HP(ynp)} &= -c_{c\delta(\tau)} \Delta \alpha_1 \; ; \quad M_{2HP(ynp)} = -c_{c\delta(\tau)} \Delta \alpha_2 \; ; \\ M_{3BP(ynp)} &= -c_{c\delta(\tau)} \Delta \alpha_3 \; ; \quad M_{4BP(ynp)} = -c_{c\delta(\tau)} \Delta \alpha_4 \; . \end{split}$$

Аналогичные моменты, действующие на корпус и ступицу от соответствующих сайлентблоков, имеют противоположные знаки:

$$\begin{split} M_{1K(ynp)} &= -M_{1HP(ynp)} \, ; \, \, M_{2CT(ynp)} = -M_{2HP(ynp)} \, ; \\ M_{3K(ynp)} &= -M_{3BP(ynp)} \, ; \, \, M_{4CT(ynp)} = -M_{4BP(ynp)} \, . \end{split}$$

Кроме упругих радиальных составляющих реакций и моментов трения в сайлентблоках при движении машины будут также возникать неупругие радиальные составляющие реакций и моменты, зависящие от скорости деформации резины. Именно они вместе с амортизаторами и внешним трением в подвеске рассеивают энергию колебаний корпуса.

Для их определения либо из начальных условий, либо из предыдущего шага интегрирования дифференциальных уравнений, описывающих работу подвески, необходимо вычислить скорости деформации резины в соответствующих сайлентблоках. Исходной информацией для вычислений являются линейные и угловые скорости перемещений всех элементов подвески в подвижной системе координат, связанной с центром тяжести машины (V_{ZHP} , V_{YHP} , α_{HP} , V_{ZBP} , V_{YBP} , α_{BP} , V_{ZCT} , V_{YCT} , α_{CT}).

На очередном (третьем) этапе определяем проекции относительных линейных скоростей всех проушин сайлентблоков в подвижной системе координат, связанной с центром тяжести машины:

• для нижнего рычага подвески:

$$V_{Y1HP} = V_{YHP} + \omega_{HP} (l_{HP1} \sin \alpha_{HP} + h_{HP} \cos \alpha_{HP});$$

$$V_{Z1HP} = V_{ZHP} + \omega_{HP} (-l_{HP1} \cos \alpha_{HP} + h_{HP} \sin \alpha_{HP});$$

$$V_{Y2HP} = V_{YHP} + \omega_{HP} (-l_{HP2} \sin \alpha_{HP} + h_{HP} \cos \alpha_{HP});$$

$$V_{Z2HP} = V_{ZHP} + \omega_{HP} (l_{HP2} \cos \alpha_{HP} + h_{HP} \sin \alpha_{HP}).$$

• для верхнего рычага подвески:

$$V_{Y3BP} = V_{YBP} + \omega_{BP} (l_{BP1} \sin \alpha_{BP} + h_{BP} \cos \alpha_{BP});$$

$$V_{Z3BP} = V_{ZBP} + \omega_{BP} (-l_{BP1} \cos \alpha_{BP} + h_{BP} \sin \alpha_{BP});$$

$$V_{Y4BP} = V_{YBP} + \omega_{BP} (-l_{BP2} \sin \alpha_{BP} + h_{BP} \cos \alpha_{BP});$$

$$V_{Z4BP} = V_{ZBP} + \omega_{BP} (l_{BP2} \cos \alpha_{BP} + h_{BP} \sin \alpha_{BP}).$$

для ступицы:

$$V_{Y2CT} = V_{YCT} + \omega_{CT} l_{28} \sin(\alpha_{CT} + \alpha_{728}); \quad V_{Z2CT} = V_{ZCT} - \omega_{CT} l_{28} \cos(\alpha_{CT} + \alpha_{728}); \\ V_{Y4CT} = V_{YCT} - \omega_{CT} l_{48} \sin(\alpha_{84Y}); \quad V_{Z4CT} = V_{ZCT} - \omega_{CT} l_{48} \cos(\alpha_{84Y}),$$

где α_{84Y} – угол между осью ОУ и отрезком, соединяющим точки 4 и 8, который определяется по формуле: $\alpha_{84Y} = \pi/2 - \alpha_{248} - \alpha_{CT}$.

На четвертом этапе определяем проекции скорости деформации шарниров относительно верхнего и нижнего рычагов на оси подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины:

$$\begin{split} \Delta V_{Y1HP} &= -V_{Y1HP} \, ; \ \ \Delta V_{Z1HP} = -V_{Z1HP} \, ; \ \Delta V_{Y2HP} = V_{Y2CT} - V_{Y2HP} \, ; \\ \Delta V_{Z2HP} &= V_{Z2CT} - V_{Z2HP} \, ; \ \Delta V_{Y3BP} = -V_{Y3BP} \, ; \ \ \Delta V_{Z3BP} = -V_{Z3BP} \, . \end{split}$$

Зная величины проекций скоростей деформации шарниров, можно определить соответствующие составляющие радиальных неупругих реакций в сайлентблоках, действующих на рычаги:

$$\begin{array}{l} R_{1HPY\ (\text{\textit{heynp}}\)} = k_{c\delta}\,\Delta\,V_{Y1HP}\ ;\ R_{1HPZ\ (\text{\textit{heynp}}\)} = k_{c\delta}\,\Delta\,V_{Z1HP}\ ;\\ R_{2HPY\ (\text{\textit{heynp}}\)} = k_{c\delta}\,\Delta\,V_{Y2HP}\ ;\ R_{2HPZ\ (\text{\textit{heynp}}\)} = k_{c\delta}\,\Delta\,V_{Z2HP}\ ;\\ R_{3BPY\ (\text{\textit{heynp}}\)} = k_{c\delta}\,\Delta\,V_{Y3BP}\ ;\ R_{3BPZ\ (\text{\textit{heynp}}\)} = k_{c\delta}\,\Delta\,V_{Z3BP}\ ;\\ R_{4BPY\ (\text{\textit{heynp}}\)} = k_{c\delta}\,\Delta\,V_{Y4BP}\ ;\ R_{4BPZ\ (\text{\textit{heynp}}\)} = k_{c\delta}\,\Delta\,V_{Z4BP}\ . \end{array}$$

Ответные реакции на корпус и ступицу будут иметь противоположный знак:

$$\begin{split} R_{1KY (\text{heynp})} &= -R_{1HPY (\text{heynp})}; \quad R_{1KZ (\text{heynp})} = -R_{1HPZ (\text{heynp})}; \\ R_{2CTY (\text{heynp})} &= -R_{2HPY (\text{heynp})}; \quad R_{2CTZ (\text{heynp})} = -R_{2HPZ (\text{heynp})}; \\ R_{3KY (\text{heynp})} &= -R_{3BPY (\text{heynp})}; \quad R_{3KY (\text{heynp})} = -R_{3BPZ (\text{heynp})}; \\ R_{4CTY (\text{heynp})} &= -R_{4BPY (\text{heynp})}; \quad R_{4CTZ (\text{heynp})} = -R_{4BPZ (\text{heynp})}. \end{split}$$

На пятом этапе необходимо вычислить неупругие моменты в шарнирах подвески. Эти моменты пропорциональны угловой скорости закручивания сайлентблоков. Эта угловая скорость определяется как разница угловых скоростей поворота соединенных через сайлентблок элементов подвески в подвижной системе координат, связанной с центром тяжести машины: $\Delta \omega_{1HP} = -\omega_{HP}$;

 $\Delta \omega_{_{2}HP} = \omega_{_{CT}} - \omega_{_{HP}}; \Delta \omega_{_{3}BP} = -\omega_{_{BP}}; \Delta \omega_{_{4}BP} = \omega_{_{CT}} - \omega_{_{BP}}.$

Неупругие моменты в шарнирах, действующие на соответствующие индексам элементы, определяются по формулам:

$$\begin{split} M_{1HP(\text{heynp})} &= k_{c\delta(\tau)} \Delta \omega_{1HP}; \quad M_{2HP(\text{heynp})} = k_{c\delta(\tau)} \Delta \omega_{2HP}; \\ M_{3BP(\text{heynp})} &= k_{c\delta(\tau)} \Delta \omega_{3BP}; \quad M_{4BP(\text{heynp})} = k_{c\delta(\tau)} \Delta \omega_{4BP}; \\ M_{1K(\text{heynp})} &= -M_{1HP(\text{heynp})}; \quad M_{2CT(\text{heynp})} = -M_{2HP(\text{heynp})}; \\ M_{3K(\text{heynp})} &= -M_{3BP(\text{heynp})}; \quad M_{4CT(\text{heynp})} = -M_{4BP(\text{heynp})}. \end{split}$$

На шестом этапе вычисляем проекции на оси подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины, главных векторов всех элементов подвески и суммарных реакций в местах крепления сайлентблоков, связывающих рычаги и амортизатор (амортизаторы) с корпусом.

Главный вектор нижнего рычага формируется из упругих и неупругих реакций в шарнирах 1, 2 и силы тяжести самого рычага, разнесенной на проекции осей подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины:

$$\begin{aligned} R_{YHP} &= R_{1HPY}(_{ynp}) + R_{1HPY}(_{heynp}) + R_{2HPY}(_{ynp}) + R_{2HPY}(_{heynp}) + m_{HP}g_{Y}; \\ R_{ZHP} &= R_{1HPZ}(_{ynp}) + R_{1HPZ}(_{heynp}) + R_{2HPZ}(_{ynp}) + R_{2HPZ}(_{heynp}) + m_{HP}g_{Z}; \end{aligned}$$

где g_{y} и g_{z} проекции вектора силы тяжести на оси подвижной системы координат.

Главный вектор верхнего рычага формируется из упругих и неупругих реакций в шарнирах 3, 4, на упругих ограничителях хода и на амортизаторе, а также силы тяжести самого рычага, разнесенной на проекции осей подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины. Нахождение упругих и неупругих реакций на ограничителях хода подвески (упорах) и на амортизаторе подробно описано в [19] и в данной работе принимается без изменений:

$$\begin{split} R_{YBP} &= R_{3BPY}(_{ynp}) + R_{3BPY}(_{ueynp}) + R_{4BPY}(_{ynp}) + R_{4BPY}(_{ueynp}) + \\ &+ R_{Y}(_{BY\Pi} - BP) + R_{Y}(_{HY\Pi} - BP) + R_{Y}(_{AM} - BP) + m_{BP}g_{Y}; \\ R_{ZBP} &= R_{3BPZ}(_{ynp}) + R_{3BPZ}(_{ueynp}) + R_{4BPZ}(_{ynp}) + R_{4BPZ}(_{ueynp}) + \\ &+ R_{Z}(_{BY\Pi} - BP) + R_{Z}(_{HY\Pi} - BP) + R_{Z}(_{AM} - BP) + m_{BP}g_{Z}. \end{split}$$

Главный вектор ступицы формируется из упругих и неупругих реакций в шарнирах 2, 4, упругих и неупругих реакций в зоне контакта колеса с дорогой, а также силы тяжести самой ступицы, разнесенной на проекции осей подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины. Нахождение упругих и неупругих реакций в зоне контакта колеса с дорогой подробно описано в [19] и в данной работе принимается без изменений:

$$\begin{split} R_{_{YCT}} &= R_{_{2HPY(ynp)}} + R_{_{2HPY(ueynp)}} + R_{_{4BPY(ynp)}} + R_{_{4BPY(ueynp)}} + R_{_{Y}KOT} + m_{_{CT}}g_{_{Y}} \ ; \\ R_{_{ZCT}} &= R_{_{2HPZ(ynp)}} + R_{_{2HPZ(ueynp)}} + R_{_{4BPZ(ynp)}} + R_{_{4BPZ(ueynp)}} + R_{_{Z}KOT} + m_{_{CT}}g_{_{Z}} \ . \end{split}$$

Суммарный вектор реакций, передаваемых на корпус от нижнего рычага (без учета силы тяги или торможения на колесе):

$$R_{YK1} = R_{1HPY}(ynp) + R_{1HPY}(ueynp); R_{ZK1} = R_{1HPZ}(ynp) + R_{1HPZ}(ueynp).$$

Суммарный вектор реакций, передаваемых на корпус от верхнего рычага (без учета силы тяги или торможения на колесе):

$$R_{YK3} = R_{3BPY(ynp)} + R_{3BPY(Heynp)}; R_{ZK3} = R_{3BPZ(ynp)} + R_{3BPZ(Heynp)}.$$

Для блоков подвески, на колесах которых присутствует сила тяги или торможения ($R_{X \text{ кол}} \neq 0$), необходимо произвести следующие дополнительные действия:

1) Определяем исходную долю продольной нагрузки, воспринимаемую нижним и верхним рычагами:

$$R_{XKHP} = 0.5R_{XKOT}; \quad R_{XKBP} = 0.5R_{XKOT}.$$

2) Определяем крутящий момент относительно оси ОУ подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины, создаваемый силой тяги или торможения колеса и воспринимаемый верхним и нижним рычагами подвески:

$$M_{YKOT} = \begin{cases} R_{XKOT} r_{KD} & \text{при торможении;} \\ R_{XKOT} r_{KD} (i_{\kappa p} - 1) / i_{\kappa p} & \text{в режиме тяги,} \end{cases}$$

где r_{KD} – динамический радиус колеса, i_{KP} – передаточное отношение колесного редуктора.

3) Находим долю момента $M_{_{YKOJ}}$, воспринимаемого парами сил на верхнем

и нижнем рычагах, действующих в направлении оси *OX*: $M_{ypx} = 0.5 M_{y KOT}$.

4) Находим долю момента M_{YKOT} , воспринимаемого парами сил на нижнем рычаге, действующих в направлении оси OZ: $M_{YHPZ} = 0.3M_{YKOT}$.

5) Находим долю момента $M_{_{YKOJ}}$, воспринимаемого парами сил на верхнем рычаге, действующих в направлении оси ОZ: $M_{_{YBPZ}} = 0.2 M_{_{YKOJ}}$.

6) Находим перераспределенные с учетом крутящего момента продольные нагрузки, воспринимаемые нижним и верхним рычагами, из системы уравнений:

$$M_{YKO,T} = \begin{cases} R_{XKO,T} r_{KD} & \text{при торможении;} \\ R_{XKO,T} r_{KD} (i_{\kappa p} - 1) / i_{\kappa p} & \text{в режиме тяги.} \end{cases}$$

7) Находим перераспределенные с учетом крутящего момента вертикальные нагрузки, воспринимаемые передними и задними опорами нижних и верхних рычагов, из систем уравнений:

$$\begin{cases} R_{ZK1(n)} + R_{ZK1(3)} = R_{ZK1}; \\ \left(R_{ZK1(n)} - R_{ZK1(3)}\right) \end{pmatrix}_{HP(n-3)} = M_{YHPZ}; \end{cases} \qquad \begin{cases} R_{ZK3(n)} + R_{ZK3(3)} = R_{ZK3}; \\ \left(R_{ZK3(n)} - R_{ZK3(3)}\right) \end{pmatrix}_{BP(n-3)} = M_{YBPZ}, \end{cases}$$

где $l_{HPP(-3)}$ и $l_{BPP(-3)}$ – соответственно расстояния между передними и задними опорами нижних и верхних рычагов.

На седьмом этапе вычисляем проекции на оси подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины, главных моментов всех элементов подвески и суммарных моментов в местах крепления сайлентблоков, связывающих рычаги с корпусом.

Главный момент нижнего рычага в проекции на ось ОХ формируется из крутящего момента торсиона, упругих и неупругих моментов в шарнирах 1, 2 и моментов от упругих и неупругих реакций в шарнирах 1, 2:

$$\begin{split} M_{XHP} &= M_{mopc} + M_{1HP(ynp)} + M_{1HP(neynp)} + M_{2HP(ynp)} + M_{2HP(neynp)} + \\ &+ \left(\left(R_{1HPY(ynp)} + R_{1HPY(neynp)} \right) l_{HP1} + \left(R_{2HPY(ynp)} + R_{2HPY(neynp)} \right) l_{HP2} \right) \sin \alpha_{HP} + \\ &+ \left(- \left(R_{1HPZ(ynp)} + R_{1HPZ(neynp)} \right) l_{HP1} + \left(R_{2HPZ(ynp)} + R_{2HPZ(neynp)} \right) l_{HP2} \right) \cos \alpha_{HP} + \\ &+ \left(R_{1HPY(ynp)} + R_{1HPY(neynp)} + R_{2HPY(ynp)} + R_{2HPY(neynp)} \right) h_{HP} \cos \alpha_{HP} + \\ &+ \left(R_{1HPY(ynp)} + R_{1HPZ(neynp)} + R_{2HPY(ynp)} + R_{2HPZ(neynp)} \right) h_{HP} \sin \alpha_{HP} \,. \end{split}$$

Главный момент верхнего рычага в проекции на ось ОХ формируется из упругих и неупругих моментов в шарнирах 3, 4, моментов от упругих и неупругих реакций в шарнирах 3, 4, моментов от реакций на упругих ограничителях хода подвески и в точке крепления амортизатора:

$$M_{XBP} = M_{3BP(ynp)} + M_{3BP(heynp)} + M_{4BP(ynp)} + M_{4BP(heynp)} + M_{4BP(heynp)}$$

$$+ \left(\left(R_{3BPY(ynp)} + R_{3BPY(ueynp)} \right) l_{BP1} + \left(R_{4BPY(ynp)} + R_{4BPY(ueynp)} \right) l_{BP2} \right) \sin \alpha_{BP} + \left(- \left(R_{3BPZ(ynp)} + R_{3BPZ(ueynp)} \right) l_{BP1} + \left(R_{4BPZ(ynp)} + R_{4BPZ(ueynp)} \right) l_{BP2} \right) \cos \alpha_{BP} + \left(R_{3BPY(ynp)} + R_{3BPY(ueynp)} + R_{4BPY(ynp)} + R_{4BPY(ueynp)} \right) l_{BP} \cos \alpha_{BP} + \left(R_{3BPZ(ynp)} + R_{3BPZ(ueynp)} + R_{4BPZ(ynp)} + R_{4BPZ(ueynp)} \right) l_{BP} \sin \alpha_{BP} + \left(R_{Y(BYII-BP)} l_{eyn} + R_{Y(HYII-BP)} l_{uyn} + R_{Y(AM-BP)} l_{aM} \right) \sin \alpha_{BP} + \left(R_{Z(BYII-BP)} l_{eyn} + R_{Z(HYII-BP)} l_{uyn} + R_{Z(AM-BP)} l_{aM} \right) \cos \alpha_{BP} \right) .$$

На завершающем восьмом этапе все полученные значения главных векторов и моментов для всех элементов каждой подвески подставляются в соответствующие правые части дифференциальных уравнений (16) и производится общее интегрирование системы дифференциальных уравнений.

Таким образом, в результате интегрирования системы АДУ получаем все силовые и кинематические характеристики движения корпуса машины и связанного с ним боевого модуля, причем в этих временных распределениях «зашита» параметрическая зависимость от массивов параметров *P* и *G*.

Программно-алгоритмическая реализация математической модели. Предложенная комплексная функциональная математическая модель транспортного средства специального назначения реализована в виде специализированного программно-аппаратного комплекса (СПАК). В качестве исходных данных выступают массово-геометрические характеристики транспортного средства, элементов подвески, профиль дороги, характеристики шины и режимы движения.

В качестве выходных характеристик получаются перемещения, скорости, ускорения и силовые факторы в интересующих (заданных исследователем) точках подвески и корпуса как функции времени. Соответственно, коль скоро в данных решениях неявным образом присутствует параметрическая связь с массивами параметров P и G (см. выше), то приводимые ниже результаты следует рассматривать как конкретные реализации семейств распределений при конкретном заданном наборе P и G. В частности, рассмотрены номинальные параметры подвески БТР-80 и некоторые реализации трассы при его движении

На рис. 6-15 приведены в формате "осциллограмм" временные распределения указанных выше величин на примере бронетранспортера БТР-80, характеристики трассы и параметры которого сведены в таблице (масса бронетранспортера – 15000 кг, скорость движения – 36 км/час, номер трассы = 1 – синусоидальные неровности, время движения – 10 с).

Таблица -	-Характе	ристики т	рассы и пар	раметры б	ронетра	анспортер	ра БТР-80

Параметры	Левый борт	Правый борт
Смещение начала трассы от точки на-	5м	5м
чала отсчета		
Двойная амплитуда синусоиды	0.25м	0.25м
Длина волны синусоиды (период)	10м	10м



Рис. 13 – Продольная компонента скорости центра масс бронетранспортера



Рис. 15 – Вертикальная компонента скорости центра масс бронетранспортера

На рис. 16-20 приведены программные окна и примеры

результатов исследования НДС

корпуса БТР-80 при действии



Рис. 12 – Продольная компонента ускорения

центра масс бронетранспортера

Подсистема автоматизированного моделирования динамики корпуса и боевого модуля бронстранспортера. Описанная модификация комплексной функциональной математической модели транспортного средства специального назна-



Рис. 16 - Контрольные точки корпуса бронетранспортера при исследовании преодоления препятствий

динамических реакций, полученных на основе моделирования движения бронетранспортера. В качестве результатов получены динамические, прочностные и жесткостные характеристики боевого модуля и корпуса, рассматриваемые далее как критерии и ограничения в процессе проектирования элементов подвески бронетранспортера.



Рис. 9 - Вертикальная составляющая усилия на верх-- VR[1,2] ний рычаг подвески (правый борт) VR(i,2) на четырех мостах (і – номер моста)

VR[2,2]

— VR[3,2]

- AM[1,1]

AM[2,1]

- - - AM[3,1]

------ AM[4,1]



Рис. 11 – Вертикальная составляющая усилия в месте крепления амортизатора подвески на корпус (левый борт) АМ (i,1) на четырех мостах (і – номер моста)



щая усилия на нижний рычаг подвески (левый борт) NR(i.1) на четырех мостах (i – номер моста)



VR[2,1]

— VR[3,1



ляющая усилия на верхний рычаг подвески (левый борт) VR(i,1) на четырех мостах (і – номер моста)



борт) UPN (i,1) на четырех мостах (і – номер моста)

111



Рис. 17 – Характер распределения во времени вертикальной компоненты перемещения оси цапф башни бронетранспортера (см. рис. 16)



Рис. 19 – Характер распределения во времени вертикальной компоненты перемещения точки 2 корпуса бронетранспортера (см. рис. 16)

Параметрический анализ и синтез элементов подвески. Предложенный в работе подход дает в руки исследователям усовершенствованный инструмент не только для решения задач анализа, например, динамики боевого модуля или напряженно-деформированного состояния бронекорпуса колесной легкобронированной машины при конкретных наборах параметров, но и для параметрического анализа и синтеза элементов подвески при их варьировании или поиске (обосновании). Исследуем, например, поставленную выше задачу анализа влияния параметров подвески на динамику отклонения оси канала ствола пушки боевого модуля.

Рассмотрим исходную постановку задачи. Пусть длины рычагов l_{HP} , l_{BP} (см. рис. 5) являются не постоянными, а изменяющимися в зависимости от вертикального перемещения соответствующего колеса w. Тогда представим l_{HP} , l_{BP} как некоторые ряды:

$$l_{HP} = l_0^H \left(1 + P_1^H \left(\frac{w}{w_0} \right) + \frac{1}{2} P_2^H \left(\frac{w}{w_0} \right)^2 + \frac{1}{6} P_3^H \left(\frac{w}{w_0} \right)^3 + \dots, \right),$$

$$l_{BP} = l_0^B \left(1 + P_1^B \left(\frac{w}{w_0} \right) + \frac{1}{2} P_2^B \left(\frac{w}{w_0} \right)^2 + \frac{1}{6} P_3^B \left(\frac{w}{w_0} \right)^3 + \dots, \right),$$
(17)

где l_o^H, l_o^B – номинальные длины рычагов, w_0 – динамический ход колеса при $l_{HP} = l_o^H, l_{BP} = l_o^B$.

Здесь коэффициенты P_i^H, P_j^B являются параметрами, задающими разложение безразмерных величин $\gamma_H = l_{HP} / l_0^H, \gamma_B = l_{BP} / l_0^B$ в ряд по безразмерным перемещениям $\omega = w/w_0$.

Если удержать ограниченное число N_i членов этих рядов, то вся система уравнений КФММ определит параметрические связи динамических переменных исследуемой системы (а, значит, и возмущений углов наведения (см. рис. 1 и рис. 20) или отклонений снаряда от номинальной точки прицеливания на условной мишени $\vec{\rho}$) с параметрами P_i^H, P_j^B . Тогда, варьируя P_i^H, P_j^B , можно установить эту связь, т.е. определить параметрические зависимости, например,

$$\rho_{y} = \rho_{y} \left(P_{i}^{H}, P_{j}^{B} \right), \rho_{z} = \rho_{z} \left(P_{i}^{H}, P_{j}^{B} \right).$$

$$(18)$$

Уравнения (18) дают решение задачи параметрического анализа.

С другой стороны, можно поставить задачу синтеза. Например, минимизируя максимум отклонения ρ , можно получить рациональные параметры подвески:

$$\left(P_{i}^{H}\right),\left(P_{j}^{B}\right) = \operatorname{argmin}\left(\max \rho\left(P_{i}^{H}, P_{j}^{B}\right)\right)$$
(19)

Установив решение задачи (19), получаем оптимальное значение параметров подвески. Учитывая, что число варьируемых параметров можно пополнять, то будет уточняться и соответствующая структура такой подвески с обратной связью по перемещениям колес.

Используя данный подход, можно, управляя множеством параметров, решать и другие задачи: минимизации ускорений в местах расположения экипажа, напряжений в бронекорпусе, стабильности, межколесного расстояния, обеспечения вертикальности движения колес (т.е. отсутствие бокового увода) при наезде на неровности и т.п.

Заключение. Представленный в работе новый подход, усовершенствованная математическая модель и специализированный программно-модельный комплекс, а также результаты тестовых расчетов дают основание для следующих выводов.

1. Разработанный новый подход обладает принципиально новыми возможностями по сравнению с традиционными. Это обеспечивается тем, что апробированный метод обобщенного параметрического описания адаптирован и дополнен применительно к решению задачи анализа и синтеза элементов подвески колесной легкобронированной машины, например, по критерию минимизации влияния на динамическую компоненту отклонения оси канала ствола скорострельной пушки боевого модуля от номинального направления на цель. Предложена новая формализация задачи синтеза, базирующаяся на сквозном параметрическом описании исследуемого объекта. Кроме того, разработан новый способ учета, описания, создания и

Рис. 18 – Характер распределения во

времени суммарных перемещений то-

чек 2,3 корпуса бронетранспортера

(см. рис. 16)

Рис. 20 – Характер распределения угло-

вых перемещений оси ствола пушки

варьирования конструктивного исполнения элементов подвески КЛБМ, а также дискретизации пространства обобщенных параметров путем разложения искомой зависимости в виде конечной суммы функционального ряда. Таким образом, разработан новый инструмент исследований, базирующийся на едином обобщенном описании исследуемого объекта.

2. В работе предложена усовершенствованная комплексная функциональная математическая модель динамики системы "боевой модуль – корпус – подвеска". Основным новым компонентом данной модели является то, что, в отличие от традиционных, в нее заложена возможность отражения параметрических зависимостей коэффициентов системы алгебро-дифференциальных уравнений от обобщенных параметров подвески КЛБМ. В результате опосредованно реализуется параметрическая связь динамических переменных системы, а, значит, и критериальных величин (например, возмущение положения боевого модуля) от набора значимых параметров. Это дает возможность естественным образом вмонтировать данную математическую модель в процесс многовариантных исследований с целью направленного улучшения параметров подвески.

3. Разработанные и усовершенствованные подход и комплексная функциональная математическая модель реализованы в виде специализированного программно-модельного комплекса. Его отличительными особенностями по сравнению с известными является реализация всех основных значимых возможностей и преимуществ математических формулировок. В первую очередь это возможность широкого варьирования режимов движения, свойств трассы, структуры и параметров элементов подвески КЛБМ на динамику боевого модуля, корпуса и самих элементов подвески. Кроме того, это широкие возможности постпроцессинга результатов. В дополнение к этим возможностям данный программный комплекс также обладает способностью интегрирования с различными системами анализа и синтеза. При этом возможно ветвление: полученные численные результаты могут направляться как на исследование динамики боевого модуля или корпуса, так и на анализ НДС элементов бронекорпуса или на определение плавности хода боевой машины и т.п. Такое свойство дает возможность строить на основе созданного программного средства мета-системы компьютерного анализа и синтеза с широким спектром решаемых задач и возможностей компьютерного моделирования.

4. Решение тестовых задач с использованием разработанного СПМК продемонстрировало его работоспособность, а сравнение с известными результатами, полученными ранее другими средствами, свидетельствует об адекватности и точности численного моделирования.

С учетом возможностей предложенного инструментария исследований в работе сформулирован ряд новых задач. Это, в частности, анализ влияния законов изменения длин нижнего и верхнего рычагов на кинематику и динамику элементов колесной легкобронированной машины, в т.ч. боевого модуля. Также представляет интерес изучение влияния характеристик трассы на эту динамику. Эти и другие задачи являются перспективными направлениями дальнейших исследований. Список литературы: 1. Беляев С.Н. Моделирование двухплоскостного бесплатформенного стабилизатора вооружения легкобронированной боевой машины / С.Н. Беляев, Истомин А.Е. // Механіка та машинобудування. - 2011. - №2. - С. 87-94. 2. Александров Е.Е. Об особенностях построения математической модели совместного движения башенки и боевого модуля как объектов регулирования в комплексах управления вооружением для легкобронированных боевых машин / Е.Е. Александров, В.А. Кононенко, С.Н.Беляев [и др.] // Механіка та машинобудування. – 2007. – №2. – С. 3-27. 3. Александров Е.Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, А.Т. Лебедев. - Харьков: ХАДИ, 2001. - 642 с. 4. Волонцевич Д.О. Спосіб підвищення допустимої швидкості ведення вогню з ходу при русі бойових машин по пересіченій місцевості / Д.О. Волонцевич, І.В. Костяник, Д.І. Камфенкель // Механіка та машинобудування. – 2011. – №2. – С. 94-102. 5. Ворониов С.Н. Моделирование работы гидравлического буфера системы подрессоривания военного транспортного средства / С.Н. Воронцов, А.В. Поторака, Е.И. Решетило [и др.] // Механіка та машинобудування. - 2011. - №2. - С. 102-108. 6. Душенко В.В. Оцінка напрямків зниження теплової напруженості демпфіруючи пристроїв підвіски гусеничних та колісних машин / В.В. Дущенко // Механіка та машинобудування. – 2011. – №2. – С. 109-113. 7. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с. 8. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с. 9. Александров Е.Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, Д.О Волонцевич, В.А. Карпенко [и др.] // Под общ. ред. А.Н.Туренко. - Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 2001. - 640с. 10. Александров Е.Е. К расчету колебаний подрессоренной массы автомобиля при движении по случайным неровностям / Е.Е. Александров, С.Н. Воронцов, В.А. Карпенко // Авиационно-космическая техника и технология: Тр. Гос. аэрокосмического ун-та им. Жуковского "ХАИ". - Вып. 10. - Харьков, 1999. -С.30-32. 11. Александров Е.Е. Математическое моделирование на ЭВМ случайного микропрофиля дороги / / Е.Е. Александров, С.Н. Воронцов, В.А. Карпенко // Вестник ХГПУ. – Вып. 60. – Харьков, 1999. – С.36-39. 12. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко – М.: Наука, 1971. – 240 с. 13. Гриценко Г.Д. Специализированная система автоматизированного анализа прочности и жесткости корпусов легкобронированных машин для выбора их рациональных конструктивных параметров при импульсном воздействии от усилия стрельбы / Г.Д.Гриценко, С.Т.Бруль, А.В.Ткачук // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2006. –№3. – С.10-20. 14. Васильев А.Ю. Исследование динамики поведения корпуса МТ-ЛБ при стрельбе / А.Ю. Васильев, Е.П. Пономарев, С.Т. Бруль // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2006. – №33. – С.3-8. 15. Гриценко Г.Д. Экспериментальное исследование элементов корпусов БТР-80 / Г.Д. Гриценко, А.Н. Малакей, Н.А. Ткачук // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2006. – №33. – С.23-27. 16. Бруль С.Т. Моделирование реакции корпусов легкобронированных машин на действие ударно-импульсных нагрузок / С.Т. Бруль, И.Н. Карапейчик, В.М. Мазин, Н.А. Ткачук // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. - 2011 . - № 22 - С. 12-19. 17. Бруль С.Т. Моделирование физикомеханических процессов в корпусах легкобронированных машин: подходы, модели, эффекты / С.Т. Бруль, Н.А. Ткачук, А.Ю. Васильев, И.Н. Карапейчик // Механіка та машинобудування». - 2011. - №1. - С. 66-73. 18. Пелешко С.В. Комплексне дослідження 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 «ХПИ». Тем. вып.: Транспортное машиностроение. - 2010. - №39. - С. 116-131. 19. Малакей А.Н. Математическая модель динамических процессов в корпусе и ходовой системе легкобронированной колесной боевой машины / А.Н. Малакей // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2005. – №60. – С. 98–120. 20. Поляк Б. Т. Введение в оптимизацию / Б.Т. Поляк. - М.: Наука, 1983. - 384 с. 21. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование / Д. Химмельблау. – М.: Мир, 1975. – 536 с. 22. Реклейтис Г. Оптимизация в технике: В 2-х книгах / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдел - М.: Мир, 1986. 23. Шул Т.Е. Прикладные численные методы в физике и ьехнике. – М.: Высшая школа, 1990. – 256 с. 24. Карманов В.Г. Математическое программирование. Учебное пособие. - М.: Наука, 1986. - 285 с. 25. Ткачук Н.А. Конечноэлементные 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. – 2006. – №1. – С. С.57-79. 26. Ткачук Н.А. Основы обобщенного параметрического описания сложных механических систем / Н.А. Ткачук, А.Д. Чепурной,

Г.Д. Гриценко, Е.А. Орлов, С.Т. Бруль // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля. – Луганськ, 2007. – №9(115). Част. 1. – С.196-205. **27.** *Андреєв Ю.М.* Розробка аналітичних комп'ютерних методів аналізу та синтезу динаміки машин / автореф. дис. на здоб. наук. ст. докт. техн. наук за спец. 05.02.09 "Динаміка та міцність машин"// НТУ "ХПІ" - Харків. - 2009. – 40 с.

Поступила в редколлегию 07.09.12

УДК: 621.431.74 – 185.3

О.П. *РАДЧЕНКО*, к.т.н, доц. зав каф. ЭСУиЭС, Киевская гос. ак-я водного транспорта, Севастополь;

А.Р. МАЦКЕВИЧ, Одесская нац. морская ак-я, Одесса;

А.В. НЕМЕНКО, вед. специалист ПАО ЦКБ "Коралл", Севастополь;

О.П. ЧУБ, Керченский гос. морской технологический ун-т, Керчь

ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО КОНТРОЛЯ РЕОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВЫСОКОВЯЗКОГО ТОПЛИВА ПРИ СЕПАРИРОВАНИИ

Розглянуті питання необхідності автоматизації та контролю процесу сепарації високов'язкого суднового палива. Отримані залежності відділення часток шламу від температури на базі теоретичних уявлень, проведено їх порівняльний аналіз із практичними даними.

Ключові слова: сепарація, суднове високов'язке паливо, шлам, швидкість осадження

Рассмотрены вопросы необходимости автоматизации и контроля процесса сепарирования высоковязкого судового топлива. Получены зависимости отделения частиц шлама от температуры на основе теоретических представлений, проведен их сравнительный анализ практическими данными.

Ключевые слова: сепарирование, судовое высоковязкое топливо, шлам, скорость осаждения

Considered the issues of necessity of automation and control of the process of separation of viscosity marine fuel. Obtained dependence of the particle separation of sludge from the temperature on the basis of theoretical concepts, the results of their comparative analysis of the evidence.

Keywords: separation, heavy fuel oil, sludge, deposition velocity

Введение. В настоящее время судовую энергетическую установку (СЭУ) судна невозможно представить без топливной сепарационной установки, особенно если в качестве топлива используются тяжелые высоковязкие компаунды с вязкостью 180 сСт (при 50 0 С) и выше. Процесс сепарации, в основу которого заложено воздействие поля внешней силы на вещества с различной плотностью, представляется хорошо изученным [1]. В свете исследований, подтверждающих неоднородность топливной среды [2, 3], возникает необходимость в проверке состоятельности принятых представлений о процессах, протекающих при сепарации судового топлива в поле центробежных сил. Также, на практике эксплуатация сепарационных установок является одним из наиболее аварийных

© О.П. Радченко, А.Р. Мацкевич, А.В. Неменко, О.П. Чуб

процессов в рамках СЭУ [4]. Качество сепарирования топлива не является стабильным. Существует множество факторов, объективно влияющих на него в процессе эксплуатации. Автоматизированные средства контроля за качеством сепарации топлива на данном этапе развития СЭУ не применяются. Более того, сепарация связана с производством шлама, что в условиях современных эксплуатационных норм понижает рациональность использования топлива и усложняет менеджмент. Качество сепарирования топлива и количество произведенного шлама – это важные эксплуатационные факторы, точная оценка которых востребована в современной эксплуатации СЭУ.

Постановка задачи. Традиционные теоретические представления о центробежной сепарации основаны на уравнении скорости оседания частицы, полученном Стоксом. Разница скоростей движения потока в межтарельчатом пространстве центробежного сепаратора и скорости оседания конкретной взвешенной в топливной среде частицы определяет характер ее движения. Примем эту разницу за абсолютную скорость оседания v_0 , тогда

$$v_0 = v - w = q / f - \left\{ \left[\Delta \rho \left(d_u \cdot \omega \right)^2 \right] \cdot r \right\} / 18 \mu ,$$

где v – скорость движения потока, w – скорость осаждения частицы, q – подача сепаратора, f – площадь сечения межтарельчатого пространства, $\Delta \rho$ – разница плотностей частицы и среды, d_u – диаметр частицы, ω – угловая скорость вращения; r – расстояние между осью вращения барабана и частицей; μ – динамическая вязкость среды.



Рис. 1 – Графики зависимостей абсолютной скорости оседания от температуры для частиц различного диаметра: *1* – частиц с диаметром 25 мкм; *2* – 20 мкм; *3* – 15 мкм; *4* – 10 мкм На основе данной физической модели произведена серия расчетов на базе математического процессора с использованием ПК. В математической модели как $\Delta \rho$, так и μ были заданными функциями от температуры. В качестве базовых были приняты параметры судового сепаратора Alfa Laval S 825 (Mitsubishi Selfjector SJ30GH) и высоковязкого топлива RMG380 (0,554 кг/м³).

Результаты расчета представлены на рис. 1. Так, для частиц плотностью 1000 кг/м³ диаметром от 10 до 25 мкм в рабочем

диапазоне температур были получены зависимости абсолютной скорости оседания от температуры. Как видно из графиков, характер зависимостей очевиден – при повышении температуры возрастает v_0 . При повышении подачи сепаратора скорость v_0 снижается. Также можно сделать вывод, что при реко-

мендованном производителем температурном режиме, который составляет 98^{0} С, частицы диаметром свыше 21-22 мкм будут иметь положительную v_{0} , то есть будут отбиваться в шлам.

Полученные расчетные зависимости показывают, что при повышении температуры все более мелкие частицы подвергаются отделению от среды, вследствие увеличения разности плотностей. То есть общая масса отделяемых частиц будет расти при росте температуры сепарации. А значит, суммарное количество шлама

отводимого за единицу времени должно увеличиваться при увеличении температуры сепарации, при условии, что состав топлива и параметры процесса стабильны. Такие результаты расчетов не противоречат имеющимся теоретическим представлениям о физических процессах, протекающих в центробежном сепараторе.

Далее рассмотрен анализ практического опыта использования судовых топлив. На рис. 2 показаны результаты замеров суточного производства шлама в литрах. В исследованиях использовались сепарационные установки Alfa Laval SU648 ALCAP и Westfalia типа 6.30.1530с тремя различными партиями топлива RMG380 каждая. Рабочая производительность составляла 1500 и 1300 л/ч соответственно. Опытные данные замерялись при различных температурных режимах работы сепаратора от 3 до 10 суток для каждого режима (в зависимости от условий работы СЭУ), с целью обеспечения приемлемой точности замеров.

Полученные опытным путем зависимости для обеих установок и для всех партий топлива показыва-



производимого шлама от температуры сепарации для трех различных топлив: а – марки IFO 380для сепараторов Alfa Laval SU648 ALCAP; б – Westfalia типа 6.30.1530c

ют, что при увеличении температуры в исследуемом диапазоне количество вырабатываемого шлама уменьшается и находится в диапазонах от 303 до 448 и от 262 до 374 л/ч соответственно. В обоих случаях количество шлама при сепарировании первого образца топлива наибольшее, третьего – наименьшее.

При этом надо учитывать, что существует минимальный обязательный уровень шлама, производимый сепараторами с периодической автоматической промывкой (участвующие в опыте модели также относятся к этому типу). Он обусловлен периодической полной разгрузкой барабана, периодичность которой устанавливается обслуживающим персоналом. Для сепараторов было установлено количество разгрузок в сутки 12. Если учесть что сепараторы, используемые в исследовании моделей, за разгрузку выбрасывают 5-6 литров содержимого, то при таком количестве обязательный уровень шлама составлял не менее 72 л/сутки для каждой из установок. Следовательно, минимальное количество шлама, произведенного непосредственно центробежным осаждением для наиболее чистого топлива и при номинальной температуре (98⁰C), составляет 278 и 223 литра в сутки соответственно.

Таким образом, по результатам опытных исследований производства шлама можно сделать вывод о том, что при повышении температуры количество шлама стремится к минимальному обязательному уровню.

Также важным фактором является то, что все исследуемые топлива соответствовали требованиям стандарта ISO 8217:2010, согласно которым суммарная доля нерастворимого осадка не превышает 0,1%, а воды 0,5%. Следовательно, для сепаратора Alfa Laval количество нерастворенных примесей и воды, подлежащих отделению, не должно было превысить 213 литров в сутки, а для сепаратора Westfalia – 187,2. Прибавим теперь к этим показателям обязательное количество шлама получаем, что в первом случае сепаратор должен произвести не более 285 литров в сутки, во втором – не более 259,2.

Однако результаты исследований показывают:

- количество производимого шлама при увеличении температуры сепарации уменьшается, а не увеличивается, как это прогнозирует имеющаяся теоретическая база;

 реальное количество производимого непосредственным центробежным осаждением шлама в большинстве случаев эксплуатации больше чем допустимое стандартом суммарное количество нерастворенного осадка и воды;

Очевидно, что часть топливной смеси попадает в шлам. Причем объяснить это явление разницей в плотностях шлама и очищенного топлива невозможно, так как эта разница не является существенной.

Если учесть, что количество шлама является предметом контроля различными инспектирующими органами и его величина считается приемлемой в диапазоне 1-1,5% от использованного топлива и выше, то необходимо признать, что принятые в отрасли меры по борьбе с производством шлама - явлением, значительно понижающим КПД топливоиспользования не всегда эффективны. Причем борьба ведется, как правило, со следствием, а не причиной производства шлама (наиболее распространенное средство борьбы со шламом – это утилизация его в котлах после обработки гомогенизаторами).

Выводы. Таким образом, возникает принципиальная необходимость создания:

• физической и математической моделей, удовлетворительно объясняющих процессы, протекающие в рамках центробежной сепарации высоковязкого топлива; • технических и организационных средств для снижения количества производимого шлама;

• принципов (в дальнейшем – автоматических систем) управления параметрами сепарации для достижения оптимальных условий на протяжении процесса сепарации топлива, то есть непрерывного контроля качества процесса сепарации топлива.

Список литературы: 1. Черепанов Б.Е. Судовые вспомогательные и промысловые механизмы, системы и их эксплуатация. – М.: Агропромиздат, 1986. – 343 с. 2. Радченко О.П., Масленников А.А. Исследование реологии судового топлива // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2008. – Вып. 21. – Одесса: ОНМА, 2008. – С. 4-9. 3. Добровольский В.В., Ханмамедов С.А. Реологические характеристики судовых тяжелых топлив // Респ. наук.-техн. конф. "Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування". – Херсон: ХДМІ. – 2010. – С. 49-50. 4. Исследование причин отказов топливной системы СЭУ при смене топлива // Ханмамедов С.А., Радченко О.П., Мацкевич А.Р., Борисенко В.Л., Петрик Н.М. // Мат. конф. "Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування". – Херсон: ХДМА. – 2011. – С. 43-46

Поступила в редколлегию 27.08.2012

УДК 531.8

В.И. СЕРИКОВ, к.т.н., доц., доц. каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ", Харьков

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРИОДИЧЕСКИХ ПОГРЕШНОСТЕЙ И ИХ ПРИРОДЫ ПРИ АНАЛИЗЕ ДОСТОВЕРНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНИЗМА

У статті обгрунтований і описаний метод оцифровки даних, що отримані в ході проведення низки експериментів та зафіксовані за допомогою шлейфового осцилографа К-12-22 на фотобумазі. Получені числові дані дали змогу не тільки оцінити правильність обраної математичної моделі, а й з'ясувати природу періодичних коливань похибки.

Ключові слова: пружні коливання, періодична похибка, динамічні характеристики механізму.

В статье обоснован и описан метод оцифровки данных, полученных в ходе проведения ряда экспериментов и зафиксированных с помощью шлейфового осциллографа К-12-22 на фотобумаге. Полученные числовые данные дали возможность не только оценить правильность выбранной математической модели, но и выяснить природу периодических колебаний погрешности.

Ключевые слова: упругие колебания, периодическая погрешность, динамические характеристики механизма.

In the paper a method is founded and described for sampling data collected during a series of experiments and fixed on photo paper with K-12-22 loop oscillograph. Received numerical data have allowed not only to estimate correctness of chosen mathematical model, but also to clarify the nature of error periodic vibrations.

Keywords: elastic vibrations, periodic error, dynamic characteristics of mechanism.

© В.И. Сериков

Постановка проблемы. В практике проведения научных исследований приходится прибегать к анализу тех или иных процессов, происходящих в исследуемом объекте, с помощью косвенных показателей [1-4]. При этом могут возникать погрешности, обусловленные не только погрешностями измерений во время проведения эксперимента, но и в связи с неточностями в математической модели исследуемого объекта или в связи с упрощениями в такой модели. На записи результатов испытаний прослеживается периодическое изменение записываемых параметров на некотором промежутке хода механизма. Определение природы возмущений позволит судить об адекватности математической модели.

Основной материал. Во время проведения эксперимента [5] измерялись частота вращения вала электродвигателя, напряжение и сила тока, потребляемого электродвигателем. Указанные параметры фиксировались с помощью шлейфового осциллографа К-12-22. При измерении напряжения и силы тока использовались соответственно дополнительное сопротивление и шунт. Частота вращения определялась по сигналу индукционного датчика, установленного на валу электродвигателя. Сигнал датчика подавался непосредственно на осциллограф. Для количественной оценки соответствия расчетных и экспериментальных данных проводилась компьютерная обработка осциллограмм рабочих процессов.

В связи с этим были проверены различные варианты оцифровки осциллограмм (представления графического изображения в виде двумерного массива данных с целью их дальнейшей обработки).

Для получения численных значений фиксируемых величин была проведена тарировка датчиков и получены масштабные коэффициенты для расшифровки осциллограмм. Для анализа изменения указанных параметров в течение всего цикла работы необходимо было получить численные значения с достаточно маленьким шагом, величина которого выбиралась из условия возможности сравнения с расчетным процессом, по возможности, без интерполяции между соседними точками.

Оцифровка осциллограмм проводилась с использовании программы Graph Digitizer [ftp://desse.phys.spbu.ru/pub/.incoming/GD18M.ZIP], распространяемой свободно ("freeware").

Первым шагом для оцифровки указанным способом является сканирование осциллограммы с целью получения файла графического образа. Сканирование проводилось при помощи планшетного сканера Epson GT-5000 в режиме 256 оттенков серого цвета с разрешением 300 точек на дюйм. Такой режим был выбран исходя из оптимального сочетания времени сканирования, размеров конечного файла и различимости значимой информации.

Программа Graph Digitizer позволяет оцифровывать графические файлы, представленные в градациях серого цвета путем указания цвета линии. Однако, графики всех процессов имеют одинаковую глубину черного цвета. Кроме этого, такую же глубину имеют вертикальные линии, соответствующие временным отсечкам, нулевые линии неменяющихся в данный момент времени параметров и пятно засветки фотобумаги. Следовательно, использование полученного изобра-

жения в программе Graph Digitizer без изменений невозможно или приведет к полной потере значимой информации. В связи с этим *вторым шагом* подготовки графического материала к оцифровке является выделение значимой информации. Это выделение можно провести двумя способами:

 – очисткой изображения от всех других изображений, кроме подлежащего оцифровке;

– изменением цвета линии процесса.

Первый вариант неприемлем ввиду его значительной трудоемкости, так как, несмотря на наличие нескольких записанных процессов на одной осциллограмме, приходится готовить файл изображения для каждого процесса в отдельности.

Второй вариант достаточно прост в реализации с учетом возможностей современных графических редакторов, которые позволяют в отдельном слое нанести на изображение линию необходимого цвета. Несмотря на то, что на этом этапе действия оператора ПК аналогичны действиям оператора устройства Ф-018 [5], такой подход имеет значительные преимущества, связанные с простотой отмены ошибочных действий и возможностью детального рассмотрения процесса с целью его более точного отображения.

Таким образом, на втором шаге выделяется значимая информация путем изменения цвета линий осциллограммы и ограничивается область оцифровки.

Очевидно, что после указанной подготовительной работы оригинальное изображение осциллограммы является избыточной информацией. Поэтому на *третьем шаге* необходимые для оцифровки кривые выделяются в отдельное изображение (рис. 1).

Четвертым шагом является передача графического образа в программу Graph Digitizer и выбор настроек для оцифровки в автоматическом режиме (рис. 2). Результатом работы программы является таблица координат точек, расположенных на кривой с заданным шагом.



ное к автоматической

оцифровке изобра-

жение осциллограммы

В автоматическом режиме программа самостоятельно выбирает в пределах графического образа линии место для указания точки на кривой, расстояние до которой измеряется от нулевой линии. В течение

всего процесса оцифровки положение таких точек в вертикальном направлении относительно краев линии, отображающей процесс, не меняется. Поэтому в процессе оцифровки различных осциллограмм имеет место систематическая ошибка, которая легко ликвидируется повторной коррекцией полученных численных значений. Указанная коррекция проводилась путем вычисления нового масштабного коэффициента процессов с учетом их истинных замеренных значений.

Как было указано выше, в процессе эксперимента замерялись сила тока и напряжение на приводном электродвигателе, замеров ускорений не проводилось. С другой стороны, в математическую модель рассматриваемого меха-



Рис. 2 – Общий вид программы Graph Digitizer с изображением, подлежащим оцифровке

низма не входила полная математическая модель электродвигателя, позволяющая иметь в качестве выходных параметров силу тока и напряжение. Механические характеристики двигателя были получены от заказчика в виде графиков и аппроксимированы в виде функций зависимости момента от угловой скорости двигателя.

Однако математическая модель исследуемого объекта в качестве выходных параметров имеет параметры движения. Он представляет собой незамкнутый двухзвенник, состоящий из рычага сложной формы, шарнирно соединенного с

лотком для груза. Механизм совершает движение вниз с грузом и вверх без груза, причем величина рабочего хода зависит от позиции, занимаемой следующим элементом технологической цепочки.

Несмотря на принципиальные отличия в конструкции механических частей, механизмы такого вида при построении математической модели целесообразно привести к одномассовой системе, вращательное движение которой в общем случае описывается уравнением Лагранжа II рода в виде [6].

В связи с этим в качестве параметра, который позволил бы провести сравнение адекватности математической модели и реального механизма, была выбрана мощность. Указанный параметр легко вычислить двумя путями. Перемножив силу тока на напряжение на двигателе, мы сможем оценить изменение потребляемой мощности, анализируя осциллограмму. А произведение вычисленных с помощью описанных моделей момента двигателя на его угловую ско-



рость также даст нам возможность оценить необходимую мощность. График изменения в процессе работы механизма расчетной потребляемой мощности изображен на рис. 3.

Анализируя совмещенные графики, можно отметить, что кривые мощности в

123

целом совпадают друг с другом, что говорит об удовлетворительном совпадении реального и смоделированного процессов.

Для количественной оценки совпадения графиков построим кривую абсолютной погрешности, полученную как разность измеренных и вычисленных значений мощности (рис. 4).

芇

Максимальная разность между исследуемыми кривыми не превышает 38,6%. Математическое ожидание погрешности вычислено по формуле $M(x) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} x_i$, где n – число



значений, x, – величина погрешности.

Рис. 4 – Разность между вычисленными и экспериментальными значениями мощности

Значение математического ожидания погрешности составляет 5,92 Вт. Среднее квадратическое отклонение, определяемое формулой [6, 7]

 $S = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} (x_i - x)^2}$, имеет величину 86,52 Вт.

Значительная максимальная разность опытных и расчетных значений мощности, малое значение математического ожидания погрешности, полученная величина среднего квадратического отклонения являются следствием колебательного характера экспериментальной кривой мощности.

Выясним природу указанных колебаний. Для этого сведем в один график

▲Мощность, Вт

значения изменения мощности при выполнении механизмом однотипных операций с разными параметрами.

Выводы. Как видно из рис. 5 и 6 колебапроцессы тельные практически не зависят от параметров траектории, но существенно различаются при движении механизма с грузом или без груза.





тельство указало на возможную связь характера кривой мощности с упругими колебаниями механизма, частота которых изменяется при изменении его массовых характеристик. Это обусловлено наличием груза при одном варианте



при другом. Таким образом, речь идет о свободных колебаниях системы, возникающих вследствие единичных возмущений.

работы и его отсутствием

Список литератури: 1. Шевчук В.П. Исследование динамических погрешностей информационноизмерительных каналов в системах автоматического управления по косвенным показателям: Автореф. дисс... д-ра техн. наук:05.11.16 -СПб., 1995. – 31 с. 2. Рубцова Е. В. Разработка способа косвенного определения веса материала в

ковше погрузочно-транспортной машины: Автореф. дисс... канд.техн.наук:05.05.06 – Новосибирск, 1996. - 24 с. 3. Фатьянов. С. О. Математическое и программное обеспечение решения задачи интерпретации результатов косвенных измерений в спектрометрии методами калмановской фильтрации: Автореф, дисс... канд.техн.наук: 05.13.14 – Рязань, 1998. – 16 с. 4. Григорьян Э. Л. Повышение эффективности управления в технических системах на основе косвенной оценки и компенсации неизмеряемых возмущений: Автореф.. дисс... канд техн. наук: 05.13.01 – Ростов-на-Дону, 2000. – 23 с. 5. Сериков В.И., Гусев Ю.Б. Обработка экспериментальных данных рабочего процесса механической системы // Вестник НТУ "ХПИ". Тем. вып.: Машиновеление и САПР. – 2005. – №60. – С.131-136. 6. Бать М. И., Джанелидзе Г.Ю., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах: учеб. пособие для втузов. Т. 2: Динамика. – М: Наука. – 1968. - 624 с. 7. Грановский В.А., Сирая Т.Н. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. – Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отд-ние, 1990. – 287с.

Поступила в редколлегию 16.10.2012

УДК 539.3

Н.Б. СКРИПЧЕНКО, асп. каф. ТММ и САПР НТУ «ХПИ»

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНЫХ ДАВЛЕНИЙ ПРИ КОНТАКТЕ ТЕЛ КОНЕЧНЫХ РАЗМЕРОВ ПО ПОВЕРХНОСТЯМ БЛИЗКОЙ ФОРМЫ

Для випадку контакту тіл з близькими радіусами кривизни уздовж одного з головних напрямків запропонована загальна постановка контактної залачі. Функції розполілу контактного тиску, максимальний контактний тиск, а також довжини напівосей контактної плями отримані аналітичними і числовими методами.

Ключові слова: контактна взаємодія, модель Герца, метод скінченних елементів, контактні площадки, контакт тіл близької форми

Для случая контакта тел с близкими радиусами кривизны вдоль одного из главных направлений предложена общая постановка контактной задачи. Функции распределения контактного давления,

© Н.Б. Скрипченко

126

максимальное контактное давление, а также длины полуосей контактного пятна получены аналитическими и числовыми методами.

Ключевые слова: контактное взаимодействие, модель Герца, метод конечных элементов, контактные площадки, контакт тел близкой формы

For a case of contact of bodies with close curvature radiuses along one of main directions general statement of contact task is offered. Functions of contact pressure distribution, maximal contact pressure, and also lengths of contact spot semiaxes are got by analytical and numerical methods.

Keywords: contact interaction, Hertz model, finite element method, contact areas, contact of bodies of close form

Введение. В машиностроении широко применяются машины и механизмы, в которых передача требуемых видов движения и рабочих усилий осуществляется через контакт сложнопрофильных деталей машин в процессе эксплуатации [1]. При этом форма рабочих поверхностей этих деталей определяется как условиями кинематического сопряжения, так и требованиями обеспечения прочности с учетом реальных распределений контактных давлений. Соответственно, при проектировании таких элементов машин возникает две различные задачи: анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) сложнопрофильных тел (СПТ) с учетом их контактного взаимодействия и синтеза формы сопряженных кинематически генерируемых поверхностей (КГП) [2].

Характер распределения контактного давления зачастую является определяющим для нагрузочной способности элементов машин, находящихся в механическом контакте. Существует множество методов определения контактных площадок и функций распределения контактных давленей в сопряжениях контактирующих деталях. Это порождает при проектировании новых изделий проблему выбора рациональной системы анализа напряженнодеформированного состояния и геометрического синтеза. Каждому из методов свойственны свои преимущества и недостатки [2]. Аналитические методы, в большинстве своем, принимают определенные допущения и гипотезы относительно полей напряжений и перемещений внутри контактирующих тел, вместе с тем, предоставляют точные в рамках этих допущений решения. Метод граничных элементов (МГЭ) отличается сложностью применения для тел произвольной формы и из неоднородных материалов. Метод конечных элементов (МКЭ) характеризует громоздкость модели и трудоемкость определения границ зон контакта в случае их сложной формы [3].

Кроме вычислительных особенностей, существуют также и физические факторы, влияющие на выбор того или иного метода: наличие факторов, искажающих модель контакта гладких тел (погрешности изготовления, базирования, скругления кромок, шероховатость и т.п.) и другие. В силу этих факторов необходимо также учесть адекватность и применимость тех или иных математических моделей и методов. Как указывалось выше, наиболее употребляемыми являются модель Герца, МКЭ и МГЭ. Также часто применяются и другие аналитические модели [4].

В статье [5] были рассмотрены следующие вопросы:

- предложена общая постановка задачи для случая контакта тел с близкими радиусами кривизны вдоль одного из главных направлений;



- осуществлена параметризация задачи относительно геометрических размеров контактирующих тел и величины прижимающего усилия.

- значения максимальных контактных давлений и длины полуосей контактного пятна получены аналитическими и численными методами.

Однако остались нерассмотренными особенности распределения контактных давлений для тел конечных размеров по поверхностям близкой формы.

Рис. 1 – Расчетная схема модельной задачи

Тестовая задача. Расчетная схема модельной задачи представлена на рис. 1. Размеры тел: a = 0.015 м, b = 0.015 м, c = 0.01 м. Радиусы кривизны:

 $R_1 = 50$ м и $R_2 = 5000$ м. Величина прижимающего усилия: F = 1.44 H. Материал: $E = 2 \cdot 10^{11}$, v = 0.3. Тела – гладкие. НДС симметрично относительно вертикальных плоскостей. В связи с этим рассматривается 1/4 конструкции.

Определение функций распределения контактных давлений было осуществлено разными методами:

I – модель Герца для контакта эллиптического параболоида с полупространством [6];

II – модель Попова [4];

III – метод конечных элементов.

I. Метод Герца дает возможность определить максимальные контактные давления для случая контакта параболоида с полупространством $p_{\text{max}} = 3P/(2\pi ab)$, где P – величина прижимающего усилия, а $a = 1.109 \cdot \sqrt[3]{(P \cdot R_1)/E}$, $b = 1.109 \cdot \sqrt[3]{(P \cdot R_2)/E}$ – большая и меньшая длины полуоси контактного пятна соответственно (R_1, R_2 – радиусы кривизны параболоида в двух главных направлениях).

II. *Модель Попова*. Максимальные контактные давления для модели [4] найдены по формуле:

$$p_{\max}^{\Pi} = 0.33 \cdot \sqrt[3]{[\alpha \cdot (\alpha + \upsilon) \cdot E^2 \cdot P]/R_2},$$

где $\alpha = \sqrt{R_2 / R_1}$.

128

Длины полуосей контакта для модели [4] равны:

$$a^{II} = 1.202 \cdot \sqrt[3]{(R_2 \cdot P)/[\alpha^2 \cdot (\alpha + \upsilon) \cdot E]}, \ b^{II} = 1.202 \cdot \sqrt[3]{(\alpha \cdot R_2 \cdot P)/[(\alpha + \upsilon) \cdot E]},$$

где *а^{<i>n*}, *b^{<i>n*} – большая и меньшая длина полуоси контактного пятна соответственно.

III. Численное решение по методу конечных элементов проводилось в про-

граммном комплексе ANSYS Workbench. С использованием построенной конечно-элементной модели определялись максимальные контактные давления и длины полуосей контактной площадки. Картина распределения контактной зоны и контактных давлений показаны на рис. 2.

Во время проведенного исследования были получены значения максимальных контактных давлений, длин больших и меньших по-

луосей контактного пятна с помощью рассматриваемых методов. Также были получены эпюры распределения контактных давлений.

На рис. 3 представлена эпюра распределения контактного давления, полученная с помощью метода I. Характер распределения контактных давлений в сечениях – эллиптический. На рис. 4 представлена эпюра распределения контактного давления, полученная с помощью метода II. Характер распределения контактных давлений соответствует параболической функции.

На рис. 5 представлена эпюра распределения контактного давления, полученная с помощью метода III. Полученные значения для максимальных контактных давлений (*P_{max}*), большей и меньшей полуосей контакта (*a* и *b* соответственно) приведены в таблице.

Заключение. В статье описаны результаты исследования распределения контактных давлений для случая контакта тел с близкими радиусами кривизны вдоль одного из главных направлений, полученных с помощью разных методов. Эпюры, полученные с помощью численного исследования, имеют характер распре-

Таблица – Характеристики контактных зон и напряжений, полученные различными метоломи

методами									
Параметры	Метод I	Метод II	Метод III						
P_{max} , МПа	24,6	24,5	24.9						
а, мм	0.36	0.53	0.58						
<i>b</i> , мм	0.078	0.053	0.057						





Рис. 3 – Эпюра распределения контактного давления, полученная с помощью метода I



Рис. 4. Эпюра распределения контактного давления, полученная с помощью метода II



Рис. 5 – Эпюра распределения контактного давления, полученная с помощью метода III деления контактного давления примерно такой же, как и эпюра, полученная с помощью метода Герца.

Предложенный в статье подход будет использован в дальнейшем для исследования контактного взаимодействия при варьировании различных параметров, таких как размеры и форма контактирующих тел, величина прижимающего усилия, радиус кривизны.

Список литературы: 1. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 509 с. 2. Ткачук Н.Н. Анализ контактного взаимодействия сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями: дисс. кандидата техн. наук: 05.02.09 / Ткачук Николай Николаевич. – Харьков,

2010 – 203 с. **3.** *Belytschko T., Liu W.K. and Moran B.* Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures – New York: J. Wiley & Sons. – 2000. – 600 pp. **4.** *Попов А.П.* Контактная прочность зубчатых механизмов.– Николаев: НУК, 2008 – 580 с. **5.** *Негробова Н.Б.* Особенности распределения контактных зон и давлений при контакте тел конечных размеров по поверхностям близкой формы / Ткачук Н.Н., Негробова Н.Б., Ткачук Н.А.// Вестник НТУ «ХПИ» Тем. вып.: Проблемы механического привода. – 2012.– №36.– С. 164-169. **6.** *Нетz H.* Über die Berührung fester elastischer Körper. Math. – 1881. – Vol. 92. – S. 156-171.

Поступила в редколлегию 20.10.12

УДК 621.833

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д.т.н., проф., гл. инж. проекта КО РС ПАО "НКМЗ", Краматорск;

Г.С. СУКОВ, к.э.н., генеральный директор ПАО "НКМЗ"; *Н.Д. ВОРОБЬЕВ*, к.т.н., проф., зав. каф. теор. мех-ки БГТУ, Белгород; *М.Г. СУКОВ*, нач. производства ПАО "НКМЗ"; *И.Ю. НЕЧЕПОРЕНКО*, начальник отдела КО РС ПАО "НКМЗ"; *Ю.П. ГАВРИШ*, зам. начальника ОК ПАО "НКМЗ"; *В.Н. ЧЕЧЕНЕЦ*, нач. бюро КО РС ПАО "НКМЗ"; *Д.И. ДОНСКОЙ*, вед. инж., ПАО "НКМЗ"

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ НА УНИВЕРСАЛЬНЫХ ОБРАБАТЫВАЮЩИХ ЦЕНТРАХ

На основі теорії синтезу просторових зачеплень розроблена математична модель черв'ячної пари загального виду по осьовому перерізу витка черв'яка, профіль якого заданий довільною гладкою кривою лінією. Для поліпшення умов роботи і якісних параметрів черв'ячної передачі сполучені поверхні утворять опукло-увігнутий контакт близької кривизни. Керуюча програма, розроблена

© В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, Н.Д. Воробьев, М.Г. Суков, И.Ю. Нечепоренко, Ю.П. Гавриш, В.Н. Чеченец, Д.И. Донской на основі створеної математичної моделі, завантажується в СЧПУ універсального обробного центра для відтворення робочих поверхонь черв'яка й колеса.

Ключові слова: синтез просторових зачеплень, математична модель, черв'ячна передача, черв'ячна пара

На основе теории синтеза пространственных зацеплений разработана математическая модель червячной пары общего вида по осевому сечению витка червяка, профиль которого задан произвольной гладкой кривой линией. Для улучшения условий работы и качественных параметров червячной передачи сопряженные поверхности образуют выпукло-вогнутый контакт близкой кривизны. Управляющая программа, разработанная на основе созданной математической модели, загружается в СЧПУ универсального обрабатывающего центра для создания рабочих поверхностей червяка и колеса.

Ключевые слова: синтез пространственных зацеплений, математическая модель, червячная передача, червячная пара

On the basis of the theory of synthesis of spatial meshings the mathematical model of worm pair a general view on axial section of a coil of the worm which profile is set by any smooth curve is developed. For improvement of working conditions and qualitative parameters of the worm gear, the interfaced surfaces organize is convex - concave contact of nearest curvature. The operating program developed on the basis of created mathematical model, boots in NC-system the universal treating centre for generation of a worm and gear working surfaces.

Keywords: synthesis of spatial links, mathematical model, worm-gear, worm pair.

В настоящее время машиностроение испытывает большие затруднения, вызванные глобальным экономическим кризисом. Падение спроса на товарную продукцию длительного пользования, к которой относится продукция тяжелого машиностроения, обуславливает снижение объемов производства и обострение конкурентной борьбы за рынки сбыта. Предпочтение отдается недорогому товару с высокими технико-экономическими характеристиками. В тяжелом машиностроении, в условиях единичного и мелкосерийного производства, изготовление подобных изделий может осуществляться на высокопроизводительном, многофункциональном, легко переналаживаемом оборудовании, таком, как универсальные обрабатывающие центры, где достигаемые точность и чистота обработки поверхностей могут приближаться к аналогичным параметрам, полученным шлифованием.

Особенность червячных передач заключается в значительном перепаде твердостей сопряженных поверхностей витка червяка и зубьев червячного колеса, что достигается изготовлением зубчатых венцов червячных колес из бронзы, а также термической обработкой стальных червяков с последующим шлифованием. Поэтому рабочие поверхности червяка рассматриваются с позиции технологической перспективы финишной обработки шлифовальным кругом, для чего последний должен иметь, по возможности, простую геометрическую форму, удобную для правки шлифовального камня.

Технико-экономические параметры во многом зависят от интеллектуальной составляющей заложенной в выпускаемой продукции. Для повышения к.п.д., нагрузочной способности и ресурса работы Г. Ниманн предложил червячные передачи с выпукло–вогнутыми контактными поверхностями. Червяк имеет вогнутый профиль в осевом и нормальном сечениях. Вогнутая поверхность витка червяка сопрягается с выпуклой поверхностью зуба колеса, форма линий контакта способствует образованию устойчивого гидродинамического масляного клина. Червяк обрабатывается дисковым инструментом тороидной формы, боковая поверхность которого в осевом сечении очерчена по дуге окружности [1, 2].

По результатам геометрической теории червячного зацепления, предложенного Г. Ниманном, фирма Flender (Германия) разработала промышленный ряд червячных редукторов с цилиндрическими червяками типа Cavex, шлифуемыми тороидным кругом. В соответствии с каталогом фирмы Flender, червячные редукторы Cavex рассчитаны на передачу номинальной мощности до $P_{Inom} \leq 330$ кВт, номинального крутящего момента на тихоходном валу $T_{2nom} \leq 12600$ Hм, кратковременного максимального крутящего момента на тихоходном валу $T_{2 max} \leq 21000$ Hм. Изделия фирмы Flender успешно реализуются на рыночных площадках всего мира, причем червячные редукторы Cavex доминируют на мировом рынке аналогичной продукции.

Более поздние разработки и исследования червячных передач и редукторов с выпукло-вогнутым контактом сопряженных поверхностей в зацеплении, выполненные Ф. Л. Литвиным [3, 4], И. С. Кривенко [5] и др. авторами, не нашли промышленного применения.

Новые, более широкие технологические возможности современного металлорежущего оборудования, в частности, универсальных обрабатывающих центров, позволяют более свободно профилировать рабочие поверхности зацепления червячной пары. Рассмотрим синтез рабочих поверхностей червячной пары применительно к условиям тяжелого машиностроения, отличающимся более высокими нагрузками, часто имеющими ударный характер.

Главное отличие червячной передачи от других передач зацеплением состоит в геометрическом расположении осей червяка и червячного колеса, скрещивающихся, как правило, под прямым углом. В тяжелом машиностроении неизвестны случаи применения неортогональных червячных передач. Скрещивание осей послужило причиной разнесения опор червяка на значительное расстояние друг от друга, что понизило жесткость червяка. При больших нагрузках червяк испытывает значительные деформации, что нарушает заданные условия зацепления сопряженных поверхностей, приводит к отклонениям от формы и положения контактных линий, интерференции активных поверхностей зубьев в зоне контакта. Глобоидные червяки обладают несколько более высокой жесткостью, что также оказывает положительное действие на повышение их нагрузочной способности [6].

В наибольшей степени интерференция зубьев касается червячного зацепления, разработанного Г. Ниманном для червячных передач Cavex, правильное сопряжение червяка с червячным колесом можно получить лишь при отсутствии значительных изгибных деформаций червяка, вызывающих эффект, подобный отклонению межосевого расстояния передачи. В реальных условиях червяк испытывает сложное напряженно-деформированное состояние, где наряду с изги-

бом заметное место занимают и деформации кручения. В нормальном сечении червяк очерчен вогнутой кривой приближенной к дуге окружности, с зубом колеса образует линейчатый контакт выпукло-вогнутых поверхностей близкой кривизны. Червячное зацепление Г. Ниманна чувствительно к деформациям червяка, как и к отклонениям межосевого расстояния, аналогичный отрицательный эффект имеет место и в зацеплении М.Л. Новикова [7].

Червячные редукторы Cavex не отвечают уровню нагрузок, действующих на исполнительные механизмы рабочих органов тяжелых машин. Необходимо подобрать рабочий профиль червяка таким образом, чтобы червячное зацепление формировалось на основе непрерывного линейчатого выпукловогнутого контакта сопряженных поверхностей близкой кривизны, нечувствительного к деформациям червяка.

Рассмотрим декартовы системы координат: x, y, z – неподвижная; x_l, y_l, z_l – подвижная, жестко связанная с червяком; x_2 , y_2 , z_2 – подвижная, жестко связанная с червячным колесом (рис. 1). Ось z_1 направлена вдоль оси червяка, ось z_2 – вдоль оси червячного колеса. Вспомогательная система координат x', y', z' – неподвижная, которую можно получить поступательным перемещением системы координат *x*, *y*, *z* вдоль оси *x* на величину межосевого расстояния – *a*.



Для выражения координатных функций x_2, y_2, z_2 через x_1, y_1, z_1 воспользуемся системой (1):

$$x_{2} = (x_{1} \cos \varphi_{1} - y_{1} \sin \varphi_{1} + a) \sin \varphi_{2} + z_{1} \cos \varphi_{2}, y_{2} = (x_{1} \cos \varphi_{1} - y_{1} \sin \varphi_{1} + a) \cos \varphi_{2} - z_{1} \sin \varphi_{2}, z_{2} = x_{1} \sin \varphi_{1} + y_{1} \cos \varphi_{1}.$$
(5)

С помощью систем уравнений (2) и (4) выразим координатные функции *x*₁, *y*₁, *z*₁ через *x*₂, *y*₂, *z*₂

$$x_{1} = (x_{2} \sin \varphi_{2} + y_{2} \cos \varphi_{2} - a) \cos \varphi_{1} + z_{2} \sin \varphi_{1}, y_{1} = -(x_{2} \sin \varphi_{2} + y_{2} \cos \varphi_{2} - a) \sin \varphi_{1} + z_{2} \cos \varphi_{1}, z_{1} = x_{2} \cos \varphi_{2} - y_{2} \sin \varphi_{2}.$$
(6)

В выражениях (6) значения x_2 , y_2 , z_2 служат аргументами координатных функций x_l, y_l, z_l , соответственно, в уравнениях (5) координаты x_l, y_l, z_l являются аргументами координатных функций x₂, y₂, z₂. Из изложенного можно заключить следующее: дифференциалы dx_l , dy_l , dz_l представляют приращения координатных функций x₁, y₁, z₁, вызванные элементарным перемещением соответствующей точки поверхности зуба червячного колеса, при повороте червяка на угол dφ₁.

Дифференциалы dx2, dy2, dz2 представляют приращения координатных функций x₂, y₂, z₂, вызванные элементарным перемещением соответствующей точки поверхности витка червяка при его повороте на угол $d\varphi_1$.

Определим частные производные
$$\frac{\partial x_1}{\partial \varphi_1}, \frac{\partial y_1}{\partial \varphi_1}, \frac{\partial z_1}{\partial \varphi_1}$$
 и $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi_1}, \frac{\partial y_2}{\partial \varphi_1}, \frac{\partial z_2}{\partial \varphi_1}, \frac{\partial z_2}{\partial \varphi_1}, dля$

чего воспользуемся уравнениями (6):

$$\frac{\partial x_{1}}{\partial \varphi_{1}} = x_{2} (i_{21} \cos \varphi_{1} \cos \varphi_{2} - \sin \varphi_{1} \sin \varphi_{2}) -
- y_{2} (i_{21} \cos \varphi_{1} \sin \varphi_{2} + \sin \varphi_{1} \cos \varphi_{2}) + z_{2} \cos \varphi_{1} + a \sin \varphi_{1},
\frac{\partial y_{1}}{\partial \varphi_{1}} = -x_{2} (i_{21} \sin \varphi_{1} \cos \varphi_{2} + \cos \varphi_{1} \sin \varphi_{2}) +
+ y_{2} (i_{21} \sin \varphi_{1} \sin \varphi_{2} - \cos \varphi_{1} \cos \varphi_{2}) - z_{2} \sin \varphi_{1} + a \cos \varphi_{1},
\frac{\partial z_{1}}{\partial \varphi_{1}} = -i_{21} (x_{2} \sin \varphi_{2} + y_{2} \cos \varphi_{2}),$$
(7)

где $i_{21} = \omega_2 / \omega_1 = const, \omega_1, \omega_2 - соответствующие угловые скорости червяка и$ червячного колеса.

В уравнениях (7) заменим координаты x_2 , y_2 , z_2 их значениями по формулам (5):

$$\begin{array}{l}
\frac{\partial x_1}{\partial \phi_1} = y_1 + i_{21} z_1 \cos \phi_1, \\
\frac{\partial y_1}{\partial \phi_1} = -(x_1 + i_{21} z_1 \sin \phi_1), \\
\frac{\partial z_1}{\partial \phi_1} = -i_{21}(x_1 \cos \phi_1 - y_1 \sin \phi_1 + a).
\end{array}$$
(8)

Продифференцируем уравнения (5):

(4)

(1)

(2)

$$\frac{\partial x_2}{\partial \varphi_1} = x_1 (i_{21} \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 - \sin \varphi_1 \sin \varphi_2) - y_1 (i_{21} \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 + \cos \varphi_1 \sin \varphi_2) - i_{21} (z_1 \sin \varphi_2 - a \cos \varphi_2),
\frac{\partial y_2}{\partial \varphi_1} = -x_1 (i_{21} \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 + \sin \varphi_1 \cos \varphi_2) + y_1 (i_{21} \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 - \cos \varphi_1 \cos \varphi_2) - i_{21} (z_1 \cos \varphi_2 + a \sin \varphi_2),
\frac{\partial z_2}{\partial \varphi_1} = x_1 \cos \varphi_1 - y_1 \sin \varphi_1.$$
(9)

В уравнения (9) подставим значения координат x_l , y_l , z_l из формул (6):

$$\frac{\partial x_2}{\partial \varphi_1} = i_{21} y_2 - z_2 \sin \varphi_2,$$

$$\frac{\partial y_2}{\partial \varphi_1} = -(i_{21} x_2 - z_2 \cos \varphi_2),$$

$$\frac{\partial z_2}{\partial \varphi_1} = x_2 \sin \varphi_2 + y_2 \cos \varphi_2 - a.$$
(10)

Осевой профиль поверхности червяка зададим гладкой плоской кривой линией AOB (рис. 2). Система координат x_1, y_1, z_1 жестко связана с заготовкой червяка. Принимается подвижная система

координат ξ , η , ζ с началом координат в точке *O*, расположенной на стыке правой *OA* и левой *OB* частей образующей граней витка червяка на некотором цилиндре радиуса ρ . Ось ζ параллельна оси z_1 и совпадает с образующей указанного цилиндра. Образующая кривая *AOB* лежит в координатной плоскости η , ζ .

Рис. 2 – Моделирование поверхности

червяка

В начальный момент формообразования активных поверхностей витка червяка ($\upsilon = 0$), оси ξ и η соответственно параллельны осям x_l и y_l . При повороте системы координат ξ, η, ζ на некоторый угол υ кривая *AOB* переместится вдоль оси z_l на расстояние $O_l O' = \upsilon$, где $p = t/2\pi$ – параметр винтовой поверхности; t – шаг винтовой поверхности. Угол подъема винтовой линии λ , описываемой точкой O – началом координат ξ, η, ζ , т. е. $tg\lambda = \frac{p}{2}$.

Выразим подвижные координаты ξ , η , ζ через x_1 , y_1 , z_1 , а координаты x_1 , y_1 , z_1 выразим, соответственно, через ξ , η , ζ :

$$\begin{aligned} \xi &= x_1 \cos \upsilon + y_1 \sin \upsilon, \\ \eta &= -x_1 \sin \upsilon + y_1 \cos \upsilon - \rho, \\ \zeta &= z_1 - p\upsilon, \end{aligned} \qquad \begin{aligned} x_1 &= \xi \cos \upsilon - (\eta + \rho) \sin \upsilon, \\ y_1 &= \xi \sin \upsilon + (\eta + \rho) \cos \upsilon, \\ z_1 &= p\upsilon + \zeta. \end{aligned}$$
 (12)

В соответствии с рис. 2 в уравнении (12) положим $\xi = 0$, получим параметрическое уравнение боковой поверхности червяка общего вида, заданного с помощью некоторой гладкой кривой линии *AOB*, совпадающей с

осевым сечением поверхности червяка.

В уравнения (1) подставим значения координатных функций x_l , y_l , z_l из выражений (12), получим

$$x = \xi \cos(\upsilon + \varphi_1) - (\eta + \rho) \sin(\upsilon + \varphi_1),$$

$$y = \xi \sin(\upsilon + \varphi_1) + (\eta + \rho) \cos(\upsilon + \varphi_1),$$

$$z = p(\upsilon + \varphi_1) + \zeta - p\varphi_1.$$
(13)

Осевой профиль витка червяка (рис. 3) – линия *АОВ* лежит в плоскости η , ζ , запишем уравнение этой образующей в системе координат ξ , η , ζ

$$\xi = 0, \quad \zeta = \zeta(\eta) \,. \tag{14}$$

Подставим значения координатных функций (14) в равенства (13), получим уравнения боковой поверхности червяка произвольного профиля в неподвижной системе координат

$$\begin{array}{l} x = -(\eta + \rho)\sin(\upsilon + \varphi_1), \\ y = (\eta + \rho)\cos(\upsilon + \varphi_1), \\ z = p(\upsilon + \varphi_1) + \zeta(\eta) - p\varphi_1. \end{array}$$

$$(15)$$

Исключим параметры η и υ из уравнений (15), получим уравнение винтовой поверхности червяка произвольного профиля в координатной форме:

$$z = p \left(\pi - \arcsin \frac{x}{\sqrt{x^2 + y^2}} \right) + \zeta(\eta) - p \varphi_1, \tag{16}$$

или, аналогично уравнению (16)

$$z = p \left(\pi + \arccos \frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2}} \right) + \zeta(\eta) - p \varphi_1, \tag{17}$$

где $\eta = \sqrt{x^2 + y^2} - \rho.$

Образующая червяка *АОВ* задана в осевом сечении червяка η , ζ . Во втором уравнении системы (15) зададим y = 0, получим параметрическое уравнение профиля осевого сечения червяка (см. рис. 3)

ISSN 2079-0775. Вісник НТУ «ХПІ». 2013. № 1 (975)

136

ISSN 2079-0775. Вісник НТУ «ХПІ». 2012. № 1 (975)



витка червяка:

r, *r*_p – радиусы делительного и начального цилиндров червяка; *S*, *S*_p – осевая

толщина витка червяка на

делительном и начальном

цилиндрах

$$x = -(\eta + \rho)\sin(\upsilon + \phi_1),$$

$$z = p(\upsilon + \phi_1) + \zeta(\eta) + z_0.$$
(18)

В соответствии с рис. 3 и с помощью системы (18) для осевого сечения червяка x = -r, z = S/2 определим значение z_0 :

$$z_0 = S/2 - (3/2)\pi p - \zeta_S(\eta), \qquad (19)$$

где $\zeta_s(\eta)$ – значение функции $\zeta(\eta)$, соответствующее значению $\eta = r - \rho$.

Уравнение осевого сечения червяка в координатной форме получим, воспользовавшись уравнением (16), при этом наложим дополнительное условие (*y* = 0)

$$z = (3/2)\pi p + \zeta(\eta) + z_0.$$
(20)

Торцовое сечение червяка определим из системы уравнений (15), полагая в третьем уравнении z = 0, получим $p(\upsilon + \varphi_1) + \zeta(\eta) - p\varphi_1 = 0$, откуда определим величину суммарного угла $(\upsilon + \varphi_1)_{(z=0)}$:

$$(\upsilon + \varphi_1)_{(z=0)} = -(1/p)[\zeta(\eta) - p\varphi_1].$$
 (21)

Из системы (15) с учетом значения (21) получим уравнение торцевого сечения червяка произвольного профиля:

$$x = -(\eta + \rho)\sin\{-(1/p)[\zeta(\eta) - p\varphi_{L}]\},\$$

$$y = (\eta + \rho)\cos\{-(1/p)[\zeta(\eta) - p\varphi_{L}]\}.$$
(22)

На основе теории синтеза пространственных зацеплений разработана математическая модель червячной пары общего вида по осевому сечению витка червяка, профиль которого задан произвольной гладкой кривой линией. Для улучшения условий работы и качественных параметров червячной передачи сопряженные поверхности образуют выпукло-вогнутый контакт близкой кривизны. Полученные зависимости обеспечивают возможность использования *любой* гладкой плоской кривой линии в качестве образующей осевого сечения червяка, что позволяет подобрать рабочий профиль червяка таким образом, чтобы червячное зацепление формировалось на основе непрерывного линейчатого выпукло-вогнутого контакта сопряженных поверхностей близкой кривизны, нечувствительного к деформациям червяка.

В паре червяк – червячное колесо более простой деталью является червяк, активные поверхности которого образуются контуром зубчатой рейки, вытянутым вдоль винтовой линии. Поэтому в данном случае мы создаем модель червяка: на заготовке червяка строим профиль и воспроизводим его (рис. 4).

Следующим элементом симуляции является заготовка червячного колеса, которая получается путем вращения сечения относительно оси. Далее устанавливаются червяк и заготовка червячного колеса в рабочее положение, то есть оси тел



Рис. 4 – Построение винтовой линии и профиля червяка

рабочих поверхностей червяка и колеса (рис. 6).



Рис.5 – Модель червяка и заготовки червячного колеса в рабочем положении

скрещиваются под прямым углом, и расстояние между ними равно межосевому расстоянию червячной пары (рис. 5).

Затем выполняем Булеву операцию изъятия общего материала из заготовки колеса, поворачиваем червяк и заготовку колеса на углы ϕ_1 и ϕ_2 соответственно относительно собственных осей и повторяем операцию изъятия общего материала, в результате мы получаем на заготовке колеса впадину. Полученная модель червячного колеса передается в САЕ-систему для генерации управляющей программы для станка с ЧПУ. Управляющая программа, разработанная на основе созданной математической модели, загружается в СЧПУ универсального обрабатывающего центра для воспроизведения

На основе разработанной математической модели создается трехмерная модель зуба в CADсистеме непосредственным моделированием впадины или, в случае сложной поверхности, моделированием процесса формирования зуба в условиях зацепления с сопрягаемой деталью. Полученная модель передается в CAM-систему для генерации управляющей программы для станка с ЧПУ, под управлением которой многокоординатный универсальный обрабатывающий центр нарезает зубья на заготовке.

Заключение. При использовании универсальных обрабатывающих центров с ЧПУ для нарезки зубьев с помощью универсального инструмента, торцевых или ша-



Рис.6 – Нарезка зубьев на червяч-ном колесе выполняется на универсальном многокоординатном обрабатывающем центре TOS Varnsdorf

138

ровых фрез, основной проблемой является создание достоверной математической модели зуба. Для описания достаточно сложной криволинейной поверхности зуба требуется мощный математический аппарат. Вычислительный процесс осложняется тем, что в зацеплении одновременно участвуют два сопряженных элемента, что многократно увеличивает объем вычислений. Ошибка хотя бы для одного элемента вызовет нарушение сопряженности рабочих поверхностей, что сделает невозможным работоспособность подобного зацепления. Упростить процесс практического синтеза зацепления для последующей генерации программы для станков с ЧПУ, избежать ошибок, позволяет операция симуляции нарезки зубьев или симуляции зацепления в CAD-системах для трехмерного моделирования.

Разработка новой технологии производства рабочих звеньев червячной передачи позволила уменьшить трудоемкость до 50%, снизить затраты на инструмент и технологическую оснастку, в значительной мере повысить коэффициент загрузки уникального высокопроизводительного оборудования, значительно повысить качество изготовления крупных червячных передач.

Использование многокоординатных универсальных обрабатывающих центров для нарезки рабочих поверхностей зубьев червячных передач снимает ограничения, налагаемые на профилирование витка червяка, исходя из требования по обеспечению возможности правки алмазным инструментом, упрощенного по форме шлифовального круга в процессе финишной обработки червяка. Это расширяет технологические возможности производства, связанные с оптимизацией условий контакта рабочих поверхностей червячной пары из условий образования гидродинамического масляного клина, снижения скорости скольжения, повышения контактной прочности, а также устойчивости к интерференции элементов зацепления при высоких нагрузках.

Список литературы: 1. *Niemann G., Heyer E.* Untersuchungen an Schneckentrieben – «VDI», 1953. – № 6. – С. 147-157. 2. *Niemann G.* Grenzleistungen für gekülte Schneckengetrieben – «VDI». – 1955. – № 10. – С. 128-133. 3. *Литвин Ф.Л.* Новые виды цилиндрических червячных передач. – М. – Л.: Машгиз, 1962. – 163 с. 4. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с. 5. *Кривенко И.С.* Новые гипы червячных передач на судах. – Л.: Судостроение, 1967. – 256 с. 6. *Попов В.А.* Цилиндрические червячные передачи с повышенными эксплуатационными свойствами // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2010. – № 3. – С. 105-110. 7. *Павленко А.В., Федякин Р.В., Чесноков В.А.* Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. – К.: Техника, 1978. – 144 с.

Поступила в редколлегию 16.09.2012

УДК 539.3

В.Б. ТРЕТЬЯКОВ, ген. дир. ПАО "Карловский маш. завод", Карловка; **И.И. ИВАНЦОВ**, тех. дир. ПАО "Карловский маш. завод", Карловка; **О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК**, мл. науч. сотр. каф. ТММиСАПР, НТУ "ХПИ"; **А.А. АТРОШЕНКО**, асп. каф. ТММиСАПР, НТУ "ХПИ"

ОБОСНОВАНИЕ РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ СИЛОСНЫХ УСТАНОВОК

У роботі описані результати досліджень напружено-деформованого стану елементів силосу для зберігання зерна і інших продуктів. Розглянуті тестові завдання для гофрованих панелей силосу, для болтових з'єднань, а також для повної конструкції корпусу силосу. Описані проблемні чинники при побудові розрахункових моделей елементів силосу.

Ключові слова: напружено-деформований стан, метод скінченних елементів, гофровані панелі.

© В.Б. Третьяков, И.И. Иванцов, О.В. Веретельник, А.А. Атрошенко

В работе описаны результаты исследований напряженно-деформированного состояния элементов силоса для хранения зерна и других продуктов. Рассмотрены тестовые задачи для гофрированных панелей силоса, для болтовых соединений, а также для полной конструкции корпуса силоса. Описаны проблемные факторы при построении расчетных моделей элементов силоса.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, силос, метод конечных элементов, гофрированные панели.

This paper describes the results of research of the stress-strained state of a silage for storage of grain and other products. Test problems are considered for corrugated panel's silage for bolted connections, as well as full body design silage. Described the problematic factors for building computational models of the elements of silage

Keywords: stress-strain state, silage, finite element method, corrugated panel.

Введение. С ростом объемов и направлений экономической деятельности в Украине особый интерес для практической деятельности представляют проекты с экономической выгодой. Такие проекты, как отмечается в работе [1], получили широкое распространение для хранения и переработки продукции сельского хозяйства. В частности, находят все большее применение возводимые конструкции силосов для хранения зерна, бобов, семечек и т.п. Конструкция силоса из сборных оцинкованных

гофрированных панелей не требует капитальных строений; для возведения такой конструкции необходим надежный фундамент, подъемно-транспортная техника и команда строителей, которые в течении месяца сдают силос в эксплуатацию (рис. 1). В Украине широкое распространение силосные установки получили примерно с 2000 г. [1-4].



Фирмы, использующие силосные установки такого типа, имеют преимущество по многим параметрам – они избавляют себя от

Рис.1 – Общий вид конструкции

громоздких конструкций из бетона, на строительство которых необходимо гораздо большее количество времени, финансовых затрат, и в первую очередь – безопасность. Создается впечатление простоты и надежности сооружений. Но, как подчеркивается в работе [1], при эксплуатации силосных установок возникает ряд проблемных ситуаций. Несущие элементы выходят из строя, болтовые соединения становятся ненадежными, возникают различного рода деформации, что приводит к выведению сооружения из строя. В связи с этим необходимо проводить своевременные мероприятия по обследованию и ремонту установок, на которые затрачиваются значительные средства. Причинами этой ситуации являются проектные, технологические, монтажные и эксплуатационные факторы. В силу этого при обследованиях различных объектов обнаруживаются разнообразные отклонения от работоспособного состояния [1-16].

При проектировании силосных установок в первую очередь необходимо учитывать все нагрузки, действующие на конструкцию, а также учитывать тот фактор, что силосы работают в тяжелых условиях, и принимать во внимание нагрузки, зависящие от климатических условий, скорости ветра и количества выпадаемых

осадков, что в итоге создает многоцикловую сложнокомпонентную нагруженность.

В настоящее время отсутствуют достаточно полные исследования, которые базируются на комплексном учете влияния всех существенных факторов на работоспособность конструкции, что дало бы возможность провести анализ совместного влияния этих факторов на несущую способность силосов. Таким образом, нет возможности объективно и аргументированно определить не только исходные причины возникших проблем, но и очертить границы изменений тех или иных параметров, которые потенциально определяют области работоспособности или неработоспособности силосов. К тому же отсутствуют расчеты по влиянию варьирования хотя бы отдельных параметров на работоспособность силосов. Есть только результаты отдельных расчетов, чего совершенно недостаточно для принятия технически обоснованных решений. В свою очередь, это влечет за собой неопределенные риски, в том числе технические и финансовые, как по существующим конструкциям и эксплуатируемым силосам, так и по вновь проектируемым или осваиваемым в производстве. При этом прямое непосредственное применение численных методов типа метода конечных элементов (МКЭ) [17, 18], аналитических моделей [19] или разработка усовершенствованных подходов и моделей [20-24] не всегда правильно отражает реальное поведении конструкции силосов.

Таким образом, можно сделать вывод об актуальности и критической важности проведения комплексных исследований работоспособности силосов при варьировании множества параметров (конструктивных, технологических, монтажных, эксплуатационных) для построения адекватных расчетных моделей и определения исходных проблемных факторов, а также способов их устранения.

Постановка задачи. Обозначенные выше комплексные исследования можно проводить только на основе углубленной, адекватной и точной математической модели, которая в настоящее время отсутствует. Отдельные исследования, проведенные различными специалистами, хотя и заслуживают внимания и одобрения, в то же время носят характер экспресс-оценок. Они проводились в сжатые сроки, при ограниченных ресурсах и на базе неполного объема исходных данных. Таким образом, они не могут служить надежной основой для принятия важных технических решений, которые сопряжены с возможными потерями работоспособности. Отсюда следует, что наиболее важной и первичной проблемой следует считать разработку, обоснование и реализацию комплексной параметризованной математической модели напряженно-деформированного состояния (НДС) силосов и их отдельных элементов. Только на этой основе возможно проведение адекватного, точного и полного численного моделирования процессов и состояний элементов силосов в процессе нагружения, а, значит, и разработки соответствующих рекомендаций.

Потенциальные значимые факторы, которые необходимо учесть при формировании создаваемой математической модели и при ее численной реализации. Постановка задачи разработки комплексной математической модели и ее численной реализации при помощи метода конечных элементов предполагает принятие во внимание следующего множества факторов:

1) учет трения в сопряжениях "гайка – лист – шайба – головка болта";

2) учет концентрации напряжений при срезе и смятии (на резьбовой части);

3) учет эффекта "слайдер", то есть моделирование тангенциальных смещений панелей при приложении нормальной нагрузки;

 применение более качественной конечно-элементной сетки (большое количество элементов на полуволну гофра панели, по сравнению с применяемой традиционной сеткой, не привязываемой к гофрам);

5) применение Shell – моделей (описание оболочечными элементами не только панелей, но и вертикальных ребер жесткости);

6) учет пластических деформаций в микрозонах контакта;

7) учет неоднородности распределения зазоров в системе "внутренний лист – болт – наружный лист" между отдельными гнездами болтовых соединений;

8) более корректное задание граничных условий (в том числе от действия эстакады в верхней части силоса);

9) учет волнистости листов на уровне оболочечной модели;

10) учет температурной компоненты нагрузки при охлаждении (то есть при уменьшении окружного размера силоса);

11) устойчивость деформирования корпуса силоса;

12) учет неравномерности затяжки болтовых соединений;

13) анализ реальных усилий на болтовое соединение не только по первым главным напряжениям: не всегда главные напряжения определяют направление и величину усилий на болты, особенно для волнистых листов.

Кроме того, при создании комплексной математической модели необходимо проведение серии экспериментов на отдельных элементах и узлах конструкции силоса. В ходе их проведения могут вскрыться и другие проблемные факторы. Далее описаны тестовые задачи для отдельных элементов конструкций силосов.

Тестовые задачи о напряженно-деформированном состоянии элементов силосов. Ниже представлены результаты исследования напряженнодеформированного состояния модели корпуса силоса, а также вспомогательных тестовых задач, которые дополняют данное исследование. Расчет НДС производился при помощи МКЭ. Геометрические модели для тестовых задач были построены в CAD системе SolidWorks, потом для дальнейших расчетов были экспортированы в программный комплекс ANSYS Workbench [17, 18].

Анализ НДС корпуса силоса включает в себя построение геометрии с учетом толщин для каждого яруса, как для панелей, так и для ребер жесткости, а также и для конструкции крыши.

Исследование вспомогательных тестовых задач заключается в анализе реакций отдельных элементов/фрагментов конструкции корпуса силоса: поведения боковых панелей, ребер жесткости, болтового соединения и исследование поведения резьбы. В частности, это:

исследование плоской и гофрированной панелей (внешние габариты
 – 1х2м, толщина – 4мм). Осуществлялось различное приложение нагрузки –
 две задачи на растяжение, т.е. приложение растягивающей силы как вдоль
 панели, так и поперек, а также моделирование задачи изгиба;

• исследование ребра жесткости, т.е анализ поведения соединения ребер жесткости между собой с учетом вставок/накладок/усилений, а также исследование ребер в shell- (оболочечной) и beam- (т.е. стержневой) постановках;

• исследование резьбы при болтовом соединении боковых панелей корпуса силоса (две панели соединены болтом).

Тестовый расчет 1. Исследование боковой плоской и гофрированной панелей. Конечно-элементная сетка плоской и гофрированной панелей (обозначны далее ПП и ГП соответственно) показаны на рис. 2 и 3. Осуществлялось различное приложение нагрузки – две задачи на растяжение (при нагрузки вдоль панели и поперек нее), а также изгиб при действии нормально приложенной нагрузки.





Рис. 2 – Конечно-элементная модель ПП

Рис. 3 – Конечно-элементная модель ГП

Рассмотрим схемы прикладываемых нагружений и закреплений для задачи на растяжение. Схема нагружения плоской панели показана на рис. 4, сила прикладывается вдоль листа, место закрепления – у основания. Схема нагружения гофрированной панели показана на рис. 5. На рис. 6-9 показаны результаты расчетов на растяжение гофрированной и плоской панели.



Рис. 4 – Схема нагружения ПП вдоль листа



Рис. 6 – Полные перемещения ПП

Рис. 5 – Схема нагружения ГП вдоль листа



Рис. 7 – Полные перемещения ГП

Рассмотрим схемы прикладываемых нагрузок и закреплений для задачи на растяжение с другим видом закрепления. Схема нагружения плоской панели показана на рис. 10 (сила прикладывается поперек листа, место закрепления – по

краям). Схема нагружения гофрированной панели показана на рис. 11. На рис. 12-15 показаны результаты расчетов на растяжение гофрированной и плоской панели.



Рассмотрим схемы прикладываемых нагружений и закреплений для задачи на изгиб. Схема нагружения плоской панели показана на рис. 16, сила прикладывается на всю поверхность листа, место закрепления – по краям. Схема нагружения гофрированной панели показана на рис. 17. На рис. 18 – 21 показаны результаты расчетов на изгиб гофрированной и плоской панели. Сравним полученные результаты расчетов плоской (косая штриховка) и гофрированной (вертикальная штриховка) панелей (рис. 22-27, табл.).


– в несколько раз. Наличие гофр делает панели существенно анизотропными и неоднородными по свойствам (соответственно вдоль-поперек направления гофр, а также вдоль линии профиля гофр). Для адекватного описания НДС панелей необходимо более подробное конечно-элементное моделирование (с количеством SHELL-элементов не менее 5-10 на полуволну).





Рис. 26 – Полные перемещения при нагружении при изгибе (мм)

Рис. 27 – Эквивалентные напряжения по Мизесу при нагружении при изгибе (МПа)

Таблица – Полученные значения перемещений и напряжений

	Полные перемещения, мм		Экв. напр. по Мизесу, МПа	
	"Плоская "	"Гофрированная"	"Плоская "	"Гофрированная"
Вдоль	0,99	0,97	406,00	291,00
Поперек	27,14	318,85	242,00	2101,00
Изгиб	25,36	1,38	291,00	75,00

Тестовый расчет 2. Исследование соединения ребер жесткости между собой с учетом вставок/накладок/усилений, а также исследование ребер в SHELL- и BEAM- постановках (далее обозначены S и B). Схемы прикладываемых нагружений и закреплений рассматриваются в двух постановках – с двумя растягивающими силами и моделирование изгиба (далее обозначены Р и И) (рис. 28-29). На рис. 30 – 33 показаны результаты расчетов моделирования растяжения и изгиба ребра жесткости.





Рассмотрим результаты расчетов в PLANE- и BEAM- постановках (далее обозначены Р1 и В). На рис. 34-39 показаны результаты моделирования изгиба и растяжения балки в этих постановках.



Сравнивая НДС по BEAM- и SHELL-моделях для отдельно взятого элемента при простых нагружениях, можно получить некоторое соответствие результатов. При работе в составе конструкций, когда часть плоскостей ребер находятся в контакте, в часть - свободны, использование ВЕАМ-моделей не может привести к адекватному моделированию НДС.

Тестовый расчет 3. Исследование резьбы при болтовом соединении двух панелей корпуса силоса между собой. В данной тестовой задаче исследуется болт М10. Моделируется три вида контактного взаимодействия:

1) три витка резьбы входят в контакт с пластиной 2 мм;

2) следующее положение болта – когда два витка резьбы входят в контакт с пластиной:

3) положение болтового соединения – когда контактное взаимодействие моделируется без учета резьбы.

На рис. 40-41 показаны закрепление и нагружение моделируемой задачи. Контактные взаимодействия резьбовых соединений с пластиной иллюстрируются рис. 42-43. Полные перемещения в контакте показаны на рис. 44-45.



Рис. 42 – Эквивалентные напряжения по Мизесу контакта с резьбой три витка: а – вид в разрезе, б – вид сверху



Рис. 43 – Эквивалентные напряжения по Мизесу контакта с резьбой два витка: а – вид в разрезе, б – вид сверху





Рис. 44 – Полные перемещения три витка



Рис. 45 – Полные перемещения два витка



б



Рассмотрим задачу с контактным взаимодействием болт/пластина без учета резьбы. Результаты расчета показаны на рис. 46, 47. Сравним полученные результаты расчетов контактных взаимодействий резьба/пластина с двумя, тремя витками и контакт-



Рис. 47 – Полные перемещения

ное взаимодействие без учета резьбы (рис. 48, 49).



Рис. 48 – Максимальные контактные на пряжения (ГПа)

Рис. 49 – Эквивалентные напряжения по Мизесу (ГПа)

Основываясь на полученных результатах решения данной задачи можно сделать вывод, что учет реальной геометрии резьбовой накатки приводит к существенно неоднородному распределению контактных давлений и компонент НДС как по высоте (толщине листов), так и по окружному направлению отверстий. Четко выделяются зоны концентрации контактных давлений в центральной части контактирующих с листами борозд резьбы болтов. Податливость сопряжения "болт с резьбой – панели", момент перехода в упругопластическое состояние материала болтов и панелей, а также другие характеристики поведения системы контактирующих тел существенно зависят от учета реальной формы резьбовой накатки.

По результатам решения тестовых задач можно сделать следующие общие выводы.

1. Для адекватного анализа НДС корпусов силосов в целом, а также их элементов и фрагментов (в том числе – силовых болтовых соединений), необходимо кардинально изменить сам принцип создания конечно-элементных моделей. Необходимо учесть реальную геометрию гофрированных панелей, промоделировать наличие негладкой формы болтов в сопряжении с панелями, описать контакт листов с возможным локальным раскрытием стыков, а также наличие конструктивных зазоров и погрешностей расположения системы соединяемых элементов "болт – панели", возможное появление пластических деформаций в наиболее нагруженных зонах конструкции, влияние предварительной затяжки болтового соединения и трения в сопряжениях сдвигающихся элементов.



Рис. 50-

Геометрия

корпуса силоса

(типа СМВУ

183100.000 СБ)

2. Для верификации создаваемых конечноэлементных моделей исследуемых силосов необходимо проведение расчетно-экспериментальных исследований с жестким контролем степени соответствия получаемых численным и экспериментальным путями результатов.

3. Для создания адекватных и достоверных моделей напряженно-деформированного состояния силосов (в том числе их перспективных вариантов) необходимо сотрудничество исследователей, проектантов, изготовителей.

Далее в первом приближении рассчитано НДС силоса как отправная точка для последующих исследований.

Анализ напряженно-деформированного состояния полной конструкции силоса. Анализ НДС корпуса силоса включает в себя построение геометрии с учетом толщин для каждого яруса, как для панелей, так и для

ребер жесткости, а также и для конструкции крыши (рис. 50), построение конечно-элементной сетки (рис. 51), адекватное задание граничных условий и



Рис. 51 – Конечноэлементная модель (фрагмент корпуса силоса – стык крыши и стенки)

150

прикладываемых нагрузок (рис. 52, 53). На рис. 54-56 показаны результаты расчета НДС модели корпуса силоса.

Сравнение полученных результатов с аналогичными, проведенными ранее, в том числе и в других системах, дает основание для следующих выводов.

1. Напряженно-деформированное состояние, рассчитанное в различных системах, примерно соответствуют по характеру напряжений. 2. Сравниваемые конечно-элементные модели (КЭМ) имеют общий принципиальный недостаток: геометрическая форма боковых панелей не содержит гофр. Это ведет к искажению НДС. При этом нужно отметить, что применение моделей анизотропных "эквивалентных" материалов, в некоторых смыслах заменяющих наличие гофр [19], не дает возможности в полной мере моделировать действительно наблюдаемое напря-



женно-деформированное состояние. Не отрицая методологической ценности таких "эквивалентных" моделей, необходимо принимать во внимание, что возможности современных компьютеров достаточны для подробного и полного описания НДС подобных конструкций обычными SHELL-элементами без построения "эквивалентных" ортотропных моделей.



3. Размер построенной выше конечно-элементной модели недостаточен для описания НДС всего силоса – нужно как минимум 5-6 млн. конечных элементов вместо 300-500 тыс.

4. Модель корпуса должна содержать не BEAM-элементы, а SHELL-, в т.ч. и для описания вертикальных ребер жесткости.

5. Принципиальным "кинематическим" недостатком построенных моделей являются неучет условий контактного взаимодействия листов, возможного проскальзывания и наличия зазоров в тангенциальном направлении между болтами и листами.

6. Соединение "лист- лист" недопустимо моделировать как монолитное, поскольку оно вносит искажение в НДС и листов, и болтов.



Рис. 55 – Полные перемещения: а – без масштаба, б – с масштабом



7. Не учитывается взаимодействие бугристого профиля боковой поверхности болта с торцевыми поверхностями отверстий в листах.

Таким образом, созданная конечноэлементная модель может рассматриваться действительно только как отправная точка при построении более совершенных моделей.

Заключение. По результатам решения ряда тестовых задач можно сделать следующие общие выводы.

1. Для адекватного анализа напряженнодеформированного состояния корпусов силосов в целом, а также их элементов и фрагментов (в том числе силовых болтовых соединений), необ-

Рис. 56 – Перемещения вдоль вертикальной оси

ходимо кардинально изменить сам принцип создания конечно-элементных моделей. Необходимо учесть реальную геометрию гофрированных панелей, промоделировать наличие негладкой формы боковой поверхности болтов (резьбовая накатка) в сопряжении с панелями, описать контакт листов с возможным локальным раскрытием стыков, а также наличие конструктивных зазоров и погрешностей расположения системы соединяемых элементов "болт – панели", возможное появление пластических деформаций в наиболее нагруженных зонах конструкции, влияние предварительной затяжки болтового соединения, трения в сопряжениях сдвигаюцихся элементов и т.д.

2. Для верификации создаваемых конечно-элементных моделей исследуе-

мых силосов необходимо проведение расчетно-экспериментальных исследований с жестким контролем степени соответствия получаемых численным и экспериментальным путями результатов.

3. Для создания адекватных и достоверных моделей НДС силосов (в том числе их перспективных вариантов) необходимо сотрудничество исследователей, проектантов, изготовителей.

В дальнейшем планируется проведение численных и экспериментальных исследований с применением более точных моделей конструкции силоса.

Список литературы. 1. Подгородецкий О.А. Актуальные вопросы обеспечения эксплуатационной надежности силосов // «Хранение и переработка зерна». - 2011. - №11. - С. 46-52. 2. http://presspoint.ua/press/pressiteminfo/4266 информация -0 силосах. 3. <u>http://ru.wikipedia.org/wiki/</u>Силос – описание силоса и силосных установок. 4. <u>http://www.kmz.pl.ua/catalog/124/1.html</u> – информация о силосах. 5. *Кулаковский А. Б., Федосеев* В. В. Элеваторы СССР. – М.: Колос, 1966. 6. Новое в строительстве зернохранилищ и предприятий системы заготовок. - М.: Колос. 1972. 7. Справочник по монтажу оборудования элеваторов, зерноперерабатывающих и комбикормовых заводов / Под редакцией М.А. Тартаковского. – М.: Колос, 1983. 8. ДБН В.2.6-163:2010. Державні будівельні норми України. Конструкції будівель і споруд. Сталеві конструкції. Норми проектування, виготовлення і монтажу / Мінрегіонбуд України. – К.: Мінрегіонбуд України, 2010. – 202 с. 9. ДБН В.1.2-2:2006. Система забезпечення надійності та безпеки будівельних об'єктів. Навантаження і впливи. Норми проектування / Мінбуд України. – К.: Мінбуд України, 2006. – 60 с. 10. ДБН В.2.2–8–98. Підприємства, будівлі і споруди по зберіганню та переробці зерна / Держбуд України. - К.: Держбуд України, 1998. - 39 с. 11. СНиП 2.09.03-85. Сооружения промышленных предприятий / Госстрой СССР. – М.: ЦИТП, 1986. – 116 с. 12. Пособие по проектированию предприятий, зданий и сооружений по хранению и переработке зерна (к СНиП 2.10.05-85) / ЦНИИпромзернопроект. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1989. – 145 с. 13. ДБН А.1.1–1–93. Система стандартизації та нормування в будівництві. Основні положення / Держбуд України. - К.: Держбуд України, 1993. - 11 с. 14. ДБН В.1.2-14-2009. Система забезпечення надійності та безпеки будівельних об'єктів. Загальні принципи забезпечення надійності та конструктивної безпеки будівель, споруд, будівельних конструкцій та основ. - К: Мінрегіонбуд України, 2009. - 32 с. 15. Правила обстежень, оцінки технічного стану та паспортизації виробничих будівель і споруд / Нормативні документи з питань обстежень, паспортизації, безпечної та надійної експлуатації виробничих будівель і споруд. - К.: Держбуд України, 1999. – С. 5–69. 16. ДБН 362-92. Оценка технического состояния стальных конструкций эксплуатируемых производственных зданий и сооружений. - К.: Госстрой Украины, 1993. - 47 с. 17. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя. - М. ДМК Пресе, 2005. - 640 с. 18. Каплун А.Б. ANSYS в руках инженера. – М.: Единотриал, 2003. – 272 с. 19. Бурдун Е.Т., Кочанов В.Ю., Куприевич А.Б., Коссе В.К. Напряженно-деформированное состояние гофрированніх пластин и пологих оболочек при действии поверхностніх загрузок // Зб. наук. пр. нац. ун-ту кораблебудування. - 2009 р. - №5(428). - 45-53 с. 20. Короткий О.А. Совершенствование конструкции цилиндрических силосов, используемых в сельском хозяйстве. Автореферат дис. канд. тех. наук., Москва, 2009 г. – 24 с. 21. Рашенкин С.В. Принципы конструирования и экспериментальные исследования новых металлических спиральных силосов. Дис. канд. тех. наук., Саратов, 2003. - 172 с. 22. Кузнецов И.М. Пространственная работа гибкого металлического силоса с наружным стержневым каркасом. Дис. канд. тех. наук., Москва, 2000. – 181 с. 23. Ягофаров А.Х. Совершенствование конструкции, уточнение расчета и оптимальные параметры стального круглого бункера. Дис. канд. тех. наук., Екатеренбург, 2005. – 146 с. 24. Вершинина Н.И. Трещиностойкость преднапряженных элементов стен сборных цилиндрических зерновых силосов. Дис. канд. тех. наук., Москва, 1984. - 220 c.

Поступила в редколлегию 07.09.12

УДК 623.438:539.3

И.Я. ХРАМЦОВА, научн. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ"; *С.Т. БРУЛЬ*, директор департамента МО Украины, Киев; *Б.Я. ЛИТВИН*, ген. директор ХЗТО, Харьков; *А.И. ШЕЙКО*, зам. гл инж. ГП "Завод им. Малышева", Харьков; *А.В. ГРАБОВСКИЙ*, к.т.н., научн. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ"; *Д.С. МУХИН*, ст. гр. ТМ-88Б НТУ "ХПИ"

ДИНАМИКА И НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ КОРПУСОВ ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ БОЕВЫХ МАШИН

У статті викладено розв'язання задачі про моделювання динамічних властивостей та напруженодеформованого стану в бронекорпусах легкоброньованих бойових машин. На прикладі бронекорпусів машин типу БТР-80, БТР-3, БТР-4 поставлені задачі про аналіз спектру власних коливань та напружено-деформований стан при дії навантажень у ході їх експлуатації. Наведено результати тестових розрахунків власних частот і форм коливань макетів бронекорпусів, а також розподіл компонент їх напружено-деформованого стану.

Ключові слова: бронекорпус, бойова машина, напружено-деформований стан, власна частота

В статье изложено решение задачи о моделировании динамических свойств и напряженнодеформированного состояния в бронекорпусах легкобронированных боевых машин. На примере бронекорпусов машин типа БТР-80, БТР-3, БТР-4 поставлены задачи об анализе спектра собственных колебаний и напряженно-деформированном состоянии при действии нагрузок в ходе их эксплуатации. Приведены результаты тестовых расчетов собственных частот и форм колебаний макетов бронекорпусов, а также распределение компонент их напряженно-деформированного состояния.

Ключевые слова: бронекорпус, боевая машина, напряженно-деформированное состояние, собственная частота.

In the paper task solution is expounded for modeling of dynamic properties and stressed-deformed state in lightly armored fighting machines hulls. On the example of BTR-80, BTR-3, BTR-4 hulls tasks set about analysis of spectrum of eigentones and stressed-deformed state at loading action during their exploitation. Results of test calculations for eigenfrequencies and forms of vibrations of hulls models and also distribution of their stressed-deformed state components are presented.

Keywords: armored hull, fighting vehicle, stressed-deformed state, eigenfrequency.

Введение. Как известно, концепция и способы ведения боевых действий вооруженными силами на суше в большинстве ведущих стран мира за последние десятилетия очень серьезно изменились. С появлением мощного высокоточного оружия традиционное крупномасштабное применение тяжелой бронированной техники становится все более дорогостоящим и менее эффективным. В связи с этим в настоящее время, когда высокая мобильность и относительно низкая стоимость легкобронированной и особенно колесной техники в сочетании с мощным вооружением стали приоритетными, в полный рост стал вопрос

© И.Я. Храмцова, С.Т. Бруль, Б.Я. Литвин, А.И. Шейко, А.В. Грабовский, Д.С. Мухин

о насыщении вооруженных сил именно боевыми легкобронированными современными машинами (БТР, БМП, БМД нового поколения и т.п.). При анализе тактико-технических характеристик (ТТХ) таких легкобронированных боевых машин (ЛБМ) наглядно прослеживается стремление разработчиков максимально удовлетворить ряд противоречивых требований – универсальное и мощное вооружение, хорошая защищенность при высокой подвижности, плавучесть и авиатранспортабельность.

Одним из основных противоречий при реализации перечисленных TTX является несоответствие запросов по функциональным требованиям и ограничениям по суммарной массе машины. Наиболее узким местом при решении этой проблемы является создание достаточно прочного и при этом легкого бронированного корпуса машины. Это связано с тем, что к росту нагрузок на корпус приводят самые разные факторы. Действительно, при применении новых систем вооружений, при росте скоростей движения в конечном результате резко интенсифицируются динамические процессы, ухудшающие достижение требуемых TTX ЛБМ.

Таким образом, эти противоречивые требования при столь жестких ограничениях на нынешнем этапе невозможно без применения мощного аппарата по математическому и компьютерному моделированию и оптимизации, как параметрической, так и структурной, бронекорпусов ЛБМ. Анализ ситуации приводит к выводу, что возникает актуальная и важная задача совершенствования методов компьютерного моделирования динамических процессов в бронекорпусах ЛБМ, решение которой составляет содержание данной работы, выполненное на примере бронетранспортеров.

Состояние вопроса в литературе. Математическое и компьютерное моделирование динамических процессов в элементах колесных и гусеничных транспортных средств специального назначения в различных аспектах рассмотрены в работах Д.О. Волонцевича, В.В. Дущенко, Е.Е. Александрова, Н.А. Ткачука, А.Н. Малакея, Г.Д. Гриценко, Е.П. Пономарева и ряда других авторов [1-6]. В этих работах с разной степенью детализации строятся математические модели или отдельных элементов динамической системы "боевой модуль – остов – двигатель – движитель", или всей системы в целом. Принимая во внимание, что задача создания достаточно полной, точной и адекватной модели динамических процессов в такой сложной системе на сегодняшний день решена далеко не в полном объеме, а потребности промышленности и Вооруженных сил настоятельно требуют результатов такого моделирования уже в настоящее время, то одним из компромиссных вариантов может быть создание множества параметрических расчетных моделей, которые нацелены по отдельности на тот или иной тип динамических процессов. В то же время все эти модели связаны на уровне параметров и силовых воздействий, образуя таким образом "конвейер" моделей и процессов, результирующим итогом функционирования которых является база данных о реакции отдельных систем и элементов той или иной боевой машины на то или иное воздействие. В совокупности получаемый массив информации может быть использован в ходе итерационного уточнения проектных параметров, обеспечивающих требуемый уровень ТТХ создаваемых или модернизируемых боевых машин.

В частности, представляют интерес динамические характеристики и напряженно-деформированное состояние бронекорпусов легкобронированных машин, т.к. они в значительной степени определяют прочность, защищенность, точность ведения огня из боевых модулей и другие компоненты TTX боевых машин.

Цель и задачи исследований. Целью работы является создание параметрических моделей для численного моделирования собственных частот колебаний и напряженно-деформированного состояния (НДС) бронекорпусов боевых машин легкой категории по массе при варьировании их структуры, конструктивных параметров и режимов боевого применения, которые могут быть использованы в ходе многовариантных расчетов для обеспечения заданных ТТХ данных машин.

Для решения поставленной задачи необходимо осуществить следующие этапы исследований: провести анализ конструкций бронекорпусов и создать их параметрические геометрические модели; разработать способ варьирования параметров бронекорпусов и режимов боевого применения в ходе многовариантных расчетов; разработать расчетные средства для определения собственных частот колебаний и НДС бронекорпусов; провести тестовые расчеты на примерах макетов бронекорпусов.

Общая постановка задачи определения динамики и напряженно- деформированного состояния корпусов бронетранспортеров. Рассмотрим, следуя работам [1-12], бронетранспортер как единую сложную механическую систему, состоящую из корпуса, на котором изнутри и снаружи смонтированы системы, приборы, агрегаты и узлы. Введем в рассмотрение неподвижную прямоугольную систему координат $Oxyz(Ox_1x_2x_3)$. Произвольная точка M в выбранной таким образом общей системе координат задается радиус-вектором



координат для исследования динамических

процессов в ЛБМ

 $\vec{r} = x_i \vec{e}_i, \ i = 1, 2, 3,$ (1)

 ξ_2 где x_i – координаты точки в этой системе координат; $\vec{e_i}$ – единичные векторы вдоль осей x_i ,образующие базис в системе координат $Ox_1x_2x_3$ иы (рис. 1). В (1) и ниже использовано известное правило суммирования по повторяющимся индексам.

Для удобства вводится также

подвижная декартова прямоугольная система координат $C\xi_1\xi_2\xi_3$, "вмороженная" в бронетранспортер в начальный момент времени $t_0 = 0$. В связанной системе координат радиус-вектор

$$\vec{\rho} = \xi_i \vec{k}_i, \ i = 1, 2, 3$$
 (2)

Здесь ξ_i – координаты произвольной точки *M*; $\vec{k_i}$ – единичные орты.

(3)

(4)

Связь радиус-векторов (см. рис.1)

$$\vec{r} = \vec{r}_c + \vec{\rho}$$
.

Радиус-вектор р в свою очередь представим как (рис. 2)

 $\rho =$

$$\vec{\eta} + \vec{u}$$
,



Рис. 2 – Перемещение точки М

в связанной системе координат

где η – радиус-вектор произвольной фиксированной точки *M* в связанной системе координат в исходном (ненагруженном) состоянии; \vec{u} – вектор перемещения точки вслед-

ствие упругих деформаций при действии нагрузок с течением времени.

Представления (4), (3) разделяют и объединяют процессы переносного движения бронекорпусов ЛБМ (а, значит, и всей боевой машины), а также деформированное их состояние. Таким образом, из совокупного поля $\vec{r}(t)$ можно вычленить из общей системы уравнений движения те составляющие, которые описывают, с одной стороны, движение бронекорпуса как абсолютно жесткого тела, а с другой, – как упруго деформируемого. В частности, если к исследуемой системе применить процедуру дискретизации по методу конечных элементов (МКЭ), то разрешающая система уравнений

$$L(\vec{r}, f, t) = 0, \qquad (5)$$

после интегрирования доставляет полную информацию как о перемещениях, скоростях, ускорениях в любой точке исследуемой машины, так и об упругих деформациях и напряжениях в элементах бронекорпусов. Здесь L – дифференциальный оператор, связывающий радиус-вектор \vec{r} , действующие усилия f и время t. Таким образом, если в уравнения (5) ввести некоторые параметрические зависимости L от конструктивных схем и геометрических параметров корпусов ЛБМ, то можно установить в результате многовариантных исследований параметрические зависимости и кинематических характеристик, и компонент НДС от совокупности этих параметров. Кроме того, от этих параметров р зависят также и собственные частоты колебаний бронекорпусов. Учитывая, что МКЭ дает возможность автоматизировать процесс формирования разрешающей дискретизированной системы уравнений (5), то, если автоматизировать процесс формирования геометрических и конечно-элементных моделей бронекорпусов, то тем самым можно автоматизировать весь комплекс параметрического анализа динамических процессов в корпусах ЛБМ. Данный инструмент исследований может быть использован также для построения процедуры синтеза параметров p^* , обеспечивающих требуемый уровень ТТХ проектируемых ЛБМ.

Структура специализированного программно-модельного комплекса. Для решения задач параметрического анализа и синтеза бронекорпусов ЛБМ был разработан специализированный программно-модельный комплекс (СПМК), который состоит из специальных модулей, который по заданным их параметрам p генерирует систему команд для универсальных CAD/CAE систем типа Pro/ENGINEER, SolidWorks, ANSYS, Nastran и др., в которых проводится формирование и решение систем разрешающих уравнений (5). Анализ совокупности полученных параметров p^* , которые и обеспечивают заданные TTX проектируемых ЛБМ.

Примеры текстовых расчетов динамических процессов в макетах бронекорпусов ЛБМ. В качестве иллюстрации рассмотрим исследование динамических процессов движения и напряженно-деформированного состояния бронекорпусов машин БТР-80 и БТР-3. На первом этапе были созданы модели их бронекорпусов с размерами в плане, соответствующими натурным изделиям, но с одинаковыми толщинами, а не дифференцированными в различных проекциях, как в реальных бронекорпуссах (что существенно упрощает процесс варьирования моделей бронекорпусов). Далее были решены задачи: преодоление единичного препятствия; реакция на действие реактивных усилий отдачи при производстве выстрелов из боевых модулей; собственные частоты колебаний бронекорпусов. Все получаемые характеристики напрямую влияют на прочность, жесткость, динамику БТР-80 и БТР-3, то есть, в конечном итоге – на компоненты ТТХ.

На рис. 3 представлены параметрические конечно-элементные модели макетов бронекорпусов БТР-80, БТР-3, соответствующие толщине всех панелей 6 мм. На рис. 4, 5 приведены характерные картины распределения перемещений и напряжений, а также собственные формы колебаний макетов исследуемых бронекорпусов.



Рис 3 – Пример конечно-элементных моделей макетов бронекорпусов БТР-80 и БТР-3

Заключение. Анализ представленных картин (см. рис. 4, 5) и спектра собственных частот колебаний (рис. 6) дает основание для следующих выводов.

1. Предлагаемый подход и разработанный СПМК дают возможность автоматизировать процессы параметрического анализа и синтеза бронекорпусов ЛБМ, которые обеспечивают заданный уровень TTX.

2. Спектр собственных частот колебаний бронекорпусов достаточно густой и плотный, а локализация максимальных прогибов и напряжений – в различных

зонах бронекорпусов. Таким образом, нельзя выделить доминирующую, опасную с точки зрения возможного резонанса, частоту возбуждения. Соответственно, необходимо принимать в расчет не одну из частот, а некоторый их интервал.



Полные перемещения: выстрел на борт

выстрел по курсу Рис.4 – Картины распределения компонент НДС в корпусе макета БТР-80





3. При преодолении препятствий на местности усилия от действия дина-

мических усилий от подвески приводят к напряженному состоянию, локализованному в днище и элементах нижнего пояса внутреннего силового каркаса. В то же время усилия от отдачи создают напряженное состояние, локализованное в подбашенном листе бронекорпуса и элементах усиления панелей его верхней проекции.



Рис. 6 - Спектр собственных частот колебаний макета бронекорпуса БТР-3 (Гц)

основание для обоснования проектных решений с точки зрения достижения заданных ТТХ проектируемых ЛБМ. То обстоятельство, что данные особенности установлены для макетов, а не натурных конструкций бронекорпусов, не снижает их востребованности, так как отражает качественные особенности поведения целого множества подобного типа конструкций. Кроме того, полученные результаты являются отправной точкой и ориентиром для анализа и синтеза натурных конструкций бронекорпусов, что является направлением дальнейших исследований.

Список литературы: 1. Александров Е.Е. Об особенностях построения математической модели совместного движения башенки и боевого модуля как объектов регулирования в комплексах управления вооружением для легкобронированных боевых машин / Е.Е. Александров, В.А. Кононенко, С.Н.Беляев [и др.] // Механіка та машинобудування. – 2007. – №2. – С. 3-27. 2. Александров Е.Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, А.Т. Лебедев. - Харьков: ХАДИ, 2001. - 642 с. 3. Волонцевич Д.О. Спосіб підвищення допустимої швидкості ведення вогню з ходу при русі бойових машин по пересіченій місцевості / Д.О. Волонцевич, І.В. Костяник, Д.І. Камфенкель // Механіка та машинобудування. -2011. – №2. – С. 94-102. 4. Гриценко Г.Д. Специализированная система автоматизированного анализа прочности и жесткости корпусов легкобронированных машин для выбора их рациональных конструктивных параметров при импульсном воздействии от усилия стрельбы / Г.Д.Гриценко, С.Т.Бруль, А.В. Ткачук // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2006. –№3. – С.10-20. 5. Гриценко Г.Д. Экспериментальное исследование элементов корпусов БТР-80 / Г.Д. Гриценко, А.Н. Малакей, Н.А. Ткачук // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. - 2006. -№33. – С.23-27. 6. Пелешко Є.В. Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення / Є.В. Пелешко, М.А. Ткачук, С.Т. Бруль [и др.] // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Транспортное машиностроение. - 2010. - №39. - С. 116-131.

Поступила в редколлегию 30.11.2012

УДК 621.01: 539.3

П.В. ЧУРБАНОВ, нач. бюро КОГКО НТК ЧАО "АзовЭлектроСталь", Мариуполь

ПРЕДПОСЫЛКИ СОЗДАНИЯ И ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ **ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛЕЙ**

У статті описані результати аналізу конструкції і умов експлуатації отвалоперевантажувачів. Вони будуть використані в подальших дослідженнях напружено-деформованого стану силових елементів пих машин.

Ключові слова: отвалоперевантажувач, аналіз конструкції, напружено-деформований стан, силові елементи.

В статье описаны результаты анализа конструкции и условий эксплуатации отвалоперегружателей. Они будут использованы в дальнейших исследованиях напряженно-деформированного состояния силовых элементов этих машин.

Ключевые слова: отвалоперегружатель, анализ конструкции, напряженно-деформированное состояние, силовые элементы.

© П.В. Чурбанов

160

Отмеченные особенности дают

The results of analysis of construction and exploitation conditions of spreaders are described in this paper. They will be used in further researches of stressed-deformed state of their power elements.

Keywords: spreader, analysis of construction, stressed-deformed state, power elements.

Введение. Современные крупногабаритные тяжелонагруженные машины рассчитаны, как правило, на длительный срок работы в сложных эксплуатационных условиях. При этом, кроме силовых, температурных, динамических нагрузок, на первый план выдвигаются вопросы коррозионного утонения (нормативно до 20-25% от номинальной толщины), длительные и прерывистые сроки эксплуатации (десятки лет), многоцикловый характер нагружения.

Особенно это характерно для уникальных машин, изготавливаемых единично или мелкими сериями. Эти машины зачастую проектируют и рассчитывают без учета всего комплекса значимых факторов, действующих одновременно, во взаимовлиянии и стохастически. Это вызвано тем, что ни устоявшихся норм, ни методик расчета, ни обширных статистических данных по рассматриваемым машинам в силу их уникальности нет. При этом сами условия эксплуатации этих машин (тип технологических операций, тип рабочего груза, климатические условия) в совокупности с действием стохастических компонент диктует то или иное текущее техническое состояние различных элементов этих машин, а значит, того или иного вида ремонта.

Таким образом, кроме анализа реакции элементов машин на совокупность эксплуатационных факторов, требуется и анализ на последствия от проведения того или иного ремонта с целью обоснования актуального его варианта.

Представленный выше комплекс аргументов обосновывает актуальность для машиноведения и важность для машиностроения разработки методов расчета параметров машин, обеспечивающих их длительную нагрузочную способность, адаптируемость к различным условиям эксплуатации и ремонтопригодность. Одной из составляющих задач исследований является анализ конструктивных решений и условий нагружения машин рассматриваемого класса на примере отвалообразователей.

Условия работы. С увеличением глубины карьеров наблюдается ухудшение горнотехнических условий. При добыче руды на глубине 250 – 360 м и более идет увеличение объемов вскрышных работ, расстояний транспортирования горной массы по горизонтали и на подъем, усложнение схем транспортных коммуникаций, снижение производительности горно-транспортного оборудования, что, как следствие, приводит к ухудшению техникоэкономических показателей работы карьеров. Факторы, обусловливающие переход на другой вид транспорта в карьерах, приведены в табл. 1.

Данные факторы создали все условия для внедрения, начиная с 70-х годов прошлого века [1-17], поточной либо циклично–поточной технологии.

В качестве выемочного оборудования применяются экскаваторы с последующей погрузкой на автомобильный транспорт и далее на подвижные бункеры – питатели забойных конвейеров. После получения требуемого куска породы (операция дробления выполняется при необходимости) вскрышная порода (горная масса) системой ленточных конвейеров передается на отвалообразователь, который укладывает ее в отвал. Формирование отвала может производиться как с верхней, так и с нижней отсыпкой. Цикл работы отвалообразователя состоит из комбинированной работы механизма передвижения и поворота машины по мере формирования отвала, с последующим выходом на новое рабочее положение в соответствии с кривой отсыпки, заложенной в эксплуатационных характеристиках. Тип отвала (верхний либо нижний) определяется положением отвальной консоли [5-7].

Горнотехнические	увеличение производственной мощности карьера; рост глубины карьера;
rophorexili leekile	изменение дальности транспортировки;
	изменение физико-механических своиств торной массы
	изменение схемы вскрытия и режима вскрышных работ;
Таунологинасина	изменение рабочих параметров карьера;
технологические	изменение системы разработки;
	изменение технологии усреднения и переработки руды
	модернизация средств механизации и автоматизации транспорта;
Таушшаакиа	появление новых средств транспортирования;
технические	ограничение возможности транспортных коммуникаций;
	моральный износ горно-транспортного оборудования
	рост себестоимости перевозок;
Экономинаские и	снижение производительности труда;
Экономические и	ухудшение санитарно-гигиенических условий;
социальные	необеспеченность оборудованием, квалификационными кадра-
	МИ И Т.П.

Таблица 1 – Факторы, обусловливающие переход на другой вид транспорта в карьерах

Многообразие мест применения отвалообразователей, а также различия требований, предъявляемых к эксплуатационным характеристикам, создало предпосылки для образования множества конструктивно различных схем машин данного класса.

Отвалообразователи классифицируются по следующим признакам:

• *технологическому* – для транспортных и транспортно-отвальных систем разработки;

• конструктивному – на одноагрегатные и двухагрегатные;

• *характеристике транспортируемой породы* – на отвалообразователи для мягких пород, пород с крепкими включениями и скальных пород;

• *климатическому признаку* – для умеренных и суровых климатических условий;

• *типу ходовых устройств* – на машины с шагающе-рельсовым; гусеничным и рельсовым ходом;

• конструкции подвески приемной стрелы – на отвалообразователи с канатной подвеской стрелы; с опиранием стрелы на автономную ходовую часть и с

опиранием приемной стрелы на отвальный конвейер.

Основные технические характеристики отвалообразователей приведены в табл. 2. Основные технические требования, предъявляемые к отвалообразователям, следующие:

 оборудование машин должно нормально работать в интервале "рабочих " температур от минус 40°С до плюс 40°С;

 расчетная – предельная скорость ветра, при которой машина должна находиться в рабочем состоянии, – 20 м/с;

 расчет отвалообразователей выполняется на сейсмичность 7 баллов по 12-балльной шкале [3, 4,10].

Таблица 2 – Основные технические характеристики отвалообразователей

N⁰	Показатели	Ед. изм.
1.	Теоретическая производительность	м ³ /ч
2.	Максимальный радиус отсыпки	М
3.	Высота отсыпки	М
4.	Длина приемной консоли	М
5.	Длина отвальной консоли	М
6.	Угол наклона отвальной консоли	град.
7.	Ширина конвейерной ленты	М
8.	Скорость конвейерной ленты	м/с
9.	Тип ходовой части	-
10.	Допустимый уклон трасы при	град.
	движении	
11.	Допустимый уклон площадки при	град.
	работе машины	
12.	Среднее удельное давление на	кг/см ²
	грунт	
13.	Максимальный размер куска	MM
	(транспортируемого груза)	
14.	Установленная мощность	кВт
	двигателей	
15.	Подводимое напряжение	В
16.	Macca	КГ

Конструктивные

решения. На территории стран СНГ широкое применение получили отвалообразователи как отечественного, так и импортного производства. Анализ известных конструктивных схем показывает, что, несмотря на уникальность и индивидуальность каждого типа машин, отвалообразователи отличаются сходством многих технических решений компоновки и исполнения основных узлов. Ниже представлены основные конструктивные отличия машин, присущие различным производителям (рис. 1-4).

Отличительными признаками отвалообразователей немецкого производства серии ARs-B (см. рис. 1) являются:



Рис. 1 - Конструктивная схема отвалообразователя ARs-B.8800.110

 одно- либо двухблочное исполнение машины. Под двухблочным исполнением подразумевается наличие основного агрегата (собственно отвалообразователя) и соединительного моста (фермы), снабженных отдельными ходовыми механизмами, соединительный мост может включать в себя один или два конвейера;

 отвальная стрела, а также стрела противовеса размещены на поворотной части основного агрегата, которая опирается на шариковый опорно-поворотный круг гусеничного ходового устройства, благодаря чему отвальный конвейер является полноповоротным;

- конвейеры высокопроизводительных отвалообразователей (5500 м³/ч и выше) оборудованы канатным ставом и шарнирными роликоопорами, что значительно снижает динамические нагрузки при транспортировании крупнокусковых грузов;

 все отвалообразователи типового ряда снабжены гусеничными ходовыми устройствами. Ходовое устройство основного агрегата в зависимости от его параметров состоит из двух или шести стандартных моногусениц с индивидуальным приводом.

Конструкция отвалообразователей серии ZP, выпускаемых Чешской Республикой (рис. 2), – двухагрегатная, в ее состав входят основной агрегат с отвальной консолью и соединительный мост, имеющий собственное ходовое устройство. Машины этой группы конструктивно состоят из двух частей: основного агрегата и соединительного моста, опирающегося одним концом на гусеничную тележку. Точка опоры второго конца моста находится на оси поворота отвальной стрелы отвалообразователя.



Рис. 2 – Конструктивная схема отвалообразователя ZP-5500

Отвальная стрела выполнена в виде жесткой пространственной консоли. Вантовая подвеска отсутствует. Консоль противовеса расположена под соединительным мостом, являясь продолжением отвальной стрелы. На консоли противовеса находятся трансформаторная станция, щит управления электродвигателями, слесарная и электротехническая мастерские. Отвальная стрела и соединительный мост установлены под постоянными углмами (соответственно 10 и 16°), не изменяющимся в процессе работы.

Отличительной чертой отвалообразователей этого типа является наличие

специфического шагающего ходового механизма, позволяющего машине перемешаться в любом направлении, даже во время работы. В рабочем положении отвалообразователь опирается на кольцевую платформу, что способствует повышению его устойчивости. В центральной части платформы расположена пята, которая соединена с мощными гидроцилиндрами, осуществляющими передвижение агрегата. Конвейерные установки снабжены конвейерамиподборщиками, очистными устройствами для лент и барабанов.



Рис. 3 – Конструктивная схема отвалообразователя ОШР-5000/95



Отвалообразователи, выпускаемые в Польше серии ZGOT, можно отнести к группе типовых машин небольшой и средней производительности. Отвалообразователи типового ряда характеризуются выгодными энергетическими и весовыми показателями и хорошо зарекомендовали себя при ведении работ на карьерах.

Конструкция гусеничной ходовой части обеспечивает высокую маневренность агрегата, сравнительно низкое давление на грунт и возможность работы в условиях сложного рельефа местности. Питание отвалообразователя производится от гибкого свободно проложенного кабеля, напряжение питания 500 В. Ходовая часть отвалообразователей состоит из двух гусениц, снабженных индивидуальным приводом. Ток напряжением 6 кВ подводится при помощи гибкого кабеля. Освоен также выпуск отвалообразователей аналогичных параметров на рельсовом ходу.

Приемная стрела шарнирно подвешена к несущей конструкции отвалообразователя, другим концом она опирается на раму разгрузочной тележки.

Близкие конструктивные решения машин, предназначенных как для поточной, так и для циклично–поточной системы разработки, используются и при создании отечественных отвалообразователей (см. рис. 3. 4). В существующих машинах приемная консоль либо подвешивается к надстройке отвалообразователя, либо опирается на опорную тележку, расположенную на конвейерной линии. И в том, и в другом случае конструкция отвалообразователя является одноагрегатной. Выбор типа опирания приемной консоли определяется в первую очередь технологической схемой работы отвалообразователя.

Наиболее ответственными узлами отвалообразователей являются: опорноходовая часть, отвальная и приемная консоли, а также консоль противовеса. При проектировании консоли отвалообразователя учитывается воздействие на нее вертикальных и горизонтальных сил. Боковые силы воспринимаются дополнительными элементами, выполненными обычно в виде ферм и оттяжек, рассчитываемых с учетом воздействия только этих сил. При больших линейных параметрах стрел ветер и составляющая веса от уклона создают значительные поперечные силы и изгибающие моменты, что вызывает большой расход металла – для изготовления металлоконструкции, которая бы их выдерживала.

В СССР разработана дельта-стрела, в которой восприятие боковых нагрузок основано на концентрации силового потока и комбинации нагружения. При применении стрелы, выполненной с учетом принципа концентрации силового потока, вертикальные и горизонтальные нагрузки воспринимаются одними и теми же элементами. Это достигается изготовлением нижнего пояса стрелы в виде трубчатой конструкции, удерживаемой системой соединенных в треугольники вант и жестких стоек. При подъеме стрелы ванты автоматически натягиваются под действием собственного веса стрелы, что делает их более жесткими и дает возможность воспринимать боковую нагрузку. При использовании принципа комбинации нагружения учитывается рабочее и нерабочее нагружении дельта-стрелы, тогда как для боковых ферм традиционной конструкции учитывается только один вид нагружения – предельно допустимые нагрузки.

Конструкция приемной стрелы рассчитывается с учетом технологических схем применения отвалообразователя, в частности, расстояния от места перегрузки транспортируемого материала с предыдущей машины до места стояния отвалообразователя. При небольших расстояниях стрела подвешивается к верхнему строению машины либо опирается на опорную тележку конвейерной линии, при значительных расстояниях приемная консоль опирается на собственную ходовую тележку, образуя вместе с отвалообразователем двухагрегатную конструкцию.

При выборе конструкции приемной стрелы необходимо учитывать возможность заштыбовки конвейера, а при определении размеров зоны погрузки, в которую поступает горная масса с разгрузочной консоли перегружателя, – динамиче-

ские перемещения конца консоли.

Для ограничения колебаний на конце стрелы перегружателей рекомендуется устанавливать динамический виброгаситель и другие устройства.

Консоль противовеса, компенсирующая опрокидывающий момент, создаваемый отвальной стрелой и транспортируемым грузом, выполняется в виде пространственной фермы, которая может быть шарнирно соединена с верхним строением отвалообразователя, а чаще – жестко закреплена на нем. На консоли противовеса, как правило, размещаются лебедки механизма подъема отвальной консоли, вспомогательные помещения, грузоподъемные средства и т.д.

Широкое применение получили консоли противовеса, конструктивно совмещенные с верхней надстройкой отвалообразователей и опирающиеся непосредственно на поворотную платформу, что позволяет снизить массу отвалообразователя.

Приводные устройства конвейеров должны отвечать следующим требованиям: обеспечение плавности запуска конвейера в целях уменьшения динамических нагрузок на ленту, предотвращение перегрузок приводных агрегатов, исключению пробуксовок в пусковой период, обеспечению низкой скорости конвейерной ленты для прокрутки конвейера при простоях комплекса в условиях низких температур и др. Плавный запуск конвейера возможен при обеспечении мягких механических характеристик двигателя или применении различных муфт, смягчающих данные характеристики.

Ленточные конвейеры обычно составляют единый комплекс с натяжными устройствами. По принципу действия натяжные устройства делятся на три группы: поддерживающие устойчивое положение натяжного барабана (винтовые, лебедочные), постоянное натяжение ленты (грузовые, лебедочно – грузовые), а также изменяющие натяжение в зависимости от тягового усилия на ленте (автоматические).

Автоматические натяжные устройства наиболее эффективны, так как позволяют работать с наименьшим допустимым натяжением ленты. Это уменьшает нагрузку на ленту и предотвращает пробуксовку ее на барабане [1-3, 10].

Анализируя особенности эксплуатации и конструктивные характеристики рассмотренного типа машин, можно сделать следующие выводы:

 отвалообразователи являются высоконагруженными крупногабаритными машинами (ВКМ), имеющими уникальную конструкцию, как правило единичного производства и предназначенными для работы в тяжелых условиях, в течении длительного срока эксплуатации;

- металлоконструкция отвалообразователей подвергается комбинированному цикловому воздействию сочетания целого ряда различных нагрузок;

- специфика условий эксплуатации обуславливает изменения как геометрических параметров конструкции, так и механических свойств материалов, использованных при изготовлении. Это обусловлено коррозионным и механическим изнашиванием, а также "деградацией свойств" металла непосредственно в процессе эксплуатации;

- являясь основным звеном горнодобывающих комплексов, основанных на поточной технологии, конструкция отвалообразователей конструктивно должна

сводить к минимуму статистику внеплановых остановок для выполнения ремонтных операций, иметь класс ремонтопригодности всех наиболее подверженных разрушению узлов с кратчайшим сроком восстановления.

На основании вышеперечисленного в качестве объекта для изучения, с целью совершенствования методики расчета несущей металлоконструкции ВКМ для учета совместного воздействия различных эксплуатационных факторов и получения требуемых прочностных характеристик узлов на всем сроке эксплуатации, а также обеспечения упрощения ремонтных операций "узких мест" в конструкции ВКМ, можно принять отвалообразователь ОШС 4000/125 производства ПАО "Азовмаш" (рис. 5). Данная модель отвалообразователей представлена тремя машинами, эксплуатирующимися в карьере "Мурунтау" (г. Зарафшан, республика Узбекистан) и на Бачатском угольном разрезе (г. Белово, Кемеровская область, Россия) с накопленной базой обследований по итогам их многолетнего наблюдения [11-23].

Описание конструкции и схема работы отвалообразователя ОШС 4000/125. Описание конструкции отвалообразователя ОШС-4000/125. ОШС-4000/125 (см. рис. 5) – отвалообразователь шагающий, скальный, производительностью 4000 м³/ч с максимальным радиусом отсыпки отвалов 125 м, предназначен для отсыпки в верхний и нижний отвалы поступающего на него с отвального конвейера скального грунта.

Отвалообразователь производит веерную отсыпку передвижением по ломаной линии (рис. 6), вписанной в дугу с радиусом, равным расстоянию от оси соединения консоли с опорной тележкой до оси концевого барабана. Изменение расстояния между ходовым оборудованием и опорной тележкой при движении по ломаной линии компенсируется подвижностью соединения приемной секции консоли с опорной тележкой.



Рис. 5 - Отвалообразователь ОШС-4000/125 - карьер «Мурунтау»

Отвалообразователь состоит из следующих основных узлов: базы; надстройки; опорного узла; поворотной платформы; рамы ходовой; балки балансирной; пилона; приемной секции; консоли отвальной.

Схема взаимного расположения силовых металлоконструкций представлена на рис. 7. Опорный узел (поз. 1) состоит из 2-х Г-образных ходовых балок коробчатого сечения, соединенных между собой в прямоугольник, в диагональных углах которого находятся сферические шарниры. На грунт опирается по-



средством опор, прикрепленных к нижнему поясу балок сферическими шарнирами. Под верхними поясами ходовых балок, вдоль балок приварены уголки и опорные квадраты, по которым движутся катки подхватов тележек при выкате опорного узла. База поз. 2 – кольцевая сварная конструкция, выполненная из 4-х кольцевых и 26-ти радиальных двутавро-

Рис. 6 – Схема перемещения отвалообразователя ОШС-4000/125 при отсыпке отвалов

вых балок. Надстройка – металлоконструкция цилиндрической формы, у вершины переходящая в усеченный конус. Основание надстройки крепится к базе. Место стыка усилено ребрами жесткости.



Рама ходовая (поз. 3) – сварная, коробчатого сечения металлоконструкция А-образной формы в плане. В вершине рама имеет две подребренные проушины для крепления в них балки балансирной. На раме расположены три стакана для установки гидроцилиндров. Балка балансирная (поз. 4) – сварная балка коробчатого сечения. Имеет в центре стакан для крепления к ходовой раме с помощью оси. Поворотная платформа (поз. 5) – сварная металлоконструкция двутаврового и коробчатого сечения, рама сложной формы. Подхват – сварная металлоконструкция крюкообразной формы, служит для подъема базы при перемещении по ходовым балкам. Консоль отвальная (поз. 6) – включает в себя 4 секции, шарнирно соединенные между собой. Три секции состоят из 2-х двутавровых балок, связанных в фермы в горизонтальной плоскости. Одна секция состоит из 4-х двутавровых балок. Секции имеют проушины для крепления вант. Приемная секция (поз. 7) состоит из 2-х (в приемной части) и 4-х (в центральной части) двутавровых балок, связанных в фермы в горизонтальной плоскости. Приемная секция имеет проушины для крепления вант, оттяжек механизма подъема консоли, рамы приводов конвейера и для опирания на поворотное устройство. Пилон (поз. 8) – сварная рама, выполненная из балок двутаврового сечения, имеющая на нижних концах стоек проушины для присоединения к консоли, в верхней части – проушины для присоединения вант и оттяжек. Опирание приемной консоли отвалообразователя осуществляется на тележку опорную (поз. 9), стыковка и фиксация выполняется посредством установки хомута. Для уравновешивания системы на тележку опорную устанавливаются грузы. Технические характеристики отвалообразователя ОШС-4000/125 приведены в табл. 3.

Таблица 3 – Техническая характеристика отвалообразователя ОШС-4000/125

Наименование показателя	Величина
Производительность, м ³ /ч (т/ч)	4000 (7000)
Рабочая температура, град	±40°C
Максимальный размер кусков транспортируемого материала, мм	500
Желобчатость ленты, град	35°
Ширина ленты, мм	2000
Тип ленты	резино-тросовая
Скорость движения ленты, м/с	3,15
Радиус отсыпки, м	125
Высота отсыпаемого отвала, м	30
Угол приближения оси консоли к оси отвального конвейера, град	18°
Частота вращения машины в транспортном положении, об/мин	0.104
Частота вращения ходового оборудования в рабочем положении,	0.252
об/мин	
Холовое оборудование	шагающее-
Лодовое осорудование	рельсовое
Ход по рельсам опорного узла, м	8
Уклон трассы в транспортном положении, град	5°
Уклон трассы в рабочем положении, град	3°
Скорость перемещения по лыжам, м/ч	72
Высота подъема опорного узла, мм	600
Высота подъема базы, мм	600
Скорость передвижения тележки опорной, м/мин	2.6
Величина телескопичности консоли относительно опорной тележки, м	5
Поворотность машины	полноповоротная
Среднее удельное давление на грунт, кг/см ²	1,51,8
Установленная мощность, кВт	1800

Отвалообразователь ОШС-4000/125, работающий на Бачатском угольном разрезе г. Белово, Кемеровская область, Россия, конструктивно схож с описанной выше машиной, существенно отличаясь лишь наличием системы горизонтальных вант, а также трубчатым исполнением пилона и отвальной консоли.

Передвижение отвалообразователя ОШС-4000/125. Наиболее сложный

процесс в схеме работы отвалообразователя – это операция перешагивания. Она интересна комбинированным воздействием множества различных факторов нагружения на металлоконструкцию опорно-ходовой части машины. Со временем в процессе эксплуатации в схему нагружения добавляются дополнительные, не учитываемые при первоначальном расчете нагрузки.

Отвалообразователь перемешается по дробленому скальному грунту отвала и устанавливается на одном уровне с отвальным конвейером. Поверхность отвала может иметь уклон не более 3° в любой точке перемещения машины во время отсыпки грунта в рабочем положении и не более 5° – в транспортном положении.

Цикл перешагивания машины (рис. 8) включает следующие операции:

 подъем базы с надстройкой и системой консолей – продолжением втягивания штоков гидроцилиндров: при этом подхваты поворотной платформы поднимают базу, между рельсовым кругом базы и катками поворотной платформы образуется зазор 20 мм (рис. 8, а);

- перемещение машины по рельсам опорного узла – при помощи полиспастных лебедок (рис. 8, б);



Рис. 8 – Цикл перешагивания отвалообразователя ОШС-4000/125

 - опускание базы на грунт – выдвижением штоков гидроцилиндров;

 подъем опорного узла над грунтом осуществляется выдвижением штоков гидроцилиндров, при этом катки поворотной платформы опираются на рельсовый круг базы (рис. 8, в);

 разворот опорного узла на необходимый угол осуществляется механизмом поворота поворотной платформы;

 выдвижение опорного узла
 вперед по ходу – при помощи полиспастных лебедок (рис. 8, г);

 опускание опорного узла на грунт – втягивание штоков гидроцилиндров.

Далее операции повторяются.

Поворот отвалообразователя осуществляется механизмом поворота, выходная шестерня которого оббегает вокруг зуб. венца путем поворота опорного узла в нужном направлении движения.

Гидродомкраты подъема закреплены штоками в стаканах поворотной платформы с помощью сферических

шайб, компенсирующих уклон площадки, а корпуса гидродомкратов закреплены в раме ходовой. Рама ходовая посредством ходовых тележек имеет возможность перемещения вдоль опорного узла. При помощи подхватов тележки осуществляют подъем опорного узла при опирании на базу. Когда штоки гидродомкратов полностью втянуты, опирание машины происходит на опорный узел. База удерживается подхватами поворотной платформы в поднятом положении. При выдвижении штоков на 600 мм – опирание осуществляется базой и опорным узлом, при выдвижении штоков на 1200 мм опорный узел поднимается на 600 мм и машина остается опертой на базу.

Передвижение отвалообразователя осуществляется путем перемещения ходовых тележек, закрепленных на ходовой раме и балке балансирной, по рельсам опорного узла с помощью гидроцилиндров полиспастной лебедки. Система, полиспастных канатов крепится к тягам, закрепленным на траверсах плунжеров гидроцилиндров. Когда шток одного цилиндра втянут, шток второго выдвинут в зависимости от того, в какую сторону необходимо двигаться.

Центрируется поворотная часть относительно неповоротной четырьмя роликами, закрепленными на поворотной платформе и упирающимися во внутреннюю поверхность зуб. венца базы.

Передача усилий производится посредством четырех катков, закрепленных на поворотной платформе и перемещающихся по рельсовому кругу базы. Один каток – балансирный.

Основные расчетные состояния ОШС-4000/125. Отвалообразователи входят в состав оборудования, задействованного в организации поточной либо циклично–поточной технологии, что предъявляет повышенные требования к прочности и надежности машин данного класса.

Узлы металлоконструкции отвалообразователя должны рассчитываться на суммарное, комбинированное воздействие прилагаемых нагрузок при учете положения машины, выполняемой в данный момент операции, уклона трассы, а также внешних нагрузок (таких как ветер, сейсмическая активность, примерзание, снег, температурные воздействия, нагрузки транспортные и монтажные).

В соответствии с существующей методикой внешние нагрузки, действующие на отвалообразователь, определяются для двух состояний: рабочего и нерабочего. Под нерабочим принимают такое состояние отвалообразователя, при котором машина не работает вследствие наличия ветра большой силы либо сейсмической активности, но находится в полном работоспособном состоянии.

Определение ветровой нагрузки является сложной, но чрезвычайно важной задачей. Ее величина F зависит от: площади наветренной стороны отвалообразователя, места установки и высоты конструкции, сечения узлов ($F = P_B S$, где P_B – распределенная ветровая нагрузка на наветренную поверхность конструкции на данной высоте; S – площадь поверхности, воспринимающая нагрузку). В свою очередь, $P_B = q_0 n c \beta$, где q_0 – скоростной напор ветра; c – аэродинамический коэффициент; β – коэффициент, учитывающий

динамическое воздействие, вызываемое пульсациями скоростного напора ветра. Воздействие ветровой нагрузки учитывается при расчете металлоконструкции отвалообразователя на прочность.

Изменение общей температуры окружающего воздуха создает сравнительно равномерные температурные поля по всему объему конструкции и вызывает более или менее равномерное изменение ее размеров. Это не приводит к возникновению значительных напряжений. Приращение линейных размеров в этом случае составит $\Delta l = \alpha L \Delta T$, где α – коэффициент линейного расширения, для стали: $\alpha = 1,2\cdot10^{-5}1/град$, L – линейный размер, ΔT – изменение температуры конструкции, С° [24].

Отвалообразователь может находиться в следующих основных эксплуатационных положениях:

 рабочем, когда система консолей опирается на ходовое оборудование и опорную тележку, груз натяжного устройства подвешен к натяжному барабану и производится отсыпка грунта;

- транспортное, когда система консолей опирается на ходовое оборудование через надстройку и через механизм фиксации. При этом система консолей располагается параллельно рельсам ходового оборудования, опорная тележка отсоединяется, груз натяжного устройства опущен на кронштейны опорной тележки.

В зависимости от положения, максимальная допускаемая величина угла уклона трассы может изменяться от 3° до 5° при рабочем либо транспортном положении, соответственно. Отвальная консоль может находиться в горизонтальном либо поднятом на угол в 15 ° положении для отсыпки верхнего отвала.

Изменение силового воздействия на узлы металлоконструкции отвалообразователя также зависит от выполняемой в данный момент операции: холостая работа конвейера либо работа при транспортировке грунта.

При расчете на прочность узлов металлоконструкции и деталей механизмов необходимо принимать значения максимальных нагрузок, получаемых на основании моделирования комбинированного воздействия перечисленных выше факторов и исследования созданной расчетной схемы. Расчет на прочность и выносливость ведется из условия

$$\sigma \leq [\sigma] = \sigma_0 / (K_\sigma K_M K_n K_1 K_2),$$

где σ – максимальное эквивалентное напряжение; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для расчетного узла (в зависимости от типа расчета принимают различное значение, например, σ_0 – предел выносливости материала); K_M – масштабный коэффициент; K_n – коэффициент качества поверхности; K_1 – коэффициент безопасности, зависящий от назначения и степени ответственности узла; K_2 – коэффициент, учитывающий режим работы механизмов, K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений – коэффициент, учитывающий (наряду с геометрией детали) свойства материала, из которого она изготовлена [25-27].

Перечисленные выше основные расчетные схемы, ограничения на напряжения и деформации в комплексе с данными о необходимых эксплуатационных характеристиках и месте эксплуатации являются первичной информацией для выполнения расчетов напряженно-деформированного состояния металлоконструкции. Решение данной задачи наиболее целесообразно посредством использования метода конечных элементов [23].

Заключение. Требования, предъявляемые в настоящее время при создании высоконагруженных крупногабаритных машин – разнообразны, а именно: предельно низкая металлоемкость, высокая степень технологичности при изготовлении, надежность и сохранение всех эксплуатационных характеристик на протяжении всего срока эксплуатации, а также выполнение проектных работ в максимально короткие сроки путем сведения к минимуму стадии последовательного совершенствования конструкции по результатам расчетов. Это создает все предпосылки для совершенствования существующих и создания новых, специализированных программно-модельных комплексов, которые максимально упростят выполнение всех поставленных задач. Это составляет направление дальнейших исследований.

Список литературы: 1. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров: Учебник для вузов. 7-ое изе, перераб. и доп. / Р.Ю. Подэрни. – М.: Майнинг Медиа Групп, 2011. – 640 с. 2. Подэрни Р.Ю. Горные машины и комплексы для открытых работ. В 2 т, 4-ое издание / Р.Ю. Подэрни. - МГТУ, 2001. - 422 с. 3. Отвалообразователи и перегружатели в СССР и за рубежом: Обзор/ЦНИЭИуголь / В.П. Серый, В.Я. Баранов, Н.П. Дорошенко. – М., 1987. – 61 с. 4. ГОСТ 28318-89. Отвалообразователи общие технические требования. - Москва, 2006. - 4 с. 5. Технический проект на строительство погрузочного и транспортно отвального комплекса циклично - поточной технологии карьера «М». Том 1. - Киев, 1972. - 278 с. 6. Спиваковский А.О. Транспортные машины открытых горных разработок. Уч. для вузов. / А.О. Спиваковский, М.Г. Потапов. – М.: Недра, 1983. – 383 с. 7. Сытенков В.Н. Циклично – поточная технология в глубоких карьерах / О.Н. Мальгин, В.Н. Сытенков, П.А. Шеметов. – Ташкент: Фан, 2004, – 337 с. 8. Грунь В.Д. Развитие открытого способа добычи угля в России / В.Д. Грунь, В.Г. Килимник, Н.В. Ефимова // Горная промышленность. - 2007. - №5(75). - С. 18-21. 9. Бодло Н.В. Горно-транспортные комплексы и машины ОАО «Азовмаш» / Н.В. Бодло, В.Д. Полищук // Горный вестник Узбекистана. - 2006. - №3(26). - С. 68-71. 10. Экскаваторы и комплексы непрерывного действия для открытых горных работ. – Москва, 1988. – 112 с. 11. ОТЧЕТ № 1. Экспертно-техническое обследование (диагностирование) отвалообразователя ОШС -4000/125 зав. №1. -Мариуполь, 2002. - 123 с. 12. ОТЧЕТ № 2. Экспертно-техническое обследование (диагностирование) отвалообразователя ОШС -4000/125 зав. №2. - Мариуполь, 2002. - 121 с. 13. ОТЧЕТ № 1. Экспертнотехническое обследование (диагностирование) отвалообразователя ОШС -4000/125 зав. №1. - Мариуполь, 2007. - 40 с. 14. ОТЧЕТ № 2. Экспертно-техническое обследование (диагностирование) отвалообразователя ОШС -4000/125 зав. №2. - Мариуполь, 2007. - 47 с. 15. ОТЧЕТ № 470-07/3-9. Исследование технического состояния металлоконструкции отвалообразователя ОШС-4000/125 зав.№1 собственности Центрального рудоуправления Навоийского горно-металлургического комбината, Мариуполь 2007 г. – 81с. 16. ОТЧЕТ № 470-07/3-10. Исследование технического состояния металлоконструкции отвалообразователя ОШС-4000/125 зав.№2 собственности Центрального рудоуправления Навоийского горнометаллургического комбината, Мариуполь 2007 г. – 86 с. 17. ОТЧЕТ № 1. Экспертно-техническое обследование (диагностирование) отвалообразователя ОШС -4000/125 зав. №1. - Мариуполь, 2011, 119 с. 18. ОТЧЕТ № 2. Экспертно-техническое обследование (диагностирование) отвалообразователя ОШС -4000/125 зав. №2. – Мариуполь, 2011,114 с. 19. Программа проведения акустико – эмиссионного контроля отвалообразователя ОШС -4000/125. - Мариуполь, 2001. - 25 с. 20. Программа экспертного обследования технического состояния металлоконструкций отвалообразователя ОШС -4000/125. - Мариуполь, 2001. -22 с. 21. Программа экспертного обследования технического состояния металлоконструкций отвалообра-

зователя ОШС-4000/125. – Мариуполь, 2007. – 22 с. 22. Программа экспертного обследования технического состояния металлоконструкций отвалообразователя ОШС-4000/125 (черт. 126.00.00.000) – Мариуполь, 2011. – 32с. 23. Зенкевич О.К. Метод конечных элементов в технике / О.К. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с. 24. Соколов С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / С.А. Соколов – Санкт-Петербург: Политехника, 2005. – 422 с. 25. Ицкович Г.М. Сопротивление материалов / Г.М. Ицкович – М.: Высшая школа, 1960. – 529 с. 26. Писаренко Г.С. Сопротивление материалов / Г.С. Писаренко, В.А. Агарев, А.Л. Квитка и др.– Киев: Вища школа, 1979. – 693 с. 27. Справочник металлиста. Том 2. / Под ред. *Н.С. Ачеркана.* – М.: Маштиз, 1958.

Поступила в редколлегию 30.06.12

УДК 621.43:62-192

В. Н. ШЕРЕМЕТ, асп. каф. ТММиСАПР, НТУ "ХПИ", Харьков; О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, мл. науч. сотр. каф. ТММиСАПР, НТУ "ХПИ"; Б.Я. ЛИТВИН, ген. директор ХЗТО, Харьков; А.И. ШЕЙКО, зам. гл инж. ГП "Завод им. Малышева", Харьков; С.А. КРАВЧЕНКО, к.т.н., ст. науч. сотр. каф. ДВС НТУ "ХПИ"

ОСОБЕННОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КОНТАКТНЫХ ДАВЛЕНИЙ В СОПРЯЖЕНИИ ДЕТАЛЕЙ С ДИСКРЕТНЫМ УПРОЧНЕНИЕМ

У статті описані результати дослідження особливостей напружено-деформованого стану при контактній взаємодії деталей, поверхні яких дискретно зміцнені. Виявлено суттєву нерівномірність розподілу контактного тиску на контактній поверхні.

Ключові слова: дискретне зміцнення, напружено-деформований стан, контактний тиск, контактна поверхня.

В статье описаны результаты исследования особенностей напряженно-деформированного состояния при контактном взаимодействии деталей, поверхности которых дискретно упрочнены. Выявлена существенная неравномерность распределения контактного давления на контактной поверхности.

Ключевые слова: дискретное упрочнение, напряженно-деформированное состояние, контактное давление, контактная поверхность.

In the paper results are described for research of features of stressed-deformed state at contact interaction of details which surfaces are discretely strengthened. The substantial irregularity of contact pressure distribution is detected on contact surface.

Keywords: discrete strengthening, tensely-deformed state, pin pressure, pin surface.

Введение. Одним из наиболее эффективных методов повышения прочностных и трибологических свойств тяжелонагруженных деталей машиностроительных конструкций является метод дискретного упрочнения [1-5]. Он превосходит конкурирующие с ним способы упрочнения поверхности деталей тем, что вместо континуальной модификации поверхностного слоя в данной

> © В. Н. Шеремет, О.В. Веретельник, Б.Я. Литвин, А.И. Шейко, С.А. Кравченко

технологии предложен метод нанесения электроискровым способом архипелага дискретных зон упрочнения. Эксперименты на обработанных таким способом деталях показали, что, в отличие от других методов, предложенная технология приводит не к разнонаправленному изменению трибологических и прочностных характеристик обработанных деталей, а к их одновременному росту. При этом в настоящее время отсутствует достаточно подробный анализ особенностей, привносимых на микроуровне, в процесс контактного взаимодействия дискретно упрочненных деталей. Эта актуальная задача частично решена и описана в представленной работе.

Расчетная модель. В качестве исследуемого объекта был рассмотрен фрагмент двух контактирующих упругих тел, одно из которых содержит полуовальную зону включения с размерами 0,6х0,6х0,4 мм. Это и есть зона дискретного упрочнения. Она состоит из высоколегированного материала (сталь 12Х18Н10Т), а материал основного материала – чугун ТУ Д70.05.ДТ:1978. Из исследуемой системы вычленен отдельный фрагмент (рис. 1). По размерам в плане он соответствует ¹/₄ элементарной ячейки, которой замощена поверхность дискретно упрочненной детали. По глубине фрагмент ограничен 10-ю размерами характерного размера в плане. По боковым поверхностям фрагмента заданы условия симметрии, нижняя грань закреплена, верхняя – нагружена равномерно распределенным давлением p = 100 МПа, а по сопряженным граням моделируются условия контактного взаимодействия без трения.



Рис. 1 – Расчетные схемы для задачи анализа НДС фрагмента детали с зоной дискретного упрочнения при действии на поверхность распределенного давления *p*=100 MPa

Результаты тестовых расчетов. На рис. 2-4 представлены картины распределения компонент напряженно-деформированного состояния в исследованном фрагменте системы взаимодействующей тел, одно из которых содержит зону дискретного упрочнения.

Представленные картины распределения контактных давлений свидетельствуют о существенной их неравномерности. При этом большая часть действующей нагрузки прижатия тел, приходящаяся на отдельно взятый

фрагмент, содержащий одну зону дискретного упрочненного материала, передается через эту зону.





В области контакта неупрочненного материала с неупрочненным материалом

другой детали контактные давления намного ниже. Соответственно, в этой области — более благоприятные условия для аккумулирования смазочного материала, циркулирующего в лабиринте между зонами дискретного упрочнения.

Принимая во внимание, что поверхность зоны дискретного упрочнения имеет низкий коэффициент трения в сопряжении с поверхностью основного материала, получаем в итоге выигрыш по интегральному значению усилий трения. Кроме того, за счет более высоких механических свойств легированного материала зоны дискретного упрочнения



Рис. 3 – Распределения эквивалентных напряжений по Мизесу

(по сравнению со свойствами основного материала) некоторое увеличение действующих в ней напряжений (по сравнению со случаем отсутствия зон дискретного упрочнения) нивелируется с точки зрения прчности. В дополнение можно отметить также, что верхний слой материала зон дискретного упрочнения, содержащий значительные остаточные напряжения после техноло-

гической операции дискретного упрочнения, удаляется путем шлифования. Это значит, что в итоге снижается уровень суммарных напряжений (от внешних усилий и от остаточного напряженного состояния). В качестве окончательного результата получается улучшение и трибологических, и прочностных характеристик.



Заключение. Проведенные тес-

товые расчеты напряженно-деформированного состояния деталей машиностроительных конструкций, обработанных методом дискретного упрочнения, свидетельствуют о благоприятном сочетании эффектов, вызванном такой технологической операцией. В дальнейшем планируется усложнить расчетные модели, применяемые для численного моделирования напряженно-деформированного состояния системы дискретно упрочненных тел. С применением таких усовершенствованных моделей можно будет более точно рассчитать напряженно-деформированное состояние тел на поверхности и по глубине, а, соответственно, и разработать обоснованные рекомендации по выбору параметров применяемого процесса дискретного упрочнения.

Список литературы: 1. Гончаров В.Г. Дискретная обработка – эффективный способ упрочнения деталей машин / Б.В. Савченков, В.Г. Гончаров, А.Н. Леоненко // Механіка та машинобудування. – 2010. – №1. – С. 44-49. 2. Гончаров В.Г. Исследование изменения характеристик трения по глубине дискретного слоя / В.Г. Гончаров, А.К. Олейник, Г.Г. Гринченко // Збірник наукових праць Запорізького національного технич. ун-ту. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2003. – С. 100–101. 3. Ткачук М.А. Розробка наукових основ створення сприят-

ливих поверхневих дискретно-континуальних полів напружень у високонавантажених елементах машин / М.А. Ткачук, В.М. Шеремет, Г.В. Ткачук, А.В. Грабовський // Механіка та машинобудування. – 2009. – №1. –С. 147-156. **4**. Шеремет В.М. Дослідження напружено-деформованого стану деталей машин з дискретним зміцненням / В.М. Шеремет, М.А. Ткачук, Т.О. Васильсва // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машино-знавство та САПР. – 2010. – №19. – С. 150-155. **5**. Шеремет В.Н. Повышение ресурса тяжелонагруженных элементов ДВС путем дискретного упрочнения деталей. Моделирование напряженно-деформированного состояния / В.Н. Шеремет, Н.А. Ткачук, В.Г. Гончаров // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №2. – С. 118-123.

Поступила в редакцию 5.10.12

УДК 539.3

A. ZOLOCHEVSKY, Dr. Sc., NTU "KHPI", *A. V. GRABOVSKIY*, Dr., NTU "KHPI",

L. PARKHOMENKO, Kharkov State University of Food Technology and Trade,

Y. S. LIN, Dr., Arizona State University, USA

TRANSIENT ANALYSIS OF OXYGEN NON-STOICHIOMETRY AND CHEMICALLY INDUCED STRESSES IN PEROVSKITE-TYPE CERAMIC MEMBRANES FOR OXYGEN SEPARATION

Розроблено модель, що встановлює зв'язок між хімічно обумовленими деформаціями у перовскитових оксидах та кисневою нестехіометрісю. Використовуючи рівняння Фіка другого роду, початкові та граничні умови при контакті з повітрям та синтетичним газом, а також в непроникній частині мембрани, сформульовано початково-граничну задачу дифузії вакансій кисню у трубчастій мембрані з перовскитової кераміки. Повітря проходить через зовнішню поверхню трубчастої мембрани, газ сосереджений на її внутрішній поверхні. Розглянуто перенос вакансій кисню в інтерфейсі між внутрішньою поверхнею мембрани і оточуючим газом. Представлено граничну задачу для визначення хімічно обумовлених деформацій та напружень в трубчастій перовскітовій мембрані під дією хімічного градієнту кисню. Модель впроваджено в комп'ютерні структурні інструменти для аналізу розподілу хімічно обумовлених напружень в проникних для кисню мембранних системах. Розглянуто чисельний приклад та обговорено перерозподіл у часі нестехіометрії, часткового кисневого тиску та хімічно обумовлених напружень у трубчастій мембрані.

Ключові слова: напруга; перовскіт; керамічна мембрана; відокремлення кисню

Разработана модель, которая устанавливает связь между химически обусловленными деформациями в перовскитоподобных оксидах и кислородной нестехиометрией. Используя уравнение Фика второго рода, начальные и граничные условия при контакте с воздухом и синтетическим газом, а также в непроницаемой части мембраны, сформулирована начально-граничная задача диффузии вакансий кислорода в трубчатой мембране из перовскитоподобной керамики. Воздух проходит через внешнюю поверхность трубчатой мембраны, газ сосредоточен на ее внутренней поверхности. Рассмотрен перенос вакансий кислорода в интерфейсе между внутренней поверхностью мембраны и окружающим газом. Представлена граничная задача для определения химически обусловленных деформаций и напряжений в трубчатой перовскитоподобной мембране под действием химического градиента кислорода. Модель внедрена в компьютерные структурные инструменты для анализа распределения химически обусловленных напряжений в проникающих для кислорода мембранных системах. Рассмотрен численный пример и обсуждено перераспределение во времени нестехиометрии, частичного кислородного давления и химически обусловленных напряжений в трубчатой мембране.

© A. Zolochevsky, A. V. Grabovskiy, L. Parkhomenko, Y. S. Lin

Ключевые слова: напряжение; перовскит; керамическая мембрана; отделение кислорода

A constitutive model that relates the chemically induced strains in perovskite-type oxides to oxygen nonstoichiometry has been developed. The initial/boundary value problem for diffusion of oxygen vacancies in the tubular peovskite-type ceramic membrane has been formulated using Fick's second law, initial condition and boundary conditions at the air side and syngas side of the membrane, as well as, at the impermeable end of the membrane. Air flows on the outside of the tubular closed end membrane, and reducing atmosphere is introduced on the inside of the tube. The exchange of oxygen vacancies at the interface between the inner membrane surface and surrounding gas phase is considered. The boundary value problem for determination of the chemically induced strains and stresses at the transient state in the tubular perovskite membrane exposed to oxygen chemical potential gradient has been presented. The integrated model has been incorporated into computer-based structural modeling tools for analyzing chemically induced stress distributions in oxygen permeable membrane systems. The numerical example has been considered, and the re-distribution of nonstoichiometry, oxygen partial pressure and chemically induced stresses in the tubular closed end membrane over time has been discussed.

Keywords: Stress; Perovskite; Ceramic membrane; Oxygen separation

Introduction. The price of crude oil is high due to the limited reserves which are estimated to last for only another few decades. In addition, the constantly rising requirements for clean fuels are driving industrials to use natural gas, which offers an interesting energy source when upgraded to higher-value chemicals. Synthesis gas, or syngas ($CO + H_2$), is an intermediate chemical feedstock obtained from methane, the main component of natural gas. It can be further processed to value-added chemicals via methanol synthesis or the well-known Fischer-Tropsch synthesis. Thanks to the constant development of this process, the produced fuel has a high octane index and is very clean since it contains no metals or sulfur. Another possible use for syngas is the production of hydrogen. Combining oxygen separation and reaction in a single unit, as in a membrane-based reactor for the partial oxidation of methane into syngas, is expected to decrease the cost of syngas production by 25–35% compared to present production methods.

In the last decades, researchers have developed mixed ionic and electronic conductors suitable as membranes for the partial oxidation of methane into syngas. Perovskites are the most promising candidates among the materials in question. The general structure of the perovskite mineral is AB X_3 where A and B are cations, and X oxygen anion. Perovskite materials are classified as ceramics and can be doped, i.e. a fraction of the A-site and/or the B-site cations can be replaced by another metal. A driving force which has to be provided for oxygen ions to permeate through the perovskite-type ceramic membrane is a chemical potential gradient (i.e. oxygen partial pressure gradient). The feature of interest for oxygen separation from air and for the conversion of methane into syngas is the concentration of

charged defects in the perovskite-type ceramics, such as of oxygen vacancies. Using doping, oxygen vacancies can be created in the perovskite lattice. At low temperature they remain ordered but at high temperature, typically more than 600° C, they become available for transport, providing a path for the migration of the oxygen anions from one side of the membrane (air side) with the high oxygen partial pressure to the other side (syngas side) with the low oxygen partial pressure.

The oxygen flux in membrane reactor at the steady state is proportional to the oxygen vacancies concentration difference across the membrane. The general formula for the perovskite-type ceramic in question can be now rewritten as AB $X_{3-\Delta}$ where the creation of lattice oxygen vacancies is indicated by the deviation from oxygen stoichiometry, $3-\Delta$, and by the oxygen non-stoichiometry, Δ , which is a function of composition, temperature and oxygen partial pressure.

It was established experimentally that the membrane materials under consideration belong to perovskite ceramics in which not only thermal expansion, but also another component, called chemical expansion, contributes to the overall observed expansion at high temperature [1, 2]. Thus, the chemical expansion observed in these perovskites at high temperature occurs in addition to the thermal expansion.

Under the operating conditions, the membrane, placed in the oxygen partial pressure gradient, is in a gradient of oxygen vacancies activity. Oxygen vacancies migrate in the opposite direction compared to the oxygen ions, namely from the syngas side of the membrane to its air side. The oxygen activity in a membrane generally occurs in both interface regions and in the bulk of the material. It is therefore of particular interest for practical applications to know whether the oxygen flux is limited by bulk diffusion or by a surface exchange process for a certain perovskite. The rate and mechanism of the diffusion of oxygen depends on the defect chemistry of the oxide, the oxygen partial pressure gradient and geometry of membrane. Therefore, membrane is subject to chemically induced straining caused by the gradient in concentration of oxygen vacancies in the material. This induces stresses that could ultimately cause fracture of membrane. The chemically induced stresses depend on the variation of oxygen nonstoichiometry through the membrane under the operating conditions, the amount of chemical expansion for the given degree of oxygen non-stoichiometry and the geometry of membrane system. Thus, chemical expansion of perovskite can cause the membrane degradation over time and the lifetime reduction of catalytic membrane reactor.

A small amount of studies on the effect of surface exchange process at the interface between gas and membrane on the oxygen transport and stress evolution in ceramic oxygen ion-conducted membranes are available in literature [3, 4]. The present paper is related to the further investigations in this direction. In this way, we do not consider the degradation of perovskite-type ceramic membranes induced by the thermal gradients and creep deformation.

Basic equations. The chemical expansion can be considered as a lattice expansion that occurs in the perovskites AB $X_{3-\Delta}$ upon an increase in oxygen non-stoichiometry, accompanied by reduction of the B site cations with decreasing oxygen partial pressure P_{O_2} . It can be defined at the constant temperature *T* as follows

$$\varepsilon^{ch} = \frac{(a-a_0)}{a_0}\Big|_{T=const},\tag{1}$$

where *a* is the current lattice parameter, and a_0 is the lattice parameter at the reference state. This phenomenon can be explained taking into account that the perovskites under discussion must contain a high concentration of oxygen vacancies, and a decrease in the oxygen content of the perovskite will lead to expansion of the unit cell due to the weakening of the ionic bonds caused by removal of mobile charged species. Lowering the oxygen partial pressure will also lead to increasing chemical expansion. Note that chemical expansion is not limited to perovskite ceramics, but it can be considered as a general phenomenon concerning all mixed–valence materials that compensate for the reduction of cations by creating anion vacancies. Chemical expansion of the numerous membrane materials was determined either on the macroscopic samples by dilatometry in controlled atmospheres or by high temperature neutron and X-ray diffraction with subsequent calculation of lattice parameters using the Rietveld analysis. It was found that the chemical expansion of perovskite-type membrane materials can reach values up to 0.4%.

Next, a constitutive theory within the framework of solid mechanics for initially isotropic oxygen-deficient membrane materials and for isothermal processes at small strains and with multiaxial stress state is considered.

The total strain tensor ε_{ii} (*i*, *j* = 1, 2, 3) can be written as the sum:

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon^e_{ij} + \varepsilon^{ch}_{ij} , \qquad (2)$$

where ε_{ij}^{e} is the elastic strain tensor, and ε_{ij}^{ch} is the chemically induced strain tensor. Last magnitude can be defined as

$$\varepsilon_{ij}^{ch} = A \left(\Delta - \Delta_0 \right) \delta_{ij} \,, \tag{3}$$

where Δ_0 is the oxygen non-stoichiometry at the reference state, A is the chemical expansion coefficient, δ_{ii} is the Kronecker delta, and

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{if } i = j; \\ 0 & \text{if } i \neq j. \end{cases}$$

The components of the stress tensor $\sigma_{ij}(i, j = 1, 2, 3)$ are related to the elastic components of the strain tensor according to the generalized Hooke's law:

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \, \varepsilon^e_{kl} \tag{4}$$

with the elastic material parameter tensor $C_{ijkl}(i, j, k, l = 1, 2, 3)$ given for the isotropic membrane material as follows

$$C_{ijkl} = \frac{E}{2(1-\nu^2)} \Big[\Big(\delta_{ik} \delta_{jl} + \delta_{il} \delta_{jk} \Big) (1-\nu) + 2\nu \delta_{ij} \delta_{kl} \Big], \tag{5}$$

where an Einstein summation for repeating indexes in tensors is used, E is the Young's modulus, and v is the Poisson's ratio.

Let us consider a hollow-tube reactor for the conversion of methane into syngas. Oxygen permeable membrane system consists of a tubular closed end membrane of inner radius a and outer radius b connected at the other end AB

(Fig. 1) by sealing with a support material. The membrane system (Fig. 1) includes a cylindrical part AMNB and a spherical one MCDN of the constant thickness h=b-a. Lett *l* be a length of the membrane system.

Air flows on the outside of the tube, and reducing atmosphere is introduced on the inside of the tube. In general, the transport of oxygen ions through the perovskite-type ceramic membrane can occur through the combination of interstitial oxygen ions migration in its rock-salt layers and lattice oxygen ions migration through oxygen vacancies in its perovskite layers according to the following chemical reactions:

$$0,5O_2 \Leftrightarrow O_i^{''} + 2h$$
 (6) and $O_0^x + 2h \Leftrightarrow V_{\ddot{0}} + 0,5O_2$. (7)

Although many types of defects may occur, the crystal structure is usually dominated by only one defect type. In the following, we pay our attention to the migration of the oxygen ions via oxygen vacancies from one side of the membrane (air side) with the high oxygen partial pressure $P_{O_2} = P_2$ to the other side (syngas side) with the low oxygen partial pressure $P_{O_2} = P_1$ ($P_2 > P_1$). Under operating conditions the oxygen activity in a membrane occurs in the bulk of the material and in both interface regions. Oxygen vacancies considered as the mobile ionic defects migrate in the opposite direction compared to the oxygen anions, namely from the syngas side of the membrane to its air side.

The transport of oxygen vacancies is considered in the coordinate system (r, θ, z) under condition of symmetry about the axis z (Fig. 1). Here r is the radial coordinate, θ corresponds to the circumferential direction, and z is the axial coordinate.

The diffusion equation for the oxygen non-stoichiometry has a form:

$$\frac{\partial \Delta}{\partial t} = D \left(\frac{\partial^2 \Delta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Delta}{\partial r} + \frac{\partial^2 \Delta}{\partial z^2} \right), \tag{8}$$

where D is the chemical diffusion coefficient. At the reference state, the membrane is in equilibrium with air with a corresponding oxygen non-stoichiometry Δ_0 . In the following, reducing atmosphere is introduced at the inner surface of the membrane. The exchange of oxygen vacancies between the inner membrane surface and surrounding gas phase occurs involving a number of reactions and processes including adsorption/ dissociation, charge transfer, surface diffusion and incorporation. The oxygen nonstoichiometry at the inner surface of the membrane at the equilibrium is given as Δ_1 . The initial condition to the diffusion equation (8) can be accepted in a form

$$\Delta = \Delta_0 \text{ at } t = 0.$$
 (9)

The boundary conditions to Eq. (8) can be written as follows

$$\Delta = \Delta_0 \text{ on the outside of the membrane}$$
(10)

$$D\frac{\partial \Delta}{\partial r} = \beta (\Delta - \Delta_1) \text{ on the inside of the membrane}$$
(11)

$$\frac{\partial \Delta}{\partial z} = 0$$
 at the end AB of the tube. (12)

Here β is the chemical surface exchange coefficient.

and

Thus, the initial/boundary value problem for transport of oxygen vacancies in membranes for oxygen separation is given by Eq. (8) together with Eqs (9)-(12). This initial/boundary value problem under consideration can be reduced to the following variational equation

$$\int_{V} \delta \Delta \frac{\partial \Delta}{\partial t} dV + \int_{V} \delta \Delta_{,i} D_{ij} \Delta_{,j} dV = \int_{S} \delta \Delta \beta (\Delta_{1} - \Delta) dS, \qquad (13)$$

where V is a volume of the system under study, S is the inner surface of the membrane where the boundary condition (11) takes place, $\delta \Delta$ is an allowable virtual oxygen nonstoichiometry, the coma indicates a partial derivative with respect to the given index, $D_{ii}(i, j = 1, 2, 3)$ is the diffusivity tensor written for the isotropic material as follows

$$D_{ii} = D\delta_{ii} . \tag{14}$$

The boundary value problem for the analysis of the chemical strains and stresses can be reduced to the variational problem of minimizing the following functional:

$$L(u, w) = \int_{V} C_{klmn} \left(\varepsilon_{kl} - \varepsilon_{kl}^{ch} \right) \left(\varepsilon_{mn} - \varepsilon_{mn}^{ch} \right) \mathrm{d}V.$$
⁽¹⁵⁾

Here the total strains are related to the displacements u and w by the kinematic equations, such as

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r}, \ \varepsilon_\theta = \frac{u}{r}, \ \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}, \ \gamma_{rz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r}$$
 (16)

and the chemically induced strains are defined by Eq. (3).



Three different approaches were used in the present study in order to find a solution to the uncoupled problem formulated above. First, closed-form analytical solutions [3, 4] for the oxygen non-stoichiometry and chemical stresses under an assumption of the plane strain have been used. The second approach is related to the in-housed developed software [5, 6]. The third approach is based on ANSYS software [7]. It was established that results derived by three different approaches correlate well with each other.

Example. The tubular membrane system (Fig. 1) with parameters given in Table 1 is considered. The results of the analyses obtained using equations and three different approaches discussed in the previous section will be presented below.

It is seen (Fig. 2) that the oxygen non-stoichiometry at the inner surface of a membrane increases with increasing time while the same magnitude at the its outer surface has a constant value. It is interesting to note that due to the influence of the surface exchange processes at the interface between membrane and gas, the values of the non-stoichiometry at the inner surface of the present membrane are always smaller than the value Δ_1 . For example, it can be seen from Fig. 2 that those value at the instant of 400 s is found to be 0.249 which is smaller than Δ_1 =0.260. Therefore, it is necessary to use the value of 0.249 in the calculations of the oxygen flux in a steady state instead of 0.260 for oxygen non-stoichiometry at the inner surface.

Oxygen can permeate through a perovskite-type ceramic membrane under oxygen partial pressure gradient. Oxygen partial pressure in a perovskite-type membrane is a function of oxygen nonstoichiometry and temperature. In a membrane under consideration it relates to oxygen non-stoichiometry by the following semi-empiric equation [4]:



where *K* and *n* are the temperature dependent material constants. Eq. (17) was obtained starting from the point defect model. Model predictions based on Eq. (17) agree well with the experimental data for five perovskite-type ceramics found in the literature. For the La_{0.5}Sr_{0.5}CoO_{3- Δ} perovskite membrane at the temperature of 800 °C the values of the material constants are *K*=4 19.10⁻² bar^{*n*} and *n*=0.118



surfaces of membrane in its middle part

From the calculated oxygen non-stoichiometry distributions, the oxygen partial pressure data were calculated using Eq. (17). It is easy to see (Fig. 3) that oxygen partial pressure in the middle part of a membrane in a transient state is a nonlinear function of the radial coordinate. On the other hand, the oxygen partial pressure in a steady state at about

400 s is approximately a linear function of the radial coordinate (Fig. 3). It is also seen (Fig. 4) that oxygen partial pressure on the inside of a membrane decreases with increasing time while the same magnitude on the outside of a membrane has a constant value $P_2 = 0.21$ bar. Note that the values of oxygen partial pressure at the inner surface of the membrane are always larger than the value $P_1 = 10^{-4}$ bar. For example, it is not difficult to see from Fig. 4 that those value in a steady state at the instant of 400 s is found to be $1.75 \cdot 10^{-4}$ bar. Therefore, it is necessary to use the value of $1.75 \cdot 10^{-4}$ bar for oxygen partial pressure at the inner surface of a membrane in a steady state instead of $P_1 = 10^{-4}$ bar for oxygen partial pressure in a surrounded gas atmosphere.



Figs. 5-9 illustrate the changing of the chemically induced stresses with time in the radial direction of membrane under consideration in its middle part.

It is seen (Fig. 5) that the radial stresses are compressive for all moments of time up to the steady state at the about 400 s at each point of a membrane except for the outer and inner of its surface. It is clear also that the radial stress is always equal to zero at the outer and inner surfaces that satisfy the boundary conditions. The radial stresses in the interior of a membrane except the region near the outer surface during the final period of the diffusion, decrease monotonically with time.

The tangential and axial stresses (Figs. 6 and 7) are compressive in the region of a membrane near the inner surface



Fig. 5 – Time changing of the radial stress across the thickness of membrane in its middle part

and tensile in the region near the outer surface. The absolute values of the tangential and axial stresses at the inner surface of a membrane state increase with time except the final period of the oxygen diffusion before the steady state. On the other hand, tensile stresses at the outer surface increase monotonically with time up to the steady state. It is clear (Figs. 6 and 7) that the absolute value of the maximum level of the tangential and axial stresses corresponds to a compressive stress.

Table – Parameters for the $La_{0.5}Sr_{0.5}Co\,O_{3-\Delta}\,$ perovstite membrane

at the temperature of 800 $^\circ$	C [7	7]
------------------------------------	------	----

Description	Value
Elastic modulus, GPa	86
Poisson's ratio	0.25
Chemical diffusion coefficient, m^2/s	$3.10 \cdot 10^{-9}$
Chemical surface exchange coefficient, m/s	$3.12 \cdot 10^{-5}$
Chemical expansion coefficient	0.035
Oxygen non-stoichiometry at the inner surface of membrane at equilibrium	0.260
Oxygen non-stoichiometry at the outer surface of membrane	0.144
Oxygen non-stoichiometry at the initial instant of time	0.144
Oxygen partial pressure in air, bar	0.21
Oxygen partial pressure under reduced atmosphere, bar	10^{-4}
Radius of the inner surface of membrane, m	$2.00 \cdot 10^{-3}$
Radius of the outer surface of membrane, m	$3.25 \cdot 10^{-3}$
Length of membrane, m	0.3



Perovskites are brittle materials with different strength limits under tension and compression. Obviously that the cracking at the points of a membrane with the high compressive stresses can occur when the von Mises stress at these points exceeds the strength limit of the perovskite under compression. The von Mises stress can be found as

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_z - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 + 6\tau_{rz}^2} .$$
(18)

The changing of the von Mises stress over time in the middle part of a membrane is shown in Fig. 8.

On the other hand, the possible membrane cracking can occur at the points of the membrane with the high tensile stresses when the first principal stress at these points exceeds the strength limit of the perovskite under tension. The distribution of the first principal stress across the thickness of the membrane in its middle part over time is shown in Fig. 9.



In general, it can be concluded that the cracking on the inside of a membrane under study can occur at the instant of 27 s when the von Mises equivalent stress exceeds the strength limit of the perovskite ceramic under compression, as well as, the cracking on the outside of a membrane can occur at the instant of 215 s when the first principal stress exceeds the strength limit of the perovskite under tension.

Conclusion. The creation of oxygen vacancies in the perovskite-type oxide is indicated by the oxygen non-stoichiometry, which is a function of composition, temperature and oxygen partial pressure. At low temperature oxygen vacancies remain ordered but at high temperature, typically more than 600° C, they become available for transport from one side of the membrane (syngas side) with the low oxygen partial pressure to the other side (air side) with the high oxygen partial pressure. In general, the transport kinetics of oxygen vacancies depends on both bulk diffusion and surface exchange processes at the interface between membrane and surrounded gas atmosphere. A decrease in the oxygen content of the perovskite ceramic is leading to expansion of the unit cell (chemical expansion) due to the weakening of the ionic bonds caused by removal of mobile charged species. Lowering the oxygen partial pressure is also leading to increasing chemical expansion. This induces stresses that could ultimately cause fracture of membrane. The chemically induced stresses

depend on the variation of oxygen non-stoichiometry through the membrane under the operating conditions, the amount of chemical expansion for the given degree of oxygen non-stoichiometry and the geometry of membrane system

In the constitutive model, proposed in this work, attention has been primarily directed towards understanding the relation between chemically induced strains and oxygen non-stoichiometry in transient state in the perovskite-type oxides. In the following, the formulations of the two uncoupled two-dimensional mathematical problems (for oxygen vacancies transport and stress analysis) for the tubular perovskitetype closed end membrane have been considered. First, the initial/ boundary value problem of oxygen transport via oxygen vacancies under the driving force of oxygen chemical potential gradient has been formulated in order to find the oxygen nonstoichiometry in membrane as a function of the coordinates and time. In this way, Fick's second law written for oxygen non-stoichiometry has been used. Time dependent boundary condition for oxygen non-stoichiometry related to surface exchange processes at the interface between the inner surface of the tubular membrane and surrounded reduced atmosphere has been considered. Second, the structural boundary value problem for the determination of the chemically induced stresses in membrane as a function of the coordinates and time has been formulated. Three different approaches were used in the present study in order to find a solution to these uncoupled problems. Simulations have been performed to analyze the relationships between oxygen non-stoichiometry, oxygen partial pressure, bulk diffusion, surface exchange processes, chemical expansion and chemically induced stresses in transient state under the operation conditions in the tubular closed end membrane made of the $La_{0.5}Sr_{0.5}CoO_{3-A}$ perovstite at the temperature of

800 °C in air.

This work was partially supported by the Ministry of Education and Science, Youth and Sport of Ukraine, U.S. Civil Research and Development Foundation, Alexander von Humboldt Stiftung, and French Embassy in the Ukraine.

References: 1. A. Zolochevsky, A. Kühhorn, 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. О.О. Золочевський, 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. Л. А. Пархоменко, 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. A. Zolochevsky, L. Parkhomenko, A. Kühhorn, Analysis of oxygen exchange-limited transport and chemical stresses in perovskite-type hollow fibers. // Materials Сhemistry and Physics. - 2012. - Vol. 135. - № 2-3. - PP. 594-603. 5. Л.О. Пархоменко, А.О. Півненко. Наближений розв'язок задачі теплопровідності для прямокутної призми з симетричними циліндричними заглибленнями. // Прогресивні техніка та технології харчових виробництв ресторанного господарства і торгівлі. – Харків: ХДУХТ. – 2008. – С. 437 – 442. 6. 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. // International Journal for Numerical Methods in Engineering. - 2009. - Vol. 80. -№ 11. – PP. 1406-1436. 7. A. Zolochevsky, A.V. Grabovskiy, L. Parkhomenko, Y.S. Lin. 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.

Поступила в редколлегию 19.09.2012

СОДЕРЖАНИЕ

Е.Н. БАРЧАН, И.А. КИРИЧЕНКО, И.Я. ХРАМЦОВА,

О.В. КОХАНОВСКАЯ Численный анализ влияния способа усиления	
конструкции выбивной машины на спектр собственных	
частот колебаний	3
<i>Т.А. ВАСИЛЬЕВА</i> , Л.Л. ТЕПЛИЦКИЙ Совершенствование	
методов расчета элементов машин с длительным сроком работы	
при действии многокомпонентной загрузки с учетом их утонения	8
О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, Н.А. ТКАЧУК, А.Е. БАРЫШ, И.Б. ТИМЧЕНКО,	
А.А. ДЫННИК, А.В. ПОГОРЕЛАЯ Анализ напряженно-	
деформированного состояния шейного отдела позвоночника	
при ортезировании различными видами ортезов	14
В.И. ГОЛОВЧЕНКО, Н.Л. ИВАНИНА Проверка прочности	
элементов крепления цистерны к шасси автотопливоза	
правщика от смещения при действии продольной нагрузки	22
С.С. ГУТИРЯ, В.П. ЯГЛІНСЬКИЙ, А.М. ЧАНЧІН Моделювання	
частотних характеристик планетарного колісного редуктора	35
В.В. ДИОРДИЙЧУК, В.А. ШКОДА О конструктивных особенностях	
и опыте эксплуатации литых чугунных рам паллет в составе	
автоматизированных формовочных линий	44
Н.Л. ИВАНИНА, В.И. ГОЛОВЧЕНКО Автоматизированный расчет и	
построение габаритной полосы движения длиннобазных седельных	
автопоездов при их поворотах на 90° и 180°	48
И.А. КИРИЧЕНКО, Е.Н. БАРЧАН, О.В. КОХАНОВСКАЯ	
Экспериментальные исследования динамических процессов в	
виброударных машинах	64
Ю.В. КОСТЕНКО, А.В. ТКАЧУК, А.В. ГРАБОВСКИЙ, Н.Н. ТКАЧУК	
Изменение массы одного из компонентов и его влияние на характер	
динамических процессов в виброударных системах: модели	
и численные результаты	71
А.В. ЛИТВИНЕНКО Комплексные экспериментальные исследования	
динамических характеристик фрагментов, макетов и натурных образцов	
элементов бронекорпусов транспортных средств специального назначения	85
Б.А. МЕЛЬНИК, А.Н. МАЛАКЕИ, А.Ю. ТАНЧЕНКО,	
О.В. КОХАНОВСКАЯ Математическое и численное моделирование	
динамических процессов в элементах легкобронированных	

боевых машин	93
О.П. РАДЧЕНКО, А.Р. МАЦКЕВИЧ, А.В. НЕМЕНКО, О.П. ЧУБ	
Обоснование необходимости автоматизированного контроля реологиче-	
ских параметров высоковязкого топлива при сепарировании	117
В.И.СЕРИКОВ Исследование периодических погрешностей и их	
природы при анализе достоверности математической модели для	
исследования динамических характеристик механизма	121
<i>Н.Б. СКРИПЧЕНКО</i> Распределение контактных давлений при	
контакте тел конечных размеров по поверхностям близкой формы	126
В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, Г.С. СУКОВ, Н.Д. ВОРОБЬЕВ, М.Г. СУКОВ,	
И.Ю. НЕЧЕПОРЕНКО, Ю.П. ГАВРИШ, В.Н. ЧЕЧЕНЕЦ,	
Д.И. ДОНСКОЙ Разработка математической модели червячной	
пары для производства червячных передач на универсальных	
обрабатывающих центрах	130
В.Б. ТРЕТЬЯКОВ, И.И. ИВАНЦОВ, О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК,	
А.А. АТРОШЕНКО Обоснование расчетных моделей	
силосных установок	139
И.Я. ХРАМЦОВА, С.Т. БРУЛЬ, Б.Я. ЛИТВИН, А.И. ШЕЙКО,	
А.В. ГРАБОВСКИЙ, Д.С. МУХИН Динамика и напряженно-деформи-	
рованное состояние корпусов легкобронированных боевых машин	154
П.В. ЧУРБАНОВ Предпосылки создания и принципы работы	
отвалообразователей	160
В. Н. ШЕРЕМЕТ, ВЕРЕТЕЛЬНИК О.В., Б.Я. ЛИТВИН, А.И. ШЕЙКО,	
С.А. КРАВЧЕНКО Особенности распределения контактных давлений в со-	
пряжении деталей с дискретным упрочнением	175
A. ZOLOCHEVSKY, A. V. GRABOVSKIY , L.PARKHOMENKO, Y. S. LIN	
Transient analysis of oxygen non-stoichiometry and chemically induced	
stresses in perovskite-type ceramic membranes for oxygen separation	179

CONTENTS

E.N. BARCHAN, I.A. KIRICHENKO, I.Y. KHRAMTSOVA,	
O.V. KOKHANOVSKAYA Numerical analysis of influence	
of strengthening method for construction of shake-out machine	
on spectrum of vibrations eigenfrequencies	3
T.A. VASILYEVA, L.L. TEPLITSKYI Perfection of methods	
of calculation of machines elements with long term of work under action	
of multi-component loads taking into account their thinning	8
O.V. VERETELNIK, M.A. TKACHUK, A.E. BARYSH, I.B. TIMCHENKO,	
A.A. DYNNIK, A.V. POGORELAYA Analysis of stress-strain state	
of cervical spine in orthotics by various types of orthoses	14
V.I. GOLOVCHENKO, N.L. IVANINA Strength checking	

of tank-to-chassis fastening elements of fueler from displacement at	22
the action of longitudinal loading	22
S.S. GUTYRIA, V.P. YAGLINSKYI, A.M. CHANCHIN Modeling of fre-	25
quency characteristics of planetary wheel gear	35
<i>v.v. DIORDIYCHUK, v.a. SHKODA</i> About structural features and	
exploitation experience of cast iron frames of pallets in composition	
of automated molding lines	44
N.L. IVANINA, V.I. GOLOV CHENKO Automated calculation and	
construction of overall stripe of motion of long-wheelbase saddle	40
automobile trains at their turns on 90° and 180°	48
I.A. KIRICHENKO,E.N. BARCHAN, O.V. KOKHANOVSKAYA	~
Experimental researches of dynamic processes in vibroshock machines	64
Y.V. KOSTENKO, A.V. TKACHUK, A.V. GRABOVSKYI, N.N. TKACHUK	
Change of one component's mass and its influence on character of dynamic	- 1
processes in vibroshock systems: models and numerical results	71
A.V. LITVINENKO Complex experimental researches of dynamic	
characteristics of fragments, prototypes and full-scale models of armored	o -
hulls elements of transport vehicles of special setting	85
B.A. MELNIK, A.N. MALAKEY, A.Y. TANCHENKO,	
O.V. KOKHANOVSKAYA Mathematical and numerical modeling of	0.2
dynamic processes in elements of lightly armored fighting vehicles	93
O. RADCHENKO, A. MACKEVICH, A. NEMENKO, O. CHUB	
Ground of necessity of the automated control process of separation	117
of the viscousest fuel	117
V.I. SERIKOV Research of periodic errors and their nature	
at analysis of authenticity of mathematical model for research	101
of dynamic characteristics of mechanism	121
N.B. SKRIPCHENKO Distribution of contact pressure in contact	
of finite dimensions bodies along the surface of close form	126
V.N. STRELNIKOV, G.S. SUKOV, N.D. VOROBYOV, M.G. SUKOV, I.Y.	
NECHEPORENKO, Y.P. GAVRISH, V.N. CHECHENETS,	
D.I. DONSKOY Development of mathematical model of worm pair	
for production of worm-gears on universal treating centers	130
V.B. TRETYAKOV, I.I. IVANTSOV, O.V. VERETELNIK,	
A.A. ATROSHENKO Substantiations of calculation model	
for silage elements	139
I.Y. KHRAMTSOVA, S.T. BRUL, B.Y. LITVIN, A.I. SHEYKO,	
A.V. GRABOVSKYI, D.S. MUKHIN Dynamics and stressed-deformed state	
of hulls of lightly armored fighting vehicles	154
P.V. CHURBANOV Backgrounds of creation and principles of work	
for spreaders	160
V.N.SHEREMET, O.V.VERETELNIK, B.Y. LITVIN, A.I. SHEYKO,	
S.A.KRAVCHENKO Features of contact pressure distribution in coupling	

of details with discrete strengthening	175
A. ZOLOCHEVSKY, A. V. GRABOVSKIY, L. PARKHOMENKO, Y. S. LIN	
Transient analysis of oxygen non-stoichiometry and chemically induced	
stresses in perovskite-type ceramic membranes for oxygen separation	179

Надруковано СПД ФО Ізрайлев Є.М. Свідоцтво № 24800170000040432 від 21.03.2001 р. 61024, Харків, вул. Фрунзе, 16.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ "ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"

Збірник наукових праць

Серія:

МАШИНОЗНАВСТВО та САПР

№ 1 (975)

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. М.А.Ткачук

Технічний редактор канд. техн. наук, ст. н. с. Г.В. Ткачук

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Обухова І.Б.

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХПІ». Кафедра теорії і систем автоатизованого проектування механізмів і машин. Тел.: (057) 707-69-02, (057) 707-68-11; e-mail: annatkachuk2008@rambler.ru

Обл. вид. № 07-13

Підп. до друку 21.01.2013 р. Формат 60х90/16. Папір офісний. Віддруковано на ризографі. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 9,7. Обл.-вид. арк. 9,9. Тираж 300 прим. Зам. № 06.11-1. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р. 61002, Харків, віл Фрунзе, 21