

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"

АКАДЕМІЯ НАУК ВИЩОЇ ОСВІТИ УКРАЇНИ, ВІДДІЛЕННЯ МЕХАНІКИ ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

Науково-технічний журнал

2'2012

Держвидання

Свідоцтво Міністерства Інформації України
КВ №3648 від 27.01.1999 р.

ЗАСНОВАНИЙ

рішенням Президії АН ВО України 28.11.96.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ:

Головний редактор:

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Є.Є. Александров

Заступники головного редактора:

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Д.О. Волонцевич
акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.П. Марченко

Відповідальний секретар:

к.т.н., доц. Т.К. Пильова

Члени редколегії:

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Д.В. Бреславський
акад. АН ВО, д.т.н., проф. Ю.М. Внуков
акад. АН ВО, д.т.н., проф. Ю.С. Воробйов
акад. АН ВО, д.т.н., проф. В.С. Гапонов
акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.І. Грабченко
акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.Т. Лебедєв
акад. АН ВО, д.т.н., проф. Г.І. Львов
акад. АН ВО, д.т.н., проф. О.К. Морачковський
акад. АН ВО, д.т.н., проф. М.А. Подригало
акад. АН ВО, д.т.н., проф. В.Б. Самородов
акад. АН ВО, д.т.н., проф. Ю.В. Тимофієв
акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.М. Туренко

АДРЕСА РЕДАКЦІЇ:

61002 Харків-2, вул. Фрунзе, 21,
НТУ "ХПІ", каф. КГМ ім. О.О. Морозова
Тел. 707-63-55, 707-63-17
E-mail: mech_mb@meta.ua

ISSN 2078-7766

ЗМІСТ

Прикладна механіка

- Дронь Н.М., Хорольський П.Г., Хитько А.В., Дубовик Л.Г.* К выбору двигателя для маневрирования космического мусоросборщика на этапе очистки околоземного пространства..... 3
- Ольшанский В.П., Ольшанский С.В.* Функция Ламберта и траектория полета материальной точки в сопротивляющейся среде..... 8
- Радиевский А. Е.* Развитие общей схемы формализма Дубовицкого-Милюткина в теоретическом аспекте. II..... 13

Машинознавство

- Скворчевський О.Є.* Нелінійне математичне моделювання динаміки мехатронного модуля, побудованого на основі елементів сопло-заслінка та пропорційних електромагнітів 19
- Таровик Н.Г.* Кинематический анализ кривошипно-рычажного четырехзвенного механизма шагания экскаваторов-драглайнов..... 28

Динаміка та міцність машин

- Костенко Ю.В., Ткачук Н.А., Грабовский А.В., Ткачук Н.Н.* Численный анализ влияния модели для определения силы ударного взаимодействия на характер динамических процессов в виброударных системах..... 34
- Львов Г.И., Окороков В.А.* Оптимальное автофретирование танковой пушки..... 48
- Ткачук А.Н., Ткачук А.В.* Контактное взаимодействие тонкостенных гильз с блоком цилиндров гидрообъемных передач..... 58

Транспортне машинобудування

<i>Бобер А.В., Мормило Я.М., Чучмарь И. Д., Крот С.Г., Лазурко А.В.</i> Системы выпуска отработавших газов объектов легкобронированной техники.....	66
<i>Болдовский В.Н.</i> Определение возможности проходимости грузовых автомобилей по дорогам с низкой несущей способностью.....	71
<i>Возгрин Ю.В., Ковалев М.С., Крот С.Г., Кузьминский В.А.</i> Исследование процесса теплообмена подогревателя и тракта выпуска (системы предпускового подогрева двигателя).....	75
<i>Глебов В.В.</i> Основные проблемы и направления развития защиты боевых бронированных машин с использованием систем обнаружения электромагнитного излучения	84
<i>Каторгин А.Н., Воронин С.Е., Павлюченко А.А., Токарь С.Е., Сергиенко А.А.</i> БТР-4Е – первый украинский бронетранспортер	99
<i>Климов В.Ф., Мазерамов Л.К.-А., Михайлов В.В., Шипулин А.А., Кудреватых Д.Н.</i> Оценка эффективности систем очистки воздуха военных гусеничных машин	105
<i>Круковский-Синевиц К.Б., Чепков І.Б., Волгін Л.О., Бісик С.П., Голуб В.А., Ларін О.Ю.</i> Дослідження навантаження вибухом макетів днищ бойових машин	110
<i>Мельник Б.А.</i> К вопросу о влиянии поперечно-угловых колебаний корпуса легкобронированных колесных машин на точность стрельбы	118
<i>Плетнев В.Н.</i> Применение метода парциальных ускорений для оценки надежности тормозного управления автомобилями	121
<i>Подригало М. А., Артёмов М. П., Клец Д. М., Коробко А. І.</i> Визначення необхідної кількості акселерометрів і місця їх установки при динамічних випробуваннях мобільних машин	127
<i>Подригало М. А., Клец Д. М., Назарько О.А.</i> Оценка устойчивости ведущего колеса автомобиля против бокового скольжения.....	135
<i>Подригало М. А., Холодов М. П.</i> Торможение трактора с одноосным прицепом без блокирования колес	144
<i>Поторока А.В., Решетило Е.И. Гращенков Г.П., Липовец В.В., Евтушенко В.В., Бондарь А.И.</i> Применение электромеханических трансмиссий для машин класса бронетранспортеров.....	152
<i>Слюсаренко Ю.А., Початовский С.В., Галушка Ю.В.</i> Повышение надёжности трансмиссии колёсного бронетранспортёра БТР-4Е за счёт введения в гидросистему автономного контура смазки и охлаждения раздаточной коробки.....	158
<i>Стримовский С.В.</i> Перспективные направления повышения тягово-скоростных и топливно-экономичных характеристик военных машин.....	165
<i>Тимченко А. И., Тимченко Д.И., Назаров А.И., Давидянц Е.А.</i> Исследование возможности реализации комбинированного способа бестормозной приработки ДВС.....	178
<i>Ткачук М.А., Кравченко С.О., Литвин Б.Я., Посвятенко Е.К., Шейко О.І., Д'яченко С.С., Шеремет В.М., Гончаров В.Г.</i> Розвиток науково-технічних основ забезпечення тактико-технічних характеристик високонадійних форсованих двигунів та військової техніки.....	184
<i>Федоренко Е.В., Толстолицкий В.А., Халина И.А., Толстолицкая Т.В.</i> Концепция перспективной легкобронированной разведывательной машины с колесной формулой 4×4.....	194

Управління в технічних системах

<i>Александрова Т.Е., Костяник И.В., Истомин А.Е.</i> Параметрический синтез оптимального стабилизатора танковой пушки.....	203
<i>Никонов О.Я., Шуляков В.М.</i> Дослідження ефективності нечітких регуляторів електрогідравлічних слідкуючих систем автомобіля в умовах експлуатації	210

Технологія машинобудування

<i>Лавриненко С.Н.</i> Особенности симметричной и ассиметричной индентации и влияние краевого эффекта на распространение напряжений в поверхностном слое полимерной заготовки.....	216
<i>Литвиненко А.В., Ткачук Н.А., Литвин Б.Я., Шейко А.И.</i> Общий подход к проектно-технологическому обеспечению защищенности бронекорпусов транспортных средств специального назначения.....	221

Історія машинобудування

<i>Александров Е.Е., Назаренко С.А., Хавин В.Л.</i> Деятельность основателя отечественной научной школы механики и машиностроения профессора В.Л. Кирпичева.....	230
--	-----

До обговорення

<i>Кузнецов Ю.А.</i> Исследование магнитной чувствительности волоконно-оптического гироскопа в зависимости от ориентации в магнитном поле Земли.....	250
<i>Таранов Д.В.</i> Автоматизированная оценка проективных искажений в изображениях чертежей.....	256

Друкуються за рішенням Вченої ради Національного технічного університету "ХПІ", протокол № 9 від 23.11.2012 р.

Механіка та машинобудування // Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – № 2. – 264 с.

Збірник наукових та науково-практичних статей з питань механіки, машинобудування та сучасних технологій різноманітних галузей промисловості.

© Національний технічний університет "ХПІ", 2012

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

УДК 629.78

*Дронь Н.М., д-р техн. наук; Хорольский П.Г., канд. техн. наук;
Хитько А.В., канд. техн. наук; Дубовик Л.Г.*

К ВЫБОРУ ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ МАНЕВРИРОВАНИЯ КОСМИЧЕСКОГО МУСОРОСБОРЩИКА НА ЭТАПЕ ОЧИСТКИ ОКОЛОЗЕМНОГО ПРОСТРАНСТВА

Постановка проблемы. Техногенное загрязнение околоземного космоса уже сегодня является серьезной проблемой для развития современной космонавтики, так как создает реальную опасность для работающих в космосе космических аппаратов (КА) и орбитальных станций. Существующая же тенденция дальнейшего роста концентрации космического мусора (КМ) на низких околоземных орбитах (НОО) может и во все привести к тому, что использование космического пространства вообще станет проблематичным. Поэтому возникшая проблема потребовала поиска технических решений, с помощью которых можно очистить НОО от накопившегося мелкого и крупногабаритного космического мусора и обеспечить безопасность космических полетов.

Анализ последних достижений и публикаций. Из анализа литературных источников видно, что наиболее эффективным способом удаления с низких околоземных орбит мелких фракций КМ является использование космического мусоросборщика (КМС) на основе тонкостенной крупногабаритной сферической конструкции [1]. Такой КМС со сложенной под обтекателем ракеты-носителя (РН) мусорособирающей сферой выводится РН на требуемую орбиту, а затем, совершая маневр по спиральной траектории, снижается вплоть до плотных слоев атмосферы. При этом он захватывает развернутой в рабочее состояние сферой встречающиеся на его пути мелкие частицы космического мусора и, оказавшись в атмосфере Земли, сгорает в ней под действием сил аэродинамического сопротивления вместе с собранным КМ. Непопавшие при столкновении внутрь используемой конструкции частицы космического мусора либо испаряются, либо тормозятся и позже также сгорают в земной атмосфере.

Проведенными исследованиями [2] установлено, что для маневрирования мусоросборщика на этапе очистки целесообразно использовать электроракетные двигатели (ЭРД). Применение ЭРД позволит существенно повысить энергомассовую эффективность аппарата, в частности, увеличить размеры мусорособирающей конструкции и, как следствие, повысить вероятность ее столкновения с частицами космического мусора. При этом при выборе типа ЭРД необходимо учитывать следующие рекомендации:

– двигатель должен иметь удельный импульс тяги от 14000 до 3000 м/с [2]. Только тогда он может обеспечить высокую экономичность и позволит уменьшить необходимый запас рабочего тела для маневра;

– тяга двигателя должна быть не менее 40 мН, поскольку масса предлагаемого мусоросборщика может достигать свыше 20 т [2] и их следует отнести к классу «тяжелых» КА, для маневра которых требуются маршевые ЭРД;

– суммарный импульс тяги двигателя должен составлять от 500 до 1000 кН·с, что позволит выполнять при очистке орбитального простора маневр циклического движения [3];

– ресурс работы двигателя должен находиться в диапазоне от 5000 до 10000 ч [2] и обеспечивать проведение необходимого маневра.

Поиск и систематизация существующих электроракетных двигателей, которые могут обеспечить работу КМС на НОО [4], показали, что в КА для сбора мелкого космического мусора не могут быть использованы электротермические двигатели, поскольку имеют низкий удельный импульс (от 2100 до 2700 м/с). По причине достаточно низкого суммарного импульса (максимум 500 кН·с) не могут найти применения и импульсные плазменные двигатели. Эффективную работу космического мусоросборщика могут обеспечить лишь ионные холловские двигатели, из которых наиболее предпочтительными являются стационарные плазменного двигателя (СПД), обладающие высокой надежностью, простотой в эксплуатации, достаточно продолжительным ресурсом работы и большим опытом космического применения.

Цель работы. Целью данной статьи является оценка эффективности работы космического мусоросборщика при использовании для маневрирования его на этапе очистки разных типов СПД с возможной разработкой последующих рекомендаций по выбору двигателя. За критерий эффективности работы КМС принималась площадь поперечного сечения мусорособирающей сферы.

Результаты исследований. Для выполнения очистки предлагаемым мусоросборщиком рассматривался высотный слой околоземного пространства между круговыми орбитами высотой 1200 и 500 км. Доставку КМС на высокую орбиту предполагалось осуществлять с промежуточной круговой орбиты посредством разгонного блока (РБ) с двигательной установкой на базе жидкостного ракетного двигателя (ЖРД). При этом, чтобы избежать добавочного к имеющемуся на орбите мусору отработавшего РБ, разгонный блок без выработанного топлива остается в составе мусоросборщика. Высота промежуточной орбиты составляла 200 км.

Для запуска КМС на промежуточную орбиту предусматривалось использовать РН «Зенит-2» грузоподъемностью на высоте 200 км 13 т и РН «Протон-М» грузоподъемностью 21 т. Оценка эффективности очистки заданного высотного слоя производилась с применением трех типов СПД: СПД-70, СПД-100 и СПД-140. Основные характеристики применяемых двигателей приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры СПД

Параметры	СПД-70	СПД-100	СПД-140
Тяга, Н	0,04	0,083	0,28
Удельный. импульс, м/с	14500	15800	19000
Мощность, кВт	0,65	1,35	4,5
Масса, кг	1,5	3,8	8,5
КПД	0,45	0,49	0,55
Цена тяги, кВт/Н	16,25	16,2	16,1

Расчет эффективности работы КМС на этапе очистки с применением указанных типов СПД проводился по методике, описанной в [5].

Для каждого из рассмотренных двигателей вычислялись запас рабочего тела $M_{РТ}$, необходимый на выполнение заданного маневра очистки (спуска с орбиты высотой 1200 км на орбиту высотой 500 км) и время работы электроракетной двигательной установки (ЭРДУ) $\tau_{ЭРДУ}$

$$M_{PT} = M_{MC} \left(1 - \frac{1}{e^{W_{харЭРД} / J_{удЭРД}}} \right); \quad (1)$$

$$\tau_{ЭРДУ} = \frac{J_{удЭРД}^2 \cdot M_{PT}}{2\eta_T N}, \quad (2)$$

где M_{MC} – масса мусоросборщика, выводимого на орбиту высотой 12000 км, включая массу разгонного блока; $W_{ЭРД}$ – характеристическая скорость спуска КМС с орбиты высотой 1200 км на орбиту высотой 500 км с помощью ЭРД; $J_{удЭРД}$ – удельный импульс ЭРД; η_T – тяговый КПД ЭРД; N – мощность ЭРД.

Масса мусоросборщика M_{MC} рассчитывалась по формуле

$$M_{MC} = M_0 - M_{T_{ЖРД}}, \quad (3)$$

где M_0 – грузоподъемность РН на круговой орбите высотой 200 км; $M_{T_{ЖРД}}$ – запас топлива ЖРД, расходуемого на переход с орбиты высотой 200 км на орбиту высотой 1200 км;

$$M_{T_{ЖРД}} = M_0 \left(1 - \frac{1}{e^{W_{ЖРД} / J_{удЖРД}}} \right), \quad (4)$$

где $W_{ЖРД}$, $J_{удЖРД}$ – характеристическая скорость перехода и удельный импульс используемого ЖРД.

Исходя из необходимого запаса рабочего тела СПД, его массы, а также массовых характеристик служебной и целевой аппаратуры, определялись масса и радиус мусорособирающей сферы.

Масса сферы $M_{сф}$ рассматривалась как одна из составляющих уравнения баланса мусоросборщика [5] и находилась из следующего выражения:

$$M_{сф} = M_{MC}^* - M_{СЭП} - M_{констр} - M_{СПУ} - M_{СА} - M_{Д} - M_{РТ} - M_{СХПРТ}, \quad (5)$$

где M_{MC}^* – масса КМС за вычетом сухой массы выбранного разгонного блока, определяемой с учетом известного отношения ее к массе топлива [5]; $M_{СЭП}$ – масса системы энергопитания; $M_{констр}$ – масса конструкции КМС; $M_{СПУ}$ – масса системы преобразования и управления (принималась равной 10 кг [6]); $M_{СА}$ – масса служебной аппаратуры (принималась равной 264 кг [7]); $M_{Д}$ – масса используемого СПД; $M_{РТ}$ – масса рабочего тела; $M_{СХПРТ}$ – масса системы хранения и подачи рабочего тела;

$$M_{СЭП} = \beta \cdot N; \quad (6)$$

$$M_{СХПРТ} = \gamma_6 \cdot M_{РТ}; \quad (7)$$

$$M_{констр} = 0,75 \cdot (M_{СПУ} + M_{СЭП} + M_{Д} + M_{СХПРТ}). \quad (8)$$

Значения коэффициентов β и γ_δ принимались 50 кг/ кВт и 0,15 [6] соответственно.

С другой стороны масса мусорособирающей сферы вместе с элементами крепления может быть определена из соотношения

$$M_{сф} = 4\pi R_{сф}^2 \delta, \quad (9)$$

где $R_{сф}$ – радиус сферы; δ – плотность оболочки сферы.

Задаваясь значением δ , равным 0,2 кг/м² [8], радиус сферы вычислялся по формуле

$$R_{сф} = \sqrt{\frac{M_{сф}}{4\pi\delta}}. \quad (10)$$

Рассчитанная на орбите 1200 км масса мусоросборщика при данном способе его выведения составила 10,7 т для РН «Зенит-2» и 17,5 т для РН «Протон-М». Остальные результаты расчетов сведены в табл. 2.

Таблица 2

Характеристики ЭРДУ и параметры мусорособирающей сферы

Тип СПД	Тип РН	$M_{РТ}$, кг	$M_{СЭП}$, кг	$M_{СХПРТ}$, кг	$M_{констр}$, кг	$M_{сф}$, т	$R_{сф}$, м	$\tau_{ЭРДУ}$, год
СПД-70	«Зенит-2»	268,0	32,5	40,0	63,0	10,0	63,0	3,10
	«Протон-М»	428,0		64,0	81,3	16,6	81,3	4,90
СПД-100	«Зенит-2»	246,0	67,4	37,0	88,5	10,0	63,0	1,50
	«Протон-М»	393,0		59,0	105,0	16,8	81,3	2,40
СПД-140	«Зенит-2»	205,0	82,5	30,0	206,0	9,7	62,2	0,47
	«Протон-М»	328,0		49,0	220,0	16,0	80,8	0,75

Как видно из приведенной таблицы, СПД-140, имеющий удельный импульс в 1,3 раза больший, чем СПД-70, требует на выполнение маневра спуска мусоросборщика с высокой орбиты на низкую во столько же раз меньший запас рабочего тела, однако и в 2,5 раза более мощную энергоустановку. При этом масса конструкции ЭРДУ с СПД-140 превышает массу ЭРДУ с СПД-70 более чем в три раза, несмотря на то, что масса системы хранения и подачи рабочего тела для СПД-140 также в 1,3 раза меньше массы СХПРТ для СПД-70. В итоге масса полезной нагрузки КМС (масса мусорособирающей сферы) остается практически неизменной. Не меняется она и при использовании для маневрирования мусоросборщика СПД-100. Это означает, что радиус мусорособирающей сферы, а, следовательно, и площадь ее поперечного сечения во всех рассмотренных случаях будут одинаковыми.

Как и следовало ожидать, время работы ЭРДУ с СПД-70, имеющим более низкую тягу, значительно превосходит время работы двигательной установки с другими рассмотренными СПД, и может явиться одним из факторов при выборе типа двигателя.

Выводы. Таким образом, можно сделать вывод, что эффективность работы космического мусоросборщика на этапе очистки заданного высотного слоя от мелкого космического мусора, определяемая площадью поперечного сечения мусорособирающей сферы, входящей в состав КМС, практически не зависит от тяги и мощности СПД, используемого для выполнения маневра спуска мусоросборщика с высокой орбиты на

низкую. Выбор типа двигателя должен определяться другими критериями качества разрабатываемой миссией, как-то: обеспечением необходимого времени спуска, ресурса работы, стоимостью и др.

Литература: 1. Дронь Н.М. Массовая эффективность космических мусоросборщиков с электроракетной двигательной установкой / Н.М. Дронь, А.В. Хитько, А.И. Кондратьев, П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик // *Техническая механика*. – Д. – 2010. – № 1. – С. 89–93. 2. Дронь Н.М. Массовые характеристики космических мусорособирающих аппаратов, выводимых известными ракетами-носителями с использованием электроракетной двигательной установки / Н.М. Дронь, Л.Г. Дубовик, А.И. Кондратьев, П.Г. Хорольский // *Механика та машинобудування*. – 2010, № 1. – С. 8–12. 3. Дронь Н.М. Эффективность космических тральщиков при циклическом движении между высокой и низкой орбитами / Н.М. Дронь, П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик // *III Международная конференция «Космические технологии: настоящее и будущее»: тез. докл.* – Д., 2011. – С. 33. 4. Хитько А.В. Поиск и систематизация электрических ракетных двигателей космического тральщика для улавливания космического мусора / А.В. Хитько, А.М. Черкун // *Проблемы высокотемпературной техники*. – Д.: «Пороги», 2012. – С. 157–160. 5. Кондратьев А.И. Методика расчета тяговых и энергомассовых характеристик мусорособирающего космического аппарата с ЭРДУ / А.И. Кондратьев, П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: «ХАИ», 2009. – № 10 (67). – С. 82–84. 6. Разработка УТЭП для околоземных межорбитальных перелетов: научно-технический отчет /ГКБ «Южное»; рук. Г.В. Тарасов. – № УТЭП.1-1.3 ТО. – Д., 2004. – 150 с. 7. Konstantinov M. The analysis of influence of electrical propulsion characteristics on efficiency of transport maneuvers / M. Konstantinov // *The 30-th International Electrical Propulsion Conference, 17-20 September 2007*. – Florence, Italy, 2007. – JEPС-2007-212. – 18 p. 8. Alpatov A.P. Space vehicle with an electric thruster for gathering fine space debris / A.P. Alpatov, V.P. Gusynin, N.N. Slyunyayev, A.V. Khitko // *Proc. 59-th Int. Astronautical congress*. – Glasgow, Scotland, 2008.

Bibliography (transliterated): 1. Dron' N.M. Massovaya jeffektivnost' kosmicheskikh musorosborwиков s jelektroraket-noj dwigatel'noj ustanovkoj / N.M. Dron', A.V. Hit'ko, A.I. Kondrat'ev, P.G. Horol'skij, L.G. Dubovik // *Tehnicheskaja mehanika*. – D. – 2010. – № 1. – S. 89–93. 2. Dron' N.M. Massovye harakteristiki kosmicheskikh musorosobirajuwih apparatov, vyvodimyh izvestnymi raketami-nositeljami s ispol'zovaniem jelektroraketnoj dwigatel'noj ustanovki / N.M. Dron', L.G. Dubovik, A.I. Kondrat'ev, P.G. Horol'skij // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2010, № 1. – S. 8–12. 3. Dron' N.M. Jeffektivnost' kosmicheskikh tral'wиков pri ciklicheskom dvizhenii mezhdu vysokoj i nizkoj orbitami / N.M. Dron', P.G. Horol'skij, L.G. Dubovik // *III Mezhdunarodnaja konferencija «Kosmicheskije tehnologii: nastojawee i buduwee»: tez. dokl.* – D., 2011. – S. 33. 4. Hit'ko A.V. Poisk i sistematizacija jelektricheskikh raketnyh dwigatelej kosmicheskogo tral'wika dlja ulavlivanija kosmicheskogo musora / A.V. Hit'ko, A.M. Cherkun // *Problemy vysokotemperaturnoj tehniki*. – D.: «Porogi», 2012. – S. 157–160. 5. Kondrat'ev A.I. Metodika rascheta t'jagovyh i jenergomassovyh harakteristik musorosobirajuwego kosmicheskogo apparata s JeRDU / A.I. Kondrat'ev, P.G. Horol'skij, L.G. Dubovik // *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*. – H.: «HAI», 2009. – № 10 (67). – S. 82–84. 6. Razrabotka UTJeP dlja okolozemnyh mezhorbi-tal'nyh pereletov: nauchno-tehnicheskij otchet /GKB «Juzhnoe»; ruk. G.V. Tarasov. – № UTJeP.1-1.3 TO. – D., 2004. – 150 s. 7. Konstantinov M. The analysis of influence of electrical propulsion characteristics on efficiency of transport maneuvers / M. Konstantinov // *The 30-th International Electrical Propulsion Conference, 17-20 September 2007*. – Florence, Italy, 2007. – JEPС-2007-212. – 18 r. 8. Alpatov A.P. Space vehicle with an electric thruster for gathering fine space debris / A.P. Alpatov, V.P. Gusynin, N.N. Slyunyayev, A.V. Khitko // *Proc. 59-th Int. Astronautical congress*. – Glasgow, Scotland, 2008.

Дронь М.М., Хорольський П.Г., Хитько А.В., Дубовик Л.Г.

ДО ВИБОРУ ДВИГУНА ДЛЯ МАНЕВРУВАННЯ
КОСМІЧНОГО СМІТТЄЗБИРАЧА НА ЕТАПІ ОЧИЩЕННЯ
НАВКОЛОЗЕМНОГО ПРОСТОРУ

Розглянуто ефективність роботи космічного сміттєзбирача при використанні для маневрування його на етапі очищення різних типів стаціонарних плазмових двигунів.

За критерій ефективності прийнято площу поперечного перерізу сферичної сміттєзбиральної конструкції, що входить до складу сміттєзбирача.

Дронь Н.М., Хорольский П.Г., Хитько А.В., Дубовик Л.Г.

К ВЫБОРУ ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ МАНЕВРИРОВАНИЯ
КОСМИЧЕСКОГО МУСОРОСБОРЩИКА НА ЭТАПЕ ОЧИСТКИ
ОКОЛОЗЕМНОГО ПРОСТРАНСТВА

Рассмотрена эффективность работы космического мусоросборщика при использовании для маневрирования его на этапе очистки различных типов стационарных плазменных двигателей. В качестве критерия эффективности принята площадь поперечного сечения сферической мусоросборочной конструкции, входящей в состав мусоросборщика.

Dron N., Horolsky P., Khitko V., Dubovik L.

TO SELECTION OF THE THRUSTER FOR MANEUVERING
SPACE DEBRIS-GATHERER AT THE CLEARING STAGE NEAR SPACE

The efficiency of space debris-gatherer at use for its maneuvering at a stage of clearing of different types of stationary plasma thrusters is considered. As criterion of efficiency the cross-sectional area spherical debris-gathering construction which is a part of debris-gatherer is adopted.

УДК 539.3:534.1

Ольшанский В.П., д-р ф.-м. наук, Ольшанский С.В., канд. ф.-м. наук

**ФУНКЦИЯ ЛАМБЕРТА И ТРАЕКТОРИЯ ПОЛЁТА МАТЕРИАЛЬНОЙ ТОЧКИ
В СОПРОТИВЛЯЮЩЕЙСЯ СРЕДЕ**

Введение. В курсах теоретической механики [1, 2, 3], при расчёте траектории полёта материальной точки в газообразной среде с линейным сопротивлением движению, традиционно используют параметрические уравнения: $x = x(t)$, $y = y(t)$, в которых t – время; x , y – соответственно абсцисса и ордината движущейся точки или рассматривают явную зависимость $y = y(x)$, которую получают исключением t в параметрических уравнениях. При этом не рассматривают обратную зависимость $x = x(y)$, которая является неоднозначной и не выражается в элементарных функциях. Однако наличие выражения $x = x(y)$ существенно упрощает вычисление дальности полёта материальной точки, что важно с позиции технических приложений. Поэтому в данной работе поставлена цель получить аналитическое выражение $x = x(y)$ и разработать удобный способ расчёта горизонтальной протяжённости траектории полёта точки с применением этого выражения.

Основная часть работы. Исходим из известных параметрических уравнений траектории [4]:

$$x = \frac{v_1}{\alpha} (1 - e^{-\alpha t}); \quad y = \frac{1}{\alpha} \left(v_2 + \frac{g}{\alpha} \right) (1 - e^{-\alpha t}) - \frac{gt}{\alpha}, \quad (1)$$

в которых α – коэффициент вязкого сопротивления движению; g – ускорение свободного падения; v_1, v_2 – проекции вектора начальной скорости точки \vec{v}_0 на оси ox и oy соответственно (см. рис. 1).

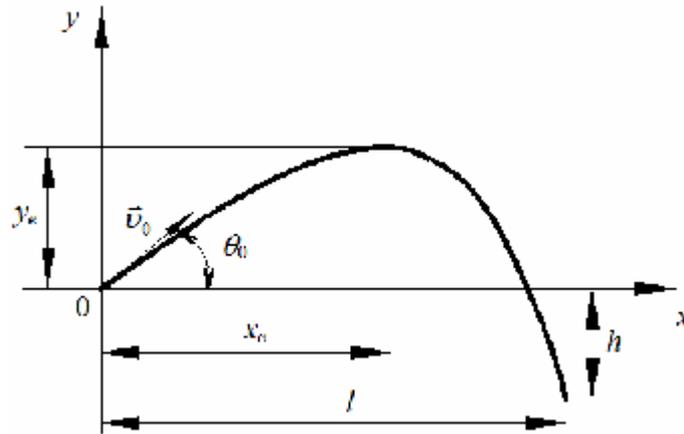


Рис. 1. Расчётная схема

Выразим текущее время полёта материальной точки соотношением

$$t = -\frac{1}{\alpha} \ln \xi, \quad (2)$$

в котором $0 < \xi \leq 1$ и подставим (2) во второе уравнение в (1). Такое преобразование даёт:

$$\ln(A\xi) - A\xi = -\eta, \quad (3)$$

где $A = 1 + \frac{\alpha v_2}{g}$; $\eta = -\frac{\alpha^2 y}{g} + A - \ln A$.

Решения уравнения (3) выражаются через специальную функцию Ламберта $W(-\zeta)$ отрицательного аргумента [5]. Поэтому

$$\xi_j = -\frac{1}{A} W_j(-\exp(-\eta)), \quad j = \overline{1; 2}. \quad (4)$$

В (4) $W_1(\zeta)$ и $W_2(\zeta)$ – соответственно первая и вторая вещественные ветви указанной функции на промежутке $\left[-\frac{1}{e}; 0\right]$.

Используя (2) и (4), для каждого значения y получаем два значения t :

$$t_j = -\frac{1}{\alpha} \ln \left[-\frac{1}{A} W_j(-\exp(-\eta)) \right], \quad j = \overline{1; 2}. \quad (5)$$

Здесь t_2 – время достижения заданного y на восходящем, а t_1 – время достижения этого y на нисходящем участках траектории. Очевидно, что $t_2 \leq t_1$. Равенство $t_1 = t_2$ имеет место, когда $\eta = 1$. В этом случае:

$$W_1(-\mathbf{exp}(-1)) = W_2(-\mathbf{exp}(-1)) = -1;$$

$$y = \frac{g}{\alpha^2} (A - 1 - \ln A) = \frac{v_2}{\alpha} - \frac{g}{\alpha^2} \ln \left(1 + \frac{\alpha v_2}{g} \right) = y_e.$$

Точка с ординатой y_e является наивысшей точкой траектории [4]. Там:

$$x = x_e = \frac{v_1 \cdot v_2}{g + \alpha v_2}.$$

Подставив (5) в первое уравнение в (1), получаем два выражения искомой зависимости $x = x(y)$:

$$x = \frac{v_1}{\alpha} \left[1 + \frac{1}{A} W_2(-\mathbf{exp}(-\eta)) \right];$$

$$x = \frac{v_1}{\alpha} \left[1 + \frac{1}{A} W_1(-\mathbf{exp}(-\eta)) \right]. \quad (6)$$

Первая приводит к значениям $x \in [0; x_e]$, а вторая к $x \geq x_e$.

Обычно в технических расчётах приходится вычислять дальность полёта частицы в условиях, когда $y = y_*$, $l > x_e$. Тогда, согласно второму решению в (6):

$$l = \frac{v_1}{\alpha} \left[1 + \frac{1}{A} W_1(-\mathbf{exp}(-\eta_*)) \right], \quad (7)$$

причём $\eta_* = -\frac{\alpha^2 y_*}{g} + A - \ln A$.

Время полёта t_* на расстояние l равно

$$t_* = -\frac{1}{\alpha} \ln \left[-\frac{1}{A} W_1(-\mathbf{exp}(-\eta_*)) \right] = -\frac{1}{\alpha} \ln \left(1 - \frac{\alpha l}{v_1} \right). \quad (8)$$

Как видим, вычисления l и t_* связаны с вычислением значения функции Ламберта. Это несложно проводить по формулам, опубликованным в [5, 6] или на компьютере в среде “Maple” [7].

В инженерных расчётах значение $W_1(-\zeta)$ удобно определять интерполированием данных в табл. 1.

Остановимся на результатах расчётов.

Используя (7) и (8), проанализируем влияние начальной скорости v_0 на значения l и t_* , когда вектор начальной скорости составляет угол $\theta_0 = 30^\circ$ с горизонтом, а $\alpha = 0,3 \text{ с}^{-1}$; $-y_* = h = 1 \text{ м}$. Проекции начальной скорости на оси координат вычисляем по формулам:

$$v_1 = v_0 \cos \theta_0; \quad v_2 = v_0 \sin \theta_0.$$

Значения $F(-\zeta) = -10^4 W_1(-\zeta)$ (первая ветвь)

$10^3 \zeta$	$F(\zeta)$						
$10^3 / e$	10000	345	6831	225	3053	105	1182
367,5	9553	340	6537	220	2957	100	1118
367	9324	335	6273	215	2863	95	1056
366	9022	330	6033	210	2770	90	994
365	8798	325	5811	205	2680	85	933
364	8664	320	5605	200	2592	80	873
363	8454	315	5412	195	2505	75	814
362	8311	310	5230	190	2420	70	755
361	8181	305	5058	185	2337	65	697
360	8061	300	4894	180	2255	60	640
359	7949	295	4738	175	2175	55	583
358	7845	290	4589	170	2097	50	527
357	7746	285	4445	165	2019	45	472
356	7652	280	4308	160	1943	40	417
355	7562	275	4175	155	1868	35	363
354	7477	270	4047	150	1795	30	309
353	7395	265	3923	145	1723	25	256
352	7316	260	3803	140	1651	20	204
351	7240	255	3687	135	1581	15	152
350	7166	250	3574	130	1512	10	101
349	7095	245	3464	125	1444	5	50
348	7026	240	3358	120	1377	0	0
347	6959	235	3254	115	1311		
346	6894	230	3152	110	1246		

Результаты расчётов для $v_0 = 5; 10; 15; 20$ м/с представлены в табл. 2.

Таблиця 2

Значения l и t_* для разных v_0

$v_0, \text{м/с}$	A	B	$-W(-e^{-B})$	$l, \text{м}$	$t_*, \text{с}$
5	1,076	1,012	0,856	2,95	0,76
10	1,153	1,020	0,812	8,54	1,17
15	1,229	1,032	0,768	16,24	1,57
20	1,306	1,048	0,721	25,86	1,98

Заметим, что вычисленные l меньше, чем

$$\sup l = v_1 \left(\frac{v_2}{g} + \sqrt{\left(\frac{v_2}{g} \right)^2 + \frac{2h}{g}} \right).$$

Такой получается дальность полёта частицы в вакууме, без учёта сопротивления воздуха, причём для малых v_0 разности l и $\sup l$ небольшие. Например, когда

$v_0 = 5$ м/с, то $\sup l = 3,34$ м, т.е. незначительно больше соответствующего $l = 2,95$ м в табл. 2. Но с увеличением v_0 разности между $\sup l$ и l возрастают. Так при $v_0 = 20$ м/с $\sup l = 36,97$ м, что существенно больше соответствующего $l = 25,86$ м в табл. 2.

Влияние параметра $y_* = -h$ на дальность l отражено в табл. 3.

Таблиця 3

Значения l и t_* для разных h

h , м	B	$-W(-e^{-B})$	l , м	$\sup l$, м	t_* , с
0	1,0079	0,880	8,50	10,04	1,25
1	1,0120	0,854	9,39	11,12	1,41
2	1,0161	0,831	10,16	12,03	1,54
3	1,0201	0,812	10,80	12,84	1,66

Вычисления проведены при $v_0 = 10$ м/с; $\theta = 40^0$; $\alpha = 0,2$; c^{-1} ; $A = 1,131$. Для принятых исходных данных значение h существенно влияет на расстояние l , которое меньше её верхней границы $\sup l$.

Выводы. Используя изложенный метод, по таблице функции Ламберта, несложно рассчитать дальность полёта частицы в газообразной среде с линейным сопротивлением движению.

Литература: 1. Жуковский Н.Е. Теоретическая механика / Н.Е. Жуковский. – М.-Л.: Гостехиздат, 1950. – 811 с. 2. Никитин Н.Н. Курс теоретической механики / Н.Н. Никитин. – М.: Высшая школа, 1990. – 607 с. 3. Кучеренко С.И. Теоретична механіка. Навчальний посібник / С.И. Кучеренко, В.В. Бурлка, Л.М. Тищенко та ін. – Х.: ХНТУСГ, 2012. – 568 с. 4. Ольшанский В.П. Вопросы внешней баллистики огнетушащих веществ / В.П. Ольшанский, О.А. Дубовик. – Х.: “Митець”, 2005. – 236 с. 5. Corless R.M. On the Lambert W Function / R.M. Corless, G.H. Gonnet, D.E.G. Hare and ather // *Advances in Computational Math.* v.5., 1996, p. 329-359. 6. Fariel Shafee. Lambert function and new-extensive form of entropy / Shafee Fariel // *IMA Journal of Applied Mathematics.* v.72, 2007, p. 785-800. 7. Дьяконов В.П. Maple 8 в математике, физике и образовании / В.П. Дьяконов. – М.: Солон-Пресс, 2003. – 656 с.

Bibliography (transliterated): 1. Zhukovskij N.E. Teoreticheskaja mehanika / N.E. Zhukovskij. – М.-Л.: Gostehizdat, 1950. – 811 s. 2. Nikitin N.N. Kurs teoreticheskoy mehaniki / N.N. Nikitin. – М.: Vysshaja shkola, 1990. – 607 s. 3. Kucherenko S.I. Teoretichna mehanika. Navchal'nij posibnik / S.I. Kucherenko, V.V. Burlka, L.M. Tishhenko ta in. – H.: HNTUSG, 2012. – 568 s. 4. Ol'shanskij V.P. Voprosy vneshnej ballistiki ognetushashhih veshhestv / V.P. Ol'shanskij, O.A. Dubovik. – H.: “Mitec”, 2005. – 236 s. 5. Corless R.M. On the Lambert W Function / R.M. Corless, G.H. Gonnet, D.E.G. Hare and ather // *Advances in Computational Math.* v.5., 1996, p. 329-359. 6. Fariel Shafee. Lambert function and new-extensive form of entropy / Shafee Fariel // *IMA Journal of Applied Mathematics.* v.72, 2007, p. 785-800. 7. D'jatonov V.P. Maple 8 v matematike, fizike i obrazovanii / V.P. D'jatonov. – М.: Solon-Press, 2003. – 656 s.

Ольшанський В.П., Ольшанський С.В.

ФУНКЦІЯ ЛАМБЕРТА І ТРАЄКТОРІЯ ПОЛЬОТУ МАТЕРІАЛЬНОЇ ТОЧКИ В СЕРЕДОВИЩІ З ОПОРОМ

В аналітичному вигляді побудована двозначна залежність абсциси від ординати на траєкторії польоту матеріальної точки в газовому середовищі, за умови, що сила

опору його пропорційна швидкості частинки. Викладено застосування залежності до визначення дальності польоту матеріальної точки.

Ольшанский В.П., Ольшанский С.В.

**ФУНКЦИЯ ЛАМБЕРТА И ТРАЕКТОРИЯ ПОЛЁТА МАТЕРИАЛЬНОЙ ТОЧКИ
В СОПРОТИВЛЯЮЩЕЙСЯ СРЕДЕ**

В аналитическом виде построена двузначная зависимость абсциссы от ординаты на траектории полета материальной точки в газообразной среде, при условии, что сила сопротивления среды пропорциональна скорости частицы. Изложено применение зависимости к определению дальности полета материальной точки.

Olshanskii V.P., Olshanskii S.V.

**LAMBERT FUNCTION AND TRAJECTORY MATERIAL POINT
IN RESISTING MEDIUM**

The analytical form based on ambiguous relationship abscissa ordinate on the trajectory of a point in a gaseous medium, provided that the resistance force is proportional to the speed of its particles. Application dependence to determine the flight range of the point was expounded.

УДК 519.3

Радиевский А. Е., канд. тех. наук

**РАЗВИТИЕ ОБЩЕЙ СХЕМЫ ФОРМАЛИЗМА ДУБОВИЦКОГО-МИЛЮТИНА
В ТЕОРЕТИЧЕСКОМ АСПЕКТЕ. II**

Введение. В настоящей статье приводится продолжение исследования по анализу работ отечественных и зарубежных ученых по теоретической направленности развития формализма Дубовицкого-Милютина, начатые в работе [1].

Цель исследования. Целью настоящего исследования является анализ вклада отечественных и зарубежных ученых в развитие "неклассических" методов вариационного исчисления в рамках общей схемы формализма Дубовицкого-Милютина. В методологическом аспекте исследуемые работы базируются на методологии формализма Дубовицкого-Милютина, а их основные результаты аналогичны основным положениям общей схемы формализма Дубовицкого-Милютина.

Особенности развития формализма Дубовицкого-Милютина в трудах отечественных и зарубежных ученых. *Задачи управления с распределенными параметрами.* Системы, описываемые уравнениями гиперболического и параболического типов рассмотрены в [2]. В [3] на множестве D требуется найти элемент $Y^0 = (x^0(t, \tau), x_0^0(\tau), u^0(t), w^0(t, \tau), v^0(\tau))$, доставляющий $\min J(Y)$,

$$J(Y) = \int_0^{t_1} \int_0^{\tau_1} F(t, \tau, x(t, \tau), u(t), w(t, \tau), x_0(\tau), v(\tau)) d\tau dt + \int_0^{\tau_1} F_1(\tau, x(t_1, \tau), x_0(\tau), v(\tau)) d\tau$$

при наличии ограничений

$$\partial x(t, \tau) / \partial t = f(t, \tau, x(t, \tau), u(t), w(t, \tau)), (t, \tau) \in C,$$

$$x(0, \tau) = x_0(\tau), dx_0(\tau) / d\tau = \varphi(\tau, x_0(\tau), v(\tau)), x_0(\tau) = x_0,$$

где функции $u(t), v(\tau)$ - кусочно-непрерывные одной переменной, а $w(t, \tau)$ - кусочно-непрерывная двух переменных. Основным результатом связан с исследованием достаточных условий абсолютного минимума. Отмечено, что если множество D не содержит элемента, доставляющего $\min J(Y)$, то ставится задача определения минимизирующей последовательности $(Y_s^0) \subset D$ такой, что на ней оптимизируемый функционал при $S \rightarrow \infty$ стремился к своему наименьшему значению.

В [4] исследуется задача определения

$$\min J_0, J_0 = \int_{t_0}^{t_1} F(x(\tau), u(\tau)) d\tau$$

при наличии ограничений

$$x(t) = \int_{t_0}^{t_1} K(t, x(\tau), u(\tau)) d\tau, g(x(t)) \leq g_0(t), x(t_1) = x_1, u \in U.$$

Здесь $x(t)$ - фазовая координата; $u(t)$ - управление, U - замкнутая область; $g(t)$, $K(t, x, u)$ - дифференцируемые по x функции. В [3,4] основные результаты сформулированы в форме принципа максимума. В [5] рассматривается задача оптимального управления, в которой обыкновенные дифференциальные уравнения заменены на интегральные уравнения второго рода в следующей постановке.

Найти

$$\min J(p), J(p) = \mathfrak{N}^0(p)$$

при наличии ограничений

$$\begin{aligned} \mathfrak{N}^j(p) &\leq 0, K(p) = 0, p - \int q(s, x(s)) u(ds) = 0, \\ x(t) &= \sum_i \int k^i(t, s) f^i(t, s, x(s), u(s)) m_i(ds), \\ g^i(t, x(t), u^i(t)) &= 0, \varphi^i(t, x(t), u^i(t)) \leq 0, u_2^i(t) \in D^i(t), \end{aligned}$$

где p - вектор параметров, x - фазовые переменные, $u^i = (u_1^i, u_2^i)$ - управления.

Исследуемая задача рассматривается в аспекте понтрягинского минимума. В качестве необходимого условия минимума рассматривается стационарность присоединенных задач, переход к которым осуществляется посредством вариаций скольжения. Показано, что необходимое условие минимума эквивалентно стационарности, что, в свою очередь, эквивалентно выполнению некоторого набора принципов максимума. Задачи оптимального управления для эллиптических уравнений исследуются в [6-8]. В [6] предполагается, что X, Y и U - банаховы пространства, X - пространство состояний, U - пространство управлений. На произведении пространств $X \times Y$ заданы функционалы $J_k : X \times U \rightarrow R, k \in [0, q]$ и отображение $F : X \times U \rightarrow Y$. Рассмат-

ривається об'язна теорія векторної оптимізації являючися, с одної сторони, одним из варіантов правила множителей Лагранжа, а, с другой – принципа максимума Понтрягина в следующей постановке.

Найти

$$\inf J_0(x, u)$$

при наличии ограничений

$$J_k(x, u) \leq 0, k \in [1, m], J_k(x, u) = 0, k \in [m + 1, q], F(x, u) = 0.$$

Основной результат сформулирован в форме необходимых и достаточных условий глобального минимума. Результаты, полученные в [6], используются в [7] при рассмотрении задачи векторной оптимизации для эллиптического уравнения. В [8] показано, что для класса динамических систем, описывающих химические процессы, присутствуют три управления: распределенное, граничное и стартовое. В [7,8] основной результат сформулирован в форме условий оптимальности по Слейтеру.

Условия оптимальности второго порядка. Необходимые условия оптимальности второго порядка для объекта управления

$$dx/dt = f(t, x(t), u(t))$$

при наличии ограничений

$$\varphi_i(x(t_1)) \leq 0, \varphi_j(x(t_1)) = 0, x(t_0) = x_0, u(t) \in U, x: [t_0, t_1]$$

получены в [9]. Результаты базируются на положениях работы [10] и техники варьирования, содержащейся в [11].

В [12] рассматривается задача определения

$$\min J(x_0, x_1), x_0 = x(t_0), x_1 = x(t_1)$$

при наличии ограничений

$$dx/dt = f(t, x, u); \chi_i(x_0, x_1) \leq 0, i \in [1, k]; K(x_0, x_1) = 0; \\ g(x, u, t) = 0; \varphi(x, u, t) \leq 0,$$

где функции $x(t)$ -абсолютно непрерывная, а $u(t)$ -ограниченная измеримая.

Минимум ищется в пространстве пар $(x(t), u(t))$, заданных на отрезке $[t_0, t_1]$. Основной результат сформулирован и доказан в форме строгого локального минимума. В [13] рассматривается задача определения, в смысле полуупорядоченности с помощью заданного конуса $C \subset U, \text{int } C \neq \emptyset$, для двух вариантов задания отображений (дифференцируемые и недифференцируемые) нахождения

$$\min J(x)$$

при наличии ограничений

$$g(x) \in K, h(x) = 0, x \in X,$$

где $J(x): X \rightarrow X, g: X \rightarrow Y, h: X \rightarrow W$ – непрерывны; X, U, K, W - линейные топологические пространства, $K \subset U$ - выпуклый конус, $\text{int } K \neq \emptyset$. Основной результат основан на факте существования не равных одновременно нулю множителей Лагранжа.

Задача нахождения

$$\min J(x) \text{ для } \forall x \in Z = \bigcap_{i=1}^{n+1} Z_i,$$

где $x \in Z_i$, $i \in [1, n]$ – ограничения типа неравенство; $x \in Z_{n+1} = (x \in X : F(x) = 0)$ – ограничение типа равенство исследуется в [14].

На основе понятий возможных и тангенциальных направлений второго порядка основной результат сформулирован и доказан в виде необходимых условий локального минимума. Необходимые условия оптимальности второго порядка для бесконечномерной задачи минимизации локально липшицевой по Z и полунепрерывной сверху по t функции $f(z, t)$ при ограничениях типа равенство и неравенство, а также при мгновенном геометрическом ограничении, определенном заданным выпуклым подмножеством соответствующего пространства, получены в [15]. В [16] исследуется вопрос о вкладе понтрягинских вариаций в условия второго порядка. Характерной особенностью полученных результатов состоит в том, что достаточное условие отличается от необходимого лишь усилением неравенства.

Оптимальное управление с вырождением терминальных и фазовых ограничений. В [17-23] исследуются задачи с фазовыми ограничениями. В [17] рассматривается каноническая задача оптимального управления с незакрепленным временем. Отмечается, что существуют ситуации, когда принцип максимума для задач с фазовыми ограничениями является безсодержательным. Для терминальных и фазовых ограничений вводятся понятия их вырожденности на концах траектории, согласованности вблизи концов траектории и управляемости относительно фазовых ограничений. Приведены условия существования необходимых условий сильного минимума и его особенности. В [18,19] рассматривается регулярный вариант канонической задачи оптимального управления. Введено понятие общего положения исследуемой траектории. Выделен класс задач, для которых оптимальная траектория, находящаяся в общем положении обладает необходимым условием сильного минимума. Отмечается, что последнее возникает как эквивалент локальной экстремальности исследуемой траектории в некотором классе присоединенных задач относительно V -вариаций и вариаций скольжения. Отличие состоит в форме записи фазового ограничения. Исследуемая задача становится корректной лишь применительно к траекториям, на которых фазовые и терминальные функции согласованы. Условия локальной экстремальности присоединенной траектории эквивалентны существованию строки Эйлера. Приведены три основные формы необходимого условия сильного минимума (Понтрягина, Гамильтона и Лагранжа). Работа [20] является развитием положений, изложенных в [17] (гладкий регулярный вариант канонической задачи). При выводе основных результатов в [20] использована техника V -вариаций, а принципиально новым моментом вариационного исследования является специальная форма записи ограничения на состояние. Показано, что приведенное в [20] обобщение позволяет исследовать на оптимальность любые, в том числе и вырожденные траектории. Условия, гарантирующие существование необходимого условия сильного минимума с поточечным условием нетривиальности в задаче оптимального управления с чисто фазовыми ограничениями, приведены в [21]. Показано, что имеет место импликация: регулярность $\rightarrow \Gamma$ регулярность (регулярность по Р.В. Гамкрелидзе) \rightarrow управляемость. В [22] предполагается, что управляемая система в начальный (конечный) момент времени находится на фазовой границе. Приводится уравнение Эйлера для исследуемой задачи и его исследование.

Метод шатров. Являясь развитием формализма Дубовицкого-Милютина, метод шатров базируется на идеях выпуклых множеств и алгебраической топологии [22]. В основе метода шатров лежит теория отделимости выпуклых множеств, применение которой позволило избавиться от специфического для формализма Дубовицкого-Милютина требования телесности конусов.

Литература: 1. Радиевский А.Е. Развитие общей схемы формализма Дубовицкого-Милюткина в теоретическом аспекте. I / А.Е. Радиевский // *Мех. та машинобудування* - 2011.- №2.- С. 9-17. 2. Радиевский А.Е. Развитие "неклассических" методов вариационного исчисления. / А.Е. Радиевский // *Мех. та машинобудування* - 2010.- №1.- С. 19-24. 3. Москаленко А.И. Об одном классе задач оптимального регулирования / А.И. Москаленко // *Ж. вычисл. мат. и мат. физ.* - 1969. - 9, N1.- С.68 - 95. 4. Москаленко А.И. К теории оптимальных процессов в системах, описываемых интегральными уравнениями / А.И. Москаленко // *Тр. Сибирского физ. – техн. ин-та .-Томск: Изд-во ТГУ, 1970. - Вып. 49. - С. 163 - 183.* 5. Чуканов С.В. Принципа максимума для задач оптимального управления интегральными уравнениями / С.В. Чуканов // *Необходимое условие в оптимальном управлении.* - М: Наука, 1990. - С. 158 – 202. 6. Стрекаловский А.С. Об условиях оптимальности в гладкой задаче оптимального управления в банаховом пространстве/ А.С. Стрекаловский // *Численные методы оптимизации. Прикл. мат. - Иркутск, 1978.- С.76 - 88.* 7. Стрекаловский А.С. К оптимальности по векторному критерию систем, описываемых эллиптическим уравнением/ А.С. Стрекаловский // *Прикл. мат. - Иркутск.: Изд-во СЭИ СО АН СССР, 1978. - Вып.2. - С.71 - 79.* 8. Стрекаловский А.С. К оптимальности по векторному критерию одного класса динамических систем, описываемых химические процессы/ А.С. Стрекаловский // *Дифференциальные и интегральные уравнения. - Иркутск, 1980.- С. 186 - 203.* 9. Virsan C. Necessary conditions of optimality of second order for the optimal control problem with functional constraints/ C. Virsan // *Revue roumaine math. pures et appl.* - 1973. - 18, N5.- P.767 - 791. 10. Virsan C. Necessary conditions of extremality of high order/ C.Virsan // *Revue roumaine math. pures et appl.* - 1973. - 18, N4. - P.591 - 611. 11. Дубовицкий А.Я. Трансляция уравнений Эйлера/ А.Я. Дубовицкий, А.А. Милютин // *Ж. вычис. мат. и мат. физ.* - 1969. - 9, №6. - С.1263-1284. 12. Осмоловский Н.П. Условия второго порядка слабого локального минимума в задаче оптимального управления / Н.П. Осмоловский // *ДАН АН СССР. - 1975. - 225,N2. - С.259 - 262.* 13. Ben-Tal A. A unified theory of first and second order conditions for extremum problems in topological vector spaces/ A. Ben-Tal, J. Zowa // *Math. Progr. Study.* - 1982. - 19. - P. 38 - 75. 14. Ledzewicz U. Second-order conditions for extremum problems with nonregular equality constraints/ U.Ledzewicz, H Schacttler // *J. Optimiz. Theory and Appl.* - 1995. - 86, N1. - P. 113 - 144. 15. Pales Zsolt. Nonsmooth optimal problems with constraints/ Pales Zsolt, V. M. Zeidan // *SIAM J. Control and Optim.* - 1994. - 32, №5.- P.1476 – 1502. 16. Дмитрук А.В. Квадратичные условия понтрягинского минимума в задаче оптимального управления, линейной по управлению. I. Теорема о расшифровке / А.В. Дмитрук // *Изв. АН СССР. Сер. мат. - 1986. - 50, N2. - С. 284 - 312.* 17. Дубовицкий А.Я. Необходимые условия сильного минимума в задачах оптимального управления с вырождением конечных и фазовых ограничений / А.Я. Дубовицкий, В.А. Дубовицкий // *Успехи мат. наук. - 1985.- 40, вып.2 (242).- С.175 - 176.* 18. Дубовицкий А.Я. Принцип максимума для задач оптимального управления, у которых концы фазовых траекторий лежат на границе фазовых ограничений / А.Я. Дубовицкий, В.А. Дубовицкий. – *Черноголовка : Изд-во ин-та хим. физ. АН СССР, 1986. - 116 с.* 19. Дубовицкий А.Я.. Принцип максимума траекторий, концы которых лежат на фазовых границах / А.Я. Дубовицкий, В.А. Дубовицкий – *Черноголовка.: Отд. Ин-та хим. физ. АН СССР, 1988. - 77с. - (Препринт/-Отд. Ин-та хим. физ. АН СССР, 1988).* 20. Дубовицкий А.Я. Принцип максимума в регулярных задачах оптимального управления, у которых концы фазовых траекторий лежат на границе фазового ограничения / А.Я. Дубовицкий, В.А. Дубовицкий // *Автом. и телем. - 1987. - N12. - С.25 - 33.* 21. Дубовицкий А.Я. Условия поточечной нетривиальности принципа максимума в задаче оптимального управления / А.Я. Дубовицкий, В.А. Дубовицкий. - *Черноголовка, :1989. - 24 с. (Препринт/ АН СССР, Ин-та хим. физ. 1989).* 22. Мохов В.Н. Особый случай принципа максимума / В.Н. Мохов // *Автом. и телем. - 1976. - N 2. - С. 193 – 199.* 23. Болтянский В.Г. Метод шатров в теории экстремальных задач / В.Г. Болтянский // *Успехи мат. наук. - 1975. -30, N3. - С.3 - 55.*

Bibliography (transliterated): 1. Radievskij A.E. Razvitie obshhej shemy formaltizma Dubovickogo-Miljutkina v teoreticheskom aspekteju. I / A.E. Radievskij // *Meh. ta mashinobuduvannja* - 2011.- №2. - S. 9 - 17. 2. Radievskij A.E. Razviti "neklassicheskikh" metodov variacionnogo ischislenija. / A.E. Radievskij // *Meh. ta mashinobuduvannja* - 2010.- №1. - S. 19 - 24. 3. Moskalenko A.I. Ob odnom klasse zadach optimal'nogo regulirovanija / A.I. Moskalenko // *Zh. vychisl. mat. i mat. fiz.* - 1969. - 9, N1.- S. 68 - 95. 4. Moskalenko A.I. K teorii optimal'nyh processov v sistemah, opisuyemykh integral'nymi uravnenijami / A.I. Moskalenko // *Tr. Sibirskogo fiz. – tehn. in-ta .-Tomsk: Izd-vo TGU, 1970. - Vyp. 49. - S. 163 - 183.* 5. Chukanov S.V. Principa maksimuma dlja zadach optimal'nogo upravlenija integral'nymi uravnenijami / S.V. Chukanov // *Neobhodimoe uslovie v optimal'nom upravlenii.* - M: Nauka, 1990. - S. 158 – 202. 6. Strekalovskij A.S. Ob uslovijah optimal'nosti v gladkoj zad-

ache optimal'nogo upravlenija v banahovom prostranstve/ A.S. Strekalovskij // Chislennye metody optimizacii. Prikl. mat. - Irkutsk, 1978. - S.76 - 88. 7. Strekalovskij A.S. K optimal'nosti po vektornomu kriteriju sistem, opisyvaemyh jellipticheskim uravneniem/ A.S. Strekalovskij // Prikl. mat. - Irkutsk.: Izd-vo SJeI SO AN SSSR, 1978. - Vyp.2. - S.71 - 79. 8. Strekalovskij A.S. K optimal'nosti po vektornomu kriteriju odnogo klacsa dinamicheskikh sistem, opisyvaemyh himicheskie processy/ A.S. Strekalovskij // Differencial'nye i integral'nye uravnenija. - Irkutsk, 1980. - S. 186 - 203. 9. Virsan C. Necessary conditions of optimality of second order for the optimal control problem with functional constraints/ C. Virsan // Revue roumaine math. pures et appl. - 1973. - 18, N5. - P.767 - 791. 10. Virsan C. Necessary conditions of extremality of high order/ C. Virsan // Revue roumaine math. pures et appl. - 1973. - 18, N4. - P. 591 - 611. 11. Dubovickij A. Ja. Transljacija uravnenij Jejlera/ A. Ja. Dubovickij, A. A. Miljutin // Zh. vychis. mat. i mat. fiz. - 1969. - 9, №6. - S.1263-1284. 12. Osmolovskij N.P. Uslovija vtorogo porjadka slabogo lokal'nogo minimuma v zadache optimal'nogo upravlenija / N.P. Osmolovskij // DAN AN SSSR. - 1975. - 225, N2. - S. 259 - 262. 13. Ben-Tal A. A unifild theory of first and second order conditions for extremum problems in topological vector spaces/ A. Ben-Tal, J. Zowa // Math. Progr. Study. - 1982. - 19. - P. 38 - 75. 14. Ledzewicz U. Second-order conditions for extremum problems with nonregular equality constraints/ U. Ledzewicz, H Schachtler // J. Optimiz. Theory and Appl. - 1995. - 86, N1. - P. 113 - 144. 15. Pales Zsolt. Nonsmooth optimal problems with constraints/ Pales Zsolt, V. M. Zeidan // SIAM J. Control and Optim. - 1994. - 32, №5. - P. 1476 - 1502. 16. Dmitruk A.V. Kvadratichnye uslovija pontrjagin-skogo minimuma v zadache optimal'nogo upravlenija, linejnoj po upravleniju. I. Teorema o ras-shifrovke / A.V. Dmitruk // Izv. AN SSSR. Ser. mat. - 1986. - 50, N2. - S. 284 - 312. 17. Dubovickij A. Ja. Neobhodimye uslovija sil'nogo minimuma v zadachah optimal'nogo upravlenija s vyrozhdeniem koncevnyh i fazovyh ogranicenij / A. Ja. Dubovickij, V. A. Dubovickij // Uspehi mat. nauk. - 1985. - 40, vyp.2 (242). - S.175 - 176. 18. Dubovickij A. Ja. Princip maksimuma dlja zadach optimal'nogo upravlenija, u kotoryh koncy fazovyh traektorij lezhat na granice fazovyh ogranicenij / A. Ja. Dubovickij, V. A. Dubovickij. - Chernogolovka : Izd-vo in-ta him. fiz. AN SSSR, 1986. - 116 s. 19. Dubovickij A. Ja.. Princip maksimuma traektorij, koncy kotoryh lezhat na fazovyh granicach / A. Ja. Dubovickij, V. A. Dubovickij - Chernogolovka.: Otd. In-ta him. fiz. AN SSSR, 1988. - 77s. - (Preprint/-Otd. In-ta him. fiz. AN SSSR, 1988). 20. Dubovickij A. Ja. Princip maksimuma v reguljarnyh zadachah optimal'nogo upravlenija, u kotoryh koncy fazovyh traektorij lezhat na granice fazovogo ogranicenija / A. Ja. Dubovickij, V. A. Dubovickij // Avtom. i telem. - 1987. - N12. - S.25 - 33. 21. Dubovickij A. Ja. Uslovija potochechnoj netrivial'nosti principa maksimuma v zadache optimal'nogo upravlenija A. Ja. Dubovickij, V. A. Dubovickij. - Chernogolovka, :1989. - 24 s. (Preprint / AN SSSR, In-ta him. fiz. 1989). 22. Mohov V.N. Osobyj sluchaj principa maksimuma / V.N. Mohov // Avtom. i telem. - 1976. - N 2. - S. 193 - 199. 23. Boltjanskij V.G. Metod shatrov v teorii jekstremal'nyh zadach / V.G. Boltjanskij // Uspehi mat. nauk. - 1975. - 30, N3. - S.3 - 55. Радієвський А.Є.

РОЗВИТОК ЗАГАЛЬНОЇ СХЕМИ ФОРМАЛІЗМУ ДУБОВИЦЬКОГО-МІЛЮТИНА У ТЕОРЕТИЧНОМУ АСПЕКТІ. II

Досліджуються роботи вітчизняних та закордонних вчених стосовно розвитку "некласичних" методів варіаційного числення у рамках загальної схеми формалізму Дубовицького-Мілютіна.

Радіевский А.Е.

РАЗВИТИЕ ОБЩЕЙ СХЕМЫ ФОРМАЛИЗМА ДУБОВИЦКОГО-МИЛЮТИНА В ТЕОРЕТИЧЕСКОМ АСПЕКТЕ. II

Исследуются работы отечественных и зарубежных ученых по развитию "неклассических" методов вариационного исчисления в рамках общей схемы формализма Дубовицкого-Милютин.

Radievski A. E

DEVELOPMENT THE DENERAL SCHEM OF DUBOVITSKI-MILUTIN FORMALISM IN THEORY ASPECT. II

Analysis the works of native and foreign scientist respect the development "nonclassical" method of the calculus variations in the limits of the general scheme Dubovitski-Milutin formalism.

МАШИНОЗНАВСТВО

УДК 681.527.3:623.438

Скворчевський О.Є., канд. техн. наук

НЕЛІНІЙНЕ МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ, ПОБУДОВАНОГО НА ОСНОВІ ЕЛЕМЕНТІВ СОПЛО-ЗАСЛІНКА ТА ПРОПОРЦІЙНИХ ЕЛЕКТРОМАГНІТІВ

Постановка проблеми в загальному вигляді. З часів першого застосування елемента сопло-заслінка у складі системи керування рухом крилатої ракети Фау-1, цей підсилювач набув широкого розповсюдження. Така популярність цього пневматичного або гідравлічного підсилювача пояснюється простістю його конструкції та безпрецедентно високим коефіцієнтом посилення по потужності, який складно досягти в одному каскаді електронних підсилювачів. Відсутність тертя в елементі сопло-заслінка забезпечує високу чутливість цього підсилювача.

Суттєвим недоліком елемента сопло-заслінка є низький коефіцієнт корисної дії, викликаний непродуктивною витратою робочої рідини через сопло у відсутності сигналу керування. Вказаний недолік можна ліквідувати шляхом встановлення послідовно елемента сопло-заслінка зворотного клапану, що приводиться до руху тим же електромагнітом, що і елемент сопло-заслінка [1]. В основу винаходу [1] покладена гіпотеза про те, що послідовно встановлений електрокерований зворотний клапан не буде впливати на процес регулювання потужності елементом сопло-заслінка завдяки тому, що довжина його робочого ходу на порядок більша ніж у елемента сопло-заслінка. Однак ця гіпотеза вимагає обґрунтування, як на основі математичного моделювання, так і експериментальних досліджень робочих процесів запропонованого перетворювача.

Аналіз останніх досягнень в напрямку створення електрогідравлічного перетворювача на основі елемента сопло-заслінка нормально-закритого типу. В напрямку створення електрогідравлічного перетворювача на основі елемента сопло-заслінка нормально-закритого типу [1] проведено значний обсяг робіт. Запропоновано пропорційний електромагніт [2] із покращеною тяговою характеристикою, що дозволяє переміщувати заслінки при діаметрах сопел до $7 \cdot 10^{-3}$ м. Це, в свою чергу дозволить використовувати вказаний електрогідравлічний перетворювач для безпосереднього керування запірно-регулюючими елементами пропорційної гідроапаратури із великими умовними проходами (Ду 32, Ду 50), поршнями переміщення нахиленої шайби аксіально-поршневих та статорного кільця радіально-поршневих або пластинчастих регульованих насосів, для побудови електрогідравлічних слідкуючих приводів із одним каскадом посилення. Вище перелічені електрогідравлічні пристрої мають однакову ознаку – перетворення енергії потоку робочої рідини в механічну енергію поступального руху із одночасною стабілізацією чи керуванням по заданому закону. Тому будемо називати їх мехатронними модулями поступального руху.

В роботі [3] виконано математичне моделювання статичних робочих процесів електрогідравлічних перетворювачів нормально-закритого типу, яке показало можливість практично лінійного регулювання тиску в залежності від струму керування. Результати роботи [3] знайшли експериментальне підтвердження в роботі [4].

Незважаючи на проведений обсяг робіт відкритим залишається питання про вплив зворотного клапану, встановленого послідовно елементу сопло-заслінка, на динамічні характеристики електрогідравлічного мехатронного модуля поступального руху. Також необхідно порівняти отримані характеристики перехідних процесів із аналогічними характеристиками мехатронних модулів, побудованих на основі елементів сопло-заслінка нормально-відкритого типу.

Електрогідравлічні слідкуючі приводи та агрегати на основі елементів сопло-заслінка нормально-відкритого типу достатньо досліджені в класичних роботах Т.М. Башти, В.Н. Прокоф'єва, Н.С. Гаминіна, В.А. Лещенко, Е.М. Хаймовича, Д.Ф. Попова, Б.Ф. Гликмана та ін. Однак в цих роботах для опису елементів та систем гідроприводу та гідроавтоматики, як правило, використовуються лінеаризовані математичні моделі. На сучасному етапі розвитку прикладної математики та обчислювальної техніки більш доцільно використовувати нелінійні математичні моделі для подальшого їх вирішення численними методами із застосуванням пакетів прикладних програм.

В роботі [5] проведений ґрунтовний аналітичний огляд сучасних методів математичного комп'ютерного моделювання робочих процесів електрогідравлічних систем та агрегатів. Показано, що певним стандартом в моделюванні енергетичних, статичних та динамічних процесів в електрогідравлічних систем та їх елементах є модуль Simulink програми MATLAB. Його широке розповсюдження можна пояснити відносною простістю та схожістю своєю блочною структурою на попередні програми для розрахунку гідроприводів (SIAM, VisSim, та ін.). Використання математичних пакетів (Simulink/MATLAB, SIAM, VisSim, та ін.), що дозволяють вводити модель у комп'ютер, шляхом її набору із стандартизованих блоків, має декілька принципових недоліків. Стандартизм блоків вимагає створювати оригінальні авторські блоки для моделювання складних робочих процесів. Переведення моделей із первісної форми диференціальних та алгебраїчних рівнянь в блочну структуру вимагає значної праці та часу, а також створює передумови для виникнення помилок. Також часто відповідність набраних блок-схем вихідним рівнянням викликає сумніви.

Таким чином побудова об'єктно-орієнтованої математичної моделі досліджуємого модуля, що буде складатися із нелінійних диференціальних рівнянь, із подальшим їх чисельним рішенням є актуальною науковою задачею.

Задача та мета дослідження. Задачею роботи є розробка об'єктно-орієнтованої нелінійної математичної моделі та отримання характеристик перехідних процесів мехатронного модуля поступального руху, побудованого на основі елементу сопло заслінка нормально-відкритого типу та пропорційного електромагніту [2]. Метою отримання вказаних характеристик є подальше їх співставлення із аналогічними характеристиками мехатронного модуля, побудованого на основі елементів сопло-заслінка нормально-закритого типу.

Основний матеріал дослідження динаміки мехатронного модуля, побудованого на основі елементів сопло-заслінка та пропорційних електромагнітів.

Розробка об'єктно-орієнтованої нелінійної математичної моделі на основі нелінійних диференціальних рівнянь

На рис. 1 представлена розрахункова схема вказаного електрогідравлічного мехатронного модуля поступального руху. Шток асиметричного гідравлічного циліндру несе інерційне навантаження m також до штоку прикладене зусилля F . Позитивний напрямок руху Y поршня зі штоком та позитивний напрямок руху X заслінки із яком пропорційного електромагніту показаний на рис. 1.

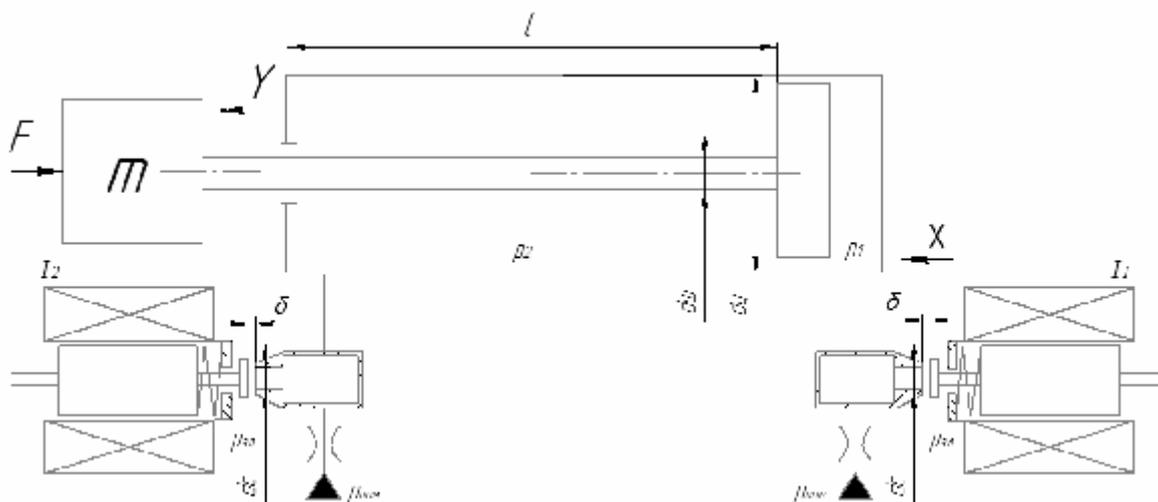


Рис. 1. Розрахункова схема електрогідравлічного мехатронного модуля поступального руху, створеного на основі елементів сопло заслінки нормально-відкритого типу

Електричні процеси в обвиті пропорційного електромагніту опишемо на основі спрощеного диференційного рівняння [6]:

$$\frac{dI}{dt} \cdot L = U - I \cdot R, \quad (1)$$

де t – час; I – керуючий струм електромагніту; L – індуктивність обвитки котушки пропорційного електромагніту; U – напруга на обвиті котушки пропорційного електромагніту; R – опір обвитки котушки пропорційного електромагніту.

Динаміка руху заслінки із якорем пропорційного електромагніту описується наступним диференційним рівнянням:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} \cdot m_{3,IP} = k_I \cdot I - c_E \cdot x - \left(\frac{1,8}{0,47 + \nu} + 1 \right) \cdot \rho \cdot \nu \cdot V_3 - \frac{\pi \cdot d_C^2}{4} \cdot p_1, \quad (2)$$

де x – координата положення заслінки із якорем пропорційного електромагніту; $m_{3,IP}$ – приведена маса заслінки із якорем електромагніту; k_I – коефіцієнт пропорційності по струму електромагніту; c_E – жорсткість пружини електромагніту; ν – кінематична в'язкість робочої рідини; ρ – щільність робочої рідини; V_3 – швидкість руху заслінки із якорем електромагніту ($\frac{dx}{dt} = V_3$); d_C – діаметр сопла; p_1 – тиск в міждрісельній камері елемента сопло-заслінка.

В диференційному рівнянні (2) складова ($k_I \cdot I$) характеризує зусилля пропорційного електромагніту, якому протидіє зусилля пружини ($c_E \cdot x$), сила тертя, що визначається за емпіричною формулою поданою в [7] ($\left(\frac{1,8}{0,47 + \nu} + 1 \right) \cdot \rho \cdot \nu \cdot V_3$), статич-

не зусилля тиску робочої рідини ($\frac{\pi \cdot d_C^2}{4} \cdot p_1$). В роботі [8] вказується, що силою швидкісного напору струменя робочої рідини на заслінку можна знехтувати.

Оскільки в подальшому електрогідравлічний слідкуючий привод, розрахункова схема котрого показана на рис. 1, буде конструктивно виконано у вигляді компактного мехатронного модуля, гідравлічним опором каналів між електрогідравлічними перетворювачами та порожнинами гідроциліндру можна знехтувати. Таким чином тиск в поршневій порожнині гідроциліндру прийемо рівним p_1 , а в штоковій – p_2 .

Рівняння нерозривності для поршневої порожнини:

$$\frac{dp_1}{dt} \cdot \frac{W_{II}}{E} = \mu_{ДР} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ДР}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{НОМ} - p_1|}{\rho}} - \mu_{С-З} \cdot \pi \cdot d_C \cdot (\delta - x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_1 - p_{ЗЛ}|}{\rho}} - \frac{\pi \cdot d_{Ц}^2}{4} \cdot V_{II} \quad (3)$$

де W_{II} – об'єм поршневої порожнини гідроциліндру; E – об'ємний модуль пружності робочої рідини; $\mu_{ДР}$ – коефіцієнт витрати вхідного дроселя; $d_{ДР}$ – діаметр вхідного дроселя; $p_{НОМ}$ – номінальний тиск гідросистеми; $\mu_{С-З}$ – коефіцієнт витрати елемента сопло-заслінка; δ – максимальна відстань, на яку може відійти заслінка від торця сопла; $p_{ЗЛ}$ – тиск у зливній магістралі; $d_{Ц}$ – діаметр циліндру; V_{II} – швидкість руху поршня зі штоком гідроциліндру.

Об'єм поршневої порожнини гідроциліндру є змінною величиною та дорівнює:

$$W_{II} = \frac{\pi \cdot d_{Ц}^2 \cdot (y + 0,01)}{4} \quad (4)$$

де y – координата положення поршня зі штоком.

В роботі [8] зазначається, що довжина робочого ходу заслінки має становити близько $\frac{1}{5} \cdot d_C$, тому величину δ потрібно обирати дещо більшою ніж $\frac{1}{5} \cdot d_C$.

Динаміку руху поршня зі штоком навантаженим корисною масою m визначає диференціальне рівняння:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} \cdot m_{II.ПР} = \frac{\pi \cdot d_{Ц}^2}{4} \cdot p_1 - \frac{\pi \cdot (d_{Ц}^2 - d_{Ш}^2)}{4} \cdot p_2 - F \quad (5)$$

де $d_{Ш}$ – діаметр штока гідроциліндру; p_2 – тиск у штоковій порожнині гідроциліндру; $m_{II.ПР}$ – приведена маса поршня, штока та корисного інерційного навантаження m ; F – корисне силове навантаження на штоку гідроциліндру.

Силою тертя між поршнем і корпусом гідравлічного циліндру можна знехтувати, оскільки вона значно менша ніж сила корисного навантаження та зусилля, що створюється перепадом тисків в порожнинах гідроциліндру.

Рівняння нерозривності для штокової порожнини гідроциліндру матиме вигляд:

$$\frac{dp_2}{dt} \cdot \frac{W_{III}}{E} = \mu_{ДР} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ДР}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{НОМ} - p_2|}{\rho}} - \mu_{С-3} \cdot \pi \cdot d_C \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_2 - p_{3Л}|}{\rho}} + \frac{\pi \cdot (d_{Ц}^2 - d_{Ш}^2)}{4} \cdot V_{II}, \quad (6)$$

де W_{III} – об'єм штокової порожнини гідроциліндру, який дорівнює:

$$W_{III} = \frac{\pi \cdot (d_{Ц}^2 - d_{Ш}^2) \cdot (l - y)}{4}, \quad (7)$$

де l – довжина робочого ходу поршня зі штоком; y – координата їх положення.

Диференційні рівняння (1), (2), (3), (5), (6) приведемо до форми Коши та запишемо у вигляді системи:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dI}{dt} = \frac{1}{L} \cdot (U - I \cdot R); \\ \frac{dV_3}{dt} = \frac{1}{m_{3,ПР}} \cdot (k_I \cdot I - c_E \cdot x - (\frac{1,8}{0,47 + v} + 1) \cdot \rho \cdot v \cdot V_3 - \frac{\pi \cdot d_C^2}{4} \cdot p_1); \\ \frac{dx}{dt} = V_3; \\ \frac{dp_1}{dt} = \frac{4 \cdot E}{\pi \cdot d_{Ц}^2 \cdot (y + 0,01)} \cdot (\mu_{ДР} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ДР}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{НОМ} - p_1|}{\rho}} - \mu_{С-3} \cdot \pi \cdot d_C \cdot (\delta - x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_1 - p_{3Л}|}{\rho}} - \frac{\pi \cdot d_{Ц}^2}{4} \cdot V_{II}); \\ \frac{dV_{II}}{dt} = \frac{1}{m_{II,ПР}} \cdot (\frac{\pi \cdot d_{Ц}^2}{4} \cdot p_1 - \frac{\pi \cdot (d_{Ц}^2 - d_{Ш}^2)}{4} \cdot p_2 - F); \\ \frac{dy}{dt} = V_{II}; \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{4 \cdot E}{\pi \cdot (d_{Ц}^2 - d_{Ш}^2) \cdot (l - y)} \cdot (\mu_{ДР} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ДР}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{НОМ} - p_2|}{\rho}} - \mu_{С-3} \cdot \pi \cdot d_C \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_2 - p_{3Л}|}{\rho}} + \frac{\pi \cdot (d_{Ц}^2 - d_{Ш}^2)}{4} \cdot V_{II}). \end{array} \right. \quad (8)$$

Система (8) має всі властивості математичної моделі, кількість змінних ($I, V_3, x, p_1, V_{II}, y, p_2$) дорівнює кількості диференційних рівнянь, t є незалежною змінною.

При розробці математичної моделі були прийняті наступні припущення, а саме: опір гідравлічних каналів вкрай малий, хвильові процеси практично відсутні, номінальний тиск гідросистеми $p_{НОМ}$ на вході модуля постійний, тепловий режим роботи приводу усталений.

Система (8) описує динаміку мехатронного модуля при русі поршня в напрямку показаному на рис. 1, що досягається за рахунок зміни тиску p_1 в поршневій порожнині гідроциліндру. Рух поршня зі штоком в протилежному вказаному на рис. 1 напрямку досягається шляхом керуванням тиском p_2 у штоковій порожнині гідроциліндру. Модифікуємо систему диференціальних рівнянь (8) так, щоб вона описувала цей процес:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dI}{dt} = \frac{1}{L} \cdot (U - I \cdot R); \\ \frac{dV_3}{dt} = \frac{1}{m_{3,ПП}} \cdot (k_I \cdot I - c_E \cdot x - (\frac{1,8}{0,47 + v} + 1) \cdot \rho \cdot v \cdot V_3 - \frac{\pi \cdot d_C^2}{4} \cdot p_2); \\ \frac{dx}{dt} = V_3; \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{4 \cdot E}{\pi \cdot (d_{Ц}^2 - d_{Ш}^2) \cdot (y + 0,01)} \cdot (\mu_{ДР} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ДР}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{НОМ} - p_2|}{\rho}} - \\ - \mu_{С-3} \cdot \pi \cdot d_C \cdot (\delta - x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_2 - p_{3Л}|}{\rho}} - \frac{\pi \cdot (d_{Ц}^2 - d_{Ш}^2)}{4} \cdot V_{П}); \\ \frac{dV_{П}}{dt} = \frac{1}{m_{П,ПП}} \cdot (\frac{\pi \cdot (d_{Ц}^2 - d_{Ш}^2)}{4} \cdot p_2 + F - \frac{\pi \cdot d_{Ц}^2}{4} \cdot p_1); \\ \frac{dy}{dt} = V_{П}; \\ \frac{dp_1}{dt} = \frac{4 \cdot E}{\pi \cdot d_{Ц}^2 \cdot (l - y)} \cdot (\mu_{ДР} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ДР}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{НОМ} - p_1|}{\rho}} - \\ - \mu_{С-3} \cdot \pi \cdot d_C \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_1 - p_{3Л}|}{\rho}} + \frac{\pi \cdot d_{Ц}^2}{4} \cdot V_{П}); \end{array} \right. \quad (9)$$

При підготовці системи (9), позитивний напрямок руху поршня зі штоком приймався зворотним ніж показано на рис. 1.

Методи, початкові умови, конструктивні та функціональні параметри, при яких проводилося математичне моделювання

Динамічні характеристики отримані шляхом численного інтегрування систем (8) та (9) диференціальних рівнянь методом Рунге-Кутти із кроком $4 \cdot 10^{-6}$ с. Діапазон незалежної змінної – часу приймався від 0 до 0,04 с. Початкові значення змінних були наступними: $I = 0,5A$, $V_3 = 0$, $x = 0$, $p_1 = 0,2 \cdot p_{НОМ}$, $V_{П} = 0$, $y = 0$, $p_2 = 0,2 \cdot p_{НОМ}$.

Значення варійованих параметрів наступні: $L = 0,08Гн$, $R = 16Ом$, $m_{3,ПП} = 0,1кг$, $k_I = 96,67 \frac{H}{A}$, $c_E = 8 \cdot 10^4 \frac{H}{м}$, $v = 0,2Ст$, $\rho = 900 \frac{кг}{м^3}$, $d_C = 3 \cdot 10^{-3} м$, $E = 1700 \cdot 10^6 Па$,

$d_{Ц} = 0,08 м$, $d_{Ш} = 0,036 м$, $\mu_{ДР} = 0,6$, $d_{ДР} = 3 \cdot 10^{-3} м$, $p_{НОМ} = 16 \cdot 10^6 Па$, $\rho = 900 \frac{кг}{м^3}$,
 $\mu_{С-3} = 0,62$, $\delta = 6 \cdot 10^{-4} м$, $p_{ЗЛ} = 0$, $m_{П.ПР} = 20 кг$, $F = 2 \cdot 10^4 Н$, $l = 0,2 м$.

Вхідним ступінчастим впливом є напруга, її значення становило $U = 24 В$.

Характеристики перехідних процесів мехатронного модуля поступального руху, побудованого на основі елементів сопло-заслінка та пропорційних електромагнітів

На рис. 2 представлені графіки змін тиску в порожнинах гідроциліндру під час перехідного процесу. Якщо не зважати на незначні коливання тиску на початку перехідного процесу, його можна вважати близьким до аперіодичного.

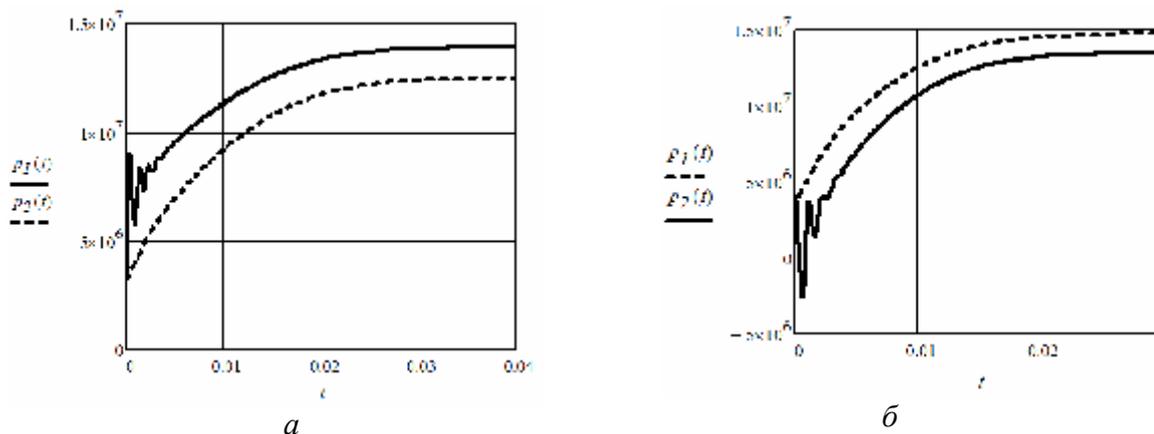


Рис. 2. Динаміка тиску в поршневій та штоковій порожнинах: а – при прямому русі поршня; б – при зворотному русі поршня

На рис. 3 динаміка швидкості руху та положення заслінки із якорем пропорційного електромагніту. Коливання швидкості руху заслінки присутні, тим не менш процес зміни положення заслінки носить аперіодичний характер. Графіки представлені на рис. 4 найбільш важливі, оскільки характеризують поведінку вихідної ланки системи – штока гідроциліндру. Коливання швидкості руху поршня зі штоком гідроциліндра тривають незначний час, після чого настає стабілізація швидкості на усталеному рівні. Зміна положення поршня зі штоком носить практично лінійний характер, незважаючи на коливання швидкості на початку перехідного процесу.

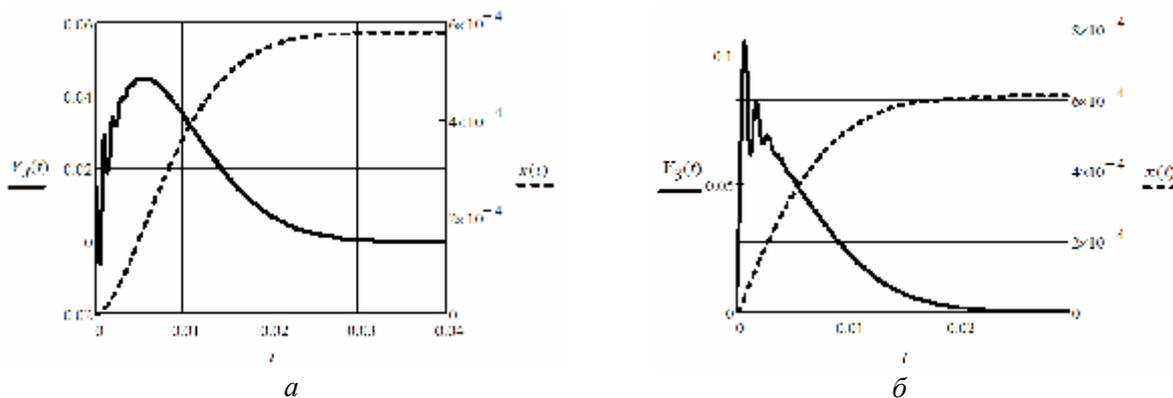


Рис. 3. Динаміка швидкості руху та положення заслінки із якорем пропорційного електромагніту: а – при прямому русі поршня; б – при зворотному русі поршня

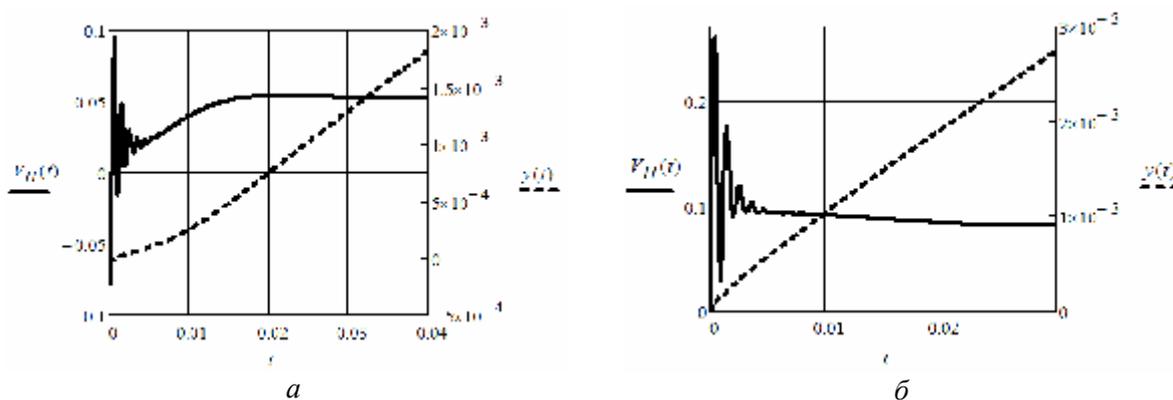


Рис. 4. Динаміка швидкості руху та положення поршня зі штоком: а – при прямому русі поршня; б – при зворотному русі поршня

Висновки та перспективи подальших досліджень. Мехатронний модуль поступального руху створений на основі елементів сопло-заслінка нормально-відкритого типу та пропорційного електромагніту [2] із покращеною тяговою характеристикою має високу якість перехідних процесів. Знайшло підтвердження припущення про те, що пропорційний електромагніт [2] дозволить керувати елементами сопло-заслінка із значним діаметром сопла. В результаті вперше запропонована схема електрогідравлічного слідкуючого приводу, в якому елемент сопло-заслінка виступає у якості першого каскаду підсилення. Однак при значному діаметрі сопла основний недолік цього елемента, а саме непродуктивна витрата робочої рідини, стає дуже істотним.

З огляду на вищесказане перспективним вбачається побудова мехатронних модулів поступального руху на основі елементів сопло-заслінка нормально-закритого типу [1], які виключають непродуктивну витрату робочої рідини у відсутності сигналу керування. Однак в такому випадку відкритим залишається питання про вплив зворотного клапану, встановленого послідовно елементу сопло-заслінка, на динамічні характеристики приводу. Отже серед найближчих перспектив досліджень в даному напрямку потрібно визнати створення нелінійної об'єктно-орієнтованої моделі такого мехатронного модуля із подальшим її рішенням методом Рунге-Кутти при ідентичних вказаних в цій статті початкових умовах, конструктивних та функціональних параметрах. Такий підхід дасть можливість коректно порівняти динамічні характеристики двох схем мехатронних модулів.

Література: 1. Пат. 76766 Україна, МПК (2006) F15B 3/00. Електрогідравлічний підсилювач / Скворчевський О.Є.; заявник та патентовласник Скворчевський О.Є. – № 2004021138 ; заявл. 17.02.04 ; опубл. 15.09.06, Бюл. № 9. 2. Пат. 75780 Україна, МПК (2006) H01F 7/08. Пропорційний електромагніт / Скворчевський О.Є.; заявник та патентовласник Скворчевський О.Є. – 20040705646 ; заявл. 12.07.04 ; опубл. 15.05.06, Бюл. № 5. 3. Скворчевський О.Є. Математичне моделювання статичних робочих процесів електрогідравлічних перетворювачів нормально-закритого типу / О.Є. Скворчевський // Вісник НТУ «ХПІ». Тематичний випуск: Нові рішення у сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ» – 2011. – № 45. – С. 48-54. 4. Скворчевський О.Є. Експериментальні дослідження статичних робочих процесів електрогідравлічного перетворювача нормально-закритого типу / О.Є. Скворчевський // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. – №2. – С. 43-51. 5. Скворчевський О.Є. Аналітичний огляд сучасних методів математичного комп'ютерного моделювання робочих процесів електрогідравлічних систем та агрегатів/ О.Є. Скворчевський // Вісник НТУ «ХПІ»: Нові рішення у сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ» – 2011. – № 34. – С. 71-79. 6. Харазов К.И. Электромагнитные устройства авиационной электроавтоматики. / Харазов К.И. – М.: Машиностроение, 1984. – 192 с. 7. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидрорыводов. Рабочие процессы и характеристики / Данилов Ю.А., Кирилловский Ю.Л., Колпаков Ю.Г. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с. 8. Баишта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. Изд. 4-е перераб. И доп. / Баишта Т.М. – М.: Машиностроение, 1967. – 495 с.

Bibliography (transliterated): 1. Pat. 76766 Ukraina, MPK (2006) F15V 3/00. Elektrogidravlichnij pidsiljuvach / Skvorchevs'kij O.Є.; zajavnik ta patentovlasnik Skvorchevs'kij O.Є. – № 2004021138 ; zajavl. 17.02.04 ; opubl. 15.09.06, Bjul. № 9. 2. Pat. 75780 Ukraina, MPK (2006) N01F 7/08. Proporcijnij elektromagnit / Skvorchevs'kij O.Є.; zajavnik ta patentovlasnik Skvorchevs'kij O.Є. – 20040705646 ; zajavl. 12.07.04 ; opubl. 15.05.06, Bjul. № 5. 3. Skvorchevs'kij O.Є. Matematichne modeljuvannja statichnih robochih procesiv elektrogidravlichnih peretvorjuvachiv normal'no-zakritogo tipu / O.Є. Skvorchevs'kij // Visnik NTU «HPI». Tematichnij vipusk: Novi rishennja u suchasnih tehnologijah. – Harkiv: NTU «HPI» – 2011. – № 45. – S. 48-54. 4. Skvorchevs'kij O.Є. Eksperimental'ni doslidzhennja statichnih robochih procesiv elektrogidravlichnogo peretvorjuvacha norma-l'no-zakritogo tipu / O.Є. Skvorchevs'kij // Mehanika ta mashinobuduvannja. Naukovo-tehnicnij zhurnal. – Harkiv: NTU «HPI», 2011. – №2. – S. 43-51. 5. Skvorchevs'kij O.Є. Analitichnij ogljad suchasnih metodiv matematichnogo komp'juternogo modeljuvannja ro-bochih procesiv elektrogidravlichnih sistem ta agregativ/ O.Є. Skvorchevs'kij // Visnik NTU «HPI»: Novi rishennja u suchasnih tehnologijah. – Harkiv: NTU «HPI» – 2011. – № 34. – S. 71-79. 6. Harazov K.I. Jelektromagnitnyeustrojstva-viacionnojjelektroavtomatiki. / Harazov K.I. – M.: Mashinostroenie, 1984. – 192 s. 7. Danilov Ju.A. Apparatura ob#emnyh gidroprivodov. Rabochie processy i harakteri-stiki / Danilov Ju.A., Kirillovskij Ju.L., Kolpakov Ju.G. – M.: Mashinostroenie, 1990. – 272 s. 8. Bashta T.M. Gidravlicheskie privody letatel'nyh apparatov. Izd. 4-e pererab. I dop. / Bashta T.M. – M.: Mashinostroenie, 1967. – 495 s.

Скворчевський О.Є.

НЕЛІНІЙНЕ МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ, ПОБУДОВАНОГО НА ОСНОВІ ЕЛЕМЕНТІВ СОПЛО-ЗАСЛІНКА ТА ПРОПОРЦІЙНИХ ЕЛЕКТРОМАГНІТІВ

Метою статті є отримання динамічних характеристик мехатронного модуля поступального руху, побудованого на основі елементів сопло-заслінка та пропорційних електромагнітів із покращеною тяговою характеристикою. Поставлена мета реалізована шляхом розробки та чисельного інтегрування нелінійної математичної моделі. В результаті досліджень була підтверджена можливість досягнення динамічних характеристик високої якості для зазначеного мехатронного модуля поступального руху.

Скворчевский А.Е.

НЕЛИНЕЙНОЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ, ПОСТРОЕННОГО НА ОСНОВЕ ЭЛЕМЕНТОВ СОПЛО-ЗАСЛОНКА И ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОМАГНИТОВ

Целью статьи является получение динамических характеристик мехатронного модуля поступательного движения, построенного на основе элементов сопло-заслонка и пропорциональных электромагнитов с улучшенной тяговой характеристикой. Поставленная цель реализована путем разработки и численного интегрирования нелинейной математической модели. В результате исследований была подтверждена возможность достижения высококачественных динамических характеристик для указанного мехатронного модуля поступательного движения.

Skvorchevsky A.Y.

NONLINEAR MATHEMATICAL SIMULATION OF THE DYNAMIC BY MECHATRONIC MODULE INCLUSIVE ELEMENTS OF THE NOZZLE-FLAP AND PROPORTIONAL ELECTROMAGNETS

This research aim is to obtain the dynamic characteristics of linear movement mechatronic module inclusive elements of the nozzle-flap and proportional electromagnets with improvement traction characteristics. This aim was achieved by nonlinear mathematical simulation. The studies confirmed the possibility to achieve high quality dynamic performance for a given mechatronic module of forward motion.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КРИВОШИПНО-РЫЧАЖНОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ ЭКСКАВАТОРОВ-ДРАГЛАЙНОВ

Введение. В настоящее время горные предприятия, занимающиеся разработкой месторождений полезных ископаемых открытым способом в основном оснащаются драглайнами средней мощности, оборудованными трехпорными механизмами шагания. Основной тенденцией совершенствования шагающих механизмов драглайнов является стремление увеличить скорость передвижения, уменьшить действующие на узлы механизма нагрузки, обеспечить их равномерное распределение на опоры и металлоконструкции снизить энергоемкость процесса шагания. Подробный кинематический анализ кривошипно-рычажного механизма до сих пор не производился и все его конструктивные параметры определялись на основании опыта проектирования и эксплуатации подобных устройств.

Анализ литературных источников. Исследования в области изучения шагающих движителей проводились Подерни Р.Ю. [1], Шеффлером М.[2] и др. В работах Сулова Н.М. рассматривается анализ и методы проектирования шагающих механизмов с гидравлическим приводом [3]. Особое внимание авторы уделяют исследованию механизмов шагания экскаваторов с гидравлическим приводом. Механизмы с механическим приводом, в частности кривошипно-рычажные, рассмотрены недостаточно широко. В то же время они находят широкое применение в отечественной промышленности.

Целью данной работы является проведение кинематического анализа шагающего механизма экскаватора, на основании которого возможен подбор наиболее рациональных вариантов сочетания геометрических размеров отдельных элементов механизма.

1) **Изложение материала и полученные результаты.** В кривошипно-рычажных механизмах шагания экскаваторов производства АО «НКМЗ» (ЭШ 5/45, ЭШ 11/70) (рис. 1) кривошип приводит в движение стойку механизма, посаженную на эксцентрик через двухрядный подшипник. Верхняя часть стойки шарнирно связана концом



Рис. 1. Кривошипно-рычажная четырехзвенная система механизма шагания драглайна

рычага, второй конец которого закреплен на цапфе надстройки. Шаровое сочленение рамы с лыжей позволяет последней хорошо приспособляться к рельефу местности.

Траектория движения точек опорной базы экскаватора при его перемещении изменяется по определенному закону, зависящему от кинематики исполнительного механизма шагающего хода и определяется в ходе кинематического анализа.

Основными задачами кинематического исследования механизмов являются:

2) определение положений звеньев механизма передвижения, построение траекторий его отдельных подвижных точек и определение перемещений отдельных звеньев;

3) определение скоростей отдельных точек и звеньев механизма;

определение ускорений отдельных точек и звеньев механизма

Проведем графический анализ кривошипно-рычажного механизма шагания экскаватора ЭШ 5/45 производства АО «НКМЗ». Для данного механизма основными геометрическими параметрами являются: эксцентриситет ведущего кривошипа, длина тягового рычага, угол наклона нижней части ноги относительно нормали к поверхности движения, длина нижней части ноги от шарнира кривошипа до сочленения ноги с опорной лыжей, длина верхней части ноги от шарнира кривошипа до шарнира тягового рычага.

При известных геометрических параметрах механизма построим план 15 положений его звеньев в процессе работы. Положения механизма 1-8 соответствуют рабочему ходу в процессе которого перемещается корпус экскаватора, положения 9-15 перемещению башмаков в исходное положение.

Кривошип AO_1 и рычаг BO_2 совершают вращательное движение, стойка с геометрическими вершинами ABC вместе с башмаками – плоское. Форма траектории шарового сочленения рамы с башмаком $t.C$ определяет длину хода экскаватора, высоту подъема в процессе передвижения, а также влияет на проходимость машины, энергоемкость процесса шагания и величину динамических нагрузок на металлоконструкции.

Как видно из рис.2 на величину хода экскаватора существенное влияние оказывает высота расположения центра вращения кривошипа $t.O_1$. При изменении высоты с H на H' при неизменных геометрических параметрах звеньев механизма длина хода увеличивается до 10% (пунктирная линия на рис.2). Уменьшение крутизны траектории шаровой опоры лыжи в начале или конце шага увеличивает проскальзывание опорных лыж по грунту, которое является одним из факторов существенно снижающих скорость передвижения машины. Увеличение крутизны траектории в конце шага при посадке опорной поверхности базы на грунт повышает динамическую нагруженность элементов металлоконструкции машины. Высота траектории влияет на работу, необходимую для подъема экскаватора при передвижении.

Недостатком данного метода является то, что из-за кинематических особенностей механизма шагания и неизбежных погрешностей графического решения он дает невысокую точность. В то же время он является достаточно трудоемким для анализа механизма с различными сочетаниями его параметров.

Аналитический метод имеет существенные преимущества перед графическим методом. Это в первую очередь касается задач, когда звенья механизма должны обеспечивать движение по определенному, изначально заданному закону, а также для динамического расчета механизма. Для выполнения динамического анализа необходимы аналитические зависимости законов движения звеньев механизма. Широкое применение аналитический метод находит при расчетах на ЭВМ, которые дают возможность выполнять многовариантные исследования механизма.

Составим расчетную схему кривошипно-рычажного механизма для кинематического анализа аналитическим методом (рис.3). В качестве центра координат системы выбираем $t.O_1$ – центр вращения кривошипа O_1A .

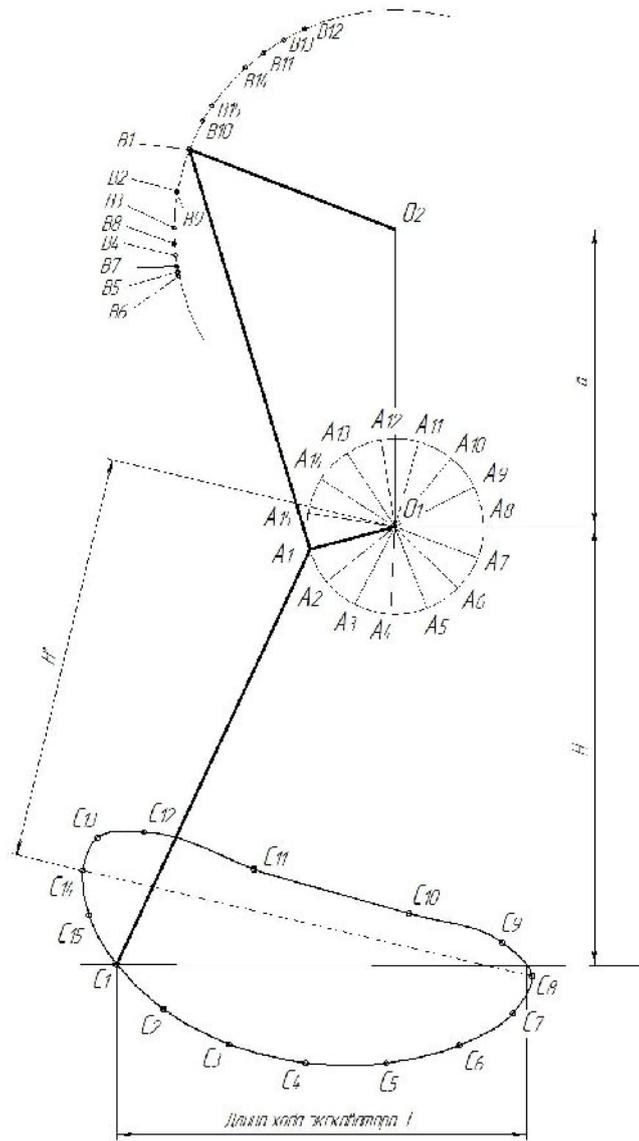


Рис. 2. Графический анализ механизма шагания

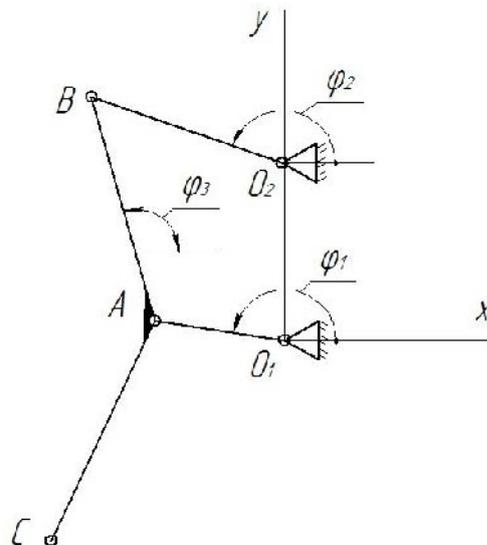


Рис. 3. Расчетная схема механизма шагания экскаватора

Положение любого звена механизма на координатной плоскости можно задать координатой одной точки, например точки А, длиной звена и значением направляющего угла φ_i .

Начальное звено механизма (кривошип) относительно корпуса совершает вращательное движение. Положение кривошипа O_1A определяется углом φ_1 . Параметр φ_1 является обобщенной координатой, которая определяет положение всех звеньев механизма.

Координаты точки А, кривошипа O_1A в системе координат xO_1y имеют вид:

$$\begin{cases} x_A = l_1 \cos \varphi_1; \\ y_A = l_1 \sin \varphi_1. \end{cases} \quad (1)$$

Продифференцировав уравнение (1) по обобщенной координате φ_1 получим проекции скорости точки А на координатные оси x и y

$$\begin{cases} \dot{x}_A = -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1; \\ \dot{y}_A = l_1 \omega_1 \cos \varphi_1. \end{cases} \quad (2)$$

Дифференцированием уравнения (2) получим проекции ускорений точки А на координатные оси x и y

$$\begin{cases} \ddot{x}_A = -l_1 \varepsilon_1 \sin \varphi_1 - l_1 \omega_1^2 \cos \varphi_1; \\ \ddot{y}_A = l_1 \varepsilon_1 \cos \varphi_1 - l_1 \omega_1^2 \sin \varphi_1. \end{cases}$$

Для определения положений, скоростей и ускорений звеньев механизма составим векторное уравнение замкнутого контура O_1O_2BA .

$$\vec{l}_1 + \vec{AB} = \vec{O_1O_2} + \vec{l}_2 \quad (3)$$

Выбранная система векторов рассматривается как геометрический многоугольник с нулевой суммой.

Спроектировав векторы уравнения (3) на оси координат x и y получим уравнения, описывающие положения звеньев механизма

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 - l_2 \cos \varphi_2 + AB \cos \varphi_3 = 0; \\ l_1 \sin \varphi_1 - l_2 \sin \varphi_2 + AB \sin \varphi_3 - O_1O_2 = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Из системы уравнений (4) при заданном значении обобщенной координаты φ_1 можно определить неизвестные значения углов φ_2 и φ_3 , которые определяют положение рычага (звено 2) и стойки (звено 3) относительно начала координат O_1 .

Продифференцируем систему уравнений (4)

$$\begin{cases} -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1 + l_2 \omega_2 \sin \varphi_2 - AB \omega_3 \sin \varphi_3 = 0; \\ l_1 \omega_1 \cos \varphi_1 - l_2 \omega_2 \cos \varphi_2 + AB \omega_3 \cos \varphi_3 = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Из системы уравнений (5) при заданном значении угловой скорости ω_1 можно определить неизвестные значения угловых скоростей ω_2 и ω_3 .

Продифференцируем систему уравнений (5)

$$\begin{cases} -l_1\varepsilon_1 \sin \varphi_1 - l_1\omega_1^2 \cos \varphi_1 + l_2\varepsilon_2 \sin \varphi_2 + l_2\omega_2^2 \cos \varphi_2 - AB\varepsilon_3 \sin \varphi_3 - \\ - AB\omega_3^2 \cos \varphi_3 = 0; \\ l_1\varepsilon_1 \cos \varphi_1 - l_1\omega_1^2 \sin \varphi_1 - l_2\varepsilon_2 \cos \varphi_2 + l_2\omega_2^2 \sin \varphi_2 + AB\varepsilon_3 \cos \varphi_3 - \\ - AB\omega_3^2 \sin \varphi_3 = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Из системы уравнений (6) при заданном значении углового ускорения ε_1 можно определить неизвестные значения угловых ускорений ε_2 и ε_3 .

При помощи ПЭВМ решим системы уравнений (5) и (6) и определим значения угловых скоростей и ускорений звеньев шагающего механизма.

Исходными данными являются геометрические размеры звеньев и угловая скорость кривошипа.

$l_1 = O_1A = 320\text{мм}$; $l_2 = O_2B = 800\text{мм}$; $l_3 = AB = 1520\text{мм}$; $O_1O_2 = 1080\text{мм}$; $\omega_1 = 0,5\text{с}^{-1}$.

Расчет выполняем для 15 положений механизма (см. рис.2). Зависимости угловых скоростей и ускорений звеньев шагающего механизма от угла поворота кривошипа представлены на рис. 4-5.

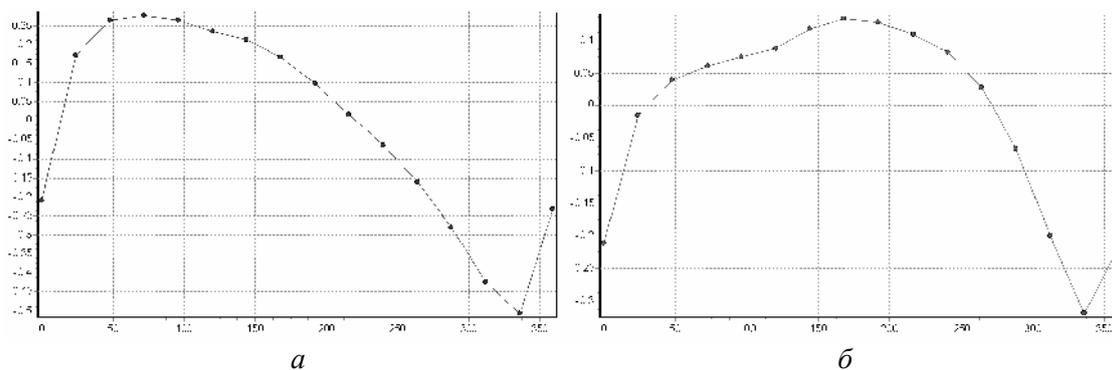


Рис. 4. Зависимости угловых скоростей звеньев механизма от угла поворота кривошипа: *a* – для звена АВ (стойки); *б* – для звена O_2B (рычага)

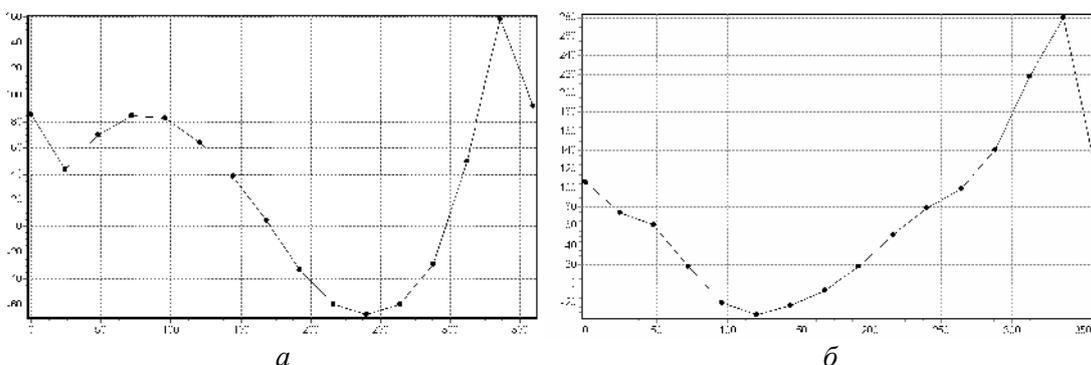


Рис. 5. Зависимости угловых ускорений звеньев механизма от угла поворота кривошипа: *a* – для звена АВ (стойки); *б* – для звена O_2B (рычага)

Выводы. В результате кинематического исследования кривошипно-рычажного четырехзвенного механизма шагания экскаватора установлено соответствие кинематических параметров (перемещений, скоростей и ускорений) заданным условиям работы машины, а также получены исходные данные для дальнейших расчетов. Знание кинематических параметров необходимо для определения динамических сил (сил инерции, моментов сил инерции), кинетической энергии и мощности механизма. Это позволяет определять нагрузки в узлах и звеньях, а также обосновать рациональные параметры.

Литература: 1. Подерни Р.Ю. *Механическое оборудование карьеров* / Р.Ю. Подерни – М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2007. – 680 с. 2. Шеффлер М. *Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин* / М.Шеффлер, Г.Пайер – М.: Машиностроение, 1980. – 255 с. 3. Суслов Н.М. *Кинематический и силовой анализ механизма шагания экскаватора* / Н.М.Суслов, А.Ляпцев // *Горные машины и автоматика*. - 2004. - с. 9-11. 4. Суслов Н.М. *Взаимосвязанность конструктивных и силовых параметров трехопорных гидравлических механизмов шагания* / Н.М.Суслов // *Изв. вузов. Горный журнал*. – 1977. - №9. – с. 97-98.

Bibliography (transliterated): 1. Poderni R.Y. *Mehanicheskoe oborudovanie karerov* / R.Y. Poderni – M.: Izdatelstvo Moskovskogo gosudarstvennogo gornogo universiteta, 2007. – 680 s. 2. Sheffler M. *Osnovyi rascheta i konstruirovaniya pod'emno-transportnyih mashin* / M.Sheffler, G.Payer – M.: Mashinostroenie, 1980. – 255 s. 3. Suslov N.M. *Kinematicheskii i silovoy analiz mehanizma shaganiya ekskavatora* / N.M.Suslov, A.Lyaptsev // *Gornyye mashiny i avtomatika*. - 2004. - s. 9-11. 4. Suslov N.M. *Vzaimosvyazannost konstruktivnyih i silovyih parametrov trehopornyyih gidravlicheskih mehanizmov shaganiya* / N.M.Suslov // *Izv. vuzov. Gornyy zhurnal*. – 1977. - №9. – s. 97-98.

Таровик М.Г.

КИНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ КРИВОШИПНО-ВАЖІЛЬНОГО ЧОТИРИЛАНКОВОГО МЕХАНІЗМУ КРОКУВАННЯ ЕКСКАВАТОРІВ-ДРАГЛАЙНІВ

Проведено кінематичний аналіз кривошипно-важільного крокуючого механізму экскаватора, побудовані залежності кінематичних параметрів механізму від кута повороту кривошипа, на підставі яких можливий підбір найбільш раціональних варіантів поєднання геометричних розмірів окремих елементів механізму.

Таровик Н.Г

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КРИВОШИПНО-РЫЧАЖНОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ ЭКСКАВАТОРОВ-ДРАГЛАЙНОВ

Проведен кинематический анализ кривошипно-рычажного шагающего механизма экскаватора, построены зависимости кинематических параметров механизма от угла поворота кривошипа, на основании которых возможен подбор наиболее рациональных вариантов сочетания геометрических размеров отдельных элементов механизма.

Tarovik N. G.

KINEMATIC ANALYSIS OF THE CRANK-LEVERAGE PACING MECHANISM OF DRAGLINES

The kinematic analysis of the crank-leverage pacing mechanism of the excavator is carried out, dependences of kinematic parameters of the mechanism on a crank angle of rotation on the basis of which selection of the most rational options of a combination of the geometrical sizes of elements of the mechanism is possible are constructed.

ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ МАШИН

УДК 539.3

Костенко Ю.В., Ткачук Н.А., докт. техн. наук; Грабовский А.В., канд. техн. наук;
Ткачук Н.Н., канд. техн. наук

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ МОДЕЛИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СИЛЫ УДАРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ НА ХАРАКТЕР ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВИБРОУДАРНЫХ СИСТЕМАХ

Введение. В статье [1] была поставлена задача о моделировании динамических процессов в виброударных системах с частичным разрушением технологического груза. Для определения силы ударного взаимодействия в простейших виброударных системах (рис. 1) применяется процедура ее идентификации путем сравнения, с одной стороны, результатов экспериментов, а с другой – результатов численного интегрирования системы уравнений.

$$\{m_1\ddot{\omega}_1 + C_1\dot{\omega}_1 + H_1\omega_1 + A\sin \omega t + m_1g + F = 0; m_2\dot{\omega}_2 + m_2g - F = 0. \quad (1)$$

где ω_1 и ω_2 - с точностью до направления перемещения тел 1 и 2 с массами m_1, m_2 ; C_1, H_1 - коэффициенты жесткости и вязкости системы подрессоривания тела 1; A, ω - амплитуда и круговая частота внешней возбуждающей гармонической силы; g - ускорение свободного падения [1].

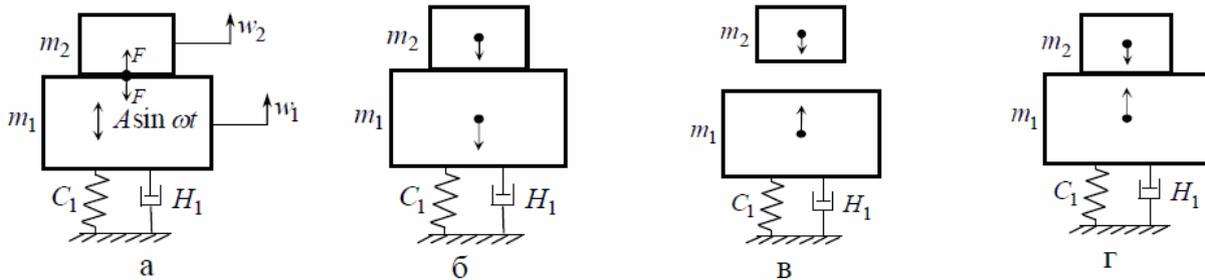


Рис.1. Виброударная система, состоящая из двух тел

Основная идея, предложенная в статье [1], 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:

$$F = F(\zeta, \dot{\zeta}) \quad F = 0 \text{ при } \zeta < 0; \quad F = F^{\wedge} \geq 0 \text{ при } \zeta \geq 0; \quad (2)$$

$$F(\zeta, \dot{\zeta}) = F(\zeta, 0), \dot{\zeta} < 0; \quad F(\zeta, \dot{\zeta}) > F(\zeta, 0) \text{ при } \dot{\zeta} > 0. \quad (3)$$

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:

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

Как отмечается в статье [1], данные представления дают возможность восстановить функцию F^{\wedge} в первом квадранте по значениям коэффициентов α при степенях $\zeta, \dot{\zeta}$. Частичные суммы ряда дают некоторое приближение F . И при этом возникают две задачи: определение количества удерживаемых членов того или иного ряда и определение коэффициентов α . В статье [1] предложен алгоритм идентификации коэффициентов α ряда (4) путем минимизации функционала несоответствия временных распределений $F(t)$, получаемых, с одной стороны, численным, а с другой — экспериментальным путем. В то же время отмечено, что представляет также интерес анализ влияния количества членов ряда (4) и его коэффициентов на характер динамического процесса в исследуемой виброударной системе.

Действительно, отвлекаясь от задачи идентификации коэффициентов α ряда (4), можно произвольно или целенаправленно варьировать эти самые коэффициенты, тем самым предопределяя поведение виброударной системы, описываемой уравнениями (1). Установление влияния задаваемых коэффициентов в представлении (4) силы ударного взаимодействия на динамику виброударного процесса составляет цель данной работы.

Постановка задачи. Рассматривается виброударная система, описанная в [1-4]. Для определенности задавались следующие значения параметров: $m_1 = 15960$ кг, $m_2 = 0,5m_1$, $C = 5280$ кН/м, $H = 127680$ Н·с/м, $A = 293$ кН, $\nu = 16$ Гц.

Установившийся периодический процесс определяется путем численного интегрирования системы уравнений (1) методом Рунге-Кутты при нулевых начальных условиях. Влияние различных факторов на поведение виброударной системы (1) исследуется путем варьирования количества и типа членов в разложении функции F (4).

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; фазовые диаграммы в плоскостях (w_1, \dot{w}_1) и (w_2, \dot{w}_2) .

При рассмотрении различных математических моделей для удобства идентификации составляющих предлагается ввести матрицу «сводных» идентификаторов. В общем виде она будет иметь следующий вид: $I = \text{iden}(O_{(1)}, O_{(2)} \dots O_{(n)})$.

Рассмотрим несколько характерных случаев влияния каждой составляющей силы на поведение виброударной системы. Здесь цифра 1 либо 0 показывает, включено слагаемое той или иной силы в разрешающую систему уравнений или нет. Весовые коэффициенты в данном случае выбраны равными 1. Весовые коэффициенты для внутренних сил в реальной конструкции предлагается определять при помощи экспериментальных исследований на опытной конструкции [1].

Схема «сводных» идентификаторов составляющих будет иметь следующий вид (рис. 2). В случае аппроксимации неизвестной силы комплексной (наиболее полной) вязкоупругой моделью (в схеме сводных идентификаторов модель представлена под номером 7), она имеет в своем составе все 4 компоненты (см. рис. 2). Общий вид силы ударного взаимодействия в фазовом пространстве примет вид, представленный на рис. 3.

Анализ моделей. Ниже рассматриваются более подробно модели, приведенные в таблице (см. рис 2). Для них приводятся выражения силы, а также результаты моделирования в графическом виде. Все результаты приводятся в безразмерном виде. В качестве базового случая (к характеристикам которого отнесены все контролируемые величины) была выбрана модель с *полным* набором параметров в системе, номер 7 (см. рис. 2).

№	ЛУ	ЛД	НУ	НД	
1	1	0	0	0	$F = -C_3^1 \cdot \zeta$ при $\zeta \geq 0$
2	0	1	0	0	$F = -H_3^1 \cdot \dot{\zeta} \cdot S(\dot{\zeta})$ где $S(\dot{\zeta}) = \begin{cases} 0, & \dot{\zeta} < 0, \\ 1, & -\dot{\zeta} \geq 0. \end{cases}$
3	0	0	1	0	$F = -C_3^1 \cdot \zeta \times \zeta / \max \zeta $
4	0	0	0	1	$F = -H_3^1 \cdot \dot{\zeta} \times \zeta / \max \zeta \cdot S(\dot{\zeta})$
5	1	1	0	0	$F = -C_3^1 \cdot \zeta - H_3^1 \cdot \dot{\zeta} \cdot S(\dot{\zeta})$
6	1	1	1	0	$F = -C_3^1 \cdot \zeta - H_3^1 \cdot \dot{\zeta} \cdot S(\dot{\zeta}) - C_3^1 \cdot \zeta \times \zeta / \max \zeta $
7	1	1	1	1	$F = -C_3^1 \cdot \zeta - H_3^1 \cdot \dot{\zeta} \cdot S(\dot{\zeta}) - C_3^1 \cdot \zeta \times \zeta / \max \zeta - H_3^1 \cdot \dot{\zeta} \times \zeta / \max \zeta \cdot S(\dot{\zeta})$

Рис. 2. Схема «сводных» идентификаторов составляющих силы ударного взаимодействия: ЛУ – «линейная упругая» компонента (линейно зависит от перемещений); ЛД – «линейная дифференциальная» компонента (линейно зависит от скорости); НУ – «нелинейная упругая» компонента (пропорциональная квадрату перемещений); НД – «нелинейная дифференциальная» компонента (пропорциональная произведению перемещения и скорости)

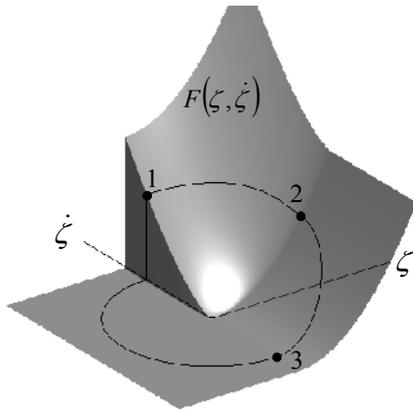


Рис.3. Общий вид внутренней силы ударного взаимодействия в фазовом пространстве $\zeta, \dot{\zeta}$ [1]

Влияние компоненты, линейно зависящей от перемещения. Общий вид слагаемого для выражения силы в данном случае:

$$F = C_3^1 \cdot (w_2 - w_1) = -C_3^1 \cdot \zeta \text{ при } \zeta \leq 0. \quad (5)$$

На графиках (рис. 4-9) приводятся безразмерные временные распределения и фазовые траектории.

Из приведенных результатов стоит отметить, что в приведенной математической модели виброударной системы нет «равноударного» установившегося режима, т.е. с периодом возмущения $T = 2\pi / \omega$. Система обладает двумя чередующимися различными по длительности и амплитуде ударами на двойном периоде возмущения, что обуславливает наличие субгармонического режима.

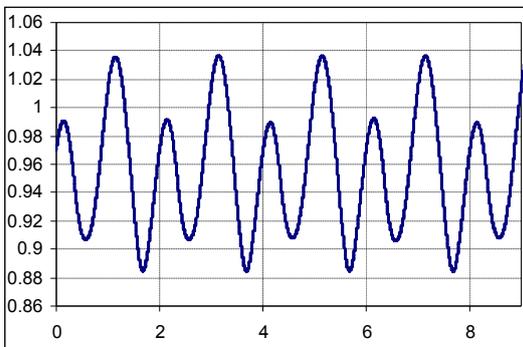


Рис.4. Распределение относительной величины $w_1(t)$ в относительном времени на установившемся режиме

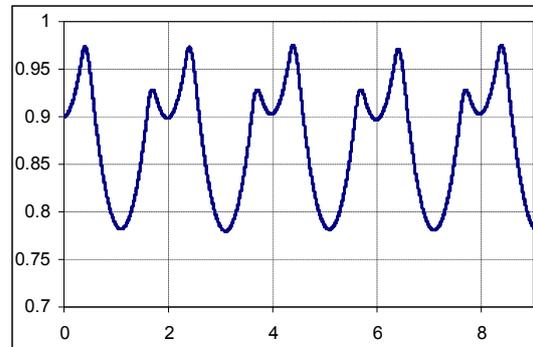


Рис.5. Распределение относительной величины $w_2(t)$ в относительном времени на установившемся режиме

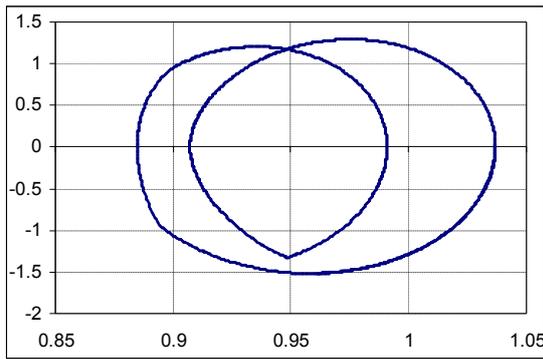


Рис. 6. Фазовая диаграмма в плоскости (w_1, \dot{w}_1) (относительные величины)

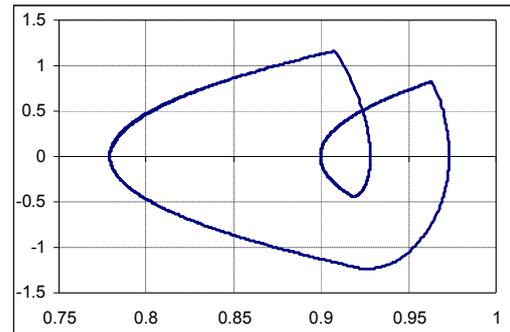


Рис. 7. Фазовая диаграмма в плоскости (w_2, \dot{w}_2) (относительные величины)

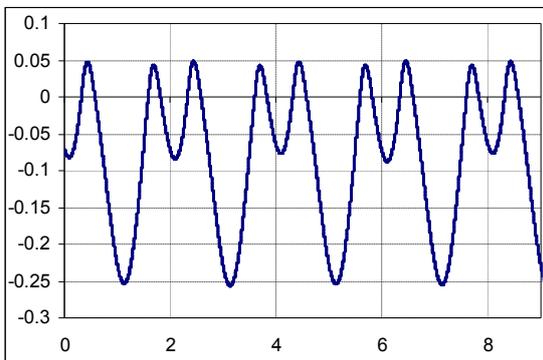


Рис. 8. Разность распределений $w_1 - w_2$ на установившемся режиме (относительная)

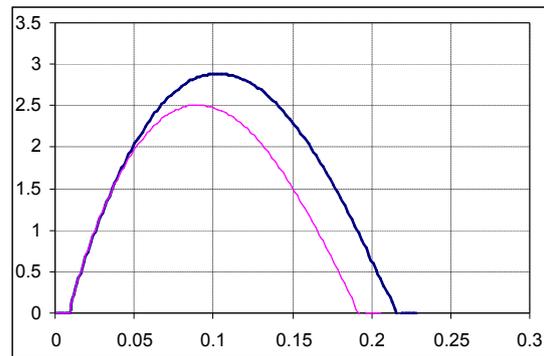


Рис. 9. Характер временного распределения компоненты силы ударного взаимодействия, линейно зависящей от перемещения

При исследовании вида решения системы в фазовой плоскости можно сделать вывод, что оно представляет собой замкнутые кривые, что свидетельствует об установившемся и устойчивом режиме, однако их траектория пересекается, поскольку получаемый режим повторяется через 2 периода, т.е. наблюдается субгармонический режим.

Также диаграммы на фазовых плоскостях имеют «изломы» в траектории, что характерно для виброударных систем.

Влияние компоненты, линейно зависящей от скорости. Общий вид выражения для определения силы следующий:

$$F = -H_3^1 \cdot \dot{\zeta} \cdot S(\dot{\zeta}), S(\dot{\zeta}) = 1, \dot{\zeta} \geq 0; \quad 0, \dot{\zeta} < 0. \quad (6)$$

Результаты приведены на рис. 10 - 15. Из приведенных графиков можно сделать вывод, что введенное слагаемое значительно увеличивает длительность удара, что приводит практически к «прилипанию» двух тел. Такое поведение системы на графиках фазовых плоскостей проявляется приближением их фактически к эллипсу, однако в момент максимальной величины силы присутствует небольшое возмущение.

Влияние компоненты, пропорциональной квадрату перемещения. Общий вид слагаемого силы записывается следующим образом:

$$F = -C_3^1 \cdot \zeta \times |\zeta| / \max|\zeta|, \zeta \leq 0. \quad (7)$$

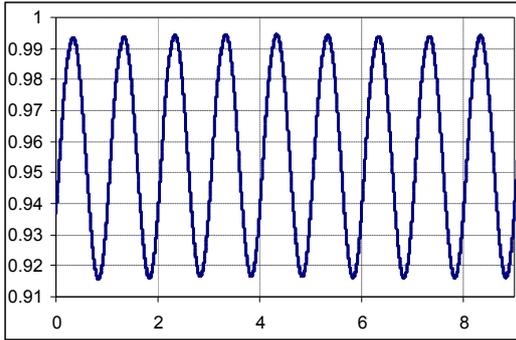


Рис. 10. Распределение относительной величины $w_1(t)$

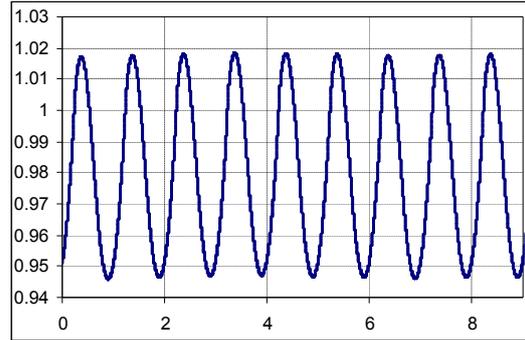


Рис. 11. Распределение относительной величины $w_2(t)$

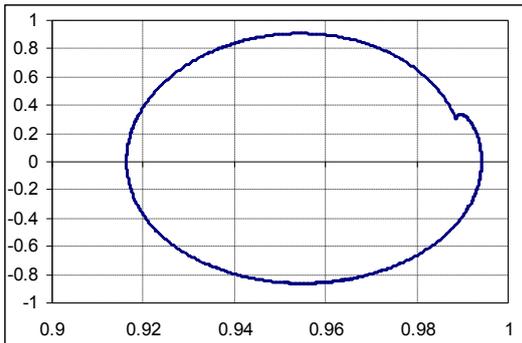


Рис. 12. Фазовая диаграмма (w_1, \dot{w}_1)

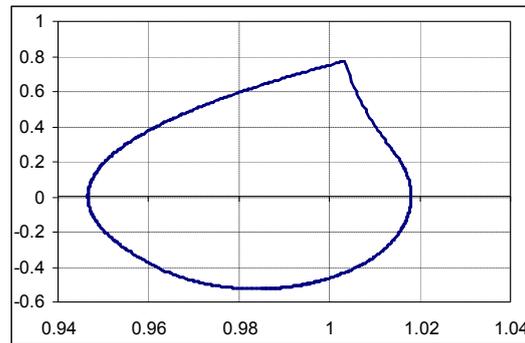


Рис. 13. Фазовая диаграмма (w_2, \dot{w}_2)

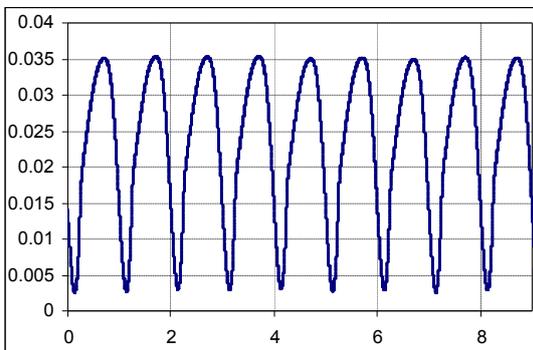


Рис. 14. Разность распределений $w_1 - w_2$

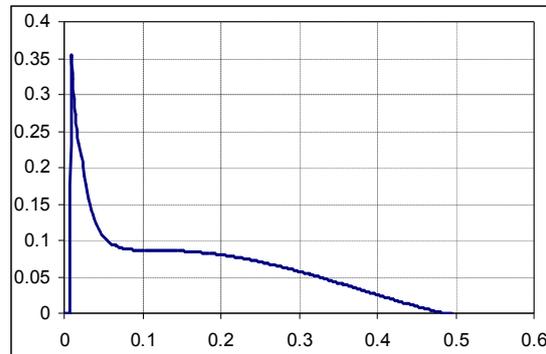


Рис. 15. Характер распределения компоненты силы, пропорциональной скорости

Картины распределения различных величин приведены на рис. 16 - 21. Анализируя графики, можно заключить, что при действии нелинейной упругой компоненты силы поведение системы, как и при 1-м случае, не имеет «равноударного» установившегося решения, но «разноударность» приобрела менее неравномерный характер. Однако в этом случае получается слишком большое внедрение, что влечет за собой достаточно длительную фазу соударения. Фазовые диаграммы в таком случае схожи с диаграммами при «чисто» вязкой силе, однако сохраняется две петли, как и в случае 1.

Влияние компоненты, пропорциональной произведению скорости и перемещения. Общий вид выражения для силы записывается следующим образом:

$$F = -H_3^1 \cdot \dot{\zeta} \times |\zeta| / \max|\zeta| \cdot S(\dot{\zeta}). \quad (8)$$

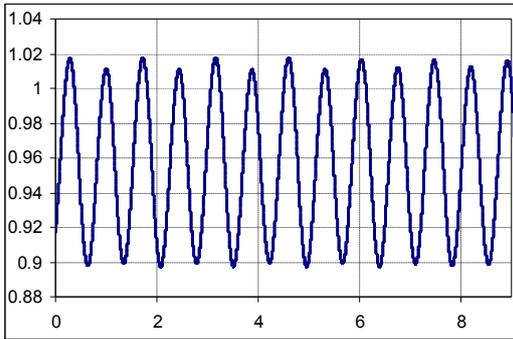


Рис. 16. Распределение $w_1(t)$

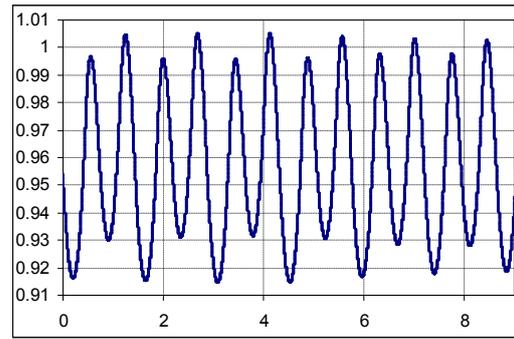


Рис.17. Распределение $w_2(t)$

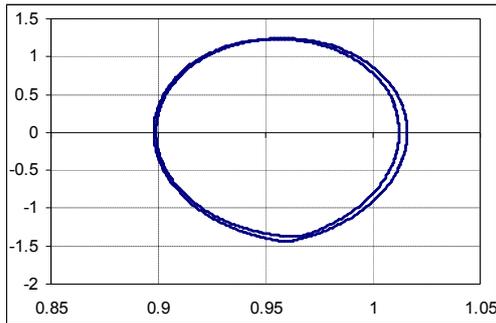


Рис. 18. Фазовая диаграмма (w_1, \dot{w}_1)

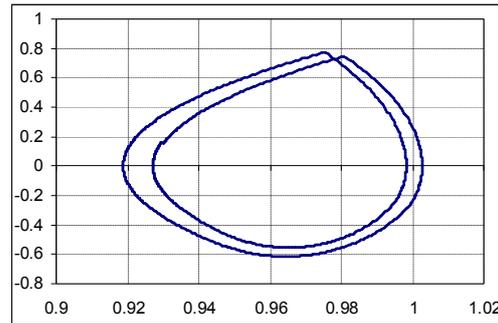


Рис. 19. Фазовая диаграмма (w_2, \dot{w}_2)

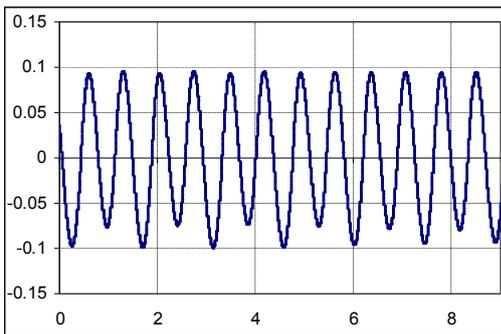


Рис. 20. Разность распределений $w_1 - w_2$

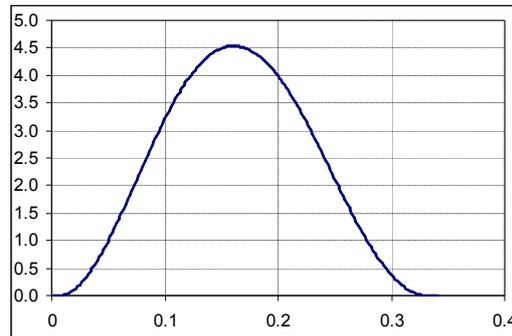


Рис. 21. Характер распределения компоненты силы ударного взаимодействия, пропорциональной квадрату перемещения

Результаты численного интегрирования приведены на рис. 22 - 27.

При задании в модели только нелинейной вязкой силы два тела слипаются, проникают одно в другое и колеблются как в «вязкой жидкости», причем на фазовых диаграммах траектории движения - практически невозмущенный эллипс.

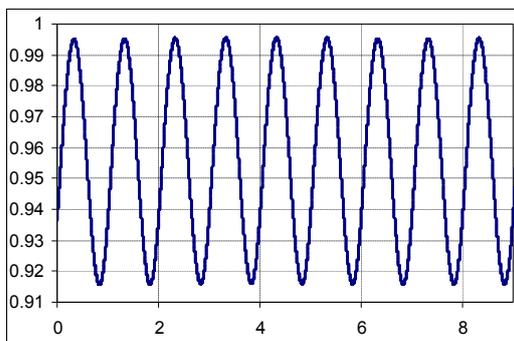


Рис. 22. Распределение $w_1(t)$

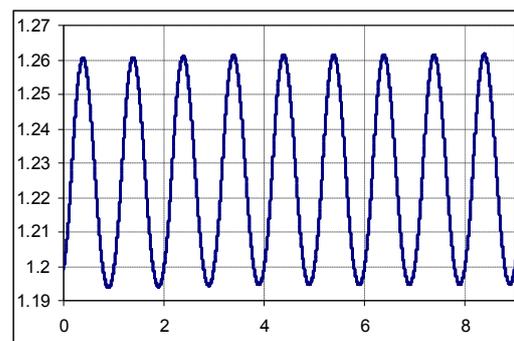


Рис.23. Распределение $w_2(t)$

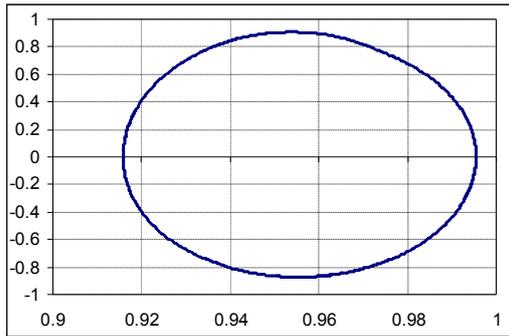


Рис. 24. Фазовая диаграмма (w_1, \dot{w}_1)

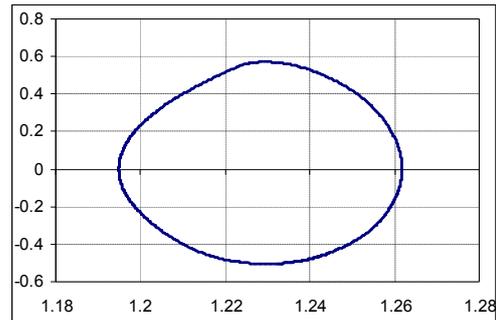


Рис. 25. Фазовая диаграмма (w_2, \dot{w}_2)

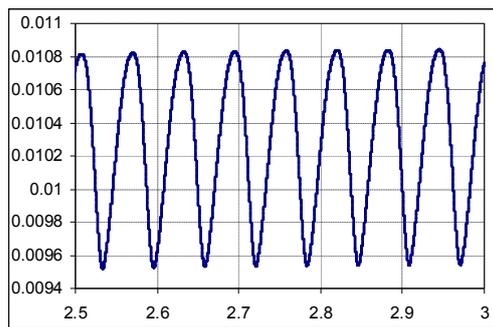


Рис. 26. Разность распределений $w_1 - w_2$

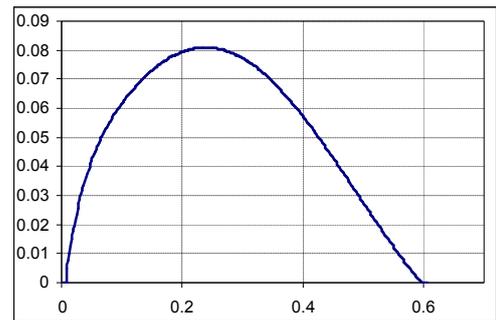


Рис. 27. Характер распределения компоненты силы ударного взаимодействия, пропорциональной произведению скорости и перемещения

Общий анализ влияния компонент силы ударного взаимодействия.

Анализируя приведенные диаграммы, можно заключить, что каждая из составляющих вносит свой особый вклад в поведение виброударной системы, и путем совмещения несколько компонент силы ударного взаимодействия можно получить большое число комбинаций численных характеристик и качественного характера поведения системы.

Реальное поведение конкретной технической виброударной системы можно определить, используя комбинацию различных компонент силы ударного взаимодействия в системе. Комбинируя при этом весовыми коэффициентами отдельных составляющих, можно достичь совпадения результатов численного моделирования поведения виброударной системы с экспериментальными данными [1].

В то же время, отвлекаясь от исследования конкретных виброударных систем, можно исследовать реакцию модели виброударной системы на те или иные характеристики комбинацией рассмотренных выше компонент силы ударного взаимодействия.

Для этого рассмотрим несколько характерных комбинаций I-IV, причем по мере усложнения математической модели будет добавляться в систему та или иная составляющая силы взаимодействия элементов виброударной системы. При этом название того или иного варианта модели для определения данной компоненты силы соответствует характеру зависимости от скорости и перемещения.

Линейная вязкоупругая неударживающая компоненты силы. В этом случае внутренняя сила записывается следующим образом:

$$\begin{aligned}
 F &= -C_3^1 \cdot \zeta - H_3^1 \cdot \dot{\zeta} \cdot S(\dot{\zeta}), C_3^1 = const, \\
 H_3^1 &= H_3 \cdot S(\dot{\zeta}); S(\dot{\zeta}) = 0, \dot{\zeta} \geq 0; 1, \dot{\zeta} < 0.
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

На рисунках (рис. 28 - 33) проілюстрован характер поведения системы при такой модели силы.

Из сравнения картин поведения упругой и вязкоупругой систем видно, что при добавлении в систему соизмеримого по величине линейного демпфирования она выходит на установившийся равноударный режим. Также в системе изменился характер фазовых диаграмм, и фазовая траектория приобрела замкнутый характер в пределах одного периода колебаний, т.е. субгармонический режим не реализуется.

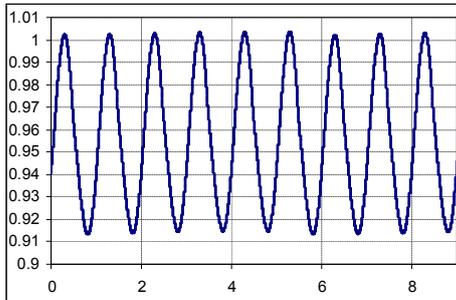


Рис. 28. Распределение $w_1(t)$

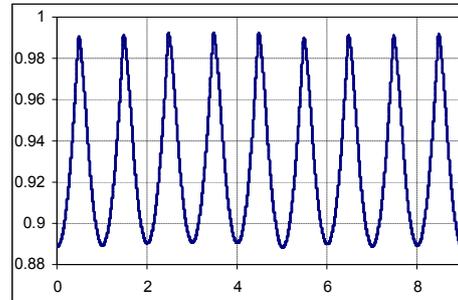


Рис. 29. Распределение $w_2(t)$

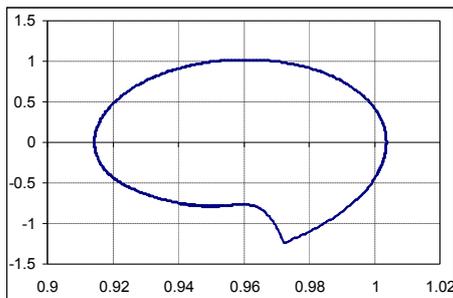


Рис. 30. Фазовая диаграмма (w_1, \dot{w}_1)

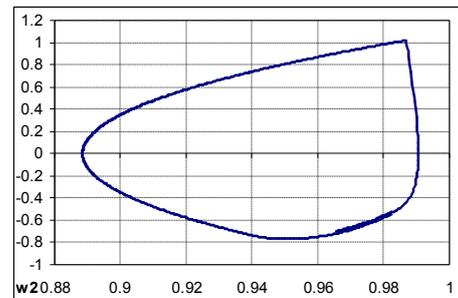


Рис. 31. Фазовая диаграмма (w_2, \dot{w}_2)

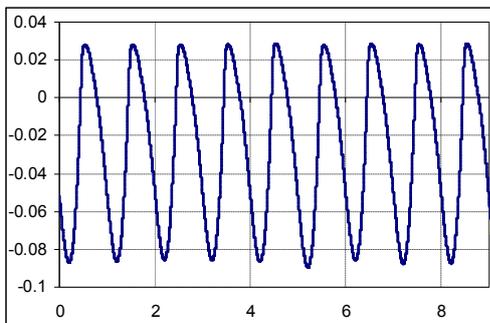


Рис.32. Разность распределений $w_1 - w_2$

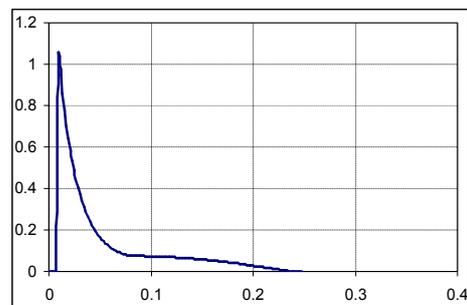


Рис. 33. Характер распределения относительной линейной вязкоупругой неударивающей компоненты силы

Нелинейная упругая и линейная вязкая компоненты силы. В этом случае сила ударного взаимодействия записывается следующим образом:

$$F = -C_3^1 \cdot \zeta - C_3^1 \cdot \zeta \times |\zeta| / \max|\zeta| - H_3^1 \cdot \dot{\zeta} \cdot S(\dot{\zeta}). \quad (10)$$

В случае добавления в систему нелинейной упругой компоненты поведение системы будет следующим (рис. 34 - 39). Наблюдается равноударный установившийся режим движения, практически повторяющий предыдущий вариант.

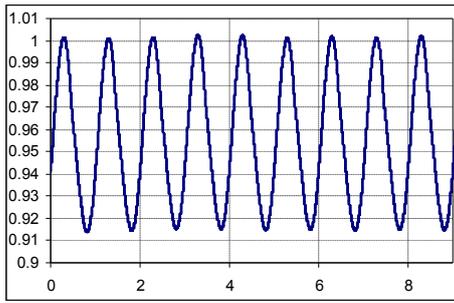


Рис. 34. Распределение $w_1(t)$

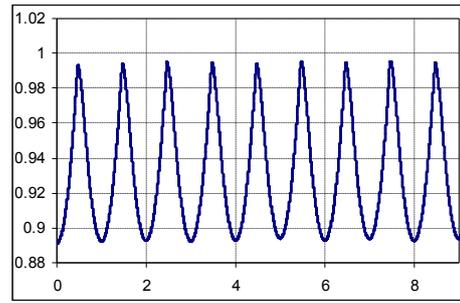


Рис.35. Распределение $w_2(t)$

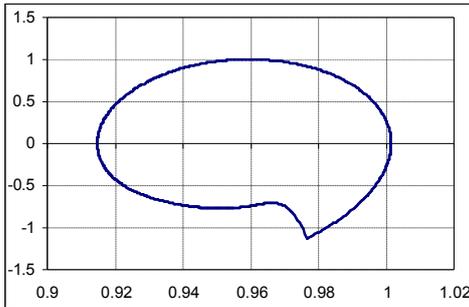


Рис. 36. Фазовая диаграмма (w_1, \dot{w}_1)

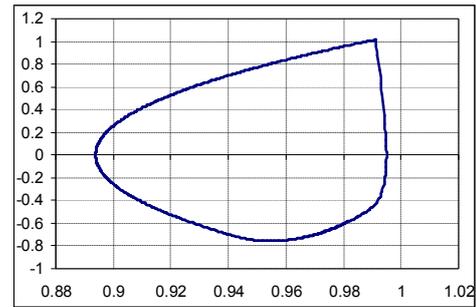


Рис. 37. Фазовая диаграмма (w_2, \dot{w}_2)

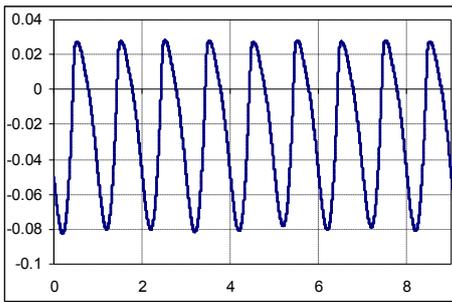


Рис. 38. Разность распределений $w_1 - w_2$

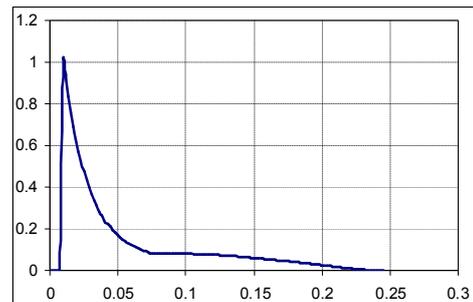


Рис. 39. Характер распределения нелинейной упругой и линейной вязкой компонент силы

Модель с набором всех компонент силы (и четырех слагаемых частичной суммы ряда Тейлора). В этом случае сила взаимодействия записывается следующим образом:

$$F = -C_3^1 \cdot \zeta - C_3^1 \cdot \zeta \times |\zeta| / \max|\zeta| - H_3^1 \cdot \dot{\zeta} \cdot S(\dot{\zeta}) - H_3^1 \cdot \dot{\zeta} \times |\dot{\zeta}| / \max|\dot{\zeta}| \cdot S(\dot{\zeta}). \quad (11)$$

Это – самый общий из рассмотренных случаев – модель с линейными и нелинейными по скорости и перемещению компонентами. Характерные графики распределений контролируемых величин приведены ниже (рис. 40 - 45).

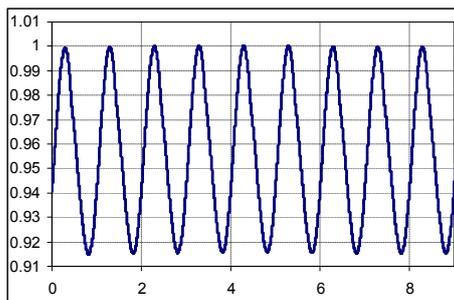


Рис. 40. Распределение $w_1(t)$

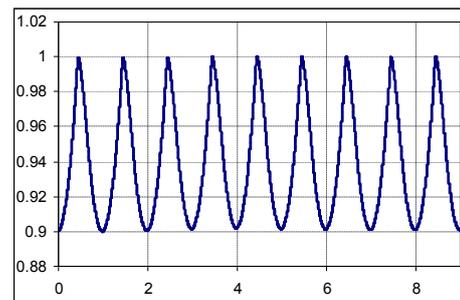


Рис. 41. Распределение $w_2(t)$

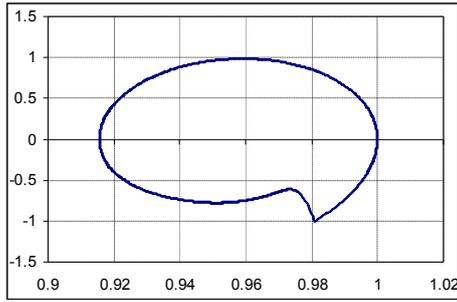


Рис. 42. Фазовая диаграмма (w_1, \dot{w}_1)

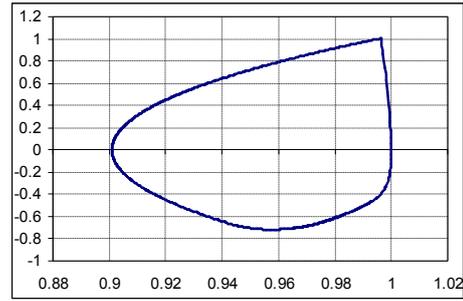


Рис. 43. Фазовая диаграмма (w_2, \dot{w}_2)

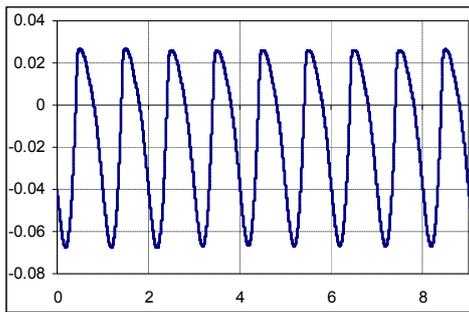


Рис. 44. Разность распределений $w_1 - w_2$

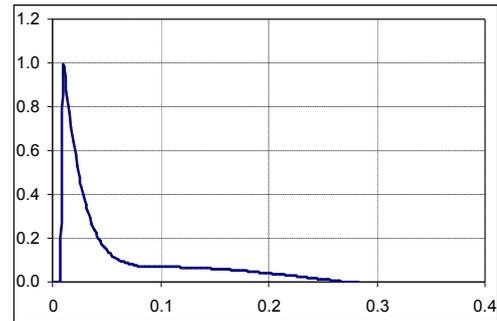


Рис. 45. Характер распределения относительной силы, модель которой содержит все 4 компоненты силы

Стоит еще раз отметить, что приведенная модель была выбрана как базовая. Она содержит четыре компоненты. При этом характер установившегося процесса в данном случае соответствует случаю, когда в представлении силы ударного взаимодействия присутствует только два линейных члена (от скорости и от перемещения).

Таким образом, при введении нелинейных слагаемых такие характеристики исследованной системы как амплитуда силы, длительность импульса и перемещений меняются незначительно (относительно модели с линейными компонентами), однако появляются дополнительные возможности варьирования для получения более точного решения и подбора параметров при расчетно-экспериментальном определении силы ударного взаимодействия.

Как показал анализ публикаций, некоторые авторы предлагают аппроксимировать силу ударного взаимодействия в момент удара по модифицированной формуле Герца [5, 6]. Покажем, что предложенный в данной работе подход также позволяет выбрать внутреннюю силу по формуле Герца, предложенной в упомянутых работах. Для этого представим силу в виде:

$$F = -\beta(w_2 - w_1)^{3/2} = -\beta\zeta\sqrt{|\zeta|}, \quad \zeta \leq 0. \quad (12)$$

Здесь $\beta = 3.35 \cdot 10^9$. В результате интегрирования системы дифференциальных уравнений с выражением для силы (12) получаются следующие результаты, представленные на рис. 46, 47.

Стоит отметить, что эти же характеристики в системе можно получить путем выбора внутреннего усилия следующим образом и подбора соответствующих весовых коэффициентов:

$$F = \alpha_{11}(w_2 - w_1) + \alpha_{12}(w_2 - w_1)^2 = -\alpha_{11}\zeta + \alpha_{12}\zeta^2. \quad (13)$$

Здесь $\alpha_{11} = 9.3 \cdot 10^7$ Н/м, $\alpha_{12} = 7.15 \cdot 10^5$ Н с/м.

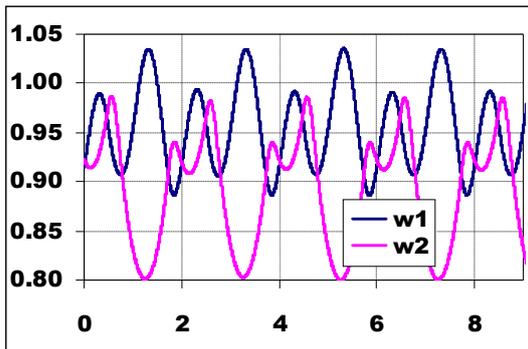


Рис. 46. Распределение относительной величины $w_1(t)$ и $w_2(t)$ в относительном времени на установившемся режиме

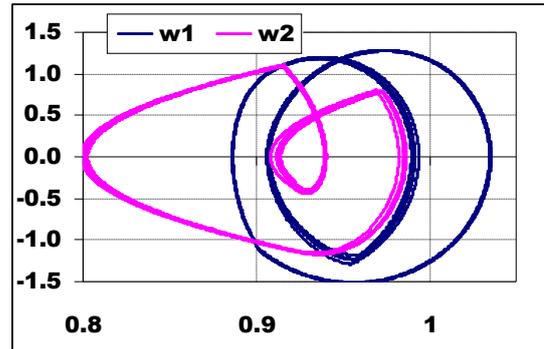


Рис. 47. Фазовые диаграммы в плоскостях $(w_1(t), \dot{w}_1(t))$ и $(w_2(t), \dot{w}_2(t))$ (относительные величины)

Ниже представлены графики распределения внутренней силы ударного взаимодействия на установившемся режиме в относительном времени (рис. 48) при аппроксимации внутренней силы различными функциями: по Герцу (12) и по квадратичной зависимости (13).

Как видно из графика, при аппроксимации (13) отличие решения по максимальному значению составляет менее 10% от случая задания силы по модифицированной формуле Герца.

По остальным характеристикам динамическое поведение системы практически совпадает (погрешность – в пределах 5%) (рис. 49, 50 в сравнении с рис. 46, 47). Таким образом, совпадает также и характер установившегося динамического процесса, который является субгармоническим.

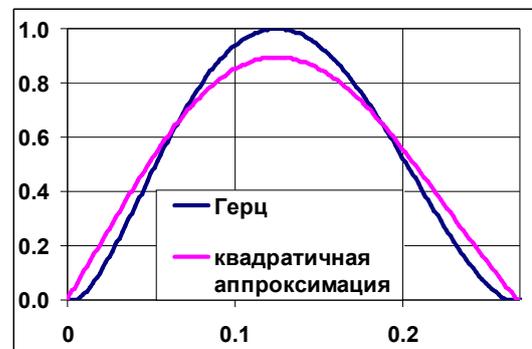


Рис. 48. Распределение относительной силы ударного взаимодействия $F(t)$ во времени на установившемся режиме

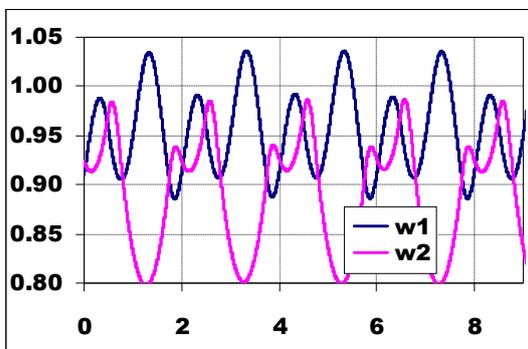


Рис. 49. Распределение относительной величины $w_1(t)$ и $w_2(t)$ в относительном времени на установившемся режиме

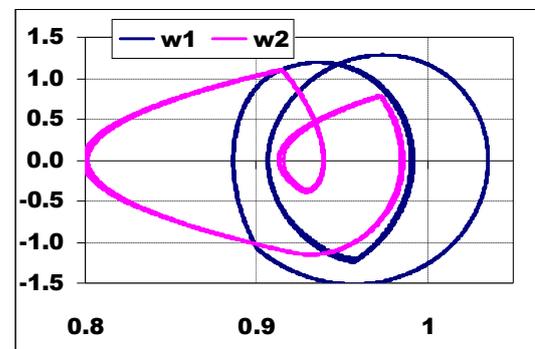


Рис. 50. Фазовые диаграммы в плоскостях $(w_1(t), \dot{w}_1(t))$ и $(w_2(t), \dot{w}_2(t))$ (относительные величины)

Таким образом, для удовлетворения данным экспериментальных исследований можно привлекать различные модели. Варьируя базисные функции в разложении силы ударного взаимодействия по фазовым переменным, а также количество удерживаемых членов ряда в таком разложении, можно в широких пределах изменять основные характеристики, получаемые при численном интегрировании уравнений движения системы. При этом важно определить то минимально необходимое количество членов ряда, которые следует удержать для достижения требуемого уровня соответствия результатов численных и экспериментальных исследований. Также важно определить «парциальный» вклад отдельных членов построенного ряда в динамику исследуемой виброударной системы, что сделано и описано выше в материалах данной работы.

Анализ результатов. Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы.

1. В исследуемой системе при нулевых начальных условиях возбуждается устойчивый установившийся режим кратности 1 или кратности 2.

2. Длительность τ ударного взаимодействия зависит от параметров, характеризующих инерционно-геометрические параметры взаимодействующих тел, упругие, демпфирующие свойства материалов этих тел или промежуточного слоя, находящегося в зоне взаимодействия данных тел.

3. Максимальные значения различных компонент силы ударного взаимодействия, соответствующих различным членам ряда в разложении этой силы по фазовым переменным, достигаются на различных фазах взаимодействия: на начальном этапе – компоненты, пропорциональные скорости; в средней – компоненты, пропорциональные перемещениям.

4. При определенных сочетаниях компонент силы ударного взаимодействия возможны как «равноударные» периодические процессы с периодом ударного процесса T , так и «разноударные» - с периодом $2T$ (субгармонические). При этом меньшая и большая по амплитуде силы чередуются, причем соотношения этих амплитуд зависит от соотношений коэффициентов различных членов ряда в разложении силы ударного взаимодействия по выбранным базисным функциям от фазовых переменных – относительной скорости и взаимного сближения (взаимопроникновения) тел.

5. Путем соответствующего подбора коэффициентов в разложении силы контактного взаимодействия можно аппроксимировать различные модели для ее описания, например, модель Герца [5, 6].

Т.о., подтверждается варьированность и реагирование системы на изменение структуры и параметров в зависимости, описывающей усилие контактного взаимодействия в исследуемой виброударной системе как функцию от переменных состояния. Это дает основание утверждать, что решение обратной задачи (т.е. определение вида зависимости $F = F(\zeta, \dot{\zeta})$) имеет решение, причем при достаточно небольшом наборе базисных функций в разложении (4).

В качестве общего вывода можно заключить, что путем целенаправленного перебора компонент силы F в разложении (4) можно достаточно широко управлять и характером движения, и амплитудами сил, и временем контакта тел в виброударной системе, и временными распределениями сил ударного взаимодействия. Т.о., предложенный в работе подход продемонстрировал возможность управления свойствами системы путем изменения структуры и параметров различных составляющих силы внутреннего взаимодействия в виброударной системе, а также потенциальную возможность решения обратной задачи – идентификации характеристик той или иной конкретной виброударной системы по результатам эксперимента.

Заклучение. В статье предложен новый подход к исследованию динамических характеристик виброударных систем, которому присущи следующие особенности.

1. Используется разработанный ранее новый подход к определению силы ударного взаимодействия в виброударной системе, при котором зависимость этой силы от параметров состояния системы не задается, а определяется в ходе расчетно-экспериментальных исследований.

2. Предложено представление системы в виде функционального, в частности, степенного ряда по сближениям и относительным скоростям элементов виброударной системы, т.е. по их скоростям и перемещениям. В этом случае характер динамических процессов в системе определяют количество удерживаемых членов ряда в разложении и величины соответствующих коэффициентов при этих членах.

3. Предложенный подход позволяет учесть существенно нелинейные процессы в виброударной системе, которые дают возможность лучше описать динамику высоконагруженных виброударных машин, в первую очередь силы ударного взаимодействия, которые априори неизвестным образом зависят от переменных состояния для реальных случаев, когда процессы, происходящие в результате ударного взаимодействия технологического груза и корпуса машины, могут приводить к образованию слоя вещества со сложными и трудноопределяемыми физико-механическими свойствами.

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие **выводы**.

1. Проанализирован характер влияния каждого из составляющих компонент в представлении силы ударного взаимодействия в виде частичной суммы ряда Тейлора по величинам сближения и относительным скоростям двух взаимодействующих тел, образующих виброударную систему. Установлено, что различные компоненты приводят к отличающимся количественно и качественно динамическим установившимся процессам при численном интегрировании уравнений движения. Особый интерес представляет временное распределение силы ударного взаимодействия, которая при варьировании коэффициентов ряда изменяет характер, в т.ч. – длительность ударного взаимодействия, величину максимального значения и момент его достижения. Также приведено несколько вариантов качественного анализа с различными их комбинациями.

2. Проанализирован характер движения элементов системы по фазовым портретам. В исследованных виброударных системах обнаружены устойчивые “равноударные” (с периодом T действия возмущающей силы) и “разноударные” (с двойным периодом $2T$ - субгармонические) установившиеся режимы. При этом путем варьирования структурой силы ударного взаимодействия (т.е. состава и количества базисных функций в ее представлении в виде частичной суммы функционального ряда, например, ряда Тейлора) и величинами коэффициентов этого ряда можно переходить от “равноударных” к “разноударным” режимам (и наоборот).

3. От структуры и параметров в представлении силы ударного взаимодействия в виде частичной суммы ряда от переменных состояния (от относительного сближения и скорости соударяющихся тел) очень сильно зависят: длительность удара (может меняться на порядок); фазовые траектории (от почти недеформируемого овала-эллипса до неправильной каплевидной формы с резкими изломами); амплитуда ударной силы (меняется в несколько раз); расположение максимума этой силы (в начале интервала ударного взаимодействия или ближе к середине). Существенное изменение качественного характера динамических процессов, а также их количественных характеристик, дает основание для выводов, во-первых, об управляемости процессов в виброударных системах, а, во-вторых, - о возможности решения задачи идентификации силы ударного взаимодействия даже при сравнительно небольшом количестве членов ряда в разложении по фазовым переменным.

В дальнейшем планируется провести более подробный анализ зависимости количественных характеристик виброударных процессов от отдельных параметров, которые отражают физико-механические свойства элементов той или иной виброударной системы.

Литература: 1. Ткачук Н.А., Грабовський А.В., Ткачук Н.Н., Костенко Ю.В., Артемов И.В. Численное моделирование динамических процессов в виброударных системах // «Вісник НТУ «ХПИ». Тем. випуск: Математичне моделювання в техніці та технологіях, № 42, 2011. – С.179-187. 2. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти томах. – М.: Машиностроение. – 1981. – Т. 2. Вибрационные процессы и машины. – Под ред. Блехмана И. И., 1979. – 351 с. 3. Барчан Е.Н. Совершенствование методов расчета и конструкций выбивной транспортной машины для формовочной линии крупного литья: дис. канд. техн. наук: 05.02.02. – Мариуполь. – 2008. 4. Грабовский А.В. Ударное взаимодействие и динамические процессы в виброударных машинах с частичным разрушением технологического груза: дис. канд. техн. наук: 05.02.09. – Харьков. – 2011. 5. Погорелова О. С. Сравнительный анализ способов моделирования контактного взаимодействия в виброударных системах / О. С. Погорелова, Т. Г. Постникова, С. Н. Гончаренко // Пробл. Прочности. – 2009. – № 4. – С. 69-77. 6. Погорелова О. С. Численные исследования динамических процессов в виброударных системах при моделировании удара силой контактного взаимодействия / О.С. Погорелова, Т. Г. Постникова, О. А. Лукьянченко // Пробл. прочности. – 2008. – № 6. – С. 82-90.

Bibliography (transliterated): 1. Tkachuk N.A., Grabovs'kij A.V., Tkachuk N.N., Kostenko Ju.V., Artemov I.V. Chislennoe modelirovanie dinamicheskikh processov v vibroudarnykh sistemah // «Visnik NTU «HPI». Tem. vipusk: Matematichne modeljuvannja v tehnicі ta tehnologijah, № 42, 2011. – S.179-187. 2. Vibracii v tehnikе: Spravochnik. V 6-ti tomah. – M.: Mashinostroenie. – 1981. – T. 2. Vibracionnye processy i mashiny. – Pod red. Blehmana I. I., 1979. – 351 s. 3. Barchan E.N. Sovershenstvovanie metodov rascheta i konstrukcij vybivnoj transportnoj mashiny dlja formovochnoj linii krupnogo lit'ja: dis. kand. tehn. nauk: 05.02.02. – Mariupol'. – 2008. 4. Grabovskij A.V. Udarное vzaimodejstvie i dinamicheskie processy v vibroudarnykh mashinah s chastichnym razrusheniem tehnologicheskogo gruzа: dis. kand. tehn. nauk: 05.02.09. – Har'kov. – 2011. 5. Pogorelova O. S. Sravnitel'nyj analiz sposobov modelirovanija kontaktnogo vzaimodejstvija v vibroudarnykh sistemah / O. S. Pogorelova, T. G. Postnikova, S. N. Goncharenko // Probl. Prochnosti. – 2009. – № 4. – S. 69-77. 6. Pogorelova O. S. Chislennye issledovanija dinamicheskikh processov v vibroudarnykh sistemah pri modelirovanii udara siloj kontaktnogo vzaimodejstvija / O.S. Pogorelova, T. G. Postnikova, O. A. Luk'janchenko // Probl. prochnosti. – 2008. – № 6. – S. 82-90.

Костенко Ю.В., Ткачук М.А., Грабовський А.В., Ткачук М.М.

ЧИСЛОВИЙ АНАЛІЗ ВПЛИВУ МОДЕЛІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ УДАРНОЇ ВЗАЄМОДІЇ НА ХАРАКТЕР ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ВІБРОУДАРНИХ СИСТЕМАХ

У статті розглядається задача про вплив функції, яка описує силу ударної взаємодії, на характер динамічних процесів у виброударних системах. Установлені характерні особливості: деформації фазових діаграм, можливість субгармонічного режиму, зміна тривалості ударної взаємодії. Наведені приклади дослідження реальних виброударних систем.

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

ЧИСЛЕННИЙ АНАЛІЗ ВЛИЯНИЯ МОДЕЛИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СИЛЫ УДАРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ НА ХАРАКТЕР ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВИБРОУДАРНЫХ СИСТЕМАХ

В статье рассматривается задача о влиянии функции, которая описывает силу ударного взаимодействия, на характер динамических процессов в виброударных системах. Определены характерные особенности: деформации фазовых диаграмм, возможность субгармонического режима, смена длительности ударного взаимодействия. Приведены примеры исследования реальных виброударных систем.

Kostenko Y.V., Tkachyk M.A., Grabovsky A.V., Tkachyk M.M.

NUMERICAL ANALYSIS OF THE MODEL INFLUENCE FOR THE IMPACT
INTERACTION FORCE DEFINITION OF THE DYNAMICAL PROCESSES
CHARACTER IN VIBROIMPACT SYSTEMS

This paper describes the task about influence of the function, that describes impact interaction force, on the character of the dynamical processes in the vibroimpact systems. Phase diagram deformation, sybharmonic mode possibility, changing of the impact interaction duration were defined as outstanding characteristics. The examples of real vibroimpact systems investigations were presented.

УДК 621.7

Львов Г.И., д-р техн. наук; Огороков В.А.

ОПТИМАЛЬНОЕ АВТОФРЕТИРОВАНИЕ ТАНКОВОЙ ПУШКИ

Введение. Постоянное улучшение защищенности танков и противотанковых средств, а также возрастание огневой мощи танков непременно влечет за собой повышение прочностных характеристик отдельных частей вооружения танка. Для придания снаряду большей начальной скорости при выстреле необходимо увеличивать давление от взрыва пороховых газов в канале ствола. Однако величина предельного давления ограничена прочностью материала пушки. Одним из способов повышения предельно допустимого давления является процедура автофретирования. Для этого ствол нагружают так, чтобы во внутренних слоях или по всей толщине возникли пластические деформации. После снятия нагрузки во внутренних стенках ствола появляются остаточные сжимающие напряжения, которые суммируются с противоположными по знаку напряжениями от внутреннего давления, и в результате дают меньшее значение действующих напряжений. Таким образом, значительно повышается допустимое внутреннее давление. Автофретирование является альтернативой использования составных цилиндров, собранных с предварительным натягом.

Фундаментальными работами в области исследования автофретирования являются работы [1,2].

При разгрузке цилиндра может возникать такое явление как эффект Баушингера, который для одноосного напряженного состояния проявляется в снижении предела текучести на сжатие, предварительно пластически растянутого образца. В случае сложного напряженного состояния это может проявиться в появлении вторичных пластических деформаций при разгрузке, и как следствие ведет к уменьшению благоприятных остаточных напряжений. Поэтому при расчете процессов автофретирования необходимо использовать теории пластичности, позволяющие учесть эффект Баушингера. В статье рассматривается модель пластичности с комбинированным упрочнением. При использовании такой модели поверхность пластичности может равномерно расширяться и смещаться, что позволяет учесть эффект Баушингера. Вопрос о влиянии эффекта Баушингера на процесс автофретирования рассматривается в статьях [3,4].

Процедура автофретирования приводит к образованию значительных пластических деформаций, что может привести к разупрочнению материала вследствие появления в нем повреждений. На экспериментальных диаграммах деформирования это проявляется в снижении модуля упругости материала при разгрузке. Для моделирования таких явлений используется континуальная механика повреждаемости. Впервые в работах Работнова Ю.Н. [5] предложено связать повреждения материала и деградацию

свойств упругости с параметром повреждаемости, который определяется как отношение общей площади сечения материала к площади, эффективно сопротивляющейся нагрузке. В работе Леметра Д. [6] представлены кинетические законы развития для хрупкой повреждаемости, повреждаемости вследствие пластичности, ползучести, малоцикловой и многоцикловой усталости.

Повреждаемость материала приводит к снижению остаточных напряжений, поэтому нахождение оптимальных режимов автофретирования имеет большое практическое значение.

Основные соотношения инкрементальной теории пластичности с учетом повреждаемости материала. В зависимости от принятого закона изменения размеров, формы и перемещения поверхности пластичности, можно получать различные теории пластичности. Для учета анизотропного характера упрочнения может быть применена модель с равномерно расширяющейся и смещающейся поверхностью пластичности. Это равносильно использованию критерия текучести Хубера – Мизеса, который выглядит следующим образом:

$$f(\sigma_{ij}, \rho_{ij}, R) = \sqrt{\frac{3}{2}(\sigma_{ij} - \rho_{ij})(\sigma_{ij} - \rho_{ij})} - R - \sigma_T = 0, \quad (1)$$

где σ_{ij} - компоненты тензора девиатора напряжений, ρ_{ij} - компоненты тензора добавочных напряжений, R - функция изотропного упрочнения, σ_T - предел текучести материала.

Величина R обычно определяется как функция параметра Удквиста, а компоненты тензора ρ_{ij} , как функции компонент тензора пластических деформаций:

$$R = \phi(\int \dot{p} dt); \quad (2)$$

$$\rho_{ij} = c \varepsilon_{ij}^p, \quad (3)$$

где \dot{p} - интенсивность приращений пластических деформаций, которая имеет вид:

$$\dot{p} = \sqrt{\frac{2}{3} \dot{\varepsilon}_{ij}^p \dot{\varepsilon}_{ij}^p}. \quad (4)$$

Функция ϕ и константа c могут быть определены из эксперимента на одноосное напряженное состояние.

Для учета повреждаемости необходимо использовать принцип эквивалентных деформаций, согласно которому любое уравнение состояния для поврежденного материала может быть заменено на такое же для неповрежденного материала, путем введения тензора эффективных напряжений. Эффективный тензор напряжений определяется согласно концепции эффективных напряжений:

$$\tilde{\sigma}_{ij} = \frac{\sigma_{ij}}{1 - D}, \quad (5)$$

где D - скалярный параметр повреждаемости.

При замене тензора напряжений на эффективный, критерий текучести переписывается следующим образом:

$$f(\sigma_{ij}, \rho_{ij}, R, D) = \sqrt{\frac{3}{2} \left(\frac{S_{ij}}{1-D} - \rho_{ij} \right) \left(\frac{S_{ij}}{1-D} - \rho_{ij} \right)} - R - \sigma_T = 0. \quad (6)$$

В условиях активного нагружения должно выполняться следующее равенство:

$$\dot{f} = 0. \quad (7)$$

Для условия (6) скорость приращения функции текучести записывается следующим образом:

$$\dot{f} = \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} \dot{\sigma}_{ij} + \frac{\partial f}{\partial R} \dot{R} + \frac{\partial f}{\partial \rho_{ij}} \dot{\rho}_{ij} + \frac{\partial f}{\partial D} \dot{D}. \quad (8)$$

С учетом (2) и (3) приращения R и ρ_{ij} будут иметь вид:

$$\dot{R} = \frac{\partial \phi}{\partial p} \dot{p}; \quad (9)$$

$$\dot{\rho}_{ij} = c \dot{\varepsilon}_{ij}^p. \quad (10)$$

Для определения приращения параметра повреждаемости необходимо рассмотреть кинетический закон развития повреждаемости, который имеет вид [6]:

$$\begin{aligned} \dot{D} &= \frac{\partial F_D}{\partial Y} \dot{p}(1-D), \text{ при } p \geq p_D, \\ \dot{D} &= 0, \text{ при } p < p_D, \end{aligned} \quad (11)$$

где p_D - порог, после которого возникают первые повреждения, F_D - потенциал повреждаемости. В зависимости от выбора этого потенциала можно получать различные модели развития повреждаемости.

Ассоциированный закон течения имеет вид:

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^p = \dot{\lambda} \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}}. \quad (12)$$

Скалярный множитель $\dot{\lambda}$ можно связать с интенсивностью приращений пластических деформаций следующим образом:

$$\dot{p} = \frac{\dot{\lambda}}{1-D}. \quad (13)$$

Для решения краевых задач необходимо сформулировать физические соотношения между деформациями и напряжениями. В инкрементальной теории пластичности эти соотношения записываются в приращениях.

Если подставить (9)-(13) в (8), то с помощью условия (7) можно связать интенсивность приращений пластических деформаций с приращениями напряжений:

$$\dot{p} = \frac{\frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} \dot{\sigma}_{ij}}{-\frac{\partial f}{\partial R} \frac{\partial \phi}{\partial p} - (1-D)c \frac{\partial f}{\partial \sigma_{mn}} \frac{\partial f}{\partial \rho_{mn}} - (1-D) \frac{\partial f}{\partial D} \frac{\partial F_D}{\partial Y}}. \quad (14)$$

С помощью ассоциированного закона течения из выражения (14) могут быть получены шесть уравнений связывающих приращения пластических деформаций с приращениями напряжений:

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^p = \frac{(1-D) \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} \frac{\partial f}{\partial \sigma_{kl}} \dot{\sigma}_{kl}}{-\frac{\partial f}{\partial R} \frac{\partial \phi}{\partial p} - (1-D)c \frac{\partial f}{\partial \sigma_{mn}} \frac{\partial f}{\partial \rho_{mn}} - (1-D) \frac{\partial f}{\partial D} \frac{\partial F_D}{\partial Y}}. \quad (15)$$

Выражение (15) можно записать с помощью тензора четвертого ранга:

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^p = B_{ijkl}^p \dot{\sigma}_{kl}. \quad (16)$$

Для записи зависимости между приращениями полных деформаций и приращениями напряжений необходимо определить приращение упругих деформаций. Из закона Гука можно получить зависимости между приращениями упругих деформаций и приращениями напряжений для неповрежденного материала:

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^e = S_{ijkl} \dot{\sigma}_{kl}. \quad (17)$$

Приращение тензора эффективных напряжений:

$$\dot{\tilde{\sigma}}_{ij} = \frac{1}{1-D} \dot{\sigma}_{ij} + \frac{\sigma_{ij}}{(1-D)^2} \dot{D}. \quad (18)$$

После замены тензора приращений напряжений на тензор приращений эффективных напряжений уравнения (17) переписутся в виде:

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^e = \frac{S_{ijkl}}{1-D} \dot{\sigma}_{kl} + \frac{\varepsilon_{ij}^e}{1-D} \dot{D}. \quad (19)$$

После подстановки кинетического закона развития повреждаемости в (19) получится следующее выражение:

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^e = \frac{S_{ijkl}}{1-D} \dot{\sigma}_{kl} + \varepsilon_{ij}^e \frac{\partial F_D}{\partial Y} \dot{p}. \quad (20)$$

Если воспользоваться зависимостью между интенсивностью приращений пластических деформаций и приращением напряжений (14), то выражение (21) можно записать в таком виде:

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^e = B_{ijkl}^e \dot{\sigma}_{kl}. \quad (21)$$

Приращение полных деформаций определяется как сумма приращений упругих и пластических деформаций:

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^e + \dot{\varepsilon}_{ij}^p = (B_{ijkl}^e + B_{ijkl}^p) \dot{\sigma}_{kl}, \quad (22)$$

и после суммирования тензоров:

$$\begin{aligned} \dot{\varepsilon}_{ij} &= B_{ijkl} \dot{\sigma}_{kl} - \text{в прямой форме,} \\ \dot{\sigma}_{ij} &= H_{ijkl} \dot{\varepsilon}_{kl} - \text{в обратной форме.} \end{aligned} \quad (23)$$

Таким образом, тензор податливости B_{ijkl} и тензор жесткости H_{ijkl} зависят от текущего напряженного состояния, от упругих характеристик материала, а также от величин, характеризующих пластическое поведение материала и развитие повреждаемости.

Система уравнений для осесимметричного напряженного состояния. Для осесимметричных тел при осесимметричном нагружении деформированное, а следовательно, и напряженное состояние полностью определяется двумя компонентами перемещений. При этом отличными от нуля будут четыре компоненты тензора деформаций. Соотношения Коши для приращений этих деформаций в цилиндрических координатах имеют такой вид:

$$\dot{\varepsilon}_r = \frac{\partial \dot{u}}{\partial r}; \quad \dot{\varepsilon}_\theta = \frac{\dot{u}}{r}; \quad \dot{\varepsilon}_z = \frac{\partial \dot{w}}{\partial z}; \quad \dot{\gamma}_{rz} = \frac{\partial \dot{u}}{\partial z} + \frac{\partial \dot{w}}{\partial r}. \quad (24)$$

Физические зависимости согласно выражению (23) будут иметь вид:

$$\begin{aligned} \dot{\sigma}_r &= H_{11} \dot{\varepsilon}_r + H_{12} \dot{\varepsilon}_\theta + H_{13} \dot{\varepsilon}_z + H_{14} \dot{\gamma}_{rz}; \\ \dot{\sigma}_\theta &= H_{21} \dot{\varepsilon}_r + H_{22} \dot{\varepsilon}_\theta + H_{23} \dot{\varepsilon}_z + H_{24} \dot{\gamma}_{rz}; \\ \dot{\sigma}_z &= H_{31} \dot{\varepsilon}_r + H_{32} \dot{\varepsilon}_\theta + H_{33} \dot{\varepsilon}_z + H_{34} \dot{\gamma}_{rz}; \\ \dot{\tau}_{rz} &= H_{41} \dot{\varepsilon}_r + H_{42} \dot{\varepsilon}_\theta + H_{43} \dot{\varepsilon}_z + H_{44} \dot{\gamma}_{rz}. \end{aligned} \quad (25)$$

Дифференциальные уравнения равновесия для приращений напряжений в цилиндрических координатах:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \dot{\sigma}_r}{\partial r} + \frac{\dot{\sigma}_r - \dot{\sigma}_\theta}{r} + \frac{\partial \dot{\tau}_{rz}}{\partial z} &= 0; \\ \frac{\partial \dot{\sigma}_z}{\partial z} + \frac{\partial \dot{\tau}_{rz}}{\partial r} + \frac{\dot{\tau}_{rz}}{r} &= 0. \end{aligned} \quad (26)$$

Метод решения задачи. В качестве метода решения задачи может быть использован метод конечных элементов. Решение краевой задачи теории упругости этим методом сводится к решению системы линейных алгебраических уравнений:

$$\begin{aligned} [K]\{U\} &= \{R\}; \\ [K] &= \int_V [B]^T [C][B] dV, \end{aligned} \quad (27)$$

где $[K]$ - матрица жесткости, $[B]$ - матрица, которая содержит производные от перемещений, $[C]$ - матрица упругих коэффициентов, $\{U\}$ - вектор узловых перемещений, $\{R\}$ - вектор внешних усилий.

Решение упругопластической задачи методом конечных элементов можно свести к решению серии линейных задач. Для этого нагружение разбивается на серии приращений нагрузок:

$$\{R\}^{n+1} = \{R\}^n + \{\Delta R\}. \quad (28)$$

В конце каждого шага должно выполняться равенство внешних сил и так называемых внутренних сил, которые эквивалентны напряжениям, возникающим от внешних сил:

$$\begin{aligned} \{F\}^{n+1} &= \{R\}^{n+1}; \\ \{F\}^{n+1} &= \int_V [B]^T \{\sigma\}^{n+1} dV. \end{aligned} \quad (29)$$

На основе выражения (29) может быть построен итерационный алгоритм метода Ньютона-Рафсона. Идея метода состоит в том, чтобы уменьшать невязку, которая возникает между внутренними и внешними усилиями, пока не будет достигнута необходимая точность. Итерационная схема выглядит следующим образом:

$$\begin{aligned} [K]_{i-1}^{n+1} \{\Delta U\}_i &= \{R\}^{n+1} - \{F\}_{i-1}^{n+1}; \\ [K]_{i-1}^{n+1} &= \int_V [B]^T [C^{ep}] [B] dV; \\ \{F\}_{i-1}^{n+1} &= \int_V [B]^T \{\sigma\}_{i-1}^{n+1} dV; \\ \{U\}_i^{n+1} &= \{U\}_{i-1}^{n+1} + \{\Delta U\}_i, \end{aligned} \quad (30)$$

где $[K]_{i-1}^{n+1}$ - касательная матрица жесткости, $[C^{ep}]$ - упругопластическая матрица, которая может быть составлена из компонент тензора жесткости H_{ijkl} , взятого из соотношения (23).

Таким образом, на каждой равновесной итерации необходимо знать матрицу $[C^{ep}]$ и вектор $\{\sigma\}$. Для этого применяются различные локальные итерационные методы. Далее рассмотрен метод, называемый неявная схема Эйлера с возвратным радиальным алгоритмом для поиска пластического множителя. Метод преобразован для учета повреждаемости материала.

Закон Гука для неповрежденного материала:

$$\dot{\sigma}_{ij} = E_{ijkl} \dot{\epsilon}_{kl} - E_{ijkl} \dot{\epsilon}_{kl}^p. \quad (31)$$

После замены тензора напряжений на тензор эффективных напряжений уравнения (31) с учетом ассоциированного закона течения примут вид:

$$\dot{\tilde{\sigma}}_{ij} = E_{ijkl} \dot{\varepsilon}_{kl} - \dot{\lambda} \frac{E_{ijkl}}{1-D} \frac{\partial f}{\partial \tilde{\sigma}_{kl}}; \quad (32)$$

Выражение (32) можно записать следующим образом:

$$\dot{\tilde{\sigma}}_{ij} = \dot{\tilde{\sigma}}_{ij}^{tr} + \Delta \tilde{\sigma}_{ij}, \quad (33)$$

$$\dot{\tilde{\sigma}}_{ij}^{tr} = E_{ijkl} \dot{\varepsilon}_{kl}; \quad (34)$$

$$\Delta \tilde{\sigma}_{ij} = -\dot{\lambda} \frac{E_{ijkl}}{1-D} \frac{\partial f}{\partial \tilde{\sigma}_{kl}}. \quad (35)$$

На n+1 шаге, на i-ой равновесной итерации вычисляется значение $\dot{\varepsilon}_{kl}$, далее в первом приближении с помощью (34) вычисляется пробное приращение напряжения $\dot{\tilde{\sigma}}_{ij}^{tr}$, при этом $\dot{f}^{tr} > 0$. Идея метода состоит в том, чтобы выполнить условие $f = 0$.

Приращение функции текучести можно записать в таком виде:

$$\Delta f^{tr} = \frac{\partial f^{tr}}{\partial \tilde{\sigma}_{ij}} \Delta \tilde{\sigma}_{ij} + \frac{\partial f^{tr}}{\partial R} \Delta R + \frac{\partial f^{tr}}{\partial \rho_{ij}} \Delta \rho_{ij}. \quad (36)$$

Если используется критерий Хубера-Мизеса, то выполняются следующие равенства [8]:

$$\frac{\partial f^{tr}}{\partial \tilde{\sigma}_{ij}} = \frac{\partial f}{\partial \tilde{\sigma}_{ij}}; \quad \frac{\partial f^{tr}}{\partial R} = \frac{\partial f}{\partial R}; \quad \frac{\partial f^{tr}}{\partial \rho_{ij}} = \frac{\partial f}{\partial \rho_{ij}}. \quad (37)$$

На основе соотношения (36), используя условие $f^{k+1} = 0$, можно получить итерационную процедуру поиска пластического множителя $\dot{\lambda}$ [9]:

$$f_{k+1}^{tr} - f_k^{tr} = \Delta \lambda^k \left[-\frac{\partial f^{tr}}{\partial \tilde{\sigma}_{ij}} \frac{E_{ijkl}}{1-D} \frac{\partial f^{tr}}{\partial \tilde{\sigma}_{kl}} + \frac{\partial f^{tr}}{\partial R} \frac{\partial \phi}{\partial p} + c \frac{\partial f^{tr}}{\partial \tilde{\sigma}_{kl}} \frac{\partial f^{tr}}{\partial \rho_{kl}} \right]^k;$$

$$\Delta \lambda^k = \frac{f_k^{tr}}{\left[\frac{\partial f^{tr}}{\partial \tilde{\sigma}_{ij}} \frac{E_{ijkl}}{1-D} \frac{\partial f^{tr}}{\partial \tilde{\sigma}_{kl}} - \frac{\partial f^{tr}}{\partial R} \frac{\partial \phi}{\partial p} - c \frac{\partial f^{tr}}{\partial \tilde{\sigma}_{kl}} \frac{\partial f^{tr}}{\partial \rho_{kl}} \right]^k};$$

$$\dot{\lambda}^{k+1} = \dot{\lambda}^k + \Delta \lambda^k. \quad (38)$$

Далее, зная пластический множитель на равновесной итерации, можно найти напряжения и упругопластическую матрицу.

Постановка задачи автофретирования танковой пушки. На рис.1 показана модель танковой пушки калибра 125 мм. Рассматривается способ автофретирования без продольного растяжения ствола. Для этого может быть использована такая конструкция, когда пробки, которые закрывают ствол, соединяются между собой посредством одного центрального стержня.

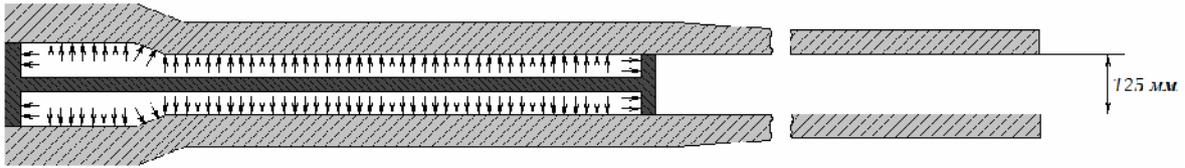


Рис.1. Модель пушки

В качестве теории пластичности выбрана модель с изотропным упрочнением. Параметры для такой модели определены следующим образом:

$$R = \frac{EE_T}{E + E_T} p; \quad (39)$$

Кинетический закон развития повреждаемости принят в таком виде [6]:

$$\dot{D} = \frac{\sigma_i^2 R_v}{2ES} \dot{p}, \text{ при } p \geq p_D, \quad \dot{D} = 0, \text{ при } p < p_D,$$

$$R_v = \frac{2}{3} (1 + \nu) + 3(1 - 2\nu) \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_i} \right)^2. \quad (40)$$

Материал пушки – нержавеющая сталь AISI 316 [6]. Для такого материала параметры упругости, пластичности и повреждаемости представлены ниже.

Модуль упругости: $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; коэффициент Пуассона: $\nu = 0.32$; предел текучести: $\sigma_T = 260$ МПа; модуль упрочнения: $E_T = 6 \cdot 10^9$ Па; параметр, характеризующий рост повреждаемости: $S = 7$ МПа; порог повреждаемости: $p_D = 0.06$.

Решение и анализ результатов для задачи автофретирования танковой пушки. Для решения задачи методом конечных элементов использовался ПК ANSYS, в котором пользователь имеет возможность изменять стандартные модели пластического поведения материала. Это реализуется с помощью подпрограмм, написанных на языке FORTRAN, в которые запрограммированы ранее описанные методы. Таким образом, алгоритмы этих методов могут быть модифицированы для учета повреждаемости материала.

Моделирование процесса автофретирования состоит в том, что на первом этапе решается задача нагружения под действием внутреннего давления, а на втором этапе давление снимается и решается задача разгрузки, в результате чего появляется остаточное напряженно-деформированное состояние. Для решения задачи в осесимметричной постановке строилось продольное сечение канала ствола пушки. В качестве граничных условий использовался запрет осевых перемещений на одном конце канала ствола.

На рис.2.а показаны распределения окружных остаточных напряжений для различных значений давления автофретирования в сечении с наибольшими остаточными окружными напряжениями. При увеличении этого давления происходит рост остаточных напряжений до тех пор, пока эффекты от повреждаемости материала при значительных пластических деформациях не становятся преобладающими. Для

определения оптимального давления автофретирования, при котором остаточное напряжение на внутреннем радиусе ствола имеет наибольшее значение, проведена серия расчетов с различными величинами давления.

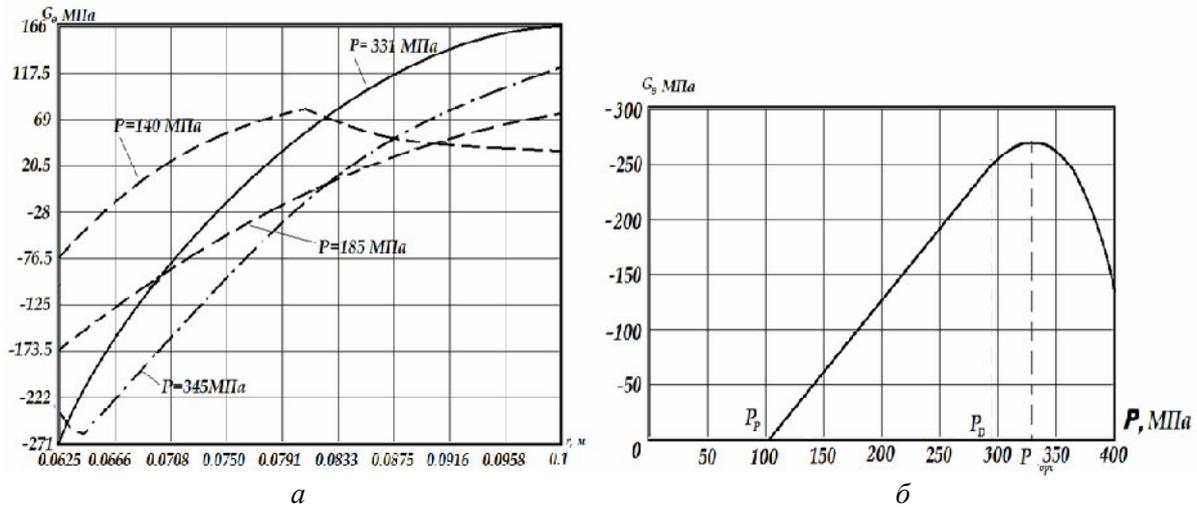


Рис.2. Результаты расчета:

а – распределение остаточных напряжений с ростом давления автофретирования;
 б – зависимость остаточных напряжений от давления автофретирования

На рис.2.б показана зависимость остаточных окружных напряжений от давления автофретирования. При значении давления $P = P^D = 289$ МПа появляются первые повреждения в материале, а при $P = P_{opt} = 331$ МПа остаточные окружные напряжения достигают максимума по абсолютному значению, при этом значение максимальной повреждаемости $D = 0.192$. Таким образом, давление P_{opt} является оптимальным для процесса автофретирования. На рис.3 показано распределение остаточных окружных напряжений, возникших после действия давления P_{opt} . Максимальные по абсолютному значению окружные напряжения, как и предполагалось, на внутреннем радиусе ствола.

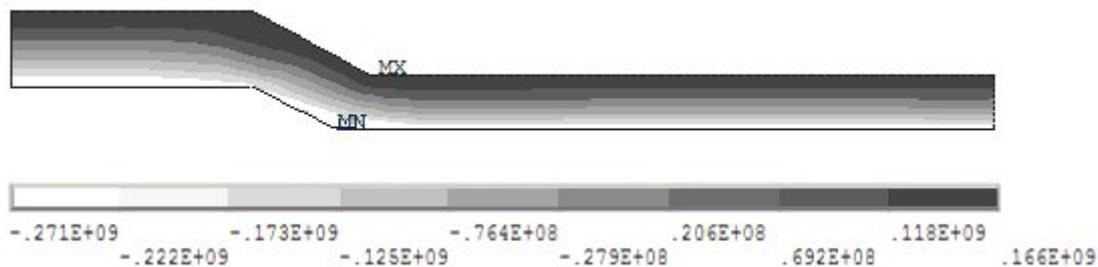


Рис.3. Распределение окружных остаточных напряжений

Выводы. В статье выполнен анализ влияния повреждаемости материала на эффективность процесса автофретирования. Установлено, что непрерывное увеличение давления автофретирования не приводит к росту остаточных напряжений. На конкретном примере найдено оптимальное значение давления, при котором остаточные напряжения достигают максимального значения.

Для решения задачи с помощью ПК ANSYS создана модель пластического поведения материала с учетом повреждаемости.

Литература: 1. Ильюшин А.А. Упругопластические деформации полых цилиндров / А.А. Ильюшин, П.М. Огибалов – М.: Изд-во МГУ, 1960. – 227 с. 2. Биргер И.А. Остаточные напряжения / И.А. Биргер. - М.: Машигиз, 1963. – 231 с. 3. Работнов Ю.Н. Введение в механику разрушения / Ю.А. Работнов – Москва: Наука, 1987. – 82 с. 4. Parker A.P. Bauschinger Effect Design Procedures for Autofrettaged Tubes Including Material Removal and Sachs' Method / A.P. Parker // *Journal of Pressure Vessel Technology*. – 1999. – № 121. – p. 430-437. 5. Parker A.P. Bauschinger Effect Design Procedures for Compound Tubes Containing an Autofrettaged Layer / A.P. Parker // *Journal of Pressure Vessel Technology*. - 2001. – № 123. – p. 203-206. 6. Lamaitre J.A. *Course of Damage Mechanics* / J. Lamaitre, R. Desmorat. – Verlag Berlin Heidelberg: Springer, 2005. – 380 p. 7. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести / Н.Н. Малинин – М.: Машиностроение. 1975. – 399 с. 8. Simo J. C. Numerical analysis of classical plasticity / J C Simo - Vol. VI, Elsevier, Amsterdam. 1998. - 295 с. 9. Huang J. Return mapping algorithms and stress predictors for failure analysis in geomechanics / Huang J., Griffiths D. V. // *Journal of Engineering Mechanics*, April 1, 2009. – p. 276-284.

Bibliography (transliterated): 1. Il'jushin A.A. Uprugoplasticheskie deformacii polyh cilindrov / A.A. Il'jushin, P.M. Ogibalov - M.: Izd-vo MGU, 1960. – 227 s. 2. Birger I.A. Ostatochnye naprjazhenija / I.A. Birger. - M.: Mashgiz, 1963. – 231 s. 3. Rabotnov Ju.N. Vvedenie v mehaniku razrushenija / Ju.A. Rabotnov – Moskva: Nauka, 1987. – 82 s. 4. Parker A.P. Bauschinger Effect Design Procedures for Autofrettaged Tubes Including Material Removal and Sachs' Method / A.P. Parker // *Journal of Pressure Vessel Technology*. – 1999. – № 121.- p. 430-437. 5. Parker A.P. Bauschinger Effect Design Procedures for Compound Tubes Containing an Autofrettaged Layer / A.P. Parker // *Journal of Pressure Vessel Technology*. – 2001. – № 123.- p. 203-206. 6. Lamaitre J. A. *Course of Damage Mechanics* / J. Lamaitre, R. Desmorat. – Verlag Berlin Heidelberg: Springer, 2005. – 380 p. 7. Malinin N.N. Prikladnaja teorija plastichnosti i polzuchesti / N.N. Malinin - M.: Mashinostroenie. 1975. – 399 s. 8. Simo J. C. Numerical analysis of classical plasticity / J. C. Simo - Vol. VI, Elsevier, Amsterdam. 1998. - 295 s. 9. Huang J. Return mapping algorithms and stress predictors for failure analysis in geomechanics / Huang J., Griffiths D. V. // *Journal of Engineering Mechanics*, April 1, 2009. – p. 276-284.

Львов Г.И., Огороков В.А.

ОПТИМАЛЬНОЕ АВТОФРЕТИРОВАНИЕ ТАНКОВОЙ ПУШКИ

В статье рассматривается задача автофретирования танковой пушки. Представлены соотношения, которые описывают пластическое поведение материала с учетом повреждаемости. На конкретном примере найдено оптимальное значение давления, при котором остаточные напряжения достигают максимального значения.

Львов Г.І., Огороков В.О.

ОПТИМАЛЬНЕ АВТОФРЕТУВАННЯ ТАНКОВОЇ ГАРМАТИ

У статті розглядається автофретування танкової гармати. Представлені співвідношення, які описують пластичну поведінку матеріалу з урахуванням пошкоджуваності. На конкретному прикладі знайдено оптимальне значення тиску, при якому залишкові напруження досягають максимального значення.

Lvov G.I., Okorokov V.O.

OPTIMAL AUTOFRETTAGE TANK GUN

The paper presents researching of autofrettage tank gun. Relations which describe plastic behavior of material with damage are presented. Optimal pressure at which residual hoop stresses have reached their maximum is found.

КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ТОНКОСТЕННЫХ ГИЛЬЗ С БЛОКОМ ЦИЛИНДРОВ ГИДРООБЪЕМНЫХ ПЕРЕДАЧ

Введение. Решение контактных задач для тонкостенных элементов машиностроительных конструкций сопряжено с множеством проблем. В частности, основные трудности обусловлены тем, что классические варианты кинематических гипотез теории стержней, пластин и оболочек, будучи положены в основу соответствующих конечных элементов (КЭ), приводят к особенностям в распределении контактных давлений. Этот характер распределения контактных давлений противоречит их физической природе. В связи с этим в ряде работ [1-11] был предложен усовершенствованный конечный элемент, который учитывает эффекты сдвига и поперечного обжатия при моделировании контактного взаимодействия. Этот Shell-элемент продемонстрировал удовлетворительную точность на решении тестовых задач. В связи с этим было предложено применить его для решения прикладных задач, возникающих при проектных исследованиях конкретных изделий.

Постановка задач. Из ряда прикладных задач, для которых можно рекомендовать использование усовершенствованного конечного элемента, одним из наиболее актуальных и важных является расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) гильз цилиндров гидрообъемных передач (ГОП).

Анализ конструкций гидрообъемных передач показывает, что использование аналитических методов при определении напряженно-деформированного состояния их элементов затруднено, а зачастую невозможно из-за сложной геометрической формы, граничных условий и условий нагружения. В связи с этим необходимо основное внимание уделить численным и экспериментальным методам исследований. В частности, наилучшими возможностями среди множества методов обладает метод конечных (МКЭ). Он и был использован, причем с применением созданных авторских Shell-элементов, а также в классической конечно-элементной постановке (в среде ANSYS) [1-11].

Анализ состояния расчетов элементов гидрообъемных передач. Анализ большого количества публикаций, посвященных исследованию гидрообъемных механизмов трансмиссий и гидрообъемных механизмов поворота, позволяет сделать следующие выводы.

1. Перспективы успешного применения гидрообъемных передач в отечественных транспортных средствах, в частности, танках [www.mogozov.com.ua], обусловлены как мировыми тенденциями в этой области, так и особенностями компоновки украинских военных гусеничных машин и их моторно-трансмиссионного отделения.

2. В настоящее время создана достаточно стройная и законченная теория, охватывающая все стороны анализа, структурного и параметрического синтеза элементов ГОП.

3. Практически отсутствуют в научной литературе методики исследования НДС элементов гидрообъемных передач, что обесценивает все положительные результаты, получаемые при обеспечении тактико-технических характеристик (ТТХ) за счет рационального выбора параметров проектируемых передач по критериям минимальных механических и объемных потерь, наилучшей тяговой динамики.

4. Для проектируемых конструкций ГОП военных гусеничных машин характерны растущая напряженность конструктивных элементов (высокие рабочие давления,

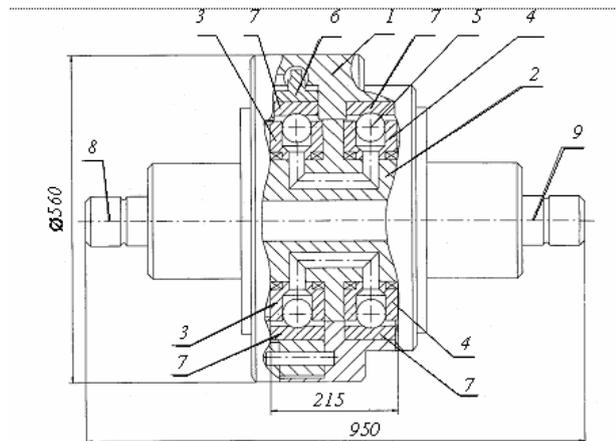
угловые скорости вращения, контактные давления, температура рабочей жидкости), а также самые неблагоприятные сочетания этих факторов.

Таким образом, требуется дальнейшее развитие этих методов и совершенствование моделей, в частности, с ориентацией на применение новых типов КЭ [1-11].

Моделирование контактного взаимодействия втулки гидрообъемной передачи с бандажом. Исследование НДС контактирующих элементов машиностроительных конструкций является одним из наиболее ответственных этапов их проектирования [12-17]. Так, при проектировании радиальных гидрообъемных передач большой удельной мощности перед проектантами возникают чрезвычайно сложные задачи при обосновании конструктивных решений и условий эксплуатации данных передач. В частности, это обусловлено тем, что элементы этих передач (рис. 1) находятся в условиях интенсивных термомеханических нагрузок (рис. 2) при ограничениях на габаритные размеры. Кроме того, от них требуется высокая чистота обработки сопряженных поверхностей для снижения потерь на трение (например, шарового поршня по ротору и статору). Для устранения возникающих противоречивых требований одним из вариантов решения задачи является гильзование цилиндров, т.е. размещение тонкой вставки из высокопрочного материала в рабочие цилиндры гидронасоса и гидромотора.



Рис. 1. Гидропередача ГОП-900 конструкции ВНИИГидропривод и ХКБМ им. А.А. Морозова с шариковыми поршнями [18]



1 – корпус; 2 – блок цапфенных распределителей; 3 – блок цилиндров насоса; 4 – блок цилиндров гидромотора; 5 – шарик-поршень; 6 – статор насоса; 7 – обоймы (реактивные кольца) насоса и гидромотора; 8 и 9 – входной и выходной валы гидропередачи

В этом случае блок цилиндров приобретает вид, представленный на рис. 3. При этом технология установки гильз-втулок предполагает их охлаждение и расположение в канале цилиндра, после чего при выравнивании температур сопряженных деталей реализуется соединение с натягом. Таким образом, тонкостенная втулка находится в условиях действия совокупности факторов: внутреннее давление, предварительный натяг, реализуемый нагревом ее до температуры, соответствующей величине номинального натяга, а также дополнительный нагрев по внутренней поверхности в зоне ниже нижней мертвой точки шарового цилиндра до рабочей температуры масла. В первом приближении окружающий материал можно моделировать в виде жесткого бандажа.

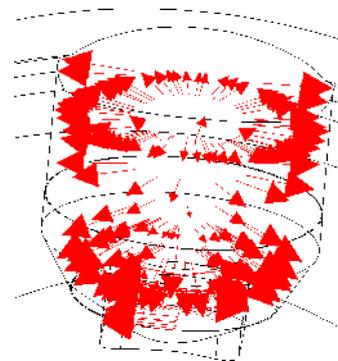
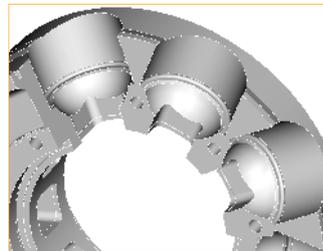


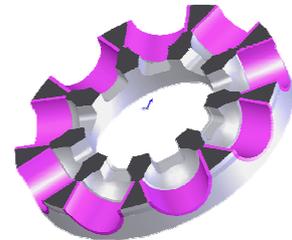
Рис. 2. Давление на стенки цилиндров гидропередачи ГОП-900 – до 35 МПа

Расчетная схема цилиндрической оболочки (втулки) приобретает вид, представленный на рис. 4. На нем показаны точки: 1 – нижняя точка сопряжения втулки с цилиндром; точка 2 – нижняя внутренняя точка втулки; 3 – нижняя мертвая точка движения шарового поршня; 4 – текущая точка расположения шарового поршня при его движении; 5 – верхняя мертвая точка движения шарового поршня; 6 – верхняя внутренняя точка втулки; 7 – верхняя точка сопряжения втулки с цилиндром, а также T_0 – установившаяся температура в периферийной части и T_1 – рабочая температура масла в зоне высокого давления ГОП.

Рис. 3. Исходное и усовершенствованное (с установкой втулок – гильз) исполнение блока цилиндров гидропередачи



Исходный вариант



Вариант со втулками

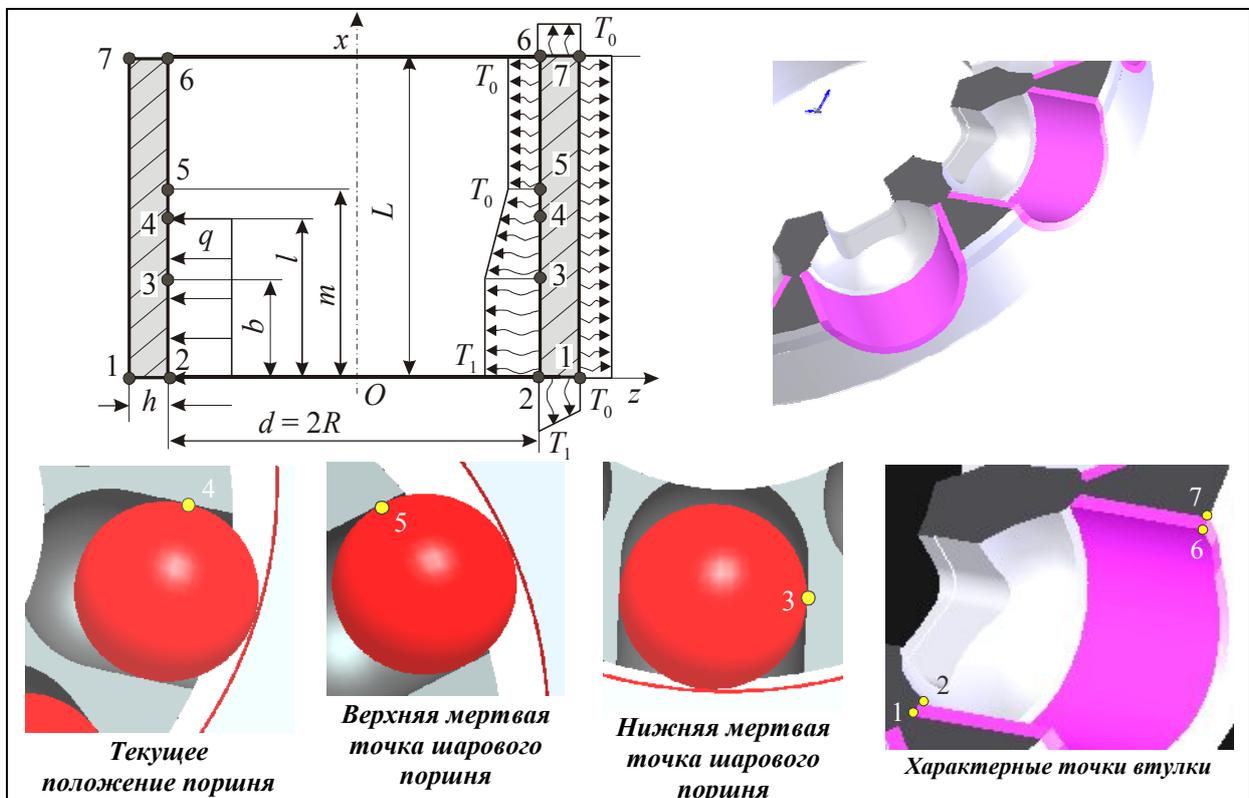


Рис. 4. Расчетная схема цилиндрической оболочки (втулки) цилиндра ГОП

Между параметрами оболочки существуют следующие зависимости: $\Delta = \alpha RT_0$, где α – коэффициент линейного температурного расширения; Δ – натяг. Вводим безразмерные параметры: $\gamma_1 = \Delta/h$; $\gamma_2 = h/R$; $\gamma_3 = m/L$; $\gamma_4 = b/L$; $\gamma_5 = l/L$; $\gamma_6 = (T_1 - T_0)/T_0$. Задавая L и R , можно проводить различные исследования влияния параметров термомеханического нагружения на характеристики прочности и жесткости, в т.ч. распределения температур, контактного давления и напряжений.

Результаты расчетов. Решение одной из возможных задач анализа НДС гильзы цилиндров ГОП-900 осуществлялось при следующих значениях параметров: $R = 32,5$ мм; $p = 35$ МПа; $m = 35$ мм; $b = 30$ мм; $l = 40$ мм; $L = 72$ мм; $h = 3$ мм; $T_0 = 20$ С°; $T_1 =$

= 100С°; материал втулки – Сталь 40ХГС. Интересующие проектантов распределения компонент термоупругого состояния оболочки с учетом термомеханического контакта представлены на рис. 5-7.

Анализ полученных результатов дает основание для следующих выводов.

1. Наибольшие контактные давления наблюдаются в зоне действия высокого давления.
2. Отрыв от бандажа происходит в районе точек 4, 5 (см. рис. 4).
3. Наблюдается качественное и количественное соответствие результатов, полученных с использованием оболочечной (с предложенными в работах КЭ [1-7]) и осесимметричной (ANSYS) конечно-элементных моделей. Распределения контактных давлений, зоны отрыва и зазоры отличаются не более 5-10% (рис. 8).

Заключение. Разработан эффективный инструмент оперативного анализа и синтеза параметров гильз (втулок) на первых этапах проектирования (рис. 9) по критериям конструкционной прочности и жесткости, с помощью которого можно установить сочетание параметров, при которых отрыв гильз от блока цилиндров не наблюдается, а прочность втулок обеспечивается.

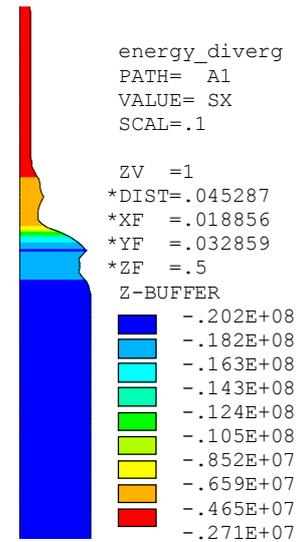


Рис. 5. Распределение контактных давлений в сопряжении втулки с ограничением

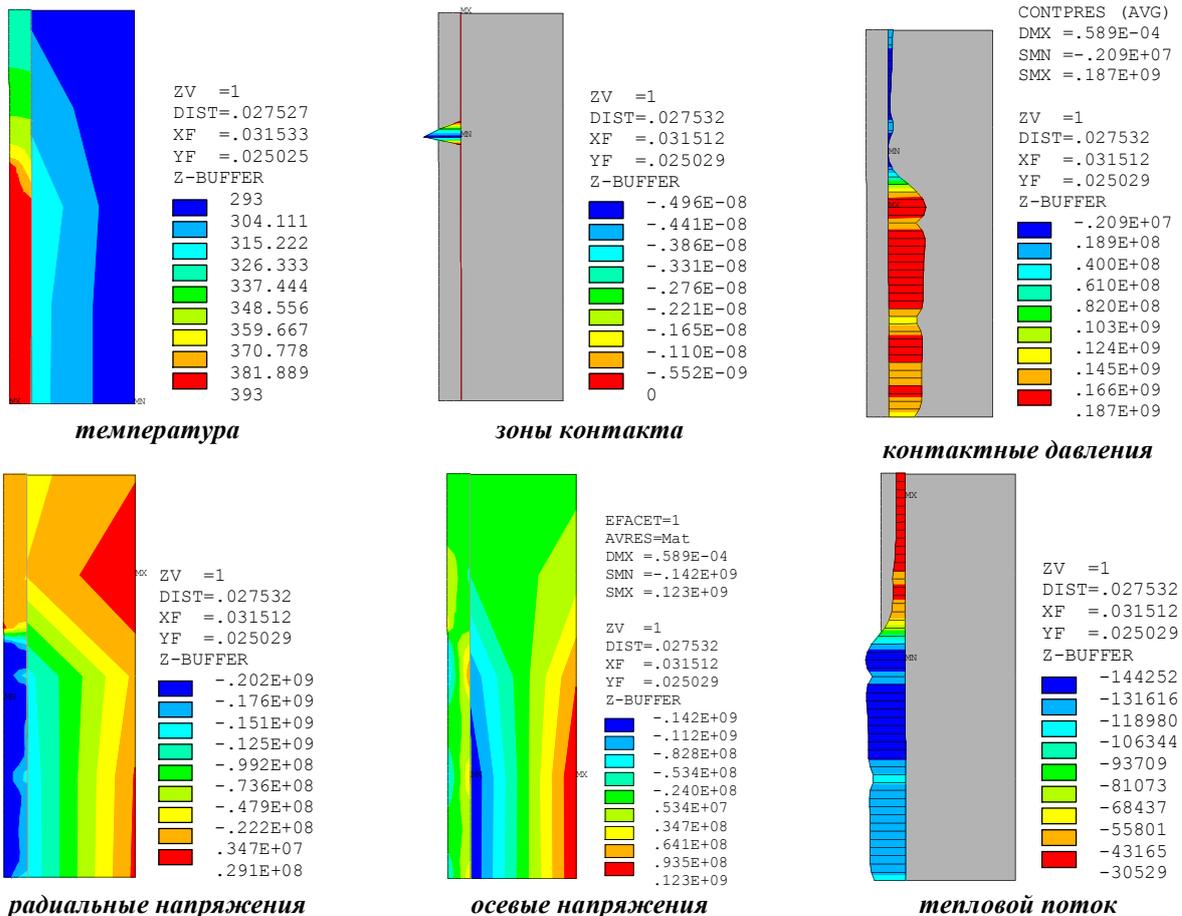


Рис. 6. Результаты моделирования термоупругого состояния втулки в контакте с цилиндром гидропередачи

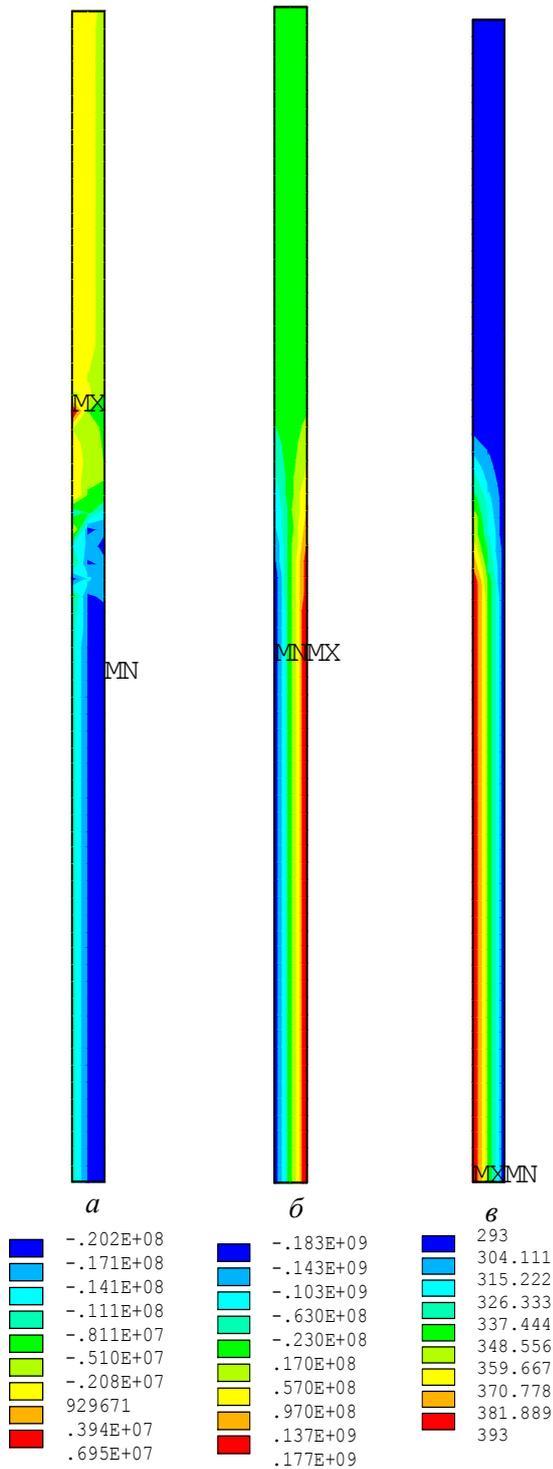


Рис. 7. Результаты моделирования термоупругого состояния цилиндрической оболочки с бандажом:
 а – радиальные напряжения;
 б – осевые напряжения;
 в – температура

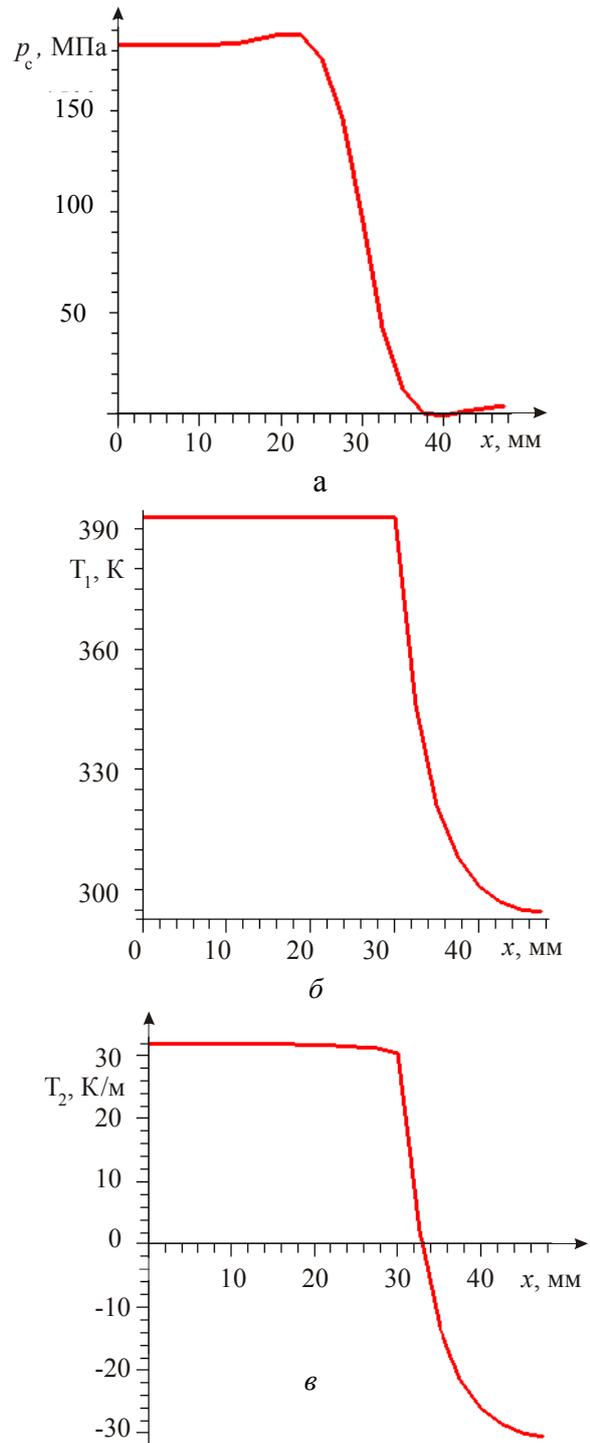


Рис. 8. Результаты моделирования термоупругого состояния цилиндрической оболочки с бандажом при помощи разработанного нового оболочечного конечного элемента:
 а – контактные давления;
 б – температура срединной поверхности;
 в – градиент температуры по толщине

Опыт решения прикладных задач о термоупругом состоянии элементов машиностроительных конструкций с термомеханическим контактом вдоль поверхностей согла-

сованной формы свидетельствует о существенном влиянии многих факторов на конструкционную прочность и жесткость исследуемых элементов. При этом установлено, что учет особенностей в распределении компонент термоупругого состояния очень важен с точки зрения физической постановки. Для физической постановки это полезно как с точки зрения оценочного предсказания, например, зон возможного пластического деформирования, так и с точки зрения учета физических факторов, регуляризирующих решение (например, жесткость поверхностного слоя). С другой стороны (для численных моделей), получаем априорное предсказывание зон требуемого сгущения конечно-элементных разбивок. Важность этих двух факторов проиллюстрирована на примере решения задач о контактном взаимодействии гильзы с телом блока цилиндров ГОП-900.

Построенный оболочечный термоконтатный упругий конечный элемент предоставляет широкие возможности оперативного решения задач многовариантного исследования термоупругого состояния тонкостенных элементов конструкций. Это особенно важно на первых этапах проектирования. В частности, данные возможности продемонстрированы на примере втулок цилиндров ГОП.

Построенные в работе модели базируются на параметрическом описании, адаптированном для их изменения и управления в ходе многовариантных исследований. Это позволяет организовывать решение задачи синтеза в процессе проектирования различных машиностроительных конструкций. С этой целью создается внешняя управляющая программная среда, оболочка или интегрируемый в CAD/CAE код. Кроме того, внедряются средства автоматизированного анализа результатов расчетов термоупругого состояния. Совокупность данных моделей, аналитических и управляющих программ представляют специализированный программно-модельный комплекс, нацеленный на решение проектных задач для того или иного типа элементов машин.

Он планируется для исследования в ходе дальнейших исследований напряженно-деформированного состояния других машиностроительных конструкций.

Литература: 1. Ткачук А.Н. О влиянии кинематических гипотез на характер контактного взаимодействия цилиндрической оболочки с бандажом / Г.И. Львов, А.Н. Ткачук // Вісник НТУ „ХПИ”. – Харків: НТУ „ХПИ”, 2006. – № 32. – С.98-104. 2. Ткачук А.Н. Численное решение тестовых термоупругих контактных задач для элементов пресс-форм / А.Н. Ткачук // Вісник НТУ „ХПИ”. – Харків: НТУ „ХПИ”, 2008. – № 9. – С.118-124. 3. Ткачук А.Н. Моделирование контактного взаимодействия системы тел при сложном нагружении / А.Н. Ткачук // Вісник НТУ „ХПИ”. – Харків: НТУ „ХПИ”, 2009. – № 28. – С.128-132. 4. Ткачук А.Н. Термоупругий осесимметричный конечный элемент для решения контактных задач цилиндрических оболочек / А.Н. Ткачук // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ „ХПИ”, 2009. – № 1. – С.157-163. 5. Ткачук А.Н. Элементы разделительных штампов: методы и модели для исследования напряженно-деформированного состояния / Н.А. Ткачук, А.Я. Мовшиович, Ткачук А.Н. // КШП. ОМД. – М.: ООО „Тисо Принт”, 2009. – № 2. – С. 16-25. 6. Ткачук А.Н. Об аналитическом решении термоупругой контактной задачи о взаимодействии цилиндрической оболочки с бандажом / Г.И. Львов, А.Н. Ткачук // Вісник НТУ „ХПИ”. – Харків: НТУ „ХПИ”, 2009. – № 30. – С.88-95. 7. Ткачук А.Н. Термоупругие контактные задачи для элементов штампов и пресс-форм / А.Н.Ткачук, И.Я.Мовшиович, Н.А.Ткачук // КШП. ОМД. – М.: ООО „Тисо Принт”, 2009. – № 12. – С. 25-32. 8. Ткачук А.Н. Термоупругие контактные задачи для элементов штампов и пресс-форм / А.Н.Ткачук, И.Я.Мовшиович, Н.А.Ткачук // КШП. ОМД. – М.: ООО „Тисо Принт”, 2009. – № 1. – С. 19-28. 9. Ткачук А.Н. К вопросу о контактном взаимодействии плоского штампа с полупрост-

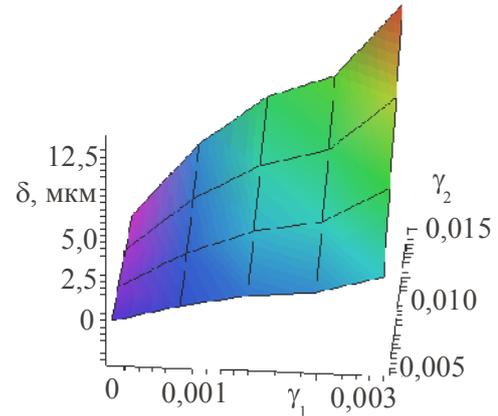


Рис. 9. Максимальный зазор между втулкой и бандажом как функция конструктивных, технологических параметров и свойств материалов

ранством / Н.Н. Ткачук, А.Н. Ткачук // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. – Харьков: УДАЗТ, 2010. – Вып. 3/9 (45). – С.50-53. 10. Ткачук А.Н. Моделирование контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки / Н.А. Ткачук, Н.А. Демина, Ю.Д. Сердюк, А.Н. Ткачук [и др.] // *Обработка материалов давлением: сборник научных трудов*. – Краматорськ: ДДМА, 2010. – № 2 (23). – С. 240-248. 11. Tkachuk A. A contact-stabilized Newmark method for coupled dynamical thermo-elastic problem / A. Tkachuk // *Proceedings of the 3d International Conference on Nonlinear Dynamics*. – 2010. – P. 497-500. 12. Александров В.М. Аналитические методы в контактных задачах теории упругости / В.М. Александров, М.И. Чебаков. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 304 с. 13. Аргатов И.И. Основы теории упругого дискретного контакта / И.И. Аргатов, Н.Н. Дмитриев. – С.-Петербург: Политехника, 2003. – 233 с. 14. Морозов Е.М., Зернин М.В. Контактные задачи механики разрушения. – М.: Машиностроение, 1999. – 544с. 15. Александров В.М. Контактные задачи в машиностроении / В.М. Александров, Б.Л. Ромалис. – М.: Машиностроение, 1986. –174 с. 133. Горячева И.Г. Механика трения при контакте / И.Г. Горячева. – М.: Наука, 2001. – 478 с. 16. Казаков К.Е. Плоские контактные задачи для тел с покрытиями переменной толщины / К.Е. Казаков // IX Всеросс. съезд по теоретич. и прикл. мех. Аннот. докл. Т. III. – Нижний Новгород: Изд-во Нижегород. гос. ун-та им. М.И. Лобачевского, 2006. – С.103. 17. Коваленко Е.В. Контактные задачи для тел с покрытиями / Е.В. Коваленко. – М.: Физматлит, 2001. – С.459-475. 18. Объемная гидropередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень / Г.А. Аврунин, И.В. Кабаненко, В.В. Хавиль [и др.] // *Механика та машинобудування*. – 2004. – №1. – С.14-21.

Bibliography (transliterated): 1. Tkachuk A.N. O vlijanii kinematicheskikh gipotez na harakter kontaktного vzaimodejstviya cilindricheskoj obolochki s bandazhom / G.I. L'vov, A.N. Tkachuk // *Visnik NTU „HPI”*. – Harkiv: NTU „HPI”, 2006. – № 32. – С.98-104. 2. Tkachuk A.N. Chislennoe reshenie testovyh termouprugih kontaktnyh zadach dlja jelementov press-form / A.N. Tkachuk // *Visnik NTU „HPI”*. – Harkiv: NTU „HPI”, 2008. – № 9. – S.118-124. 3. Tkachuk A.N. Modelirovanie kontaktного vzaimodejstviya sistemy tel pri slozhnom nagruženii / A.N. Tkachuk // *Visnik NTU „HPI”*. – Harkiv: NTU „HPI”, 2009. – № 28. – S.128-132. 4. Tkachuk A.N. Termouprugij osesimmetrichnyj konechnyj jelement dlja re-shenija kontaktnyh zadach cilindricheskikh obolochek / A.N. Tkachuk // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – Harkiv: NTU „HPI”, 2009. – № 1. – S.157-163. 5. Tkachuk A.N. Jelementy razdelitel'nyh shtampov: metody i modeli dlja issledovanija naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija / N.A. Tkachuk, A.Ja. Movshovich, Tkachuk A.N. // *KShP. OMD*. – М.: ООО „Tiso Print”, 2009. – № 2. – S. 16-25. 6. Tka-chuk A.N. Ob analiticheskom reshenii termouprugoj kontaktnoj zadachi o vzaimodejstvii cilindricheskoj obolochki s bandazhom / G.I. L'vov, A.N. Tkachuk // *Visnik NTU „HPI”*. – Harkiv: NTU „HPI”, 2009. – № 30. – С.88-95. 7. Tkachuk A.N. Termouprugie kontaktnye zadachi dlja jelementov shtampov i press-form / A.N. Tkachuk, I.Ja. Movshovich, N.A. Tkachuk // *KShP. OMD*. – М.: ООО „Tiso Print”, 2009. – № 12. – S. 25-32. 8. Tkachuk A.N. Termouprugie kontaktnye zadachi dlja jelementov shtampov i press-form / A.N. Tkachuk, I.Ja. Movshovich, N.A. Tkachuk // *KShP. OMD*. – М.: ООО „Tiso Print”, 2009. – № 1. – S. 19-28. 9. Tkachuk A.N. K voprosu o kontaktном vzaimodejstvii ploskogo shtampa s poluprost-ranstvom / N.N. Tkachuk, A.N. Tkachuk // *Vostochno-evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij*. – Harkiv: UDAZT, 2010. – Вып. 3/9 (45). – S.50-53. 10. Tkachuk A.N. Modelirovanie kontaktного vzaimodejstviya jelementov shtampovoj osnastki / N.A. Tkachuk, N.A. Demina, Ju.D. Serdjuk, A.N. Tkachuk [i dr.] // *Obrabotka materialov davleniem: sbornik nauchnyh trudov*. – Kramators'k: DDMA, 2010. – № 2 (23). – S. 240-248. 11. Tkachuk A. A contact-stabilized Newmark method for coupled dynamical thermo-elastic problem / A. Tkachuk // *Proceedings of the 3d International Conference on Nonlinear Dynamics*. – 2010. – P. 497-500. 12. Aleksandrov V.M. Analiticheskie metody v kontaktnyh zadachah teorii up-rugosti / V.M. Aleksandrov, M.I. Chebakov. – М.: FIZMATLIT, 2004. – 304 с. 13. Argatov I.I. Osno-vy teorii uprugogo diskretnogo kontakta / I.I. Argatov, N.N. Dmitriev. – С.-Peterburg: Poli-tehnika, 2003. – 233 с. 14. Morozov E.M., Zernin M.V. Kontaktnye zadachi mehaniki razrushenija. – М.: Mashinostroenie, 1999. – 544s. 15. Aleksandrov V.M. Kontaktnye zadachi v mashinostroenii / V.M. Aleksandrov, B.L. Romalis. – М.: Mashinostroenie, 1986. –174 с. 133. Gorjacheva I.G. Mehanika frikcionnogo vzaimodejstviya / I.G. Gorjacheva. – М.: Nauka, 2001. – 478 с. 16. Kazakov K.E. Ploskie kontaktnye zadachi dlja tel s pokrytijami peremennoj tolshhiny / K.E. Kazakov // IX Vseross. s#ezd po teoretich. i prikl. meh. Annot. dokl. T. III. – Nizhnij Novgorod: Izd-vo Nizhegor. gos. un-ta im. M.I. Lobachevskogo, 2006. – S.103. 17. Kovalenko E.V. Kontaktnye zadachi dlja tel s pokrytijami / E.V. Kovalenko. – М.: Fizmatlit, 2001. – S.459-475. 18. Ob#emnaja gidropereдача s шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики i tehнический uroveň / G.A. Avrunin, I.V. Kabanenko, V.V. Ha-vil' [i dr.] // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2004. – №1. – S.14-21.

Ткачук А.М., Ткачук Г.В.

**КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ ТОНКОСТІННИХ ГІЛЬЗ З БЛОКОМ
ЦИЛІНДРІВ ГІДРООБ'ЄМНИХ ПЕРЕДАЧ**

У статті для аналізу контактної взаємодії гільз циліндрів радіальної гідрооб'ємної передачі запропоновано використати скінченно-елементні моделі із залученням нового оболонкового елемента, розробленого для більш адекватного урахування умов контактної взаємодії оболонок з іншими тілами. Зокрема, враховується обжаття стінки оболонки у напрямку нормалі, що дає змогу з використанням оболонкового елемента отримувати розподіл контактної тиску без особливостей, наприклад, сингулярностей на границях контактних зон. Результати розрахунків проілюстровано на прикладі дослідження напружено-деформованого стану втулок гільз циліндрів ГОП-900.

Ткачук А.М., Ткачук А.В.

**КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ТОНКОСТЕННЫХ ГИЛЬЗ С БЛОКОМ
ЦИЛИНДРОВ ГИДРООБЪЕМНЫХ ПЕРЕДАЧ**

В статье для анализа контактного взаимодействия гильз цилиндров радиальной гидрообъемной передачи предложено использовать конечно-элементные модели с привлечением нового оболочечного элемента, разработанного для более адекватного учета условий контактного взаимодействия оболочек с другими телами. В частности, учитывается обжатие стенки оболочки в направлении нормали, что позволяет с использованием оболочечного элемента получать распределение контактного давления без особенностей, например, сингулярностей на границах контактных зон. Результаты расчетов проиллюстрированы на примере исследования напряженно-деформированного состояния втулок гильз цилиндров ГОП-900.

Tkachuk A.N., Tkachuk A.V.

**CONTACT INTERACTION OF THIN-WALLED CASES WITH BLOCK
OF CYLINDERS OF HYDRO VOLUMETRIC TRANSMISSIONS**

In the paper it is suggested to use finite-element models with new shell element worked out for more adequate accounting of contact interaction conditions of shells and other bodies for the analysis of contact interaction of cases of cylinders of radial hydro volumetric transmission. In particular, cogging of shell wall in direction of normal is taken into account that gives an opportunity to get distribution of contact pressure without features, for example, singularity on borders of contact zones. The results of calculations are illustrated on example of research of defected mode of cases hobs of GOP-900 cylinders.

ТРАНСПОРТНЕ **МАШИНОБУДУВАННЯ**

УДК 629.1.032.1

Бобер А.В., Мормило Я.М., Чучмарь И. Д., Крот С.Г., Лазурко А.В.

СИСТЕМЫ ВЫПУСКА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ОБЪЕКТОВ ЛЕГКОБРОНИРОВАННОЙ ТЕХНИКИ

Актуальность проблемы. В последнее время специалисты ХКБМ им. А.А. Морозова ведут работы по разработке новых типов различных объектов легкобронированной техники и по модернизации уже существующих. Одним из основных требований, предъявляемых к этим изделиям, является повышение параметров подвижности, что, в свою очередь, влечет за собой необходимость применения более мощных двигателей.

Поскольку в Украине имеется производство только 2-х тактных дизельных двигателей мощностью до 600 л.с., специалисты ХКБМ им. А.А. Морозова вынуждены разрабатывать силовые установки, базирующиеся на 4-х тактных дизельных двигателях иностранного производства – фирм DEUTZ (Германия), IVECO (Италия), MTU (Германия) и др. Высокие требования по противодействию выпуску отработавших газов (0,075...0,1), предъявляемые производителями двигателей к системам выпуска, не позволяют проектировать традиционные для 2-х тактных дизелей эжекционные системы охлаждения. Поэтому возникает необходимость в использовании глушителей, которые рекомендуют фирмы-производители.

Однако размеры и конфигурация «фирменных» глушителей не всегда позволяют использовать их из-за особенностей компоновки проектируемого изделия, поэтому возникает необходимость в самостоятельной разработке глушителей.

Целью данной статьи является отражение теоретических и экспериментальных исследований по проектированию и изготовлению систем выпуска отработавших газов и их составных частей, применительно к различным типам бронетранспортеров и машин на их базе.

Основная часть. Наиболее эффективным методом снижения шума выпуска является применение различных глушителей. Основными требованиями к глушителям являются:

- эффективность (уровень шума изделия не должен превышать 80 дБА [1]);
- минимальное влияние на мощность двигателя и его экономические показатели;
- небольшие геометрические размеры и масса;
- технологичность изготовления;
- надежность и простота эксплуатации.

Один из типов глушителей, применяемых в системах выпуска отработавших газов – резонансный. Их отличает высокая акустическая эффективность в относительно узком диапазоне частот и обеспечение работы двигателя с небольшими потерями мощности. Однако узкий частотный диапазон глушения – основной недостаток этого типа глушителей, т. к. в процессе работы двигателя транспортного средства постоянно из-

меняется частота вращения коленчатого вала, а значит, и частота выхлопа. Поэтому только резонансные глушители имеют ограниченное применение, а наиболее распространены комбинированные резонансные глушители с расширительными камерами.

В последнее время конструкции глушителей усложняются и представляют собой схемы из последовательно и параллельно включенных расширительных и резонаторных камер, с многократными поворотами потока отработавших газов, а также с наличием различного рода дожигателей, искрогасителей и других устройств.

Проектирование глушителя для бронетранспортера БТР-4В проводилось в следующем порядке:

- были ориентировочно определены требуемый объем и площади сечений патрубков глушителя;
- произведена привязка глушителя требуемого объема к конструкции бронетранспортера БТР-4В и трассировка трубопроводов;
- был проведен анализ распространенных схем глушителей и выбрана схема глушителя;
- были детально проработаны форма и геометрические размеры глушителя, положение патрубков, способ крепления и т. д.

Одновременно производился выбор материала и покрытий, которые определяются их обрабатываемостью, стоимостью и условиями эксплуатации глушителя [2]. При выборе материалов было учтено, что глушители системы выпуска испытывают воздействие ряда отрицательных факторов, таких как:

- присутствие в отработавших газах паров воды, кислот и различных солей;
- высокой температуры и высокой скорости отработавших газов;
- высокого давления внутри глушителя;
- наличие внутреннего конденсата;
- резких перепадов температуры (при попадании воды на нагретый глушитель).

Легированные стали и стали с покрытием, например, алюминизированные, устойчивы к влиянию этих факторов, однако плохо поддаются обработке и сварке и в несколько раз дороже обычных сталей, поэтому в качестве основного материала была выбрана листовая малолегированная сталь с высоким сопротивлением разрыву. Эта сталь сравнительно недорога, хорошо поддается механической обработке и сварке, хотя и не так стойка к воздействию вышеперечисленных факторов. В качестве покрытия наружных поверхностей применен кремне-органический лак с добавлением алюминиевой пудры (т. н. «серебрянка»).

Таким образом, при проектировании системы выпуска отработавших газов бронетранспортера БТР-4В с двигателем DEUTZ BF 6M 1015CP была выбрана схема комбинированного резонансного глушителя с расширительными камерами (см. рис.1).

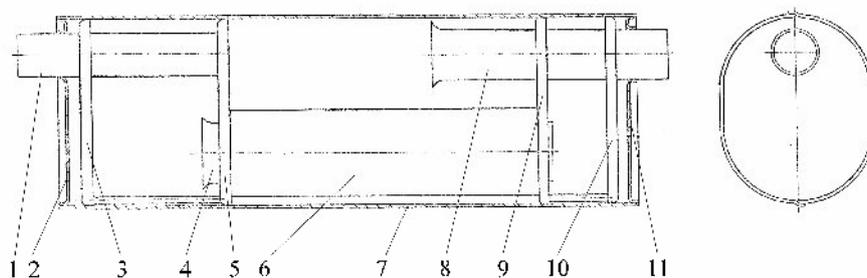


Рис. 1. Схема комбинированного глушителя:
1, 4, 8 - трубы с перфорацией; 2, 11 - доннышко; 3, 9, 10 - перфорированные перегородки; 5 - сплошная перегородка; 6 – труба; 7 - обечайка

Расчет резонаторного глушителя велся в соответствии с классической теорией резонаторов.

Уровень глушения в децибелах на заданной частоте определяется по формуле [3]

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \frac{\frac{KV}{4F_0^2}}{\left(\frac{f-f_0}{f_0}\right)^2} \right], \quad (1)$$

где ΔL – величина заглушения, дБ; K – проводимость отверстий, м; V – объем резонансной камеры, м³; F_0 – площадь поперечного сечения внутренней трубы, м²; f – резонансная частота, Гц; f_0 – частота, на которой определяется заглушение, Гц.

Проводимость отверстий K определяется по формуле [3]

$$K = \frac{\frac{\pi}{4} d^2 n}{l_c + \frac{\pi d}{4\varphi(\xi)}}, \quad (2)$$

где d – диаметр отверстий, м; n – число отверстий; l_c – толщина стенки внутренней трубы, м; a – шаг отверстий, м; $\varphi(\xi)$ – функция Фока, которая характеризует присоединенную массу воздуха в районе отверстия (см. рис. 2);

$$\xi = \frac{d}{a}. \quad (3)$$

Функция Фока определяется по формуле [4]

$$\varphi(\xi) = \left(1 - 1,41\xi + 0,38\xi^3 + 0,068\xi^5 \right)^{-1}. \quad (4)$$

График функции Фока приведен на рис. 3.

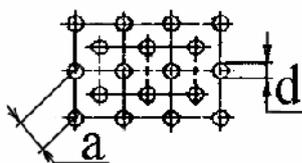


Рис. 2. Схема перфорации

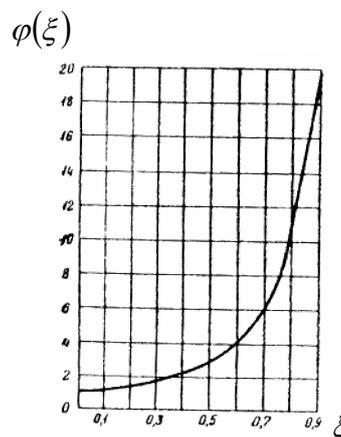


Рис. 3. График функции Фока

Частота настройки резонансного глушителя рассчитывается по формуле [3]

$$f_0 = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{T}{273}} \sqrt{\frac{K}{V}}, \quad (5)$$

где c_0 – скорость распространения звука в воздухе или газе при нормальных условиях, м/с; T – температура воздуха или газа, °К.

Расчет резонансного глушителя ведется в следующем порядке:

- по частоте настройки f_0 и температуре T воздуха или газа в глушителе и принятому объему V по формуле (5) определяется проводимость отверстий K ;
 - по найденной проводимости отверстий K , объему V , площади поперечного сечения внутренней трубы F_0 по формуле (1) определяется заглушение ΔL в выбранном диапазоне частот;
 - задаваясь толщиной стенки внутренней трубы l_c , диаметром d и шагом a , по найденной проводимости K определяется необходимое число отверстий n по формуле (2).
- Акустический расчет расширительной камеры ведется по формуле [4]

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 \frac{2\pi fl}{c_0 \sqrt{\frac{T}{273}}} \right], \quad (6)$$

где ΔL – величина заглушения, дБ.

$$m = \frac{F_k}{F_{тр}}, \quad (7)$$

где m – степень расширения, F_k – площадь сечения камеры расширения, m^2 ; $F_{тр}$ – площадь сечения трубопровода, m^2 ; l – длина расширительной камеры, м.

Необходимо отметить, что соотношение между длиной l и диаметром D расширительной камеры оказывает значительное влияние на акустические характеристики глушителя. На практике наиболее распространены глушители, у которых этот показатель составляет 4...6.

С другой стороны, объем расширительной камеры $V_{гл}$ зависит от рабочего объема двигателя и ориентировочно может быть определен по формуле [5]

$$V_{гл} = (1,5 \dots 2,5) V_{ц} i, \quad (8)$$

где $V_{ц}$ – рабочий объем одного цилиндра, л; i – количество цилиндров.

Глушитель неподвижно закрепляется на борту изделия с помощью металлических лент и снаружи прикрывается защитным кожухом, который затем покрывается деформирующей окраской во время покраски изделия (см. рис. 4, 5).



Рис. 4. Общий вид БТР-4В с двигателем DEUTZ BF 6M 1015CP и глушителем разработки ХКБМ им. А.А. Морозова

Для компенсации тепловых расширений и снижения уровня вибраций, возникающих при работе силовой установки, в конструкцию выпускного трубопровода включен компенсатор, выполненный на базе многослойного металлического силфона.

При сравнении внешних видов бронетранспортеров с различными силовыми установками видно, что глушитель на рис. 4 имеет меньшие габаритные размеры и не выходит за габарит изделия.



Рис. 5. Общий вид БТР-4А с двигателем IVECO CURSOR 10 и глушителем Eberspächer

Выводы. Таким образом, в процессе проведения стендовых и полевых испытаний было установлено, что расчетные данные вполне соответствуют натурным замерам. Система выпуска отработавших газов бронетранспортера БТР-4В показала себя работоспособной. Система выпуска выполняет возложенные на нее задачи - обеспечивает снижение шума и заметности по выделяемому теплу, защиту членов экипажа и десанта от ожогов и достаточно органично вписывается в общий дизайн изделия.

Литература: 1. Система «человек - машина» Стабильный акустический шум на рабочем месте человека-оператора ГОСТ В 21950-76. – М.: Издательство стандартов, 1976. –16с. 2. Назаров Н.И. «Значение конструкции в шумообразовании двигателей внутреннего сгорания» / Труды МАДИ. Тезисы докладов конф. [«Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания»]. – М.: МАДИ, 1978. – С. 146-148. 3. Изотов А.Д. «Графический метод расчета акустических глушителей»/ Изотов А.Д., Скворонский Е.М., Шандалов К.С., Гордин П.В. / Сборник статей. – М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1981. – С. 29-36. 4. Тузов Л. В. «Глушители шума в отечественном и зарубежном дизелестроении» / Тузов Л. В., Киселев М. А., Егоров Л. Г., Кныш А. В., Чирков И. М. / Сборник статей. – М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1968. – С. 3-16. 5. Луканин В.Н. «Шум автотракторных двигателей». – М.: Машиностроение, 1971. – 272 с.

Bibliography (transliterated): 1. Sistema «chelovek - mashina» Stabil'nyj akusticheskij шум na rabochem meste cheloveka-operatora GOST V 21950-76. – М.: Izdatel'stvo standartov, 1976. –16s. 2. Nazarov N.I. «Znachenie konstrukcii v shumobrazovanii dvigatelej vnutrennego sgoranija» / Trudy MADI. Tezisy dokladov konf. [«Rabochie processy v dvigateljah vnutrennego sgoranija»]. – М.: MADI, 1978. – S. 146-148. 3. Izotov A.D. «Graficheskij metod rascheta akusticheskikh glushitelej»/ Izotov A.D., Skovronskij E.M., Shandalov K.S., Gordin P.V. / Sbornik statej. – М.: NIINFORMTJaZhMASH, 1981. – S. 29-36. 4. Tuzov L. V. «Glushiteli shuma v otechestvennom i zarubezhnom dizelestroenii» / Tuzov L. V., Kiselev M. A., Egorov L. G., Knysh A. V., Chirkov I. M. / Sbornik statej. – М.: NIINFORMTJaZhMASH, 1968. – S. 3-16. 5. Lukanin V.N. «Shum avtotraktornyh dvigatelej». – М.: Mashinostroenie, 1971. – 272 s.

Бобер А.В., Мормило Я.М., Чучмар І.Д., Крот С.Г., Лазурко О.В.

СИСТЕМИ ВИПУСКУ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ОБ'ЄКТІВ ЛЕГКОБРОНЬОВАНОЇ ТЕХНІКИ

У статті наведено теоретичні та експериментальні дослідження з проектування й виготовлення систем випуску відпрацьованих газів двигуна та їх складових частин, стосовно різних типів бронетранспортерів та машин на їх базі.

Бобер А.В., Мормило Я.М., Чучмарь И. Д., Крот С.Г., Лазурко А.В.

**СИСТЕМЫ ВЫПУСКА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ОБЪЕКТОВ
ЛЕГКОБРОНИРОВАННОЙ ТЕХНИКИ**

В статье представлены теоретические и экспериментальные исследования по проектированию и изготовлению систем выпуска отработавших газов двигателя и их составных частей, применительно к различным типам бронетранспортеров и машин на их базе.

Bober A.V., Mormylo Y. M., Snuchmar I.D., Krot S.G., Lazurko O.V.

WASTE GASES EXHAUST SYSTEM OF LIGHT ARMoured VEHICLES

In this article given were the theoretical and experimental studies for design and manufacture of waste gases exhaust systems and their component parts as to application of various types of the armored personnel carriers and vehicles on their base.

УДК 629.114.2

Болдовский В.Н., канд. техн. наук

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРОХОДИМОСТИ ГРУЗОВЫХ
АВТОМОБИЛЕЙ ПО ДОРОГАМ С НИЗКОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТЬЮ**

Постановка проблемы. Эксплуатация грузовых автомобилей выполняется по различным типам дорог, как с твердым покрытием, так и по дорогам с низкой несущей способностью. При движении автомобилей по дорогам с твердым покрытием их проходимость высокая, т.к. имеются все необходимые факторы, обеспечивающие преодоление дорожных препятствий. В условиях движения грузовых автомобилей по дорогам с низкой несущей способностью (грунтовая дорога и т.п.), особенно в условиях повышенной влажности (после выпадения осадков и т.д.) значительно снижается проходимость автомобилей, что вызвано изменением физических свойств дорожного основания – грунтовой дороги. В зависимости от физического состояния грунтового дорожного основания проходимость автомобиля можно условно разделить на два вида, проезд возможен, и проезд невозможен. Эти два существующие случая оценки можно применить к грузовым автомобилям повышенной проходимости, используемых во время проведения специальных видов работ (срочная перевозка груза, доставка на место чрезвычайного происшествия и т.п.).

Анализ последних достижений и публикаций. Взаимодействие движителей автомобилей с деформируемой опорной поверхностью является одним из наиболее сложных процессов, происходящих при движении автомобиля, на который влияет множество факторов. Вопросами взаимодействия движителей с деформируемой опорной поверхностью занимались ученые Золотаревская Д.И., Беккер М.Г., Кацыгин В.В. и другие. Аналитические и экспериментальные исследования взаимодействия с почвой колес автомобилей проводятся обычно с целью установления зависимостей между кинематическими режимами движения и силовыми показателями взаимодействия движителей с почвой [1, 2]. Существующие методы описания взаимодействия движителей с опорной поверхностью чаще всего базируются на эмпирических зависимостях. Развитие современных компьютерных технологий позволяет решать многие задачи сложно-напряженного состояния методом конечных элементов [3].

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является определение возможности проходимости грузовых автомобилей по дорогам с низкой несущей способностью. Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- провести теоретическое исследование возможности проходимости грузовых автомобилей движущихся по дорогам с низкой несущей способностью;
- выбрать для проведения экспериментальных исследований необходимое приборное обеспечение.

Аппаратурное обеспечение измерений, выполняемых при исследовании электрических свойств грунта. Как известно, сопротивление проводника можно измерить непосредственно с помощью омметра или по разности потенциалов на участке цепи при прохождении известного тока. Для того, чтобы под воздействием прохождения электрического тока через структуру грунта не возникало электролизных явлений, как между электродами, так и между частицами грунта, приводящих к существенным погрешностям измерений, необходимо пользоваться малыми плотностями токов. При непосредственном измерении электрического сопротивления на малых токах постоянного напряжения возникают помехи от гальванических пар между электродами в исследуемом грунте и от блуждающих постоянных токов. В случае измерения сопротивления мостами переменного тока влияют помехи от переменного тока промышленной частоты (50 Гц). Поэтому в электроразведке значительная часть полевых измерений основана на измерении потенциала в исследуемом участке от наведенного поля. Для этого применяется широко распространенная схема Шлюмбержэ. В которой разность потенциалов замерялась методом компенсации с помощью потенциометров ЭП – 1. По мере развития электроники появились стабильные усилительные схемы и портативные сравнительно дешевые (из-за отсутствия прецизионных элементов) полевые измерители разности потенциалов – автокомпенсаторы. Для реализации предложенного способа выбран автокомпенсатор АЭ – 72 (рис. 1) [4].

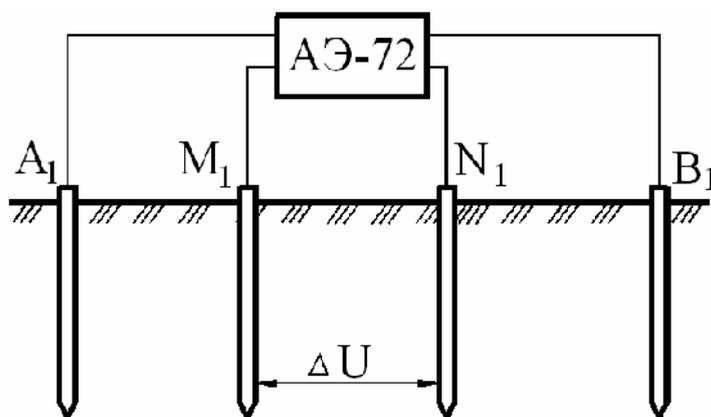


Рис. 1. Схема измерения разности потенциалов автокомпенсационным способом

Для создания электрического поля и определения разности потенциалов в грунте на разных глубинах (0–1 м), применяются электрические щупы с электропроводной частью длиной 50 мм на конце.

Методика проведения дорожных исследований. Создание разности потенциалов в грунте производится питающими электродами А и В, а значения этих величин фиксируются регистрирующими электродами – М и N. Нахождение величин уплотнения грунта производится следующим образом. На питающие электроды подается на-

пряжение от источника постоянного тока. Между электродами возникает электрическое поле. На регистрирующих электродах при помощи автокомпенсатора АЭ-72 определяется электрический потенциал, который распределяется в грунте. По этим измерениям можно построить эпюры потенциалов электрического тока в грунте. После уплотнения грунта, которое вызвано проходами ходовых систем автомобиля замеры повторяются. В зависимости от изменения потенциалов строится эпюра изменения электрического сопротивления структур грунта под действием давления от ходовых систем. По величинам удельного сопротивления из базы лабораторных данных определяется изменение уплотнения грунта. На величину удельного сопротивления грунта оказывает влияние ее влажность и температура. Удельное сопротивление грунта с повышением температуры на 1°C уменьшается примерно на 2% [4]. В табл. 1 приведены величины изменения удельного электрического сопротивления грунта в зависимости от его влажности.

Таблица 1

Зависимость электрического сопротивления от влажности грунта

Содержание влаги, %	Удельное сопротивление грунта, Ом·см
	Песчаный суглинок
2,5	150000
5	43000
10	18500
15	10500
20	6300
25	4200

На основании анализа полученных экспериментальных данных можно определять закономерности изменения электрических параметров грунта (грунтовой дороги) при его деформации от действия колес грузовых автомобилей, во время проезда по дорогам с низкой несущей способностью.

Определение возможности проходимости грузовых автомобилей движущихся по дорогам с низкой несущей способностью. Перемещение грузовых автомобилей по дорогам с низкой несущей способностью (грунтовые дороги) приводит к изменению их структуры и физического состояния. Анализ физических свойств грунтовой дороги показал, что она представляет собой структуру, поры которой содержат газы (преимущественно воздух) и электролит (водный раствор минеральных солей). Электропроводность грунтовой дороги зависит от содержания ионов в солевых растворах и площади соприкосновения образующих ее агрегатов, т.е. размеров объемов газов, находящихся между суспензией, состоящей из твердых и жидких составляющих. Под воздействием механических нагрузок на поверхность грунтовой дороги объемы газов уменьшаются и относительная площадь электропроводной части увеличивается.

Как известно, величина электрического сопротивления проводника пропорциональна его длине и обратно пропорциональна площади сечения $R = \rho \frac{l}{S}$. Тогда, под воздействием давления ходовых систем на опорную поверхность будет происходить объемная деформация (упругая и пластическая) грунтовой дороги, которая приведет к изменению относительной площади электропроводной части и соответственно изменению объемного электрического сопротивления. Следовательно, для определения относительного изменения механических напряжений в структуре грунтовой дороги необходимо знать относительное изменение ее электропроводности $\Delta p = f\left(\frac{1}{\Delta R}\right)$.

Наиболее чувствительные и точные методы измерения электропроводности разработаны и применяются в геофизических исследованиях. Следовательно, на основе анализа физических свойств грунтов и геофизических методов исследования можно создать способ определения возможности проходимости грузовых автомобилей по грунтовой дороге с низкой несущей способностью.

Оценка возможности проезда грузовых автомобилей по грунтовой дороге с низкой несущей способностью проводится на основании измерений электрических параметров грунта, выполненных непосредственно перед проездом грузового автомобиля по данному участку грунтовой дороги с низкой несущей способностью. В конечном результате после проведения измерений электрической проводимости грунта можно с высокой достоверностью определить возможен или невозможен проезд грузового автомобиля по данному участку грунтовой дороги с низкой несущей способностью.

Выводы. 1. Анализ различных литературных источников показал, что существует недостаточно способов определения возможности проходимости автомобилей по дорогам с низкой несущей способностью в тяжелых дорожных условиях.

2. Предлагаемый способ определения возможности проходимости автомобилей по грунтовым дорогам позволит более тщательно исследовать процесс их движения в тяжелых дорожных условиях.

3. Основным контролируемым параметром при выполнении исследований является электрическая проводимость грунта, по величине которой можно судить о физическом состоянии грунта и делать заключение о возможности или невозможности проезда автомобилей по участку грунтовой дороги.

Литература: 1. Золотаревская Д.И. Изменение сопротивления качению, реологических свойств и плотности почвы под воздействием колес / Д.И. Золотаревская // Тракторы и сельхозмашины. – 2004. – № 2. – С. 22-25. 2. Золотаревская Д.И. Расчет показателей взаимодействия движителей с почвой / Д.И. Золотаревская // Тракторы и сельхозмашины. – 2001. – № 3. – С. 18-22. 3. Третяк В.М. Моделирование процессов взаимодействия движителей тягово-транспортных средств с опорной поверхностью методом конечных элементов / В.М. Третяк, В.Н. Болдовский // Вісник ХНТУСГ. – 2006. – № 46. – С. 31-37. 4. Коструба С.И. Измерение электрических параметров земли и заземляющих устройств / С.И. Коструба. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 168 с.

Bibliography (transliterated): 1. Zolotarevskaja D.I. *Izmenenie soprotivlenija kacheniju, reologicheskikh svojstv i plotnosti pochvy pod vozdejstviem koles* / D.I. Zolotarevskaja // *Traktory i sel'hozmashiny*. – 2004. – № 2. – S. 22-25. 2. Zolotarevskaja D.I. *Raschet pokazatelej vzaimodejstvija dvizhitelej s pochvoj* / D.I. Zolotarevskaja // *Traktory i sel'hozmashiny*. – 2001. – № 3. – S. 18-22. 3. Tretjak V.M. *Modelirovanie processov vzaimodejstvija dvizhitelej tjavovo-transportnyh sredstv s opornoj poverhnost'ju metodom konechnyh jelementov* / V.M. Tretjak, V.N. Boldovskij // *Visnik HNTUSG*. – 2006. – № 46. – S. 31-37. 4. *Kostruba S.I. Izmerenie jelektricheskikh parametrov zemli i zazemljajuwih ustrojstv* / S.I. Kostruba. – M.: Jenergoatomizdat, 1983. – 168 s.

Болдовський В.М.

ВИЗНАЧЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ПРОХІДНОСТІ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ ПО ДОРОГАМ З НИЗЬКОЮ НЕСУЧОЮ ЗДАТНІСТЮ

У даній статті представлені результати виконаних досліджень зміни електричної провідності ґрунту, під впливом ходових систем вантажних автомобілів. В загальному вигляді представлено основні принципи способу визначення можливості прохідності вантажних автомобілів по дорогам з низькою несучою здатністю.

Болдовський В.Н.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРОХОДИМОСТИ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ДОРОГАМ С НИЗКОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТЬЮ

В данной статье представлены результаты выполненных исследований изменения электрической проводимости грунта, под влиянием ходовых систем грузовых автомобилей. В общем виде представлены основные принципы способа определения возможности проходимости грузовых автомобилей по дорогам с низкой несущей способностью.

Boldovsky V.

DETERMINE ROAD TRUCKS ON ROADS WITH LOW BEARING CAPACITY

In this article presented the results of studies of the changes in the electrical conductivity of the soil under the influence of running systems in trucks. Generally, as represented by the basic principles of how to determine trucks on roads with low bearing capacity.

УДК 623.438.14

Возгрин Ю.В., Ковалев М.С., Крот С.Г., Кузьминский В.А.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА ПОДОГРЕВАТЕЛЯ И ТРАКТА ВЫПУСКА (СИСТЕМЫ ПРЕДПУСКОВОГО ПОДОГРЕВА ДВИГАТЕЛЯ)

Актуальность темы. Согласно классическим теоретическим основам, при проработке конструкции вновь проектируемой системы подогрева, необходимо достичь наиболее рациональных соотношений между такими параметрами, как расход топлива, теплопроизводительность и габаритный размер агрегата. В оборонной промышленности предъявляются повышенные требования к компактности конструкции, что продиктовано тактико-техническими задачами, выполняемыми боевой техникой. При столь жестких условиях плотности компоновки на фоне довольно больших теплопроизводительностей зачастую страдает геометрия конвективной части котла подогревателя и его выпускной магистрали. Снижение полезной площади теплообменника делает необходимым увеличение интенсивности теплообмена за счет повышения температуры горения топливоздушная смеси и турбулизации потока, что приводит к тому, что материал теплообменника находится в предельных условиях по обеспечению прочностных характеристик конструкции.

Как правило, расчет ведется исходя из предполагаемого равномерного распределения плотности тока и температуры горения смеси по сечению теплообменника. Однако известно, что в реальных условиях всегда будет наблюдаться повышение температуры и плотности тока от периферии к центру сечения теплообменника, что повлечет за собой образование высокотемпературного ядра с повышенными значениями параметров теплообмена. Зачастую подобные нежелательные эффекты компенсируются запасами по термической прочности, заложенными в конструкцию, поэтому канонический расчет котла предпускового подогревателя не содержит зависимостей, учитывающих неравномерность распределения полей температур по сечению тока. В описанных выше случаях, когда конструкция работает на пределе несущей способности, подобные эффекты неизбежно приводят к разрушению конструкции, если только не будут приняты дополнительные меры по изменению геометрии проточной части и обеспечения равномерности потока.

Целью статьи является анализ конструктивных решений, принятых в штатном предпусковом подогревателе, используемом в изделиях бронированной транспортной техники разработки ХКБМ им. А.А. Морозова, после выявленных аварийных разрушений проточной части теплообменника котла в ходе испытаний опытных образцов боевых машин.

Основная часть. Проведенная в ХКБМ серия испытаний предпускового подогревателя силовой установки, применяемой на современных образцах боевой техники, выявила недостатки в конструкции конвективной части теплообменника. Испытания проводились с целью определения причины выхода из строя группы подогревателей, установленных на эксплуатируемых боевых машинах. На рис. 1 показан разрез конструкции теплообменника подогревателя, на которых зафиксированы отказы в работе. После препарирования данных подогревателей были выявлены нарушения сплошности пластин блока теплообменника (поз.1 на рис.1). Как показали исследования, «свищи» *a* на рис.2 были образованы воздействием избыточного давления, возникшего вследствие

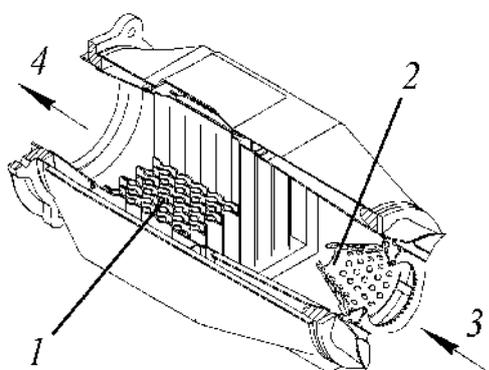


Рис. 1. Разрез теплообменника предпускового подогревателя:
1 – водотрубный пластинчатый блок;
2 – конус-рассекатель; 3 – направление движения продуктов сгорания;
4 – выход в маслобак

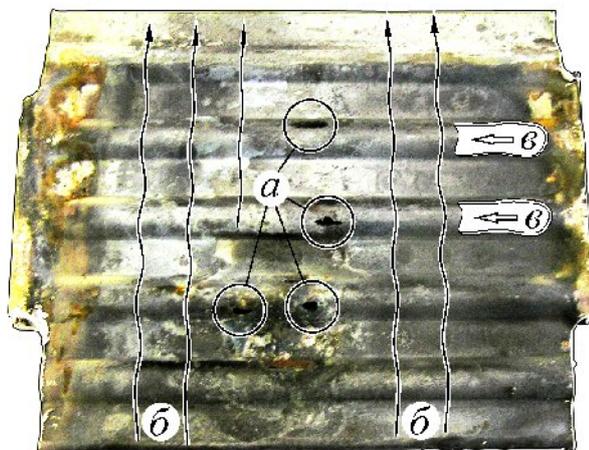


Рис. 2. Пластина блока теплообменника:
a – «свищи» (нарушения сплошности); *б* – линии тока продуктов сгорания; *в* – направление тока охлаждающей жидкости

вскипания охлаждающей жидкости, движущейся по направлению *в* на рис.2 в рубашке теплообменника, с одновременным снижением прочности материала теплообменника под действием высоких температур форса пламени, имеющего направление *б* на рис.2. Анализ распределения остатков продуктов сгорания по сечению теплообменника показал, что конус 2 на рис.1 создает направленный высокотемпературный форс пламени, который локально воздействует на сердцевину блока теплообменника 1, о чем и свидетельствует расположение прогаров на поверхности пластины (см. рис. 2). С целью перераспределения потока продуктов сгорания были предприняты конструктивные изменения проточной части предпускового подогревателя. Конус 2 на рис.3 был дополнен заглушкой 3 с целью исключить высокотемпературный направленный форс пламени, непосредственно действующий на блок теплообменника 4. Очевидно, что такое уменьшение полного проходного сечения конуса-рассекателя 2 создаст подпор в камере сгорания 1, что обеспечит более полное сгорание горючего, а также создаст более турбулизированное течение газов в объеме теплообменника, исключив высокотемпературный направленный форс. При этом распределение тепла по сечению теплообменника станет более равномерным, и, соответственно, улучшится качество теплообмена. Эксперимент показал целесообразность принятых конструктивных решений. Стоит упомянуть, что в

программу испытаний модифицированных образцов предпусковых подогревателей входила имитация выхода из строя уплотнения насоса охлаждающей жидкости, что влекло за собой прекращение прокачки охлаждающей жидкости и, как следствие, вскипание в рубашке охлаждения.

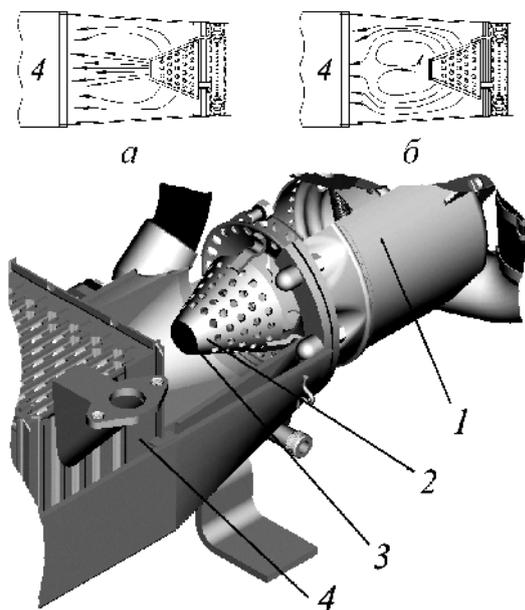


Рис. 3. Конструктивные изменения испытываемого образца предпускового подогревателя: 1 – камера сгорания; 2 – конус-рассекатель; 3 – заглушка; 4 – блок теплообменника; а – до модификации; б – после модификации

периферийной области, коксование почти полностью отсутствует, так как пластина тут омывается пристеночным вторичным воздухом завесы. Примечательно то, что прогар, как и в случае не модифицированного конуса-рассекателя, происходит на фронтальной части пластин блока теплообменника. Так как высокотемпературный форс был исключен модификацией конуса-рассекателя (см. рис.3), было принято решение произвести более подробное рассмотрение параметров течения продуктов сгорания после модификации подогревателя с целью выявления причин столь высокой неравномерности температурных полей по сечению фронта теплообменника.

Была разработана математическая модель, описывающая течение газа в каналах подогревателя. Численное решение уравнения Навье-Стокса для сжимаемой среды выполнялось с использованием ЭВМ и специализированного программного обеспечения, позволяю-

В таком аварийном режиме работы также произошло нарушение сплошности пластины блока теплообменника зона δ на рис.4. Однако прогар имел не столь интенсивный характер, как до модификации конуса-рассекателя, а «свищи» были не столь многочисленны. Как видно из рис.4, на поверхности пластины можно выделить три области: первая (а) – область повышенной температурной эрозии поверхности; в этом случае также происходило образование высокотемпературного ядра потока, однако оно имеет не столь сосредоточенный характер, как в случае не модифицированного подогревателя. Вторая (б) – область смещения вторичного воздуха (воздух завесы из контура охлаждения жаровой трубы камеры сгорания) и продуктов сгорания. Избыток кислорода в области б на рис.4 способствует догоранию горючего, содержащегося в продуктах сгорания, однако температура потока не достаточно велика, чтобы происходило обильное коксование поверхности пластины. В третьей,

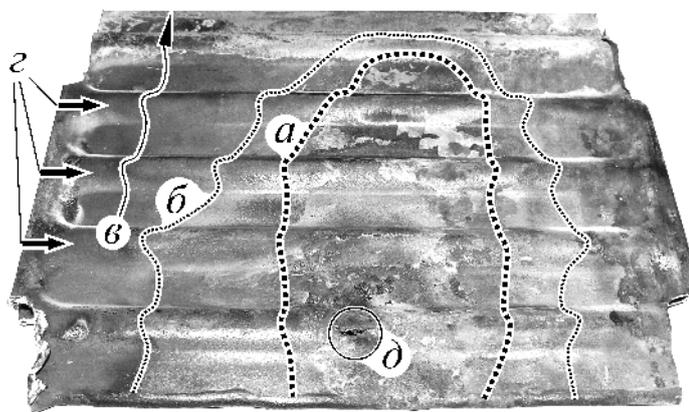


Рис. 4. Пластина блока теплообменника модифицированного подогревателя: а – область высоких температур; б – переходная область; в – направление тока продуктов сгорания; з – направление тока охлаждающей жидкости; д - «свищ» (нарушения сплошности)

шего задать начальные и граничные условия процесса. В общем виде векторная форма записи уравнения Навье-Стокса имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} &= -(\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} + \nu \Delta \vec{v} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \vec{f}, \\ \nabla \cdot \vec{v} &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где: ∇ - оператор Набла (оператор Гамильтона), это векторный дифференциальный оператор в трёхмерном евклидовом пространстве в прямоугольных декартовых координатах оператор Набла определяется следующим образом:

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k}, \quad (2)$$

где $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ – единичные векторы по осям x, y, z . Используя оператор Набла естественным способом выражаются основные операции векторного анализа: *grad* (градиент), *div* (дивергенция), *rot* (ротор), а также Δ – оператор Лапласа. Оператор Лапласа (оператор Дельта) – дифференциальный оператор, действующий в линейном пространстве гладких функций. Функции F он ставит в соответствие функцию

$\left(\frac{\partial^2}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2}{\partial x_2^2} + \dots + \frac{\partial^2}{\partial x_n^2} \right) \cdot F$. Очевидно, что в декартовой системе координат оператор

Лапласа удобно выразить в виде скалярного произведения оператора Набла на себя:

$$\Delta = \nabla \cdot \nabla = \nabla^2. \quad (3)$$

Здесь t – время, ν – коэффициент кинематической вязкости, ρ – плотность, p – давление, $\vec{v} = (v^1, \dots, v^n)$ – векторное поле скоростей, \vec{f} – векторное поле массовых сил.

Неизвестные p и \vec{v} являются функциями времени t и координаты x принадлежащей плоской ($n=2$) или трехмерной ($n=3$) области течения.

Каноническими начальными условиями в таком случае обычно принимают:

$$\begin{aligned} \vec{v}|_{\partial\Omega} &= 0, \\ \vec{v}|_{t=0} &= \vec{v}_0. \end{aligned} \quad (4)$$

В математической модели были приняты следующие допущения: среда течения – эквивалентный по физическим параметрам идеальный газ, теплообмен со стенками отсутствует, граничные условия – расчетные условия эксплуатации, описанные в ТУ изделия (рассматривается двухмерное течение по средней плоскости канала), уравнение течения сжимаемой вязкой турбулентной среды принималось в следующем виде:

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v_i}{\partial t} + v_k \frac{\partial v_i}{\partial x_k} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left\{ \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_k} + \frac{\partial v_k}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{i,k} \frac{\partial v_l}{\partial x_l} \right) \right\} + \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\zeta \frac{\partial v_l}{\partial x_l} \delta_{i,k} \right). \end{aligned} \quad (5)$$

Как видно, система уравнений не включает в себя уравнение теплопроводности, а уравнения состояния определены в начальных условиях. Данное уравнение учитывает как динамическую вязкость (μ - сдвиговая вязкость), так и объемную вязкость (ζ - «вторая вязкость»), что даст более полную и точную картину турбулизации потока. Символ Кронекера $\delta_{i,k} = 0$ для $i \neq k$ и $\delta_{i,k} = 1$ для $i = k$. «Вторая вязкость», или объемная вязкость ζ – внутреннее трение при переносе импульса в направлении движения. Если динамическая (μ) вязкость характеризует деформацию чистого сдвига, то «вторая вязкость» характеризует деформацию объемного сжатия.

Расчет велся, основываясь на классических постулатах газовой динамики, когда скорость на стенке равна нулю. В таком случае переход ламинарного режима в турбулентный определяется значением безразмерного комплекса, называемого числом Рейнольдса:

$$\mathbf{Re} = \frac{w \cdot l}{\nu}, \quad (6)$$

где w – скорость движения жидкости; ν – коэффициент кинематической вязкости; l – характерный размер канала или обтекаемой стенки.

Известны модели процессов течения более сложных типов. Кундт и Варбург открыли явление, названное впоследствии скольжением [1], изменив кинетическую теорию газов, ранее утверждавшую, что молекулы, падающие на поверхность твердого тела, всегда рассеивают свою энергию в тепловом равновесии с поверхностью. Они обнаружили, что вязкость газа начинает убывать с уменьшением давления в газе при постоянной температуре, как только достигается некоторое достаточно низкое давление. Поскольку вязкость, определяемая обычным образом, не зависит от давления, молекулы газа несколько «проскальзывают» на поверхности, т.е. имеют отличную от нуля скорость. Максвелл показал, что эффект скольжения можно включить в кинетическую теорию вязких течений, если допустить, что доля площади f поверхности адсорбирует все падающие молекулы и затем десорбирует их в тепловом равновесии с твердым телом, в то время как доля $1 - f$ рассеивает все падающие молекулы зеркально. При зеркальном отражении молекул не происходит никакого обмена энергией, и гипотеза Максвелла означает некий аналог скольжения, т. е. разрыв температуры на границе раздела между газом и твердым телом, имеющих различную температуру. Простейший эксперимент Смолуховского подтвердил существования такого температурного скачка или разрыва [1]. Следовательно, молекулы газа в среднем должны испытывать несколько столкновений с твердой поверхностью, чтобы достичь теплового равновесия с ней. Сегодня уже понятно, что как температурный скачок, так и скольжение имеют место при всех плотностях газа, но лишь при достаточно малой плотности они оказывают заметное влияние на объемное состояние газа. Эти эффекты становятся наиболее ощутимыми в условиях, когда природа процессов переноса теплоты определяется больше столкновениями молекул с поверхностью, чем межмолекулярными столкновениями. Таким образом, при течении газа около твердой поверхности можно наблюдать эффекты, которые объединяются под общим названием явлений «скольжения» и «скачка». Причина возникновения этих эффектов заключается в том, что с увеличением разреженности некоторые средние свойства газа на поверхности начинают отличаться от нуля средней тангенциальной скорости и температуры газа на поверхности от температуры самой поверхности. На поверхности средняя тангенциальная скорость и температура газа могут совершить «скачок» почти разрывным образом. Связь вязкости с тангенциальными скоростями на поверхности, является эмпирической, поскольку не учитывает истинное количество

атомов или молекул, которые адсорбируются на поверхности и при этом дают эффект «скольжения» и зеркально отраженных, не дающих вклада в этот эффект. Поэтому, для определения более точной связи между газом и твердой поверхностью, необходимо данный эффект перевести в количественную меру – построение тепловой модели, исследование геометрии потока т. д.

При обтекании конвективной части подогревателя потоком газа вблизи теплорассеивающей поверхности образуется тонкий слой, поведение которого определяет газодинамическое сопротивление [1,2].

При отрыве пограничного слоя от поверхности обтекаемого тела происходит резкое увеличение газодинамического сопротивления. Для уменьшения сопротивления необходимо затянуть отрыв, т.е. сместить линию отрыва пограничного слоя как можно дальше назад к задней критической точке. Этим сужается область застойного течения за телом (след за телом) что, как следствие, позволяет уменьшить газодинамическое сопротивление. Простейший пограничный слой образуется при обтекании твердой плоской стенки продольным потоком газа с малой плотностью. Вязкая неустойчивость играет важную роль во взаимодействии газа с поверхностью, в частности, абсорбции и рассеивании.

Молекулы газа, попадая на твердую поверхность, не рассеиваются, а проскальзывают на поверхности (т. е. имеют отличную от нуля среднюю скорость) [3]. Кроме того, эффект скольжения можно включить в кинетическую модель вязкого течения. Доля поверхности f адсорбирует все падающие молекулы и затем десорбирует их в тепловом равновесии с твердым телом, в то время как доля $1-f$ рассеивает все падающие молекулы зеркально.

Кроме молекулярной теплопроводности в пограничном слое необходимо учитывать, что перенос теплоты происходит за счет химических реакций, при рекомбинации. Одним из важных критериев является число Льюиса-Семенова. Физический смысл этого критерия – отношение интенсивности теплопередачи при массообмене в результате диффузии к интенсивности теплообмена путем теплопроводности [4]. В общем случае число Льюиса-Семенова больше единицы, а следовательно, теплопроводность менее интенсивна, чем передача теплоты диффузией. В практических случаях необходимо стремиться к гипотетическому равновесному пограничному слою, когда число Льюиса-Семенова стремится к единице, который характеризуется большой скоростью рекомбинации, поэтому в каждой точке пограничного слоя устанавливается термодинамическое равновесие. Это можно достичь за счет геометрии составных частей системы подогрева.

Расчет теплопередачи необходим в определении местного удельного теплового потока, а также полной теплопередачи в обтекаемой поверхности конвективной части за некоторый промежуток времени. Такой расчет позволяет правильно составить модель течения в конвективной части подогревателя, обеспечивающий предохранение поверхности от перегрева, а также дает возможность определить участки, где достигаются чрезмерные тепловые напряжения и возможно разрушение поверхности.

Тепловой поток от разогретого газа к обтекаемой стенке можно представить как конвективную теплоотдачу, определяемую согласно закону Ньютона-Рихмана, тепловой поток Q от стенки к жидкости пропорционален поверхности теплообмена f_c и разности температур между температурой твердой стенки t_c и температурой жидкости $t_{ж}$:

$$Q = \alpha_{ж-с} \cdot f_c \cdot (t_c - t_{ж}), \quad (4)$$

где $\alpha_{ж-с}$ – коэффициент теплоотдачи.

Основная задача при аэродинамическом теплообмене сводится к определению коэффициента теплопередачи $\alpha_{ж-с}$, который зависит от ряда факторов: скорости газа, формы, размера, положения (угла атаки) обтекаемого тела, структуры пограничного слоя (ламинарного и турбулентного), физических параметров среды (теплопроводности, вязкости, теплоемкости).

Термодинамическое равновесие напрямую связано с коэффициентом теплопередачи, которая зависит от величины коэффициента сопротивления. В изогнутых трубах вследствие искривления потока появляются центробежные силы, направленные от центра к внешней стенке трубы. Вследствие чего повышается давление у внешней стенки и понижение у внутренней при переходе потока из прямолинейного участка в изогнутый. Переход потока из изогнутой части в прямолинейную (после поворота) сопровождается обратными явлениями: диффузорным эффектом вблизи внутренней стенки и кондиффузионным вблизи внешней. Диффузорные явления приводят к отрыву потока от обеих стенок. При этом отрыв от внутренней стенки усиливается стремлением потока газа двигаться по инерции в изогнутом участке по направлению к внешней стенке. Образованная вследствие отрыва от внутренней стенки вихревая зона распространяется далеко вперед и в ширину, при этом происходит сокращение сечения основного потока. При такой геометрии трубы создается наибольшее сопротивление. При угле поворота трубы на 90^0 область отрыва потока от стенки за поворотом достигает $1/2$ диаметра трубы. Поэтому при проектировании выхлопных трактов является необходимым скруглять внешние и внутренние стенки и не оставлять острых кромок, так как из-за них уменьшается площадь поперечного сечения потока в месте поворота и при этом увеличиваются диффузорные потери, возникающие при переходе от колена к прямолинейному участку трубы.

Отсюда очевидно, что две составляющие – коэффициент теплопередачи и коэффициент сопротивления, играют существенную роль, влияющую на теплопроводность в потоке газа, обтекающего поверхности теплообменника. Большую роль в исследованиях вязкой неустойчивости играет закон взаимодействия газа со стенкой, в частности адсорбции и рассеивания, и определение связи вязкости газа со свойствами стенки.

Построение схемы движения продуктов сгорания в штатной системе предпускового подогрева боевой машины с учетом особенностей конструкции моторного маслобака и участков трассы, выполненное по результатам расчета, представлено на рис.5.

Как и предполагалось, присутствует высокотемпературная область a , окружающая зону обратных токов b , вытянутая и проходящая через решетку блока теплообменника (пунктирный контур), что полностью согласуется с результатами эксперимента и подтверждается зонами температурной эрозии и коксования (a и b рис.4). На рисунке 5 также представлены линии тока продуктов сгорания по тракту системы подогрева, что дает представление об общем характере течения. Стоит отметить наличие отсоединенных вихревых зон c на рис.5. Ядра таких зон имеют повышенную температуру за счет лучистого теплообмена и незначительного массообмена с основным потоком; как следствие на примыкающих поверхностях будет наблюдаться коксование и повышенные значения температуры.

Четко выделены зоны повышенной турбулентности потока (темные цвета эюпы). Наибольшая турбулизация потока имеет место при встрече радиально сходящихся потоков от конуса-рассекателя (область b на рис.5); число Рейнольдса здесь достигает 9000, что свидетельствует о высоком уровне теплообмена с пластинами блока теплообменника расположенными в этой области. Так как высокотурбулентная область b расположена в зоне высокотемпературного объема a на рис.5, температура в котором может достигать 800°C , это полностью объясняет образование «свищей» d (см. рис.4) на пластинах, расположенных в указанном объеме, так как конструкционный материал

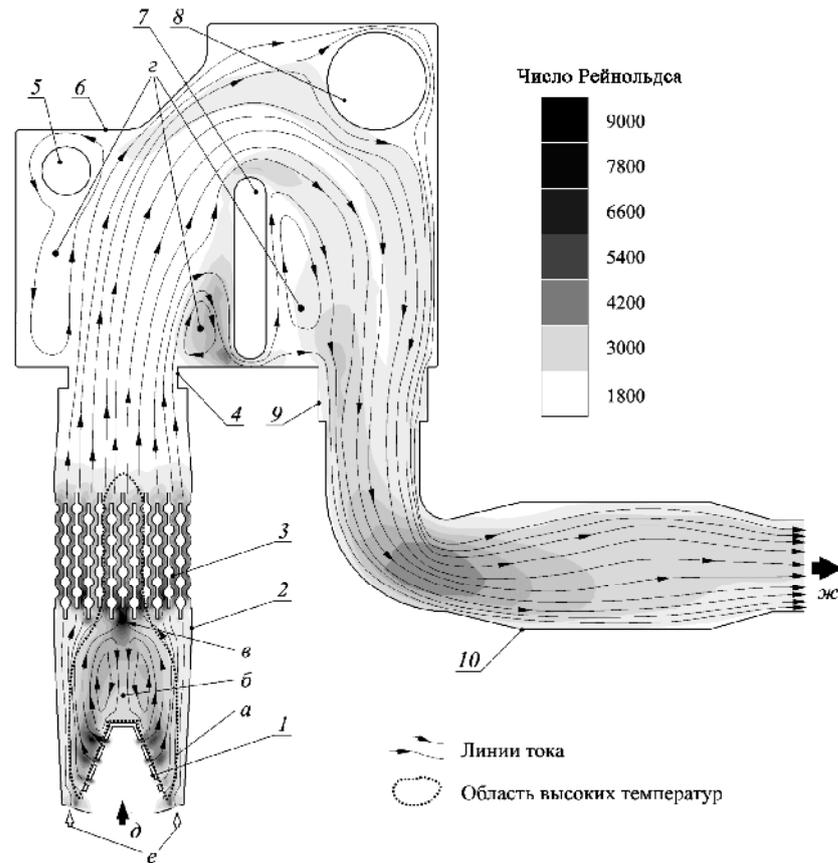


Рис. 5. Движение продуктов сгорания от выхода из камеры сгорания подогревателя до выхлопного фланца на борту боевой машины. Линии тока совмещены с полями уровня турбулизации потока: 1 – рассекающий конус камеры сгорания; 2 – входной кожух теплообменника; 3 – водотрубный теплообменник пластинчатого типа; 4 – фланец соединения подогревателя с жаровой трубой моторного маслобака; 5 – полость сливного устройства; 6 – корпус жаровой трубы маслобака; 7 – полость заборного устройства; 8 – полость устройства фильтрации; 9 – фланец соединения жаровой трубы маслобака с выпускной жаровой трубой; 10 – выпускная жаровая труба системы подогрева; а – наложение контура области высоких температур; б – зона обратных токов (ЗОТ); в – область максимальной турбулизации потока; г – вихревые зоны; д – вход продуктов сгорания из камеры сгорания подогревателя; е – вход вторичного воздуха на завесу; ж – выход выхлопных газов в атмосферу

пластин находится в критических условиях обеспечения прочности. Очевидно, что модификация конуса рассекателя 1 на рис.5 заглушкой не решила проблему влияния неравномерности тепловых нагрузок на конструкцию теплообменника в его поперечном сечении в достаточной мере, хотя и снизила их.

Также необходимо отметить возникновение повышенной турбулентности в колене поворота на 90° выпускной жаровой трубы 10 на рис.5. Совершенно ясно, что такая аномалия вызовет за собой срывное течение и приведет к зажатию основного потока выпускных газов.

Выводы. При повышенных температурах охлаждающей жидкости в подогревателе при его работе, либо при разгерметизации создаются условия, приводящие к срыву режима нормальной работы теплообменника и его поломке. Для анализа данных процессов была разработана математическая модель, описывающая тепловые процессы, происходящие в камере сгорания и приводящие к выходу из строя конвективной части подогревателя. Были выявлены теплонапряженные места штатной камеры сгорания и выпускной трассы.

С учетом произведенных расчетов, было принято решение о необходимости доработки конструкции теплообменника и каналов выхлопа отработанных газов. Исследования показывают, что конструктивные изменения геометрии выхлопа позволят уменьшить чрезмерные тепловые напряжения и исключить разрушение конвективной поверхности теплообменника, однако геометрия проточной части потребует дополнительных изменений для уменьшения турбулизации потока в высокотемпературных зонах.

Рекомендацией по дальнейшему решению проблемы надежной работы подогревателя является использование более качественных материалов конвективной части и уменьшение размеров застойных зон движения выпускных газов.

Литература: 1. Гудман Ф. Динамика рассеяния газа поверхностью/ Ф. Гудман, Г. Вахман – М.: Мир, 1980. – 423с. 2. Пшеничников В.М. К расчету углового распределения неупруго рассеянных атомов газа на поверхности твердого тела / В.М. Пшеничников, Э.Е. Сон / Поверхность. Физика. Химия. Механика – М.: Механика, 1984. – №3. – 36с. 3. Пшеничников В.М. Обтекание каталитической поверхности разреженным газом с учетом влияния ее кристаллической структуры/ В.А. Лукин, В.М. Пшеничников – Ташкент: Механика, 1986. – 93с. 4. Краснов Н.Ф. Основы прикладной аэрогазодинамики. Кн. 2: Обтекание тел вязкой жидкостью. Ручные устройства / под ред. Н.Ф. Краснова – М.: Высшая школа, 1991. – 358с.

Bibliography (transliterated): 1. Gudman F. Dinamika rassejanija gaza poverhnost'ju / F. Gudman, G. Vahman – M.: Mir, 1980. – 423s. 2. Pshenichnikov V.M. K raschetu uglovogo raspredelenija neuprugogo rassejannyh atomov gaza na poverhnosti tverdogo tela / V.M. Pshenichnikov, Je.E. Son / Poverhnost'. Fizika. Himija. Mehanika – M.: Mehanika, 1984. – №3. – 36s. 3. Pshenichnikov V.M. Obtekanie katalicheskoj poverhnosti razrezhennym gazom s uchetom vlijanija ee kristallicheskoj struktury / V.A. Lukin, V.M. Pshenichnikov – Tashkent: Mehanika, 1986. – 93s. 4. Krasnov N.F. Osnovy prikladnoj ajerogazodinamiki. Kn. 2: Obtekanie tel vjazkoj zhidkost'ju. Rulevye ustrojstva / pod red. N.F. Krasnova – M.: Vysshaja shkola, 1991. – 358s.

Возгрин Ю.В., Ковальов М.С., Крот С.Г., Кузьминский В.А.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛООБМІНУ КОТЛА ПІДГРІВАЧА І ТРАКТУ ВИХЛОПУ (СИСТЕМИ ПЕРЕДПУСКОВОГО ПІДГРІВУ ДВИГУНА)

В статті проведено дослідження теплових та газодинамічних процесів, що відбуваються в конвективній частині котла підгрівача та призводять до його виходу з ладу. Проведено випробування модифікованого зразка підгрівача. Розроблена математична модель процесу, на основі якої виявлені причини формування теплових неоднорідностей конструкції. Було дано рекомендації щодо зміни конструкції.

Vozgrin Yu.V., Kovalev M.S., Krot S.G., Kuzminsky V.A.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА ПОДОГРЕВАТЕЛЯ И ТРАКТА ВЫПУСКА (СИСТЕМЫ ПРЕДПУСКОВОГО ПОДОГРЕВА ДВИГАТЕЛЯ)

В статье проведено исследование тепловых и газодинамических процессов, которые происходят в конвективной части котла подогревателя и приводят к его выходу из строя. Разработана математическая модель процесса, на основе которой установлены причины формирования тепловых неоднородностей конструкции. Даны рекомендации по изменению конструкции.

Vozgrin Yu.V., Kovalev M.S., Krot S.G., Kuzminsky V.A.

INVESTIGATION OF THE PROCESS HEAT BOILER HEATER AND EXHAUST TRACT (PREHEATING OF THE ENGINE)

In this paper a study of thermal and dynamic processes that occur in the convective heating of the boiler and lead to its exit from the standing position. The tests of the modified sample heater. A mathematical model of the process on which the reasons of the formation of thermal irregularities of construction. Recommendations were made regarding changes in the structure.

ОСНОВНЫЕ ПРОБЛЕМЫ И НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ЗАЩИТЫ БОЕВЫХ БРОНИРОВАННЫХ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИСТЕМ ОБНАРУЖЕНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ

Постановка проблемы. В дополнение к броневой, динамической и активной защите с 80-х годов прошлого века в составе основных боевых танков стали использоваться комплексы оптико-электронного противодействия системам прицеливания и наведения [1]. Эти комплексы предназначены, с одной стороны, для обнаружения средств поражения противника (индикации направления на источник облучения), а с другой для усложнения процесса точного наведения средств поражения на цель – постановки маскировочных завес или электромагнитных помех.

С развитием таких комплексов и после подтверждения их эффективности при сравнительно небольшой массе они стали устанавливаться не только на танки, но и на другие боевые бронированные машины.

Все это в совокупности, включая устройства динамической и активной защиты, позволяет обеспечить высокий уровень выживаемости бронированной техники в боевых условиях. Выявление основных проблем и определение направлений дальнейшего развития защиты с использованием систем обнаружения электромагнитного излучения является актуальной задачей в деле повышения защищённости боевых бронированных машин (ББМ).

Анализ последних достижений и публикаций.

Этому направлению защиты посвящено достаточное количество публикаций и в зарубежной, и в отечественной печати. Зарубежные материалы - это в основном, обзоры, в которых рассматриваются составляющие средств противодействия для защиты танков и других боевых машин, их технические характеристики, конструктивное исполнение [2, 3].

Многие авторы отмечают, что традиционно технология модернизации бронетехники охватывает три основных направления - броневая защита, мобильность и огневая мощь. Каждое из указанных направлений связано с разработкой ряда подсистем. Иногда модернизация ведется по всем трем указанным направлениям, в других случаях она охватывает лишь одно или два направления, причем приоритет, как правило, отдается таким характеристикам, как живучесть и огневая мощь. Модернизация лишь одного из указанных направлений приводит к отрицательным последствиям - так усиление брони приводит к увеличению веса машины и уменьшению ее мобильности и т.п. Акцентируется внимание, что существуют пределы количества брони, которую можно закрепить на ББМ, не теряя общей мобильности. По этой причине, с учётом результатов проведения военных операций в Ираке и Афганистане повышенное внимание должно быть обращено на различные активные системы защиты, в частности системы противодействия противотанковому управляемому вооружению [4].

Такие системы, иногда применяются термины "вспомогательные средства защиты (ВСЗ)" или "системы оповещения и противодействия" (СОП), являются эффективным способом усиления защиты, а, следовательно, и живучести военной техники. Применение их особенно актуально для ББМ лёгкой категории по массе, для которых наращивание брони является существенной проблемой.

Зарубежные исследования показывают, что ВСЗ/СОП не только увеличивают живучесть отдельных боевых машин, в составе которых они применяются, но и эффек-

тивны для обеспечения защиты всего бронетанкового подразделения - взвода или роты. В подразделении из машин, оснащённом для сетевой централизации боевых операций, такой подход предоставляет новые более широкие возможности [5].

Рассматриваются существующие методы построения средств защиты боевых бронированных машин с использованием систем обнаружения электромагнитного излучения [6], проведён анализ направлений разработок и возможного совершенствования её отдельных элементов - комплексов оптико-электронного подавления [7].

Целью статьи является проведение анализа основных проблем и направлений развития комплексов защиты ББМ с использованием систем обнаружения электромагнитного излучения.

В настоящее время системы обнаружения электромагнитного излучения (СОЭМИ) интенсивно используются в составе активных средств противодействия. Это датчики различного типа, предупреждающие о наличии облучения со стороны противника. Кроме них, неотъемлемой частью ВСЗ/СОП, устанавливаемых на боевых бронированных машинах, как правило, являются постановщики помех - генераторы дыма, световые излучатели, генераторы шума, пусковые установки дымовых/аэрозольных гранат, постановщики ложных целей и т.д.

Несмотря на высокую эффективность, существующие комплексы защиты имеют ряд недостатков, основными из которых являются:

- широкое применение датчиков/систем обнаружения лазерного излучения и практическое отсутствие датчиков, работающих в иных диапазонах электромагнитных волн;
- неспособность систем управления комплексов оценивать приоритетность угрозы с точки зрения уровня опасности - фиксируется только факт и характер излучения и выдаётся сигнал для формирования команд исполнительным механизмам – на сигнализацию об угрозе и постановку помех;
- низкая эффективность при использовании против артиллерийских систем – время реакции превышает возможное время подлета кинетических боеприпасов, особенно на дальностях прямого выстрела;
- нечувствительность к излучению систем наведения ракет по лазерному лучу, у которых уровень излучения систем управления менее 1% мощности обычных дальномеров;
- взаимодействие с другими системами объекта ограничивается подачей сигнализации (звуковой, визуальной), т.к. комплексы защиты имеют законченную структуру, работают автономно;
- отсутствие комплексного подхода при построении защиты с использованием систем обнаружения электромагнитного излучения в различных диапазонах.

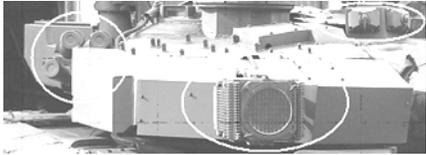
Сравнительные характеристики основных комплексов защиты ББМ с СОЭМИ и их отдельных составляющих приведены в таблице 1.

Нападение противника на боевую бронированную машину в условиях современного боя возможно под любым углом с любого направления в горизонтальной или вертикальной плоскости (рис. 1). Но для проведения успешной атаки должна выполняться определенная цепочка последовательных действий, состоящая из обнаружения, установления местонахождения и идентификации. Если воздействовать или в идеале разорвать любое звено этой цепочки, то эффективность атаки существенно уменьшится или она будет сорвана вообще. Таким образом, повысить эффективность комплексов защиты с СОЭМИ за счет их дальнейшего совершенствования можно различными путями. Прежде всего – это *обнаружить противника раньше, чем он обнаружит тебя*, чтобы успеть создать необходимый эшелон защиты. Для решения этой проблемы существует несколько основных направлений:

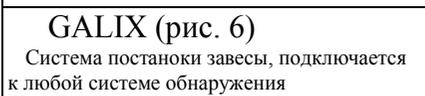
Сравнительные характеристики основных комплексов защиты ББМ с использованием СОЭМИ и их составляющих

Обозначение системы, состав	Производитель	Рабочий диапазон, мкм	Тип принимаемого излучения			Угловое разрешение по горизонту, град	Углы обзора/постановки помех, град		Время реакции, с	Примечание
			П	Д	У		Азимут	Горизонт		
Основные комплексы										
MUSS Защита от ракет первого и второго поколений (подавление наведения); от ракет третьего поколения типа Hellfire, бомб Paveway, снарядов Краснополь (маскировка машины) 	EADS Defence Electronics, Германия	-	-	-	-	-	-	-	1÷1,5	
Система обнаружения лазерного облучения и наведения ракеты MILTAS – датчики MILTAS - 4 шт.		0,45÷1,65	+	+	-	± 1,5	70	95, суммарный - 360	-	Захват 4-х целей одновременно
Система предупреждения о пуске ракеты AN/AAR-60 MILDS – 6 датчиков		< 300 нм (УФ-диапазон)	-	-	-	Нет данных	Нет данных	Суммарный - 360	-	
Процессор AMD 5x86, 266 МГц, ОЗУ 64 Мб, 6,5' сенсорный дисплей		-	-	-	-	-	-	-	-	Индикация направления и типа излучения
Пусковые установки гранат – 8 шт.		0,3÷15	-	-	-	-	-	Нет данных	-	
Генератор помех в инфракрасном диапазоне		10,0	-	-	-	-	30 ... 60	360	Несколько секунд	
VIDS Система обнаружения и постановки помех	Development and Engineering Center, США	-	-	-	-	-	-	-	Нет данных	Возможно использование различных типов датчиков
Система обнаружения лазерного излучения AN/AVR2 – 6 шт.	Hughes Danbury Optical Systems	Нет данных	+	+	-	Нет данных	Нет данных	Суммарный - 360	Нет данных	

Система обнаружения подлежающих ракет AN/AAR-47 - 4 блока и процессор	LORAL	УФ-диапазон	-	-	-	Нет данных	Нет данных	Суммарный - 360	Нет данных	
Процессор обработки сигналов		-	-	-	-	-	-	-	-	
Ретранслятор – постановщик активной помехи в РЛ-диапазоне		Нет данных	-	-	-	Нет данных	Нет данных	Нет данных	-	
Пусковые установки гранат		оптический, ИК- и РЛ- (мм) диапазоны	-	-	-	-	-	Нет данных	-	
SSC-1 OBRA Система обнаружении лазерного излучения и защиты	 PCO S.A., Польша	-	-	-	-	-	-	-	4±1	
Индикаторные головки: передние – 2 шт., правая и левая – по 1 шт.		0,6÷11,0	+	+	-	12, 30 (16 секторов: фронт – 7 x 12°, корма – 8 x 30°, 1 сектор – 36°)	-6 ... +20	Суммарный – 360	-	
Блок управления и дисплей		-	-	-	-	-	-	-	-	Индикация направления и типа излучения
Пусковые установки гранат – 12 шт.		оптический	-	-	-	-	45	Нет данных	-	
КОЭП "Штора-1" Комплекс оптико-электронного противодействия Срыв атаки таких ракет "Мейверик", "Хелфайр" и артиллерийского снаряда "Коперхед". Противодействие ПТРК с ИК-координаторами типа "Дракон", TOW, HOT, "Милан" и т.п.	 Россия	-	-	-	-	-	-	-	до 3	
Индикаторы лазерного облучения: "точные" - 2 шт., "грубые" – 2 шт.		0,65÷1,6	+	+	-	3,75 – "точные" 135 – "грубые"	-5 ... +25	360 - 2 по 45, 2 по 135	-	
Система управления постановкой завесы и противодействием и		-	-	-	-	-	-	-	-	Индикация направления и типа излучения

Пусковые установки гранат ЗД17 – 12 шт.		0,4÷14	-	-	-	-	12	~ 100	-	Аэрозольная завеса 15x10 м
Станция оптико-электронного подавления – 2 прожектора		0.7÷2.5	-	-	-	-	± 2,25	± 20	-	
КОЭП "Варта" 	Украина	-	-	-	-	-	-	-	до 3	
Комплекс оптико-электронного противодействия Срыв атаки таких ракет, как "Мей-верик", "Хелфайр" и артиллерийского корректируемого 155-мм снаряда "Копперхед" Противодействие ПТРК с ИК-координаторами типа "Дракон", TOW, HOT, "Милан" и т.п.										
Индикаторы лазерного облучения: "точные" - 2 шт., "грубые" – 2 шт.		0,65÷1,9	+	+	-	3,75 – "точные" 135 – "грубые"	-5 ... +25	360 - 2 по 45, 2 по 135	-	
Системы управления постановкой завесы и противодействием		-	-	-	-	-	-	-	-	Индикация направления типа излучения
Пусковые установки гранат ГД-1 – 12 шт.		0,4÷14	-	-	-	-	12	~ 100	-	Аэрозольная завеса 15x10 м
Станция оптико-электронного подавления – 2 прожектора		-	-	-	-	-	± 2	± 20	-	
Системы/датчики обнаружения излучения										
AN/VVR-2 Датчик обнаружения лазерного излучения 	Goodrich Co, США	0,5÷1,6	+	+	-	± 18	± 55	360	≤ 0,01	
3128 Датчик обнаружения лазерного излучения 	Goodrich Co, США	0,5÷1,6	+	+	+	± 18	± 55	360	Нет данных	

LWS-2 Датчик обнаружения лазерного излучения		Amcom, Израиль	-	+	+	-	Нет данных	Нет данных	120	Нет данных	Индикация направления излучения
LIRD-1/LIRD-3 LIRD-1A/LIRD-3A Система обнаружения лазерного излучения		Fotona, Словения	-	-	-	-	-	-	-	0,5÷5	Воспринимает прямой и отражённый сигнал
Датчики инфракрасного излучения - 8 шт.			0,66÷1,1* 0,7÷1,6*1	+	+	-	15, 15/30, 105	-20 ... +60	45/60/160 Суммарный – 360		* - LIRD-1/ LIRD-3, *1 - LIRD-1A/ LIRD-3A
Датчик лазерного излучения – 1 шт.			1,06 ± 0,05	+	+	-	Азимут -1 сектор, горизонт – 16 секторов	- 10 ± 3	360	-	
Индикатор			-	-	-	-	-	-	-	звук – 2 видео – 8	Индикация направления и типа излучения
LWD2 Датчик обнаружения лазерного излучения		Avimo, Великобритания	0,4÷1,6	+	+	-	7,5	- 2 ... + 90	360	до 0,2	
RALM02/V2 Система обнаружения лазерного излучения		Marconi Communications, Италия	0,5÷1,8	+	+	+	Азимут - 45	45	360	< 0,2	Одновременное обнаружение 8-ми угроз
LWS-200CV Датчик обнаружения лазерного излучения		Avitronics, ЮАР	0,6÷1,8	+	+	+	11	60	360	Нет данных	
LWS-300CV Датчик обнаружения лазерного излучения		Avitronics, ЮАР	0,5÷1,8	+	+	+	15	60	360	Нет данных	
LIRD2 Датчик обнаружения лазерного излучения		Avimo, Великобритания	0,4÷1,6	+	+	-	7,5	-12 ... + 90	360	0,1÷0,2	

Постановщики помех											
GALIX (рис. 6) Система постановки завесы, подключается к любой системе обнаружения		Lacroix Defense and Security, Франция		-	-	-	-	-	-	до 2 с	
Пульт управления											
Пусковые установки - 2x4 или 2x6, гранаты: - ослепляющие; - шумовые, - дымовые широкополосные, - безосколочные, - термические, - комбинированного воздействия			оптический, ИК- и РЛ- (мм) диапазоны					11	90 – 6 гранат 120 – 8 гранат		Характеристики - дымовых широкополосных гранат GALIX 13
EIREL Постановщик ИК-помех. Постоянная защита от широкой номенклатуры противотанковых ракет с инфракрасными системами наведения.		Matra Systimes & Information, Франция	инфракрасный	-	-	-	-	Нет данных	Нет данных	-	
ROSY Система быстрой постановки завесы (RAPID OBSCURING SYSTEM). Защита техники от применения оружия, требующего прямой наводки - стрелковое оружие, РПГ и системы вооружения с лазерным наведением. Маскировка ее от оружия с наведением с помощью телевизионных, оптико-электронных и ИК систем.		Rheinmetall Defence, Германия	оптический, инфракрасный	-	-	-	-	-	Нет данных	0,5÷0,6	
Пусковые установки гранат – 4x3=12 шт.			-	-	-	-	-	-	-	-	Завеса 90 м ² .
CL-3030 Система постановки завесы		I.M.I. Israel Military Industries Ltd, Израиль	оптический, инфракрасный	-	-	-	-	-	Нет данных	Нет данных	

Примечание: П - подсветчик цели, Д - дальномер, У - сигнал управления ракетой.

1. Увеличение эффективности обнаружения систем оповещения за счёт использования электронно-оптических (ЭО) датчиков с повышенной чувствительностью и разрешающей способностью.

Приемники с высокой чувствительностью, способные обнаруживать в т.ч. и излучение систем наведения ракет по лазерному лучу, уже существуют – фирма Marconi Italiana изготовила для установки на машину Centauro 2. В Великобритании фирмой GEC-Marconi (в настоящее время фирма BAE Systems Avionics) разработаны датчики предупреждения о лазерном облучении серии 1223, в Южной Африке - фирмой Avitronics - LWS 300 [3].

Точное определение угла облучения достигнуто в Канаде - в НИИ Defence Research Establishment Valcartier (DREV) разработан прибор обнаружения лазерного облучения с высокой угловой разрешающей способностью (HARLID). Приемник лазерного излучения, основанный на принципах работы прибора обнаружения HARLID, был включен в систему MUSS (многофункциональную систему самозащиты), над созданием которой работает фирма EADS Defence Electronics. (Германия). Система имеет угловую разрешающую способность по горизонтали $\pm 0,7^\circ$ по сравнению с $\pm 3^\circ$ у лучших современных приемников и $\pm 22,5^\circ$ у первоначальных образцов.

2. Расширение возможностей по обнаружению, позиционированию и идентификации целей путём комбинирования многоспектральной информации от различных типов датчиков - ЭО, лазерных, радиолокационных (РЛ) и существенного ускорения обработки сигналов.

Сочетание прибора обнаружения, работающего по принципу поглощения ультрафиолетового (УФ) излучения, с передатчиком помех инфракрасным (ИК) системам образует часть варианта ADAS системы MUSS, который разрабатывается во Франции фирмой FADS-Matra Systems & Information.

Важное направление развития комплексов защиты - повышение эффективности против противотанковых средств (ПТС) с лазерным наведением и кинетических боеприпасов.

При наличии лазерного приемника с высокой разрешающей способностью и процессорным управлением, пусковых установок гранат, система защиты может оказывать противодействие наводимым по лазерному лучу противотанковым управляемым ракетам путем постановки многоспектральной завесы для создания помех оператору. Своевременно поставленная завеса значительно затрудняет или полностью исключает наведение ракеты в цель (рис. 2). Таким средством управляемого противодействия ракетам (DMCM) является система Nemesis (AN/ALQ-24V), разработанная фирмой Northrop Grumman. В Канаде фирмой DREV для обнаружения, определения местоположения и противодействия ракетам, наводимым по лазерному лучу, разработана система BRILLIANT (лазерная система захвата по изображению и сопровождения ракеты, наводимой по лучу, с целью ее нейтрализации).



Рис.2. Постановка аэрозольной завесы гранатами 3Д17

Учитывая эффективность корабельных комплексов лазерного подавления и современное развитие технологий, такие средства противодействия разрабатываются и для сухопутных боевых машин. Китайские танки "Тип 98" (WZ-123) и "Тип 99" (ZTZ-99) оснащены системой лазерного ослепления и повреждения приборов обнаружения и наведения JD-3 (рис. 3). Она состоит из системы предупреждения о лазерном облучении LRW и непосредственно квантового генератора LSDW/ Луч выводит из строя оптические средства или органы зрения оператора противника [8].

Украинскими специалистами решена научно-техническая проблема возможно-

сти создания системы лазерного противодействия, которая бы обеспечивала обнаружение, пеленгацию лазера наведения боеприпаса и постановку помех работе оператора. Также создан и показал свою эффективность постановщик помех Ф-3 [9]. При измерении дальности до цели он искажает показания лазерных дальномеров. Получаемая при этом ошибка значительно снижает вероятность попадания в цель бронебойно-подкалиберного снаряда.



Рис. 3. Китайская система JD-3

В идеале система обнаружения электромагнитного излучения должна не только выявлять угрозу при наличии воздействия излучения, но и обнаруживать объект противника как таковой. Сигнализация должна выдаваться до того как вражеская система обнаружила цель (нас), или, по крайней мере, до запуска ракет или применения другого вооружения. Получение информации о потенциальной опасности до того, как она превратится в реальную угрозу, позволит командиру БМ возможность заранее принять правильное решение.

Одним из немногих демаскирующих признаков применения оптических приборов наблюдения, прицеливания и видения является их оптический контраст. Широкое распространение получают средства обнаружения оптических прицелов, основанные на эффекте "обратного блика" (рис. 4) [10].

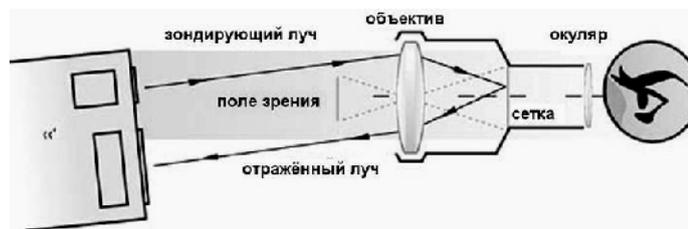


Рис. 4. Общий принцип работы поисковых устройств

В России разработаны переносные оптико-электронные приборы "ЛАР-1", "Луч-1М" и др., во Франции - детектор Glint SLD 500, в США – устройство Stingray [11]. Дистанционное обнаружение ведущих встречное наблюдение оптических и оптико-электронных средств, прицелов, длиннофокусных объективов обеспечивается на дальностях до 2-х километров. В США разработан прибор обнаружения бликов AN/PLQ-5 (AN/PLQ-4), монтируемый на автомате M16. Прибор обеспечивает обнаружение наземных и воздушных целей с измерением дальности до них.

Комплекс защиты с СОЭМИ должен сигнализировать не только об излучении со стороны противника, но и о быстро приближающейся угрозе - такой, как ракета и т.п.

Датчики ультрафиолетового (УФ) излучения уже используются на самолетах для предупреждения экипажей о приближении ракет путем обнаружения следов их ракетных двигателей. УФ-излучение ракетных двигателей находится в так называемой области "ослепления солнцем" спектра электромагнитных волн, где нет фонового излучения, и может также быть эффективно обнаружено в наземной обстановке. Инфракрасным (ИК) датчикам и радиолокационным станциям (РЛС) в этих условиях помехой могут быть отражения от земной поверхности и наземных предметов.

Датчики УФ-излучения входят в систему MILDS (система обнаружения пуска ракеты), разработанную в Германии фирмой MBV (в настоящее время фирма EADS Deutschland) и производимую в настоящее время под обозначением AN/AAR-60. Она была включена в модифицированном виде P-MILDS в систему активной защиты MUSS фирмы EADS в дополнение к ее приемникам лазерного излучения для обеспечения ее пассивной системой ультрафиолетового отображения, способной обнаруживать пуски или приближение ракет с угловой разрешающей способностью $\pm 2,5^\circ$.

Для построения эффективной защиты также немаловажно обеспечение оценки угрозы, выбор адекватного противодействия, инициация и создание соответствующих помех до момента контактного воздействия боеприпаса противника. Сокращение времени реагирования – основная проблема при создании комплексов защиты. Решающим шагом в этом направлении послужит интеграция комплекса защиты с другими системами ББМ, такими как система управления огнём, система связи и т.п. В конечном итоге – создание единой интегрированной системы управления (ИСУ) взаимодействием систем ББМ.

Существенные резервы повышения защищённости открывает использование модульности в построении комплексов защиты ББМ с СОЭМИ. Модульность конструкции комплекса защиты позволит изменять его технические характеристики и обеспечивать необходимый уровень живучести различных типов ББМ за счёт возможности внесения изменений, устанавливая, как на новых, так и на ранее выпущенных изделиях.

Комбинация СОЭМИ и систем постановки помех/противодействия может зависеть от конкретных требований пользователя, предстоящей боевой задачи, предполагаемых угроз и других факторов (рис. 5) [12]. Возможность приведения технических характеристик комплекса защиты в соответствие с тактической моделью применения образца ББМ, позволит оптимизировать расходы по его созданию, повысить живучесть и увеличить эффективность применения на поле боя.

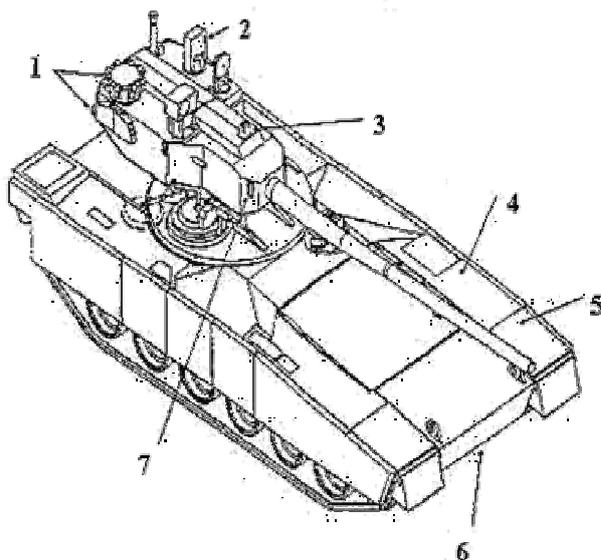


Рис. 5. Концепция датчиков противодействия системы VIDS:

1 - система быстродействующих дымовых гранатометов, 2 - полуавтоматическая система ИК противодействия ракетам (противодействие по каналу линии визирования), 3 - лазерная система защиты (пушка), 4 - система индикации применения ядерного, биологического и химического оружия, 5 - акустический и миллиметровый (или СВЧ) датчики облучения (показан один из четырех), 6 - противоминная система, 7 - индикатор лазерного облучения и лазерного противодействия ракетам (показан один из шести).

В настоящее время существуют постановщики помех, которые легко адаптируются с системами обнаружения с любым набором датчиков – ROSY (Германия), CL-3030 (Израиль). Применение системы постановки завес GALIX (Франция) обеспечивает защиту ББМ не только путём постановки помех в широком диапазоне длин волн (дымовые, дымовые широкополосные, термические гранаты), но и воздействием на личный состав, в т.ч. операторов наведения управляемого оружия с помощью шумовых, ослепляющих гранат, гранат комбинированные воздействия (рис. 6).

Существенным фактором для совершенствования комплексов защиты с СОЭМИ является то, что в настоящее время разрабатываются и широко внедряются в состав ББМ интегрированные системы управления (ИСУ), позволяющие решать задачи, как на уровне объекта, так и на более высоком уровне – войскового подразделения. Соответствующие наработки по различным видам обеспечения (аппаратному, информационному, математическому) в Украине имеются [13].



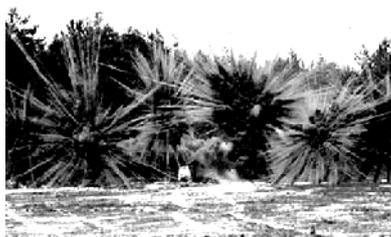
а



б



в



г

Рис. 6. Система постановки завес GALIX: а – номенклатура изготавливаемых гранат, б – пусковые установки системы на танке Leclerk, в – система GALIX в составе комплекса активной защиты LEADS, г – дымовая широкополосная завеса

Совершенствование комплексов защиты БМ с СОЭМИ во взаимодействии с работами по совершенствованию всех составляющих боевых бронированных машин - средств защиты, систем управления огнем, движением, взаимодействием и т.д. в корне меняет роль систем обнаружения электромагнитного излучения. Из инструмента для защиты отдельных единиц техники они превращаются в более активную наступательную систему для подразделения, которая будет вносить свой вклад в решение общей задачи обнаружения и уничтожения противника до того как он обнаружит нас. Такая система также может быть полезна при идентификации “свой - чужой”.

Для обеспечения функционирования комплексов защиты с СОЭМИ на уровне подразделения необходима быстрая и надежная система связи, которая позволит быстро передать информацию с датчиков, распределенных по машинам подразделения, для получения эффекта раннего оповещения.

Внедрение в комплекс защиты танков и других боевых бронированных машин интегрированных систем управления и обеспечение взаимодействия с другими системами как танка (управления огнем, движением), так и подразделения (управления боем) открывает новые возможности - обеспечение эффективной защиты всего бронетанкового подразделения - взвода или роты [6].

Для реализации вышеуказанных направлений развития комплексов защиты БМ с СОЭП имеется достаточная научно-техническая база и практический опыт по разработке и испытаниям таких систем.

Существуют аналитические и численные методики, позволяющие не только адекватно описывать физические особенности функционирования комплекса защиты, но и варьировать отдельными параметрами его составляющих для достижения максимального эффекта [14-16]. Так ширина аэрозольной завесы L может быть определена в виде

$$L = \begin{cases} 0 & , \text{ при } t \leq t_1; \\ l_0 + l_1 \times (t - t_1), & \text{ при } t > t_1. \end{cases} \quad (1)$$

где t_1 – время с момента начала атаки до разрыва гранаты (дымовой или аэрозольной), l_0, l_1 – начальная ширина завесы и её расширение с течением времени.

Разработаны методики оценки эффективности оснащения танков комплексами оптико-электронного противодействия (КОЭП) [17, 18]. В качестве показателя защищающей способности комплекса от воздействия ПТС может быть использована вероятность промаха при воздействии КОЭП на это средство – P_{ki} (2).

$$P_{ki} = P_{обнi} P_{пнi} P_{снi} + (1 - P_{обнi} P_{пнi}) P_{онi}, \quad (2)$$

где i – индекс типа атакующего ПТС, $P_{обнi}$ – вероятность обнаружения атаки i -го ПТС системой обнаружения комплекса, $P_{пнi}$ – вероятность постановки эффективной помехи в направлении атакующего ПТС, $P_{снi}$ – вероятность срыва наведения при постановке помехи, $P_{онi}$ – вероятность промаха при отсутствии помехи.

Оценка эффективности может производиться также как методом математического моделирования боевых действий танка, оснащённого различными вариантами защиты, в составе подразделения [19], так и математического моделирования самих автоматических средств защиты танка (АСЗ) [20]. Задача оценки комплекса защиты танка с СОЭМИ при воздействии на него большого потока ПТС может быть решена с использованием метода Монте-Карло. При этом вероятность эффективного действия комплекса $P_{КЗ}$ представляется в виде произведения вероятностей действия входящих в него систем (3).

$$P_{КЗ} = \prod_{i=1}^n [1 - (1 - P_i)^i], \quad (3)$$

где P_i - вероятность действия i -той системы - обнаружения ПТС, индикации о нападении, постановки аэрозольной завесы, имитации ложных целей, создания активных помех.

Результаты исследований свидетельствуют о высокой эффективности использования комплексов защиты с СОЭП в составе боевых бронированных машин (табл. 2) [21].

Таблица 2

Тактические характеристики системы "Штора"

№ п/п	Параметр	Значение
1	Вероятность срыва прицельного наведения противотанкового оружия типов АТЛИС, ТАДС, ПЕЙВ-СПАЙК	дном 0,85
2	Вероятность срыва управляемых ракет с лазерной головкой самонаведения типа "Мейверик", "Хелфайр"	0,8
3	Вероятность срыва управляемых артиллерийских снарядов типа "Копперхед"	0,8
4	Вероятность срыва наведения целеуказателей с электронно-оптическим модулятором	0,8 ÷ 0,9
5	Вероятность срыва наведения противотанковых управляемых ракет с телевизионными головками "Мейверик", "Хелфайр"	0,54
6	Вероятность срыва наведения противотанковых управляемых ракет типа "Милан", "Хот"	0,6
7	Повышение вероятности защиты от артиллерийских систем с лазерными дальномерами, раз	1,3 ÷ 3,0

Выводы:

1. Основными проблемами повышения характеристик комплексов защиты ББМ с использованием систем обнаружения электромагнитного излучения являются:

- ограниченное применение датчиков, работающих в иных диапазонах электромагнитных волн, кроме лазерного;
- неспособность выявления управляющего сигнала систем наведения ракет по лазерному лучу;
- низкая эффективность защиты от кинетических боеприпасов;
- отсутствие оценки приоритетности угроз по уровню опасности;
- практическое отсутствие взаимодействия с другими системами ББМ и между системами, работающими в различных диапазонах длин волн.

2. Определены основные направления развития комплексов обнаружения излучения и противодействия:

- раннее обнаружение противника;
- повышение эффективности против противотанковых средств с наведением по лазерному лучу и кинетических боеприпасов;
- выявление потенциальной опасности до того, как она превратится в реальную угрозу;
- оценка угрозы, выбор адекватного противодействия, инициация и создание соответствующих помех до момента контактного воздействия боеприпаса противника;
- использование модульности конструкции для рационального выбора и оптимизации состава комплекса защиты с учетом требуемой эффективности;
- интеграция комплекса защиты с другими системами ББМ.

3. Наибольшего прогресса можно ожидать при комплексном использовании всех возможных и целесообразных направлений развития комплексов защиты ББМ с использованием систем обнаружения электромагнитного излучения.

Это позволит значительно повысить вероятность обнаружения потенциальной угрозы противодействовать наведению противником боеприпасов на цель.

4. Важнейшими достоинствами такой защиты являются:

- высокая эффективность;
- возможность применения как на вновь создаваемых, так и на ранее выпущенных образцах ББМ с несущественными доработками;
- возможность применения на легкобронированных образцах ББМ;
- отсутствие необходимости в сложном обслуживании и контроле при эксплуатации;
- обеспечение повышения защищенности не только отдельного объекта, но и подразделения в целом.

Литература: 1. *Army Guide Monthly* • #5 (8) • Май 2005. 2. *Ogorkiewicz R.M. Countermeasures for tanks beating start munitions / R.M. Ogorkiewicz // International Defense Review. – 1989. - №1. – P.53-57.* 3. *Ogorkiewicz R.M. Detection and Obscuration Counter Anti-Armor Weapons. Development of active protection systems for combat vehicles is slowly gathering momentum / R.M. Ogorkiewicz // Jane's International Defense Review. – January 2003. – P.49-53.* 4. *Army Guide Monthly* • #8 (47) • Август 2008. 5. *Army Guide Monthly* • #12 (27) • Декабрь 2006. 6. Глебов В.В. *Анализ методов построения средств защиты боевых бронированных машин с использованием систем обнаружения электромагнитного излучения и их технической реализации / В.В.Глебов // Артиллерийское и стрелковое вооружение. – 2010. - №3. – С.26-37.* 7. Глебов В.В. *Направления разработок и совершенствования комплексов оптико-электронного подавления боевых машин / В.В. Глебов, Б.Н. Бочаров, М.И. Васьяковский, А.И. Литвиненко, И.Б. Чепков // Артиллерийское и стрелковое вооружение. – 2009. - №4. – С.32-40.* 8. *Основной боевой танк "Тип-99" [Электронный*

ресурс]. – 2012. – Режим доступа на сайт BTVT.narod.ru. 9. Российский подход к усилению броневой защищенности бронетанковой техники // Серия "Вооруженные силы и военно-промышленный потенциал". – 2006. – №10. – С. 17-22. 10. Средства обнаружения оптических прицелов [Электронный ресурс]. – 2012. – Режим доступа на сайт supergun.ru. 11. Controversy could await Russian EO countermeasures system// *Jane's International Defense Review*. – 2003. – Vol.36. – №.5. – P.18. 12. Briglia F.A. *Vehicle Defense Today, Tomorrow and Next Year* / F.A. Briglia // *Armor*. – July-August 1994. 13. Глебов В.В. Интегрована гарантоздатна система управління вогнем і навігації самохідних ракетних та артилерійських систем на колісному та гусеничному шасі / В.В. Глебов, А.Б. Бондарук, К.С. Євтушенко та ін. // *Інтегровані технології та енергозбереження*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2009. – № 2. – С. 146-152. 14. Варин А.П. Средство для создания помех самонаводящимся противотанковым боеприпасам / А.П. Варн, М.Г. Калашников // *Вестник бронетанковой техники*. – 1987. – № 9. – С.23-25. 15. Загрицын А.Г. Распознавание наземных движущихся целей по низкочастотным флюктуациям отраженных сигналов / А.Г. Загрицын, В.А. Бушин, Г.С. Теленков // *Вестник оборонной техники, серия 12*. – 1987. – №3 (40). – С.22-24. 16. Евдокимов В.И. Выбор параметров танковой системы постановки аэрозольных завес / В.И. Евдокимов, Ю.М. Кравченко, В.М. Павлов // *Вестник бронетанковой техники*. – 1982. – № 2. – С.25-26. 17. Абрамов К.А. Оценка различных вариантов защиты танка / К.А. Абрамов, В.А. Батеева, И.В. Косарин, И.И. Терехин // *Вестник бронетанковой техники*. – 1991. – № 1. – С.8-10. 18. Гриненко С.В. Методика оценки эффективности оснащения танков комплексами оптико-электронного противодействия / С.В. Гриненко, В.И. Евдокимов, Ю.М. Кравченко, Г.М. Стерник, П.М. Юхно // *Вестник бронетанковой техники*. – 1988. – № 11. – С.34-36. 19. Давыдов В.К. Оценка боевой эффективности танка со специальной защитой / В.К. Давыдов, В.К. Сынков // *Вестник бронетанковой техники*. – 1986. – № 1. – С.32-33. 20. Гайсин А.М. Метод оценки эффективности автоматических средств защиты танка / А.М. Гайсин, Б.Н. Епифанцев, Г.Г. Тиванов // *Вестник бронетанковой техники*. – 1987. – № 6. – С.23-25. 21. Комплекс оптико-электронного подавления "Штора-1" [Электронный ресурс]. – 2012. – Режим доступа на сайт BTVT.narod.ru.

Bibliography (transliterated): 1. *Army Guide Monthly* • #5 (8) • Maj 2005. 2. Ogorkievicz R.M. Countermeasures for tanks beating start munitions / R.M. Ogorkievicz // *International Defense Review*. – 1989. – №1. – R.53-57. 3. Ogorkievicz R.M. Detection and Obscuration Counter Anti-Armor Weapons. Development of active protection systems for combat vehicles is slowly gathering momentum / R.M. Ogorkievicz // *Jane's International Defense Review*. – January 2003. – R.49-53. 4. *Army Guide Monthly* • #8 (47) • Avgust 2008. 5. *Army Guide Monthly* • #12 (27) • Dekabr' 2006. 6. Glebov V.V. Analiz metodov postroenija sredstv zavity boevyh bronirovannyh mashin s ispol'zovaniem sistem obnaruzhenija jelektromagnitnogo izluchenija i ih tehničkoj realizacii / V.V. Glebov // *Artillerijskoe i strelkoe vooruzhenie*. – 2010. – №3. – S.26-37. 7. Glebov V.V. Napravlenija razrobotok i sovershenstvovanija kompleksov optiko-jelektroonno go podavlenija boevyh mashin / V.V. Glebov, B.N. Bocharov, M.I. Vas'kovskij, A.I. Litvinenko, I.B. Chepkov // *Artillerijskoe i strelkoe vooruzhenie*. – 2009. – №4. – S.32-40. 8. Osnovnoj boevoj tank "Tip-99" [Jelektroonnyj resurs]. – 2012. – Rezhim dostupa na sajt BTVT.narod.ru. 9. Rossijskij podhod k usileniju bronevoj zawiennosti bronetankovoj tehniki // Serija "Vooruzhennnye sily i voenno-promyshlennyj potencial". – 2006. – №10. – S. 17-22. 10. Sredstva obnaruzhenija optičeskikh pričelov [Jelektroonnyj resurs]. – 2012. – Rezhim dostupa na sajt supergun.ru. 11. Controversy could await Russian EO countermeasures system// *Jane's International Defense Review*. – 2003. – Vol.36. – №.5. – R.18. 12. Briglia F.A. *Vehicle Defense Today, Tomorrow and Next Year* / F.A. Briglia // *Armor*. – July-August 1994. 13. Glebov V.V. Integrovana garantozdatna sistema upravlinnja vognem i navigacii samohidnih raketnih ta artillerijs'kih sistem na kolisnomu ta gusenichnomu shasi / V.V. Glebov, A.B. Bondaruk, K.S. Єvtushenko ta in. // *Integrovani tehnologii ta energozberezhennja*. – Harkiv: NTU «ХПІ», 2009. – № 2. – S. 146-152. 14. Varin A.P. Sredstvo dlja sozdanija pomeh samonavodjajimsja protivotankovym boepripasam / A.P. Varn, M.G. Kalashnikov // *Vestnik bronetankovoj tehniki*. – 1987. – № 9. – S.23-25. 15. Zagricyn A.G. Raspoznvanie nazemnyh dvizhuvihsja celej po nizkochastotnym fljuktuiacijam otrazhennyh signalov / A.G. Zagricyn, V.A. Bushin, G.S. Telenkov // *Vestnik oboronnoj tehniki, serija 12*. – 1987. – №3 (40). – S.22-24. 16. Evdokimov V.I. Vybor parametrov tankovoj sistemy postanovki ajerozol'nyh zavес / V.I. Evdokimov, Ju.M. Kravchenko, V.M. Pavlov // *Vestnik bronetankovoj tehniki*. – 1982. – № 2. – S.25-26. 17. Abramov K.A. Ocenka razlichnyh variantov zavity tanka / K.A. Abramov, V.A. Bateeva,

I.V. Kosarin, I.I. Terjohin // *Vestnik bronetankovoj tehniki*. – 1991. - № 1. – S.8-10. 18. Grinenko S.V. Metodika ocenki jeffektivnosti osnawenija tankov kompleksami optiko-jelektronnoho protivodejstvija / S.V. Grinenko, V.I. Eydokimov, Ju.M. Kravchenko, G.M. Sternik, P.M. Juhnno // *Vestnik bronetankovoj tehniki*. – 1988. - № 11. – S.34-36. 19. Davydov V.K. Ocenka boevoj jeffektivnosti tanka so special'noj zawitoj / V.K. Davydov, V.K. Synkov // *Vestnik bronetankovoj tehniki*. – 1986. - № 1. – S.32-33. 20. Gajsin A.M. Metod ocenki jeffektivnosti avtomaticheskikh sredstv zawity tanka / A.M. Gajsin, B.N. Epifancev, G.G. Tivanov // *Vestnik bronetankovoj tehniki*. – 1987. - № 6. – S.23-25. 21. *Kompleks optiko-jelektronnoho podavlenija "Shtora-1" [Jelektronnyj resurs]*. – 2012. - Rezhim dostupa na sajt BTVT.narod.ru.

Глебов В.В.

ОСНОВНІ ПРОБЛЕМИ ТА НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ЗАХИСТУ
БОЙОВИХ БРОНЬОВАНИХ МАШИН З ВИКОРИСТАННЯМ
СИСТЕМ ВИЯВЛЕННЯ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ВИПРОМІНЮВАННЯ

Проведено аналіз основних проблем і напрямків розвитку захисту бойових броньованих машин з використанням систем виявлення електромагнітного випромінювання. Показано, що застосування в комплексі захисту таких систем не тільки забезпечує протидію наведенню супротивником зброї на ціль і зниження імовірності поразки окремої машини, але і може бути ефективно для забезпечення захисту підрозділу.

Глебов В.В.

ОСНОВНЫЕ ПРОБЛЕМЫ И НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ЗАЩИТЫ
БОЕВЫХ БРОНИРОВАННЫХ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
СИСТЕМ ВЫЯВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ

Проведен анализ основных проблем и направлений развития защиты боевых бронированных машин с использованием систем выявления электромагнитного излучения. Показано, что применение в комплексе защиты таких систем не только обеспечивает противодействие наведению неприятелем оружия на цель и снижение вероятности поражения отдельной машины, но и может быть эффективно для обеспечения защиты подразделения.

Glebov V.V.

MAIN PROBLEMS AND DIRECTIONS OF DEVELOPMENT OF
THE PROTECTION OF ARMoured FIGHTING VEHICLES RELATED TO USE OF
ELECTROMAGNETIC IRRADIATION DETECTION SYSTEMS

The main problems and directions of development of the protection of armoured fighting vehicles related to use of electromagnetic irradiation detection systems have been analysed. It has been shown that the use of the systems of the kind in the protection complex not only ensures counteraction against the guidance of the weapons towards the target by the enemy and reduction of the probability of destruction of a single vehicle, but can also be efficiently used for protection of a military unit.

БТР-4Е – ПЕРВЫЙ УКРАИНСКИЙ БРОНЕТРАНСПОРТЕР

Введение. Историческое развитие отрасли бронетанкостроения еще со времен СССР осуществлялось в направлении выделенных специализаций, а именно: на территории Украины находились преимущественно предприятия по разработке и изготовлению танков и машин на их базе, в то время как производство всех легкобронированных машин (БМП, БТР) было сконцентрировано на территории Российской Федерации.

В условиях независимой Украины, КП ХКБМ им. А.А.Морозова (ХКБМ) – лидирующее предприятие в разработке танков, со второй половины 90-х годов прошлого столетия разворачивает работы по модернизации легкобронированных машин, выпущенных во времена СССР. Первоначально были проведены работы по замене бензиновых силовых установок на дизельные двигатели с доработкой трансмиссий бронетранспортёров БТР-50, БТР-60ПБ, БТР-70, БРДМ-2.

Для поставки на внешние рынки, в 2001-2002 годах ХКБМ разрабатывает новый бронетранспортёр БТР-3 в двух модификациях: БТР-3У с немецким двигателем «DEUTZ» и автоматической коробкой перемены передач (АКПП) американской фирмы «Allison», который поставлялся на рынок ОАЭ, и БТР-3Е с двигателем УТД-20, поставляемый в Мьянму. В конструкции шасси бронетранспортёров БТР-3 вместе с оригинальными сборочными единицами использовались узлы, заимствованные с советского бронетранспортера БТР-80, производство которых было размещено на предприятиях Украины.

Бронетранспортеры БТР-3 могут комплектоваться боевыми модулями трех вариантов исполнения, которые разработаны и производятся в Украине. Все боевые модули, а именно: «Шквал», «Гром» и «Штурм» имеют в своем вооружении 30-мм пушку КБА, 30-мм автоматический гранатомет АГ-17, пулемет КТ-7,62, противотанковый комплекс управляемого вооружения (ПТУР). Всё вооружение стабилизировано в двух плоскостях и оснащено современным комплексом управления огнем.

В настоящее время работы по совершенствованию конструкции и расширению модификаций линейки бронетранспортеров БТР-3, а также машин на их базе продолжаются. Осуществляется их серийная поставка для Королевства Таиланд.

Используя накопленный опыт работ в новых для себя разработках колёсной бронетехники, а также проведенный глубокий анализ конструкций современных машин ведущих мировых производителей, ХКБМ, в инициативном порядке, в 2006 году разрабатывает и изготавливает принципиально новые по конструкции опытные образцы колёсной бронетехники: многоцелевой автомобиль «Дозор-А», бронетранспортёр с колёсной формулой 4x4 - «Дозор-Б», бронетранспортёр с колёсной формулой 8x8 - БТР-4 [1].

Создание бронетранспортера БТР-4 является новой эпохальной страницей в истории развития ХКБМ, т.к. позволило заявить о себе на мировом рынке вооружений не только как о разработчике современных танков, но и как о разработчике современных бронетранспортёров, отвечающим высоким мировым требованиям.

Концептуально бронетранспортер БТР-4 по своему назначению объединил в себе функции бронетранспортера и боевой машины пехоты (БМП) для огневой поддержки мотострелковых подразделений на поле боя.

Конструктивным отличием бронетранспортера БТР-4 является компоновочное решение по размещению десанта в кормовой части корпуса с возможностью десантироваться через задние двери под прикрытием бронетранспортера.

Также специально для бронетранспортера БТР-4 был разработан и изготовлен боевой модуль БМ-7 «Парус», который вобрал в себя все положительные наработки ранее изготавливаемых боевых модулей. Мощное вооружение (30 мм автоматическая пушка, 30 мм автоматический гранатомёт, 7,62 мм пулемёт, ПТРК), стабилизированное в двух плоскостях и оснащенное современной системой управления огнем, позволяют вести огонь через телевизионные прицелы с дистанционным управлением, как с места, так и с ходу, как днем, так и ночью. Полноценно вести огонь могут как наводчик вооружения, так и командир со своего рабочего места. При этом командир дополнительно со своего рабочего места может наблюдать за полем боя через панораму кругового обзора и давать целеуказания наводчику или вести огонь самостоятельно, переключив управление вооружением на свое рабочее место.

Шасси бронетранспортера БТР-4 состоит из трех отсеков: в передней части находится отделение управления, в котором размещены рабочие места командира и водителя; в кормовой части находится десантное отделение, в котором размещены рабочие места наводчика вооружения и семерых десантников; в средней части расположено отделение МТО с установленными силовыми агрегатами. Отделение управления и десантное отделение соединены между собой при помощи прохода-лаза вдоль правого борта, который служит для эвакуации экипажа и десанта, а также для проведения работ при обслуживании систем двигателя и трансмиссии [2].

При создании бронетранспортера БТР-4 были разработаны и изготовлены несколько его модификаций (см. рис.):

– БТР-4Е с боевым модулем БМ-7 «Парус», силовой установкой с украинским дизельным двигателем ЗТД-3А мощностью 373 кВт (500 л.с.) и узлами трансмиссии украинской разработки и изготовления;

– БТР-4А с боевым модулем БМ «Гром», силовой установкой с дизельным двигателем итальянской фирмы «IVECO» мощностью 320 кВт (430 л.с.) и узлами трансмиссии украинской разработки и изготовления;

– БТР-4В с боевым модулем БМ-7 «Парус», силовой установкой с дизельным двигателем немецкой фирмы «DEUTZ» мощностью 330 кВт (442 л.с.) и АКПП американской фирмы «Allison». Остальные узлы трансмиссии взаимозаменяемые с аналогичными узлами бронетранспортера БТР-4Е. Установлены колеса в составе – шины 365/80R20 XZL французской фирмы «Michelin» с дисками фирмы «Hutchinson».

Шасси бронетранспортера БТР-4Е послужило базой при создании целого семейства легкобронированных машин, а именно: командирской машины БТР-4К, командно-штабной машины БТР-4КШ, бронированной ремонтно-эвакуационной машины БРЭМ-4РМ, бронированной медицинской машины БММ-4С.

Основная часть. Бронетранспортер БТР-4Е прошел полный цикл испытаний и подтвердил заяв-



а



б



в

Рис. Модификации БТР-4:
а – БТР-4Е; б – БТР-4А;
в – БТР-4В

ленные тактико-технические характеристики по всем направлениям – огню, подвижности, защите, эргономики, эксплуатационным качествам и уровню надежности. На основании этих испытаний, БТР-4Е разработки КП ХКБМ был принят на вооружение Вооруженных Сил Украины.

Бронетранспортер БТР-4Е пользуется популярностью в ряде зарубежных стран.

Целью настоящей статьи является сравнительная оценка технических характеристик бронетранспортера БТР-4Е с зарубежными бронетранспортерами аналогичного класса.

В течении 2012 года образцы бронетранспортера БТР-4 участвовали в двух тендерных испытаниях, которые проводили страны – потенциальные покупатели бронетранспортеров на своих территориях по собственным программам, учитывающим особенности местной эксплуатации.

В первой половине марта 2012г. БТР-4Е принял участие в сравнительных тестовых испытаниях в Республике Казахстан (РК). Для оценки характеристик БТР-4Е и другой участвующей техники, МО Республики Казахстан сформировало комиссию из состава Управления главнокомандующего Сухопутными войсками Вооружённых Сил РК.

Конкурентом БТР-4Е являлся - бронетранспортёр БТР-82 производства Российской Федерации, имеющий в составе вооружения 30мм автоматическую пушку.

Испытания проводились при температуре окружающего воздуха от минус 10 до минус 20 °С.

В процессе проведения испытаний осуществлялось движение в сложных условиях местности (снежный покров глубиной до 1 м, обледенелый грунт), с преодолением препятствий, установленных Курсом вождения боевых машин для подразделений МО РК, стрельба из всех видов вооружения (кроме управляемой ракеты) как в дневных, так и в ночных условиях.

БТР-4Е показал высокие мобильные характеристики в условиях бездорожья с глубоким снежным покровом и движении по пересечённой местности со средней скоростью ≈ 30 км/ч, при этом максимальная скорость достигала – 50 км/ч.

В условиях снежного покрова глубиной около 350мм и обледенелого грунта, БТР-4Е преодолевал косогор с креном 12°, подъём крутизной 15° с остановкой и продолжением движения.

Были проведены стрельбовые испытания из 30-мм пушки, 30-мм гранатомета и 7,62 мм пулемета с положительными результатами [3].

В первой половине июля 2012г. на территории Государства Кувейт состоялись сравнительные тестовые испытания бронетранспортёра БТР-4В представителями Министерства обороны (МО) Государства Кувейт.

Конкурентом БТР-4В являлся – бронетранспортёр VBCI колёсной формулой 8x8 производства французской компании NEXTER.

Испытания проводились при температуре окружающего воздуха от +48 до +55 °С, в солнечную сухую погоду с частыми ветрами переменного направления, сопровождаемыми пыльными бурями.

За время проведения испытаний бронетранспортер БТР-4В прошёл 650 км, причём около 50% в условиях пустыни, преодолевая многочисленные песчаные барханы и низины, а также провел стрельбовые испытания из 30-мм пушки и 7,62 мм пулемета, выполнил постановку дымовой завесы гранатами 3Дб.

Бронетранспортер БТР-4В тестовые испытания в объёме требований программы, разработанной Министерством обороны Государства Кувейт, выдержал без замечаний [4].

Сравнительные характеристики бронетранспортера БТР-4Е с зарубежными аналогами. Сравнительные тактико-технические характеристики (ТТХ) бронетранспортера БТР-4Е с современными аналогами зарубежных стран представлена в таблице.

Сравнительная таблица ТТХ БТР							
Марка	БТР-82 (Россия)	БТР-90 (Россия)	VBCI (Франция)	Pandur II, (Австрия)	БТР-4Е (Украина)	Piranha-III (Швейцария)	Rosomak (Финляндия)
Колесная формула	(8×8)	(8x8)	(8x8)	(8x8)	(8x8)	(8x8)	(8x8)
Полная масса, кг	13600	20920	28000	~ до 19000	20500	~ до 18000	~ от 17000 до 22000**
Экипаж/ десант	3/7	3/7	3/8	2/12	3/7	3/6	3/8
Размещение отделения десанта	В середине корпуса	В середине корпуса	В корме корпуса	В корме корпуса	В корме корпуса	В корме корпуса	В корме корпуса
Семейство машин	Ограничено	Ограничено	Без ограничения	Без ограничения	Без ограничения	Без ограничения	Без ограничения
Габаритные размеры							
Длина, мм	7650	7640	7600	~7230	7895	7580	7300
Ширина, мм	2900	3200	2980	~2500	2932	2660	2900
Клиренс, мм	475	510	500	~420	502	595	Нет данных (н/д)
Преодолеваемые препятствия							
Макс. угол подъема, град.	30	27	н/д	32	30	31	37
Макс. угол крена, град.	25	14	н/д	20	25	18	17,5
Ширина рва, м, не более	2,0	2,0	2,0	1.8	2,0	2	~2
Высота верт. стенки, м, не более	0,5	0,6	0,7	0,5	0,5	0,6	~0,6
Силовая установка							
Мощность двигателя, л.с.	300	500	550	~260...350	500	400	490
Удельная мощность двигателя, л.с./т	19,1	23,9	21,5	~13,68...18,42	22,83	22,2	от 28,8 до 22,2
Трансмиссия							
Коробка перемены передач	Автоматическая Гидромеханическая	Автоматическая Гидромеханическая	Автоматическая, Гидромеханическая	Автоматическая гидромеханическая	Автоматическая, Гидромеханическая	Автоматическая, Гидромеханическая	Автоматическая, Гидромеханическая

Ведущие мосты	Центральные, с самоблокирующимися дифференциалами	Бортовые редуктора с центральным блокирующимся дифференциалом на два борта	н/д	Центральные, с самоблокирующимися дифференциалами	Центральные, с самоблокирующимися дифференциалами	Центральные с принудительно блокирующимися дифференциалами	Центральные с блокировкой междусековых дифференциалов
Подвеска	Независимая, торсионная с гидравлическими амортизаторами	Независимая, торсионная с гидравлическими амортизаторами	Независимая гидropневматическая	Независимая, пружинная с гидравлическими амортизаторами	Независимая, торсионная с гидравлическими амортизаторами	Независимая, пружинная, с гидравлическими амортизаторами	Независимая с гидropневматическими стойками
Подвижность							
Макс. скорость, км/ч							
-по шоссе	80	100	100	110	110	100	110
-на плаву	9	9	не плавает	до 11	8	10	10
Запас хода по шоссе, км	600	600	750	700	759	~600	800
Вооружение							
Пушка автоматическая	2А42/или пулемёт КПВТ	2А42	М811		ЗТМ-1 (2А72)	М242	М44
калибр, мм	30/14,5	30	25	25, 30	30	25	30/40
боекомплект, шт.	-/500	500	620 (150 в башне)	н/д	300	210	520
Пулемет, мм	ПКТ	ПКТ	(FLB & AP)		КТ-7,62 (ПКТ)		
калибр, мм	7,62	7,62	7,62	7,62, 12,7	7,62	7,62	12,7
боекомплект, шт.	2000	2000	н/д	800	1500	400	н/д
Гранатомет, мм.	нет	АГ-17	нет	нет	АГ-17	нет	нет
калибр, мм	-	30	-	-	30	-	-
боекомплект, шт.	-	400	-	-	87	-	-
ПТУР, шт.	-	НЗвукладке	н/д	нет	4	нет	нет
Прицел, тип	Дневноночной	Дневноночной	Дневноночной	Дневноночной	Дневноночной	Дневноночной	Дневноночной
Стабилизация вооружения	Двухплоскостная	Двухплоскостная	Двухплоскостная	Двухплоскостная	Двухплоскостная	Двухплоскостная	Двухплоскостная

Из таблицы видно, что бронетранспортер БТР-4Е имеет современную компоновку шасси с размещением десантного отделения в кормовой части корпуса, что позволяет использовать линейное шасси как базу для изготовления линейки специальных машин (командирская, штабная, медицинская, ремонтно-эвакуационная, миномётная и т.д.) [5]. Характеристики БТР-4Е по массе, вместимости персонала, удельной мощности двигателя, применяемой трансмиссии, подвижности, преодолению препятствий, огневой мощи полностью отвечает современным требованиям, и соответствуют лучшим мировым образцам.

Выводы. Сравнительные тестовые испытания бронетранспортёров БТР-4Е и БТР-4В показали, что бронетранспортёр БТР-4 обладает высокими тактико-техническими характеристиками, способен эксплуатироваться в различных климатических зонах, и по большинству параметров не уступает мировым аналогам.

Литература: 1. Веретенников А.И., Рассказов И.И., Сидоров К.В., Решетило Е.И. Харьковское конструкторское бюро по машиностроению имени А.А.Морозова. – Харьков, 2007. – 188с. 2. Результати державних випробувань дослідного зразка бронетранспортера БТР-4Е. Акт КП ХКБМ ім. О.О. Морозова. – Харків, 2012. – 30с. 3. Результати демонстрационного показа бронетранспортёров БТР-4Е и Дозор-Б в Республике Казахстан: акт КП ХКБМ ім. А.А. Морозова. – Харьков, 2012. – 24с. 4. Результати испытаний бронетранспортера БТР-4В в Кувейте: акт КП ХКБМ ім. А.А. Морозова. – Харьков, 2012. – 6с. 5. <http://www.army-guide.com> – офіційна веб-сторінка дослідницького центру «Army Guide».

Bibliography (transliterated): 1. Veretennikov A.I., Rasskazov I.I., Sidorov K.V., Reshetilo E.I. Har'kovskoe konstruktorskoe bjuro po mashinostroeniju imeni A.A.Morozova. – Har'kov, 2007. – 188s. 2. Rezul'tati derzhavnih viprobuvan' doslidnogo zrazka bronetransportera BTR-4E: akt KP НКВМ ім. О.О. Морозова. – Harkiv, 2012. – 30s. 3. Rezul'taty demonstracionnogo pokaza bronetransportjorov BTR-4E i Dozor-B v Respublike Kazahstan: akt KP НКВМ ім. А.А. Морозова. – Har'kov, 2012. – 24s. 4. Rezul'taty ispytaniy bronetransportera BTR-4V v Kuvejte. Akt KP НКВМ ім. А.А. Морозова. – Har'kov, 2012. – 6s. 5. <http://www.army-guide.com> – oficijna veb-storinka doslidnic'kogo centru «Army Guide».

Каторгін О.М., Воронін С.Є., Павлюченко А.А., Токарь С.Є., Сергієнко О.А.

БТР-4Е – ПЕРШИЙ УКРАЇНСЬКИЙ БРОНЕТРАНСПОРТЕР

У статті викладені результати оцінки відповідності бронетранспортера БТР-4Е рівню сучасних вимог.

Каторгин А.Н., Воронин С.Е., Павлюченко А.А., Токарь С.Е., Сергиенко А.А.

БТР-4Е – ПЕРВЫЙ УКРАИНСКИЙ БРОНЕТРАНСПОРТЕР

В статье представлены результаты оценки соответствия бронетранспортера БТР-4Е уровню современных требований.

Katorgin O.M., Voronin S.E., Pavluchenko A.A., Tokar S.E., Sergienko O.A.

BTR-4E THE FIRST ARMORED VEHICLE OF UKRAINE

The article describes the evaluation of the conformity of the BTR-4E armoured personal carrier to the level of modern requirements.

Климов В.Ф. канд. техн. наук; Магерамов Л.К.-А. канд. техн. наук;
 Михайлов В.В., Шипулин А.А., Кудреватых Д.Н.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ВОЕННЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Актуальность проблемы. Создание эффективной системы очистки воздуха для силовых установок военных гусеничных машин (ВГМ) является весьма актуальной проблемой, учитывая многообразие условий и режимов эксплуатации военной техники. Широкий диапазон эксплуатационных условий для военных гусеничных машин – от зимних условий до пустынных требует особых технических решений. Кроме того, постоянно повышаются требования к степени очистки воздуха, в том числе при движении в особых режимах, связанных с преодолением водных преград и движении по трассам с радиоактивным и химическим заражением местности. Особую опасность для системы очистки воздуха представляют режимы движения на участках со слабозакрепленным растительным покровом местности, где возможно засорение входных патрубков циклонного аппарата.

Исходя из этого, создание эффективной системы очистки воздуха для ВГМ является технически сложной задачей, решение которой определяет надежность и долговечность силовой установки гусеничной и колесной техники специального назначения.

Основная часть. Многолетний опыт эксплуатации танков в различных почвенно-климатических условиях показал, что система очистки воздуха зачастую оказывает решающее влияние на параметры подвижности. В условиях повышенной запыленности воздуха объем эксплуатации танков ограничивается пылеемкостью накопительных или защитных кассет, применяемых в системах очистки воздуха кассетного типа.

Бескассетные воздухоочистители не имеют никаких ограничений по времени эксплуатации танков, но в то же время имеют некоторые недостатки, которые не дают возможности использовать их в любых режимах эксплуатации без каких-либо ограничений.

Классическая схема системы очистки воздуха кассетного типа была разработана [1] для танков нескольких поколений, начиная от танка Т-34 и заканчивая танками Т-72 и его модификациями. Для всех этих танков характерно использование циклонов со сравнительно низкой эффективностью и низким аэродинамическим сопротивлением. При эксплуатации танка величина сопротивления такого воздухоочистителя постоянно увеличивается и достигает предельно допустимого значения. При этом сопротивление циклонного аппарата практически не изменяется, а сопротивление кассет увеличивается.

Аэродинамическое сопротивление кассет в обобщенном виде можно представить в виде выражения:

$$\Delta P_{\kappa} = 6,5 \cdot 10^{-4} \frac{\bar{V}_{\kappa}^{-0,85} \bar{H}^{0,75} q_{\kappa}}{\bar{d}_{\text{ПР}}} \left(1 + 1,2 \frac{\bar{m}_{\text{П.К.}}}{\bar{F}} \right)^{0,35^{0,5}} \quad (1)$$

Коэффициент пропуска пыли кассет выражается следующей зависимостью:

$$\varepsilon_{К.П} = 1,4 \cdot 10^5 \frac{\bar{V}_к^{-0,5} \bar{S}^{1,2} \bar{d}_{ПР}^{-0,85}}{\left(1 + \bar{V}_к^{1,5}\right) \left(1 + \bar{q}_к \cdot 10^{-3}\right) \left(1 + 10\bar{H}\right)^2 \left(1 + 1,2\bar{m}_{П.К} / \bar{F}^{0,5}\right)} \quad (2)$$

Приведенные в формулах (1, 2) зависимости уровня очистки воздуха и изменения аэродинамического сопротивления показывают, что коэффициент пропускания пыли и величина сопротивления зависят от геометрических параметров циклонов и кассет.

Геометрические параметры кассет не изменяются в процессе работы (S – удельная площадь поверхности кассет, $d_{ПР}$ – диаметр проволоки набивки кассет, q_k – плотность набивки кассет, H – высота фильтрующего слоя кассет, F – площадь фронтальной поверхности кассет, V_k – скорость воздуха).

В процессе эксплуатации танков либо любой другой техники с кассетными воздухоочистителями существенно изменяется лишь масса пыли, задержанной кассетами – ($m_{П.К.}$) Именно этот параметр и влияет на длительность движения танка до предельного сопротивления кассет. Безразмерные значения геометрических параметров определяются при конструировании системы очистки воздуха, принимая за основу определенные значения каждого из приведенных значений. Безусловно, с ростом количества накапливаемой пыли уменьшается и скорость воздушной массы через циклонный аппарат и кассеты ($V_{ц}$). Однако это изменение не столь существенно, что видно из следующих соображений:

$$G_{в.дв.} = G_o \zeta_{ex}, \quad (3)$$

где: $G_{в.дв.}$ – действительная производительность компрессора наддувочного воздуха;

G_o – исходная производительность компрессора при начальном сопротивлении системы очистки воздуха; ζ_{ex} – коэффициент сопротивления, равный величине:

$$\zeta_{ex} = 1 - \frac{P_{\bar{o}} - \Delta P_{ex}}{10330} \quad (4)$$

Следовательно,

$$G_{в.дв.} = G_o \left(1 - \frac{P_{\bar{o}} - \Delta P_{ex}}{10330}\right) \quad (5)$$

Поскольку ΔP_{ex} изменяется незначительно (в пределах 5...6 кПа), допущение о неизменности $V_{ц}$ выглядит корректно, поскольку скорость воздушного потока определяет действительное сопротивление циклонного аппарата.

Исходя из анализа недостатков систем очистки воздуха танка Т-72 и его модификаций, первые танки украинской разработки имели системы очистки воздуха бескассетного типа. Для этого был разработан [2,3] циклон с высокой степенью очистки воздуха и сравнительно высоким аэродинамическим сопротивлением. Существенным недостатком такой системы очистки воздуха является отсутствие каких-либо защитных элементов в случае перекрытия входных патрубков циклонов (полного или частичного).

Любой воздухоочиститель, состоящий из множества циклонов, имеет особенность резкого снижения эффективности в случае полного или частичного перекрытия входного патрубка хотя бы одного циклона. В таком циклоне резко изменяется принцип движения пылевоздушной смеси – отсутствие закручивающего эффекта, что при-

водит к прямому попаданию пыли через центральную трубку в трассу очищенного воздуха. Кроме того, увеличивается вероятность подхвата пыли из пылесборника воздухоочистителя. Разрежение в пылесборнике воздухоочистителя равно $0,4 \dots 0,5 \Delta P_{BO}$. Следовательно, учитывая, что разрежение в головке чистого воздуха превышает разрежение в пылесборнике, где накапливается пыль, очищенная другими циклонами, увеличивается вероятность увеличения количества пыли, поступающий в двигатель.

Это один из самых серьезных недостатков систем очистки воздуха, не имеющих предохранительных элементов.

На танках Т-80УД и последующих образцах, разработанных в КП ХКБМ им.А.А. Морозова, устанавливалась многоступенчатая система очистки воздуха, выполненная с применением принципиально новых технических решений. Многоступенчатость заключалась в разработке трех ступеней очистки воздуха [4]. В качестве первой ступени использовалась инерционная решетка, технической новизной которой являлось применение круглых элементов вместо плоских. Инерционный способ очистки воздуха основан на разности кинетической энергии воздуха и частиц пыли, находящихся в потоке. При повороте воздушного потока частицы пыли, имеющие больший удельный вес, продолжают прямолинейное движение и удаляются через систему автоматического удаления пыли. Такая решетка эффективно удаляет любые посторонние предметы, защищая, таким образом, циклонный аппарат от засорения.

В качестве второй ступени использован высокоэффективный малогабаритный циклон, с коэффициентом пропуска не хуже 0,2%, что дает возможность в исключительных случаях осуществлять движение без кассет вообще.

Учитывая высокую эффективность циклонного аппарата, отпадает необходимость установки трехслойной кассеты. Поэтому на танках Т-80УД установлены двухслойные кассеты со сравнительно большой пылеемкостью.

На рис.1 и 2 показано изменение параметров воздухоочистителя при эксплуатации танка Т-80УД в пустыне Кара-Кум (Туркменистан) с чистыми циклонами и перекрытыми на 70% входными патрубками трех циклонов.

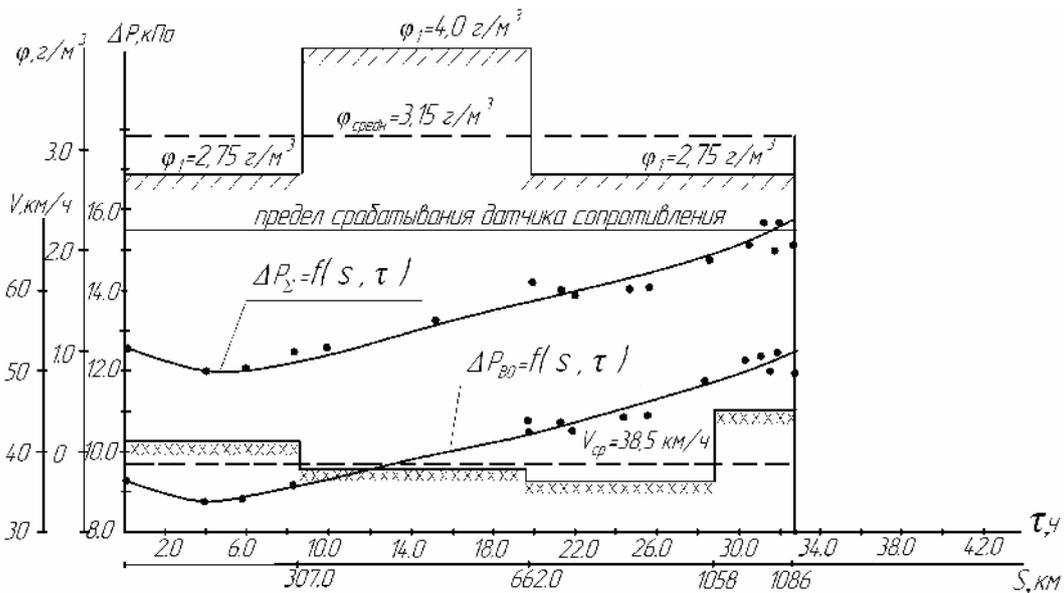


Рис.1. Изменение уровня гидравлического сопротивления (ΔP) от запыленности (ϕ_1), средних скоростей движения (V) от продолжительности движения танка в пустыне (S, τ)

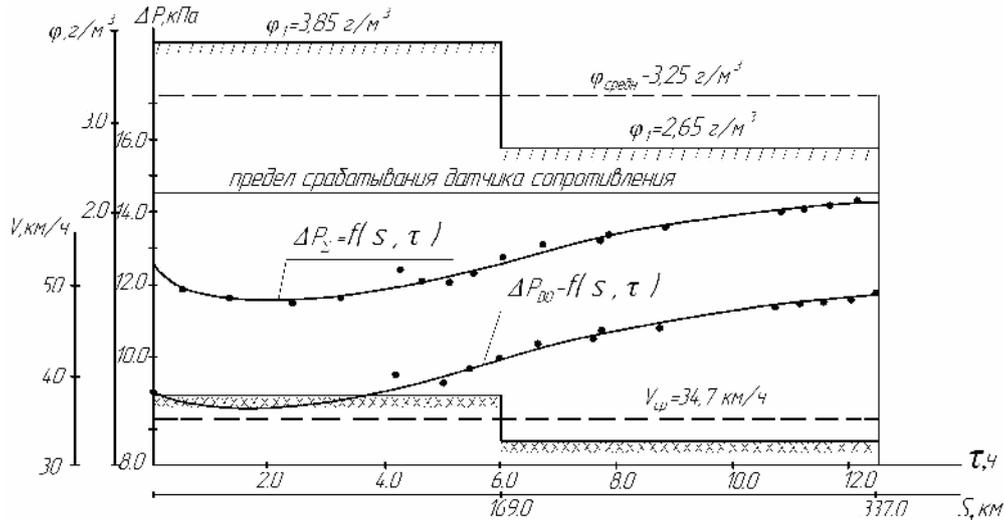


Рис.2. Изменение уровня гидравлического сопротивления ВО (ΔP) с перекрытыми на 70% входниками трех циклонов, запыленности (ϕ_1) средних скоростей движения (V) от продолжительности движения танка в пустыне (S, τ)

Об уровне разработанной в ХКБМ им. А.А.Морозова многоступенчатой системы очистки воздуха для дизельных 2-х тактных двигателей свидетельствует тот факт, что при запыленности воздуха $2,75 \text{ г/м}^3$ в пустыне возможно движение без обслуживания кассет до 1086 км, а при имитации аварийного режима (перекрытие до 70% входных патрубков 3-х циклонов) возможна эксплуатация танка в объеме до 337 км, при средней запыленности воздуха до $3,25 \text{ г/м}^3$.

Пыль пустыни Кара-Кум содержит большее количество мелких фракций размером $0 \dots 10 \text{ мк}$. Удельная поверхность такой пыли составляет более $3000 \text{ см}^2/\text{г}$. Пыль по ГОСТ В18185-72, используемая для стендовых испытаний воздухоочистителей, имеет удельную поверхность на уровне $1600 \text{ см}^2/\text{г}$. Поэтому коэффициент пропускания циклонного аппарата 0,2% получен на пыли по ГОСТ В 18185-72. С увеличением величины удельной поверхности пыли коэффициент пропускания пыли будет увеличиваться, что приведет к более раннему достижению предельного сопротивления системы очистки воздуха.

Выводы.

1. Традиционная компоновка системы очистки воздуха, выполненная для танка Т-72 и последующих моделей на базе этого двигателя, разработанных в России, основанная на использовании циклонов сравнительно низкого сопротивления при относительно низкой эффективности очистки воздуха с трехслойными кассетами, не обеспечивает длительной эксплуатации в условиях повышенной запыленности воздуха.

2. Созданная в КП ХКБМ им. А.А.Морозова многоступенчатая система очистки воздуха для объектов бронированной техники с двигателями любой мощности основана на разработке принципиально новых малогабаритных циклонов низкого сопротивления с высокой степенью очистки и двухслойных накопительных и защитных кассет. Такая система очистки обеспечивает надежную работу в любых условиях эксплуатации, в т.ч. в аварийных режимах эксплуатации, что подтверждено результатами реальных испытаний.

Литература: 1. Теория и конструкция танка. Т4: Вопросы проектирования танковых силовых установок/ под редакцией Исакова П.П. – М.: Машиностроение, 1984. – 148с. 2. Климов В.Ф. Основные направления выбора циклона для создания эффективной системы очистки воздуха для объектов бронированной техники / Климов В.Ф., Колбасов А.Н., Анипко О.Б. // Интегровані технології. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2007. – №3. – с.48-50. 3. Результаты испытаний танков в ТУРКВО и СибВО. Отчеты ХКБМ им. А.А. Морозова 1986 и 1988г. 4. Вакуленко В.В. Основні шляхи створення високоефективних систем очистки повітря для військових гусеничних машин // Системи озброєння і військова техніка. – Харків: ХУПС. – 2010. – №4 (24). – С. 29-34.

Bibliography (transliterated): 1. Teorija i konstrukcija tanka. T4: Voprosy proektirovanija tankovyh silovyh ustanovok/ pod redakciej Isakova P.P. – M.: Mashinostroenie, 1984. – 148s. 2. Klimov V.F. Osnovnyje napravlenija vybora ciklona dlja sozdanija jeffektivnoj sistemy ochistki vozduha dlja ob#ektov bronirovannoj tehniki/ Klimov V.F., Kolbasov A.N., Anipko O.B. // Integrovani tehnologii. – Harkiv: NTU «HPI». – 2007. – №3. – s.48-50. 3. Rezul'taty ispytanij tankov v TURKVO i SibVO. Otchety HKBM im. A.A. Morozova 1986 i 1988g. 4. Vaku-lenko V.V.Osnovni shljahi stvorennja visokoefektivnih sistem ochistki povitrya dlja vijs'kovih gusenichnih mashin // Sistemi ozbroennja i vijs'kova tehnika. – Harkiv: HUPS. – 2010. – №4 (24). – S. 29-34.

Климов В.Ф., Магерамов Л.К., Михайлов В.В., Шипулін О.О., Кудреватих Д.М.
ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ СИТЕМ ОЧИСТКИ ПОВІТРЯ ВІЙСЬКОВИХ
ГУСЕНИЧНИХ МАШИН

У статті приведені основні шляхи розвитку систем очистки повітря для військових гусеничних машин та переваги багатоступеневої системи очистки, створеної в КП ХКБМ ім. О.О. Морозова.

Климов В.Ф., Магерамов Л.К., Михайлов В.В., Шипулин А.А., Кудреватих Д.Н.
ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ СИТЕМ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ВОЕННЫХ
ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

В статье приведены основные пути развития систем очистки воздуха для военных гусеничных машин и преимущества многоступенчатой системы очистки, созданной в КП ХКБМ им. А.А. Морозова.

Klimov V.F., Mageramov L.K., Mikhailov V.V., Shipulin O.O., Kudrevatih D.M.
ESTIMATING EFFICIENCY OF AIR CLEANING SYSTEMS FOR MILITARY
TRACKED VEHICLES

The main lines of development of air cleaning systems for military tracked vehicles and advantages of multistage cleaning system designed in the SOE KMDB have been presented.

Круковський-Сіневич К.Б., д-р техн. наук; Чепков І.Б., д-р техн. наук;
Волгін Л.О., канд. техн. наук; Бісик С.П., Голуб В.А., канд. техн. наук;
Ларін О.Ю., канд. техн. наук¹

ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ ВИБУХОМ МАКЕТІВ ДНИЩ БОЙОВИХ МАШИН

Актуальність теми та постановка завдання. Захист бойових машин (БМ) від усіх засобів ураження, в тому числі від протитанкових мін (ПТМ) та саморобних вибухових пристроїв фугасної дії в останні десятиліття, займає одне з основних місць як при дослідженні головних напрямів розвитку БМ, так і під час розробки нових і модернізації існуючих зразків [1]. Підвищена динаміка ведення сучасних бойових дій, широке застосування БМ в елементах бойових порядків військ, необхідність виконання ними нових завдань, досвід бойового застосування в збройних конфліктах, з одного боку, та високі показники втрат БМ і загибелі їх екіпажів внаслідок підривів на ПТМ, з іншого, свідчать про необхідність підвищення захисту БМ при підривах на ПТМ. Підвищення захисту, в свою чергу, потребує застосування перевірених та достатньо точних методик з визначення рівня захисту БМ [2,3].

Проведений аналіз наявного науково-методичного апарату дослідження протимінної стійкості БМ за даними періодичних видань показує, що основним способом визначення протимінної стійкості БМ є експериментальні дослідження. Але не зважаючи на свої переваги цей спосіб має ряд суттєвих недоліків, основні з яких – високі фінансові витрати та значна трудомісткість виконання. Застосування аналітичних методів можливе лише для відносно простих конструкцій або для наближеної експрес оцінки альтернативних конструктивних рішень. Зважаючи на сучасний розвиток електронно-обчислювальних машин використання методів числового моделювання, а саме методу скінченних елементів стало ефективним інструментом для вирішення завдань моделювання динамічного навантаження, що безпосередньо і вирішується у ході підвищення захищеності БМ та їх екіпажів при підривах на ПТМ, однак для даної області досліджень його використання є обмеженим у вітчизняній практиці.

Застосування методів числового моделювання можливе лише за умови наявності перевірених та достатньо точних математичних моделей даного процесу. Тому *метою роботи* є проведення експериментальної перевірки адекватності та точності розробленої математичної моделі вибухового навантаження конструкції БМ з урахуванням нестационарного відбиття ударної хвилі (УХ).

Основна частина.

Математична модель.

Сформульована математична модель числового рішення задачі вибухового навантаження днища БМ враховує динамічне пружно-пластичне деформування кожного елемента системи та їх ударно-контактну взаємодію. Для реалізації числового рішення цієї задачі було обрано пакет прикладних програм скінченно-елементного аналізу LS-DYNA [4, 5].

Математична модель числового рішення задачі вибухового навантаження конструкції включає закони збереження маси, кількості руху й енергії (1) [4].

¹ Автори висловлюють вдячність Грабару Євгену Валентиновичу за надану допомогу при організації та проведенні експериментів.

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

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

Для дослідження поведінки макету днища при вибуховому навантаженні використовувалася модель матеріалу Купера-Саймондса (англ. Cowper-Symonds) (2) [4].

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

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

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

Для оцінки вибухового навантаження на макет днища БМ у роботі застосовувалися два підходи, при яких дія УХ моделюється як функція тиску від часу (3) та з використанням рівняння стану Джонсона-Уілкінса-Лі (англ. Jones-Wilkins-Lee) (4) [4].

Опис руху суцільного середовища при використанні (3) проведений в координатах Лагранжа, при використанні (4) – в координатах Лагранжа та Ейлера із застосуванням довільного методу зв'язування координат (англ. Arbitrary Lagrangian Eulerian (ALE)).

$$P(t) = P_{SO} \left(1 - \frac{t-t_a}{t_d} \right) \exp \left(-A \frac{t-t_a}{t_d} \right), \quad (3)$$

де $P(t)$ – тиск УХ на момент часу t ; P_{SO} – максимальний тиск падаючої ударної хвилі; t_a – час досягнення ударною хвилею об'єкта; t_d – час дії позитивної фази ударної хвилі; A – коефіцієнт затухання.

Рівняння стану продуктів детонації вибухової речовини (ВР) [4]:

$$p = A \left(1 - \frac{\omega}{R_1 V} \right) \exp \{ -R_1 V \} + B \left(1 - \frac{\omega}{R_2 V} \right) \exp \{ -R_2 V \} + \frac{\omega}{V} \bar{E}, \quad (4)$$

де $V = \rho_0 / \rho = v / v_0$ – відносний питомий об'єм; A , B , C , R_1 , R_2 , ω – емпіричні константи; \bar{E} – внутрішня енергія на одиницю об'єму. В стані Жуге:

$$\bar{E}_H = \bar{E}_0 + \frac{P_H}{2} (1 - V_H),$$

де \bar{E}_0 – нормалізована величина, що включає енергію хімічних зв'язків і визначається з термохімічного експерименту або за даними термодинамічного розрахунку.

Рівняння стану повітря при використанні методу ALE [4]:

$$p = e \cdot (\gamma - 1) \rho / \rho_0, \quad (5)$$

де $\gamma = 1,4$ – показник адиабати повітря.

При числовому рішенні задачі вибухового навантаження крок інтегрування прийнятий з умови Куранта, виконання якої є необхідною та достатньою умовою забезпечення стійкості та збіжності рішення.

Експериментальна установка. Дослідженню підлягали макети днищ БМ плоскої та V-подібної форми (рис. 1). Макети днищ БМ закріплювалися на нерухомій підставці за допомогою елементів кріплення (рис. 2). Вибухове навантаження задавалося підривом заряду ВР ТГ 50/50 ($Q=4,8$ МДж/кг). Ініціювання ВР здійснювалося електродетонатором. Загальний вигляд макету заряду ВР спорядженого електродетонатором, наведений на рис. 3. Для забезпечення необхідної відстані між моделлю та зарядом ВР останній встановлювався на підставку з картону 4 (рис. 2 а).

Для виготовлення макетів днищ БМ використана сталь 08 кп (вуглецева, якісна) характеристики якої наведено в табл.

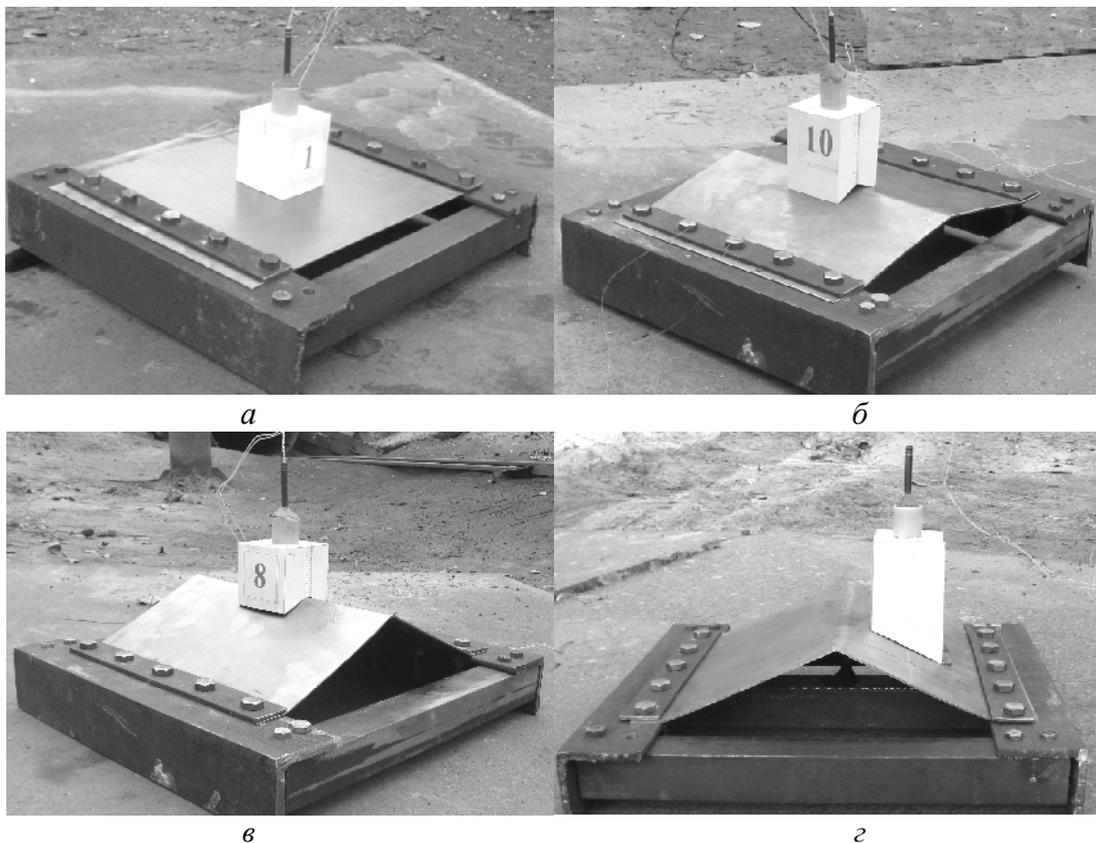


Рис. 1. Експериментальні макети днищ БМ зі встановленим зарядом ВР: а – макет плоского днища; б, в – V-подібного з $\alpha=85^\circ$ та $\alpha=65^\circ$ відповідно; г – $\alpha=85^\circ$ зі зміщеним зарядом ВР

При проведенні експериментальних досліджень варіювалися значення таких параметрів: кута α (90° , 85° , 65° , 55°), відстані R (78 мм, 88 мм, 98 мм), маси ВР ($m_{ВР}$) (26 г, 35 г, 44 г), місця підриву (зміщення заряду ВР відносно вісі симетрії макету днища в рис. 1 г). Інші параметри макету були сталими: товщина пластини $h=2$ мм, довжина зразка $l=300$ мм, (рис. 2). Варіювання маси ВР при проведенні експерименту проводилось шляхом зміни висоти (h_1) та діаметру (d) макету заряду ВР. З метою зменшення

впливу форми заряду на параметри УХ значення h_1 та d обиралися рівними між собою та знаходилися в діапазоні 30 мм у залежності від потрібної маси ВР.

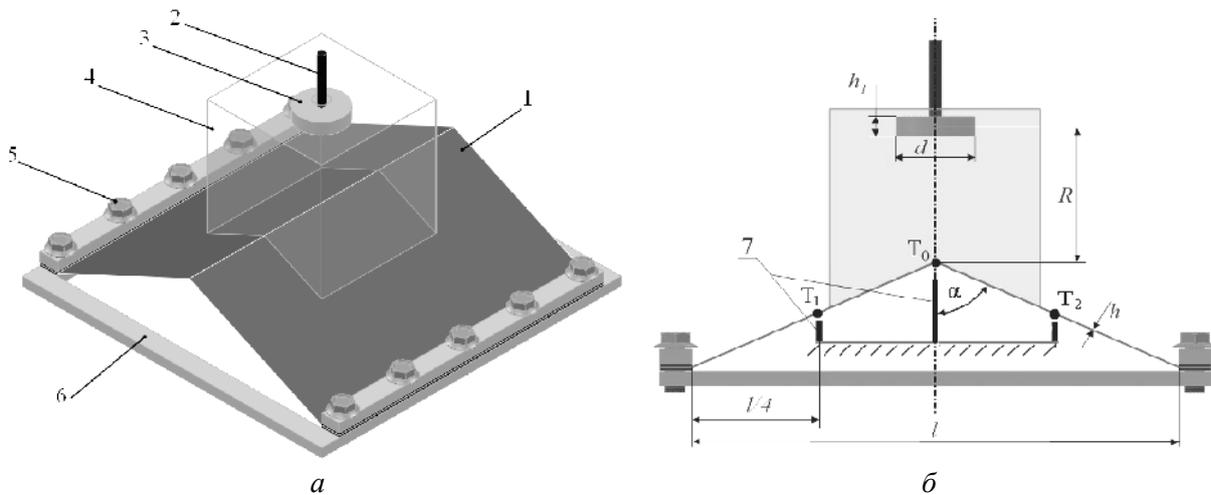


Рис. 2. Геометрична поверхнева модель днища БМ: *a* – ізометричний вигляд; *б* – вигляд спереду; 1 – макет днища БМ; 2 – електродетонатор; 3 – вибухова речовина; 4 – картонна підставка; 5 – елементи кріплення (болт, гайка); 6 – фіксуєча рамка; 7 – крешери; решта позначень у тексті

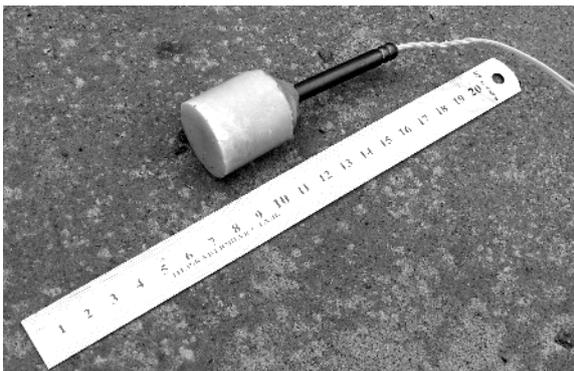


Рис. 3. Макет заряду ВР, споряджений електродетонатором

При використанні рівняння (3) перерахунок маси ВР проводився за виразом (6) [6]. При використанні рівняння (3) вплив форми заряду до уваги не приймався, оскільки параметри вибуху компактних зарядів ВР довільної форми на відстанях, що перевищують їх характерні розміри, практично ідентичні параметрам вибуху сферичного заряду еквівалентної маси [6].

$$m_{екв} = m_{ВР} \cdot \frac{Q_{ВР}}{Q_{ТНТ}}, \quad (6)$$

де $m_{екв}$ – еквівалентна маса ТНТ; $m_{ВР}$ – маса ВР, що використовується; $Q_{ВР}$ – теплота вибуху ВР, що використовується; $Q_{ТНТ}$ – теплота вибуху ТНТ (4,2 МДж/кг).

Для зарядів ВР невеликої маси існує необхідність врахування маси ВР, що не прореагувала при вибуху. ТГ 50/50 має малий критичний діаметр і, відповідно, малу частку хімічних втрат при вибуху [7], тому при використанні виразу (3) значення хімічних втрат до уваги не приймалися.

Таблиця 1

Характеристики макету днища БМ

Характеристика	Значення
модуль пружності, ГПа	203
коефіцієнт Пуассона	0,3
межа плинності, МПа	175
модуль зміцнення, МПа	270
густина, кг/м ³	7871

Оцінка отриманих експериментальних результатів та результатів числового моделювання. Вигляд макетів днищ після вибухового навантаження представлений на рис. 4. Оцінка адекватності математичної моделі проводилась за якісними та кількісними показниками [8]. Розповсюдження УХ при застосуванні методу ALE представлено на рис. 5 (густина повітря $\rho_{\text{пов}}=1,29 \text{ кг/м}^3$). Якісне порівняння експериментальних зразків та комп'ютерного аналога показано на рис.7 та дозволяє зробити висновок про їх ідентичність.

Кількісними показниками оцінки адекватності математичної моделі обрано значення максимальних динамічних прогинів в контрольних точках T_0 та T_1 (рис. 2), що фіксувалися за допомогою свинцевих крешерів (рис. 6).

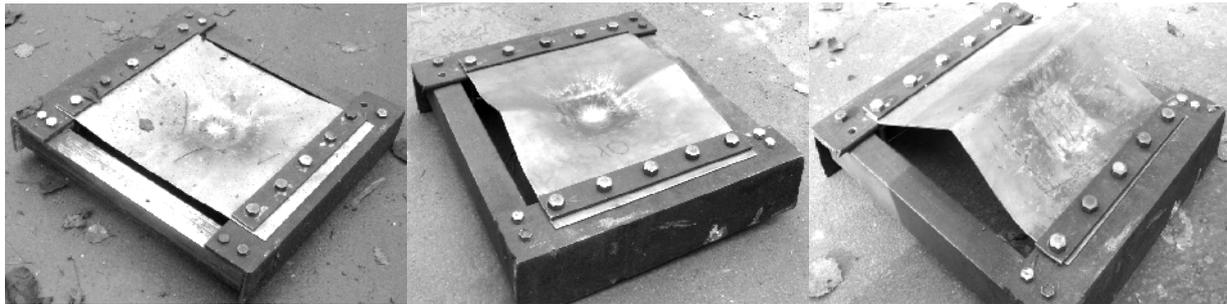


Рис. 4. Експериментальні макети днищ БМ після вибухового навантаження: *а* – плоске днище; *б* – V-подібне днище з $\alpha=85^\circ$; *в* – V-подібне днище з $\alpha=65^\circ$ при зміщеному розташуванні заряду ВР

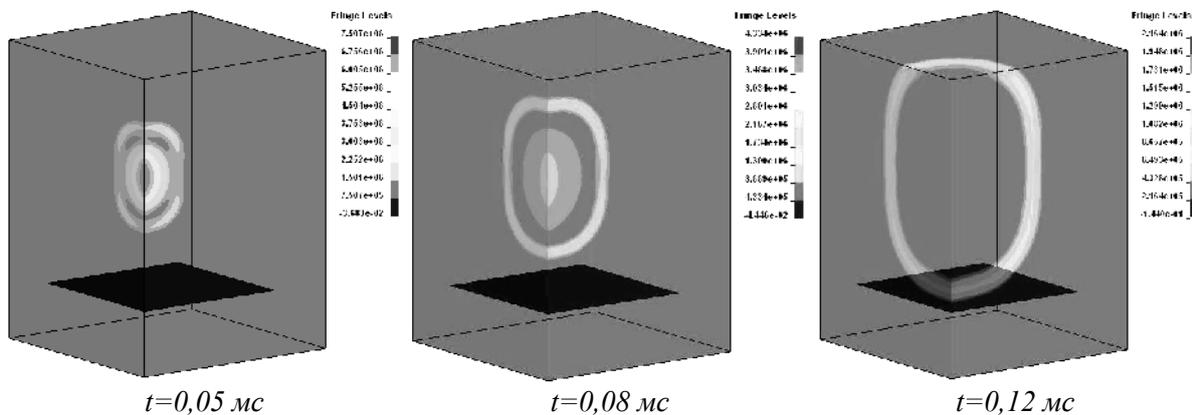


Рис. 5. Результати моделювання вибухового навантаження пластини з використанням методу ALE

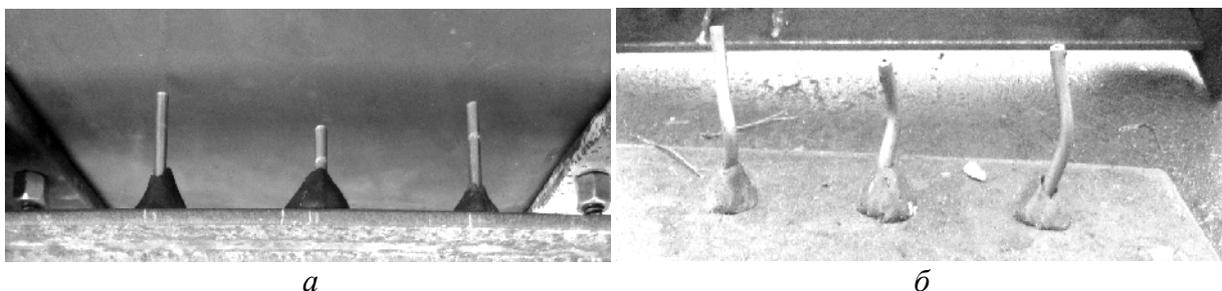


Рис. 6. Установка крешерів для фіксації динамічного прогину в контрольних точках макету днища: *а* – до вибухового навантаження макета днища; *б* – після вибухового навантаження макета днища

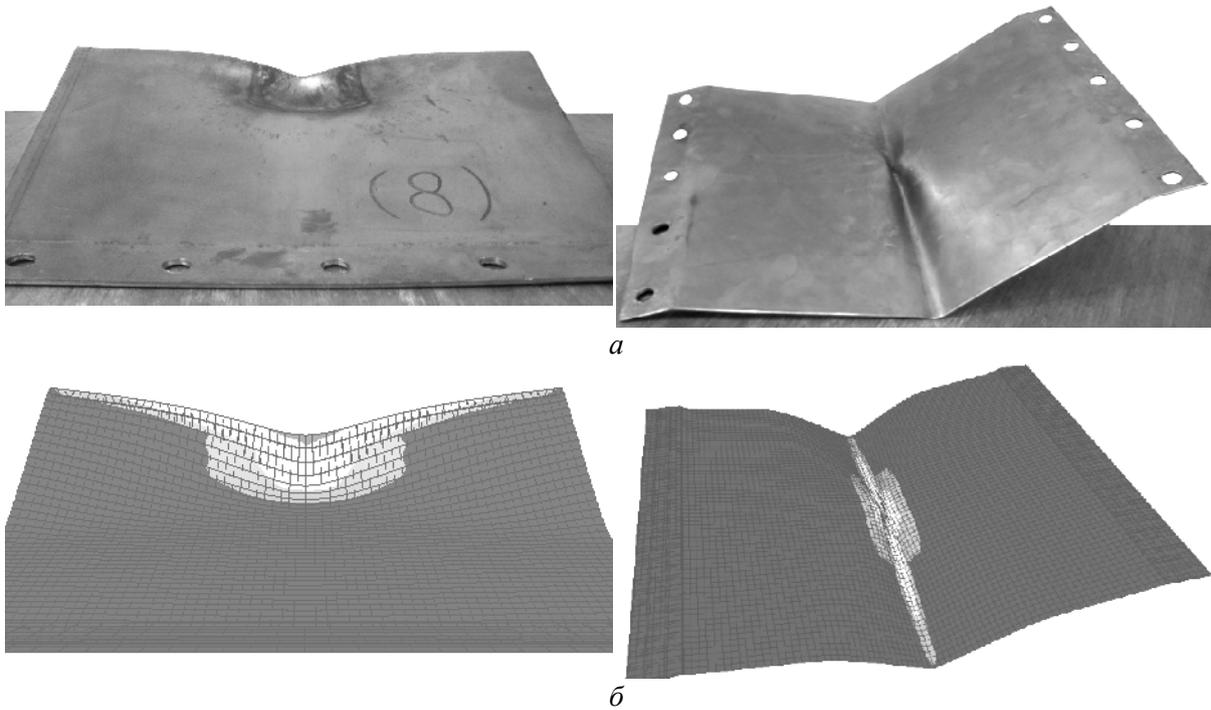


Рис. 7. Порівняння результатів експерименту та числового моделювання, щодо залишкових деформацій макету днища ББМ ($\alpha=65^\circ$, $R=78$ мм, $m_{BP}=35$ г): а – дослідний зразок; б – комп'ютерна модель з полями пластичних деформацій

При проведенні натурного експерименту для невісесиметричного підриву ВР (рис. 4 в) максимальні динамічні прогини в точках T_0 і T_1 дорівнюють 13,2 мм та 34 мм відповідно. За даними математичного моделювання в програмному комплексі LS-DYNA числове рішення з використанням рівняння (3) склали відповідно 12,4 мм та 31,1 мм. При тих самих вхідних даних з використанням методу ALE значення прогинів 11,8 мм та 31,3 мм.

Отже, розбіжність між результатами натурного експерименту та математичного моделювання для невісесиметричного підриву ВР складає:

для рівняння (3) в точці T_0 – 12,4%, в точці T_1 – 8%;

для методу ALE в точці T_0 – 10 %, в точці T_1 – 8 %.

Аналіз отриманої залежності (рис. 8) впливу кута α V-подібного макету днища на значення динамічних прогинів дозволяє зробити висновок, що при значеннях кута α в діапазоні $75^\circ < \alpha < 90^\circ$ максимальні динамічні прогини в точках V-подібного днища більші у порівнянні з плоским днищем ($\alpha=90^\circ$), що вказує на зниження захисної здатності днища в приведеному діапазоні кутів α .

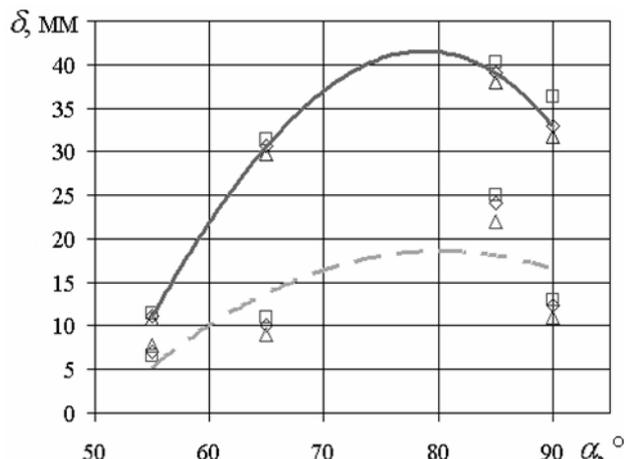


Рис. 8. Порівняння значень прогинів в точках T_0 «—» та T_1 «—» при зміні кута α ($R=78$ мм, $m_{BP}=35$ г): \diamond – натурний експеримент; \square – вибухове навантаження задане рівнянням (3); Δ – вибухове навантаження задане з використанням методу ALE

Отримані залежності динамічних прогинів в контрольних точках днища при зміні вибраних параметрів дозволяють провести оцінку збіжності експериментальних даних і результатів числового моделювання з використанням різних методів. Максимальна розбіжність між експериментальними даними та числовими результатами не перевищує 12,4 % (рис. 8-10) для точок T_0 і T_1 , що є прийнятним для задач цього класу.

Числова модель вибухового навантаження є адекватною натурному експерименту. Результати, що отримано із застосуванням рівняння (3) та методу ALE, приблизно однакові, але час обчислення аналогічного завдання при використанні першого методу на декілька порядків менший в порівнянні з методом ALE. Тому, за умови відсутності необхідності точного врахування характеристик зарядів ВР більш доцільне застосування рівняння (3).

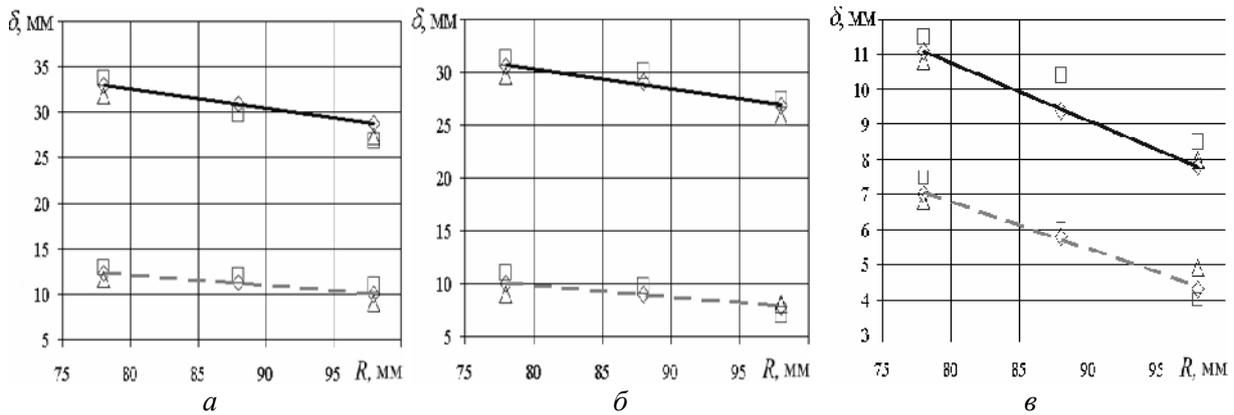


Рис. 9. Порівняння значень прогинів в точках T_0 «————» та T_1 «— —» при зміні відстані до ВР ($m_{BP}=35$ г): а – $\alpha=90^\circ$; б – $\alpha=65^\circ$; в – $\alpha=55^\circ$; \diamond – натурний експеримент;

\square – вибухове навантаження задане рівнянням (3); Δ – вибухове навантаження задане з використанням методу ALE

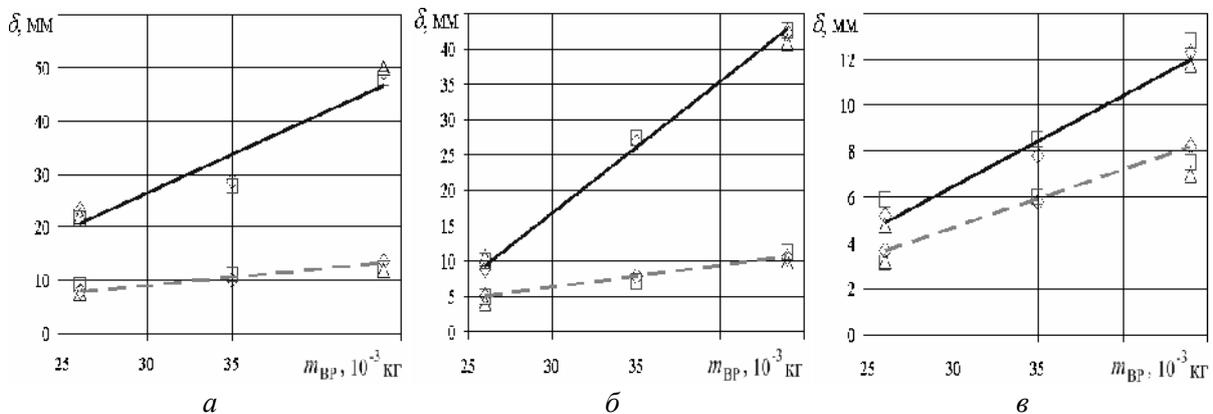


Рис. 10. Порівняння значень прогинів в точках T_0 «————» та T_1 «— —» при зміні маси ВР ($R=98$ мм): а – $\alpha=90^\circ$; б – $\alpha=65^\circ$; в – $\alpha=55^\circ$; \diamond – натурний експеримент;

\square – вибухове навантаження задане рівнянням (3); Δ – вибухове навантаження, задане з використанням методу ALE

Висновки. Розроблено методику експериментального дослідження навантаження вибухом макетів днищ БМ, та проведенні з її використанням експериментальні дослідження підтвердили адекватність реальним фізичним процесам розробленої математичної моделі, що реалізована в програмному комплексі LS-DYNA. Відносна похибка між теоретичними та експериментальними результатами вибухового навантаження макетів днищ БМ не перевищує 12,4 %, що дозволяє використовувати розроблену математичну модель для числового рішення задач вибухового навантаження конструкцій БМ

при прямому падінні ударної хвилі на перешкоду, а також врахувати процеси обтікання ударною хвилею перешкоди. Відповідність теоретичних результатів з даними поставленого у роботі натурного експерименту підтверджує як правомірність основних поси- лань, закладених у розрахункову схему, так і достовірність отриманих числових ре- зультатів.

Отримані результати, розроблена методика та апробовані числові моделі можуть бути використанні на вітчизняних підприємствах при розробці, виробництві та модер- нізації бойових машин, а також при обґрунтуванні та визначенні рівня їх протимінної стійкості та підвищення рівня захисту при підриві на мінах шляхом науково- обґрунтованого вибору параметрів корпусу за результатами дослідження його напру- жено-деформованого стану.

Література: 1. Гребеник А. Н. Состояние и перспективы повышения защищенности армейских автомобилей многоцелевого назначения / А. Н. Гребеник, С. А. Стукота // Артиллерийское и стрелковое вооружение: Международный науч.-техн. сб. – Вып. № 2. – К.: НТЦ АСВ. – 2005. – С. 37–43. 2. Васильев А.Ю. Моделирование физико-механических процессов в корпусах легкобронированных машин: подходы, модели, эффекты. / А.Ю.Васильев, С.Т. Бруль, Н.А. Ткачук, И.Н. Карапейчик // Механіка та машинобудування // Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПИ», 2011. – № 1. – С. 66 - 73. 3. Бісик С.П. Числове вирішення задачі ударно-хвильового навантаження пластини / С.П. Бісик, В.А.Голуб, В.Г.Корбач // Військово-технічний збірник / Академія сухопутних військ. №2(5). – Львів: АСВ, 2011. – С. 3-6. 4. LS-DYNA Theory Manual. – Livermore: LSTC, 2006. – 680 с. 5. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: www.lstc.com. 6. Ударные и детонационные волны. Методы исследования. - 2-е изд., перераб. и доп. / Кобылкин И.Ф., Селиванов В.В., Соловьев В.С., Сысоев Н.Н. - М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 376 с. 7. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике / Л.И. Седов. – М.: Наука, 1977. – 440 с. 8. Прикладная механика сплошных сред. В 3 т. Т. 3. Численные методы в задачах физики быстротекающих процессов / Под ред. В.В. Селиванова. – Изд. 2-е, испр. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2006. – 520 с.

Bibliography (transliterated): 1. Grebenik A.N. Sostoyanie i perspektivy povysheniya zashchishchennosti armeyskikh avtomobileyi mnogotselevogo naznacheniya / A.N. Grebenik, S.A. Stukota // Artilleryiskoe i strelkovoee vooruzhenie: Mezhdunarodny nauch.-tekhn. sb. - Vyp. № 2. - K: NTC ASV. - 2005. - S. 37-43. 2. Vasilyev A.Y. Modelirovanie fiziko-mekhanicheskikh protsessov v korpusakh legkobronirovannykh mashin: podkhody, modeli, efektu. / A.Y.Vasilyev, S.T. Brul., N.A. Tkachuk, I.N. Karapeychik // Mekhanika ta mashinobuduvannya // Naukovo–tekhnichniy zhurnal. - 2011. - № 1. - S. 66-73. 3. Bisuk S.P. Chislove vurisheniya zadachi ydarno-xvulovogo navantagenny plastinu / S.P. Bisuk, V.A. Golub, V.G.Korbach // Viyskovo texnichniy zbirnik / Akademiya sukhoputnykh viysk. № 2 (5). - L.: ASV, 2011. - S. 3-6. 4. LS-DYNA Theory Manual. – Livermore: LSTC, 2006. – 680 с. 5. [Elektronnyy resurs]. - Rezhim dostupa: www.lstc.com. 6. Udarnye i detonatsionnye volny. Metody issledovaniya. - 2-ye izd., Pererab. i dop. / Kobylkin I.F., Selivanov V.V., Solovev V.S., Sysoev N.N. - M.: Fizmatlit, 2004. - 376 s. 7. Sedov L.I. Metody podobiya i razmernosti v mekhanike / L.I. Sedov. - M.: Nauka, 1977. - 440 s. 8. Prikladnaya mekhanika sploshnykh sred. V 3 t. T.3. Chislennyye metody v zadachakh fiziki bystroptekayushchikh protsesov / Pod red. V.V. Selivanova. - Izd. 2-ye, ispr. - M.: Izd-vo MGTU im. Baumana, 2006. - 520 s.

Круковський-Сіневич К.Б., Чепков І.Б., Волгін Л.О., Бісик С.П., Голуб В.А., Ларін О.Ю.
ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ ВИБУХОМ МАКЕТІВ ДНИЩ
БОЙОВИХ МАШИН

Наведено результати експериментальних досліджень макетів днищ бойових машин. Розроблено математичну модель для чисельного вирішення вибухового навантаження конструкцій плоскої й V-образної форми. Проведено оцінку адекватності розробленої математичної моделі з використанням отриманих експериментальних даних. Дані результати актуальні при оцінці й розробці способів підвищення протимінної стійкості бойових машин.

Круковский-Синеви́ч К.Б., Чепков И.Б., Волгин Л.А., Бисык С.П.,
Голуб В.А., Ларин А.Ю.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕНИЯ ВЗРЫВОМ МАКЕТОВ ДНИЩ БОЕВЫХ МАШИН

Приведены результаты экспериментальных исследований макетов днищ боевых машин. Разработана математическая модель для численного решения взрывного нагружения конструкций плоской и V-образной формы. Проведена оценка адекватности разработанной математической модели с использованием полученных экспериментальных данных. Данные результаты актуальны при оценке и разработке способов повышения противоминной стойкости боевых машин.

Krukovsky-Sinevich K.B., Chepkov I.B., Volgin L.A., Bisyk S.P., Golyb V.A., Larin A. Y.

THE MODEL BOTTOM STUDY OF MILITARY VEHICLES EXPLOSIVE LOADING

The results of experimental studies of models bottoms combat vehicles. The developed mathematical model for the numerical solution of the explosive loading of structures of flat and V-shaped. The evaluation of the adequacy of the developed mathematical model using experimental data. These results are relevant in assessing and developing ways to improve mine stability combat vehicles.

УДК 623.54

Мельник Б.А.

К ВОПРОСУ О ВЛИЯНИИ ПОПЕРЕЧНО-УГЛОВЫХ КОЛЕБАНИЙ КОРПУСА ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН НА ТОЧНОСТЬ СТРЕЛЬБЫ

Введение. Применение стабилизированных боевых модулей со скорострельными малокалиберными пушками на современных легкобронированных колесных машинах (ЛБКМ), безусловно, стало огромным шагом вперед в усилении огневой мощи бронетранспортеров (БТР) и колесных боевых машин пехоты (БМП). Однако большие скорости движения, характерные для колесных машин, большая геометрическая удаленность боевого модуля от центра тяжести машины, в отличие от классических танков и гусеничных БМП, большие углы возвышения вооружения и большая разнесенность опор движителя (колес), в отличие от гусеничной ленты, охватывающей все опорные катки по борту, существенно снижают точность стрельбы при ведении огня сходу и компенсируются только скорострельностью и увеличением количества боеприпасов, необходимых для поражения цели.

Цель и постановка задачи. Целью данной публикации является оценка влияния поперечно-угловых колебаний корпуса ЛБКМ на точность стрельбы сходу при движении по пересеченной местности, которая для тяжелых гусеничных машин, как правило, вообще не рассматривается.

Методика оценки влияния. Рассмотрим прямолинейное движение ЛБКМ с боевым модулем, имеющим в общем случае смещение относительно центра тяжести ЛБКМ точки C (пересечения оси цапф и оси канала ствола) X_M, Y_M, Z_M (рис. 1). Для выделения влияния поперечно-угловых колебаний на точность стрельбы будем считать,

что при движении возникают только поперечно-угловые колебания корпуса с амплитудой $\pm\alpha$ вокруг оси OX , вдоль которой осуществляется движение.

Тогда линейное перемещение по горизонтали точки C будет:

$$\Delta Y_C = R(\sin(\alpha + \delta) - \sin(\delta)),$$

где $R = \sqrt{Y_M^2 + Z_M^2}$, $\delta = \arctg\left(\frac{Y_M}{Z_M}\right)$. А отклонение на дистанции L по горизонтали точки прицеливания от нужного направления на цель составит

$$\Delta Y = R(\sin(\alpha + \delta) - \sin(\delta)) + (L - X_M)\text{tg}\varphi\sin\alpha. \quad (1)$$

При этом если $Y_M \neq 0$, то левое и правое отклонение ΔY будут различными (несимметричными) при одинаковых по модулю α , но различных по знаку.

Величина вертикального отклонения на дистанции L точки прицеливания от нужного направления на цель составит

$$\Delta Z = R(\cos(\alpha + \delta) - \cos(\delta)) + (L - X_M)\text{tg}\varphi(\cos\alpha - 1). \quad (2)$$

При расположении модуля вооружения на продольной оси машины, когда $Y_M = 0$ (как в БТР-4 и других современных машинах) формулы 1 и 2 принимают вид

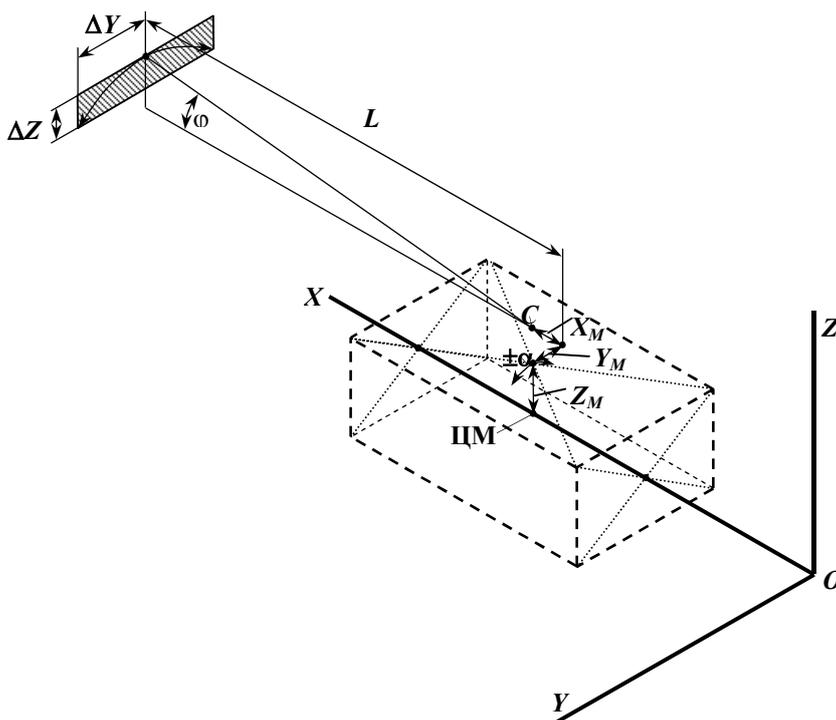


Рис. 1. Схема для оценки влияния поперечно-угловых колебаний корпуса машины на точность стрельбы

$$\begin{aligned} \Delta Y &= (Z_M + (L - X_M)\text{tg}\varphi)\sin\alpha; \\ \Delta Z &= (Z_M + (L - X_M)\text{tg}\varphi)(\cos\alpha - 1). \end{aligned}$$

На рис. 2 и 3 приведены в качестве примера результаты расчета описанных отклонений на дистанции $L=100$ м точки прицеливания от нужного направления на цель

по горизонтали и вертикали. В качестве варьируемых параметров приняты угол крена корпуса и угол возвышения вооружения при исходных параметрах, соответствующих колесному бронетранспортеру БТР-4.

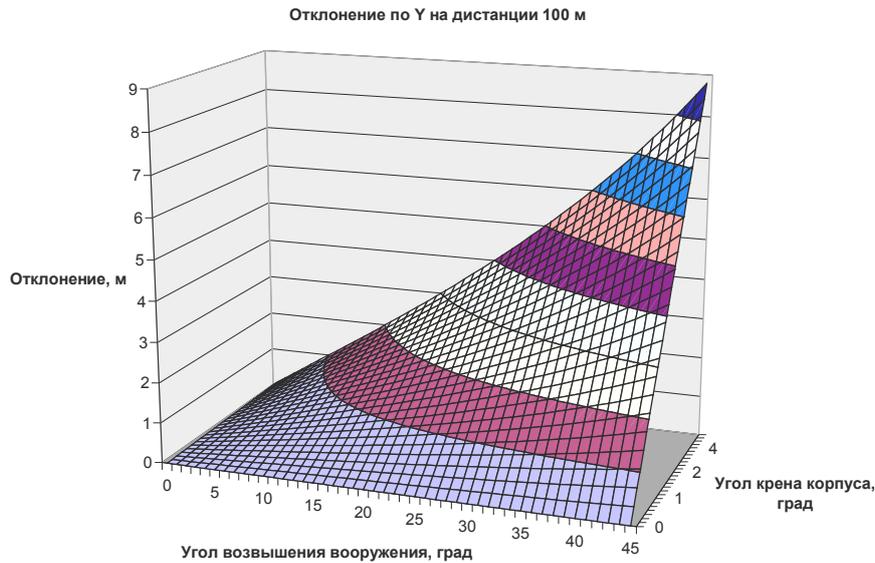


Рис. 2. Зависимость отклонения ΔY от угла крена корпуса α и угла возвышения вооружения φ

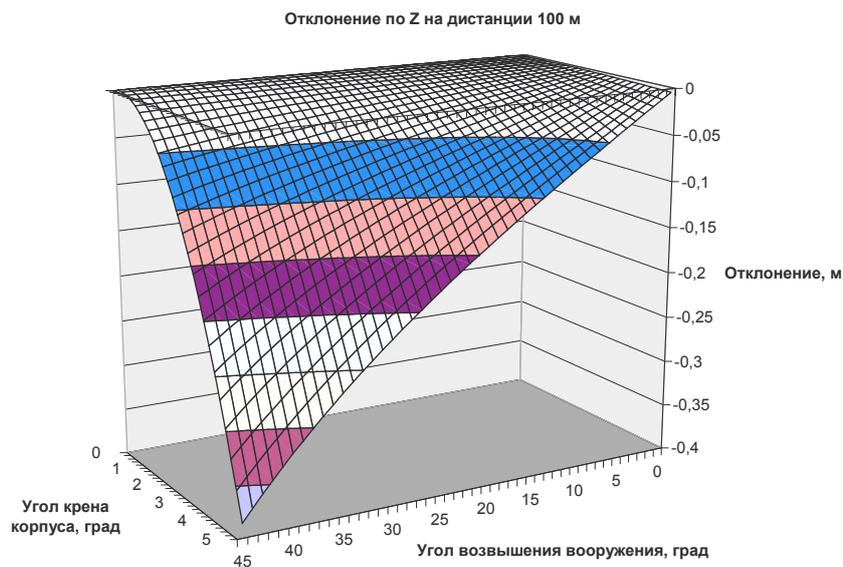


Рис. 3. Зависимость отклонения ΔZ от угла крена корпуса α и угла возвышения вооружения φ

Выводы. Из анализа приведенных рисунков и расчетов, проведенных по предложенной методике для различных дистанций можно сделать следующие выводы:

– При структурно-параметрическом синтезе систем стабилизации вооружения ЛБKM в отличие от основных танков необходимо учитывать существенное влияние на точность стрельбы поперечно-угловых колебаний корпуса при движении по неровным дорогам и пересеченной местности.

– Наиболее существенное влияние на точность стрельбы поперечно-угловые колебания корпуса ЛБKM оказывают при стрельбе с большими углами возвышения (например, по низко летящим воздушным целям).

– Снижение интенсивности поперечно-угловых колебаний корпуса ЛБКМ и, соответственно, разгрузку системы стабилизации и приводов управления вооружением можно обеспечить путем реализации управляемых или регулируемых характеристик подвески.

Мельник Б.О.

ДО ПИТАННЯ ПРО ВПЛИВ ПОПЕРЕЧНО-КУТОВИХ КОЛИВАНЬ КОРПУСУ ЛЕГКОБРОНЬОВАНИХ КОЛІСНИХ МАШИН НА ТОЧНІСТЬ ПОСТРІЛУ

В роботі запропоновано методика оцінки впливу поперечно-кутових коливань корпусу ЛБКМ на точність пострілу а також доведена необхідність урахування цих коливань при проведенні структурно-параметричного синтезу систем стабілізації озброєння ЛБКМ.

Мельник Б.А.

К ВОПРОСУ О ВЛИЯНИИ ПОПЕРЕЧНО-УГЛОВЫХ КОЛЕБАНИЙ КОРПУСА ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН НА ТОЧНОСТЬ СТРЕЛЬБЫ

В работе предложена методика оценки влияния поперечно-угловых колебаний корпуса ЛБКМ на точность выстрела и доказана необходимость учета этих колебаний при проведении структурно-параметрического синтеза систем стабилизации вооружения ЛБКМ.

Melnik B.A.

TO THE QUESTION ABOUT INFLUENCE OF TRANSVERSAL-ANGULAR SWINGING OF BODY OF THE ARMORED WHEELED MACHINES ON EXACTNESS OF FIRING

The method of estimation is in process offered influence of transversal-angular swinging of body of the armored wheeled machines on exactness of firing. The necessity of account of these swinging during the holding of structural-parametric synthesis of the armament stabilizing systems is proven.

УДК 629.113.001.2

Плетнев В.Н.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Введение. Повышение надежности тормозного управления автомобилей и автопоездов оказывает существенное влияние на безопасность движения и надежность транспортного процесса. Под надежностью транспортного процесса понимается свойство автомобиля (автопоезда) или ряда машин выполнять транспортную работу в течение заданной наработки при установленной системе технического обслуживания, ремонта, организации и безопасности движения.

В настоящей статье с использованием булевой модели надежности и метода парциальных ускорений предложен метод оценки надежности тормозного управления автомобилей. Метод наиболее эффективен при оценке надежности тормозного управления многоосных автомобилей и автомобильных поездов.

Анализ последних достижений и публикаций. Под надежностью системы (технического изделия) понимают свойства удовлетворить цели применения при определенных условиях эксплуатации в течение определенного промежутка времени [1].

Использование аппарата булевой алгебры для построения модели надежности предлагают принять следующих условий [1]:

- система состоит из конечного числа элемента (подсистем, элементарных стандартных блоков);
- для каждого элемента допускается лишь два возможных состояния – полной работоспособности и полного отказа;
- всякая возможность частичного функционирования всей системы или ее элементов исключается.

Работоспособность или отказ системы определяются состоянием ее элементов. В предельном случае одновременного отказа или одновременного функционирования всех элементов система должна соответственно отказывать или работать [1]. Для указанных моделей предполагается выполнение свойства монотонности: если система функционирует, когда отказало некоторое подмножество M_1 ее элементов (а дополнительное множество \bar{M}_1 , элементов функционирует, то система должна функционировать также и в том случае, если отказало лишь подмножество $M_2 \subset M_1$ элементов [1].

Состояние системы и каждого элемента можно описать с помощью булевых переменных, которые принимают значение 1 (в случае работоспособности) и 0 (в случае отказа) [1]. Если система состоит из элементов, при этом v -му элементу соответствует булева переменная x_v , возможными реализациями которой являются числа 1 или 0 [1].

$$x_v = \begin{cases} 1, & \text{если } v - \text{й элемент функционирует,} \\ 0, & \text{если } v - \text{й элемент отказывает} \end{cases}, \quad (1)$$

где $v = 1, 2, \dots, n$.

Состояние системы определяется структурной функцией работоспособности системы (булевой функцией) переменных x_1, x_2, \dots, x_n , которая записывается в виде [1].

$$S(x_1, x_2, \dots, x_n) = \begin{cases} 1, & \text{если } v - \text{й элемент функционирует,} \\ 0, & \text{если } v - \text{й элемент отказывает} \end{cases}. \quad (2)$$

Поведение систем при функционировании или отказе всех ее элементов могут быть записаны в виде следующих соотношений

$$S(1, \dots, 1) = 1, \quad (3)$$

$$S(0, \dots, 0) = 0. \quad (4)$$

Автомобиль или автопоезд имеет несколько осей, на колесах каждой из которых установлены тормозные механизмы. На грузовых автомобилях и автопоездах применяется пневматический тормозной привод, при этом существует разделение контуров указанного привода, позволяющее при выходе из строя тормозов на одной или нескольких осях осуществлять торможение машины тормозами колес других осей. Допуская, что тормоза на одной из осей автомобиля или автопоезда могут находиться либо в работоспособном состоянии, либо в неработоспособном, возможно использование аппарата булевой алгебры для оценки надежности тормозного управления.

Для оценки технического состояния тормозного управления автомобилей используются тормозные стенды, на которых происходит измерение тормозных сил или моментов на колесах каждой из осей автомобиля (прицепа или полуприцепа). Однако такой способ диагностики требует применения дорогостоящего оборудования и не позволяет проводить оценку работоспособности тормозного управления в эксплуатационных условиях.

Решить указанную задачу позволяет метод парциальных ускорений [2]. Указанный метод в отличие от принципа Германа – Даламбера – Эйлера [3] построен на обратном переходе от векторной суммы в пространстве сил к векторной сумме в пространстве ускорений. Метод парциальных ускорений предполагает разложение суммарного ускорения мобильных машин в ряд (геометрическую сумму) парциальных ускорений. Каждое парциальное ускорение является результатом действия одной из внешних сил. Применительно к анализу тормозного управления этот метод следовало бы назвать методом парциальных замедлений. Для измерения замедлений автомобиля (автопоезда) возможно использовать бортовой измерительный комплекс, разработанный в ХНАДУ [2].

Цель и постановка задач. Целью исследования является повышение безопасности движения автомобилей и надежности движения автомобилей, а также надежности транспортного процесса за счет применения метода парциальных ускорений при диагностике технического состояния тормозного управления.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить уравнение парциальных ускорений (замедлений) процесса торможения автомобиля (автопоезда);
- разработать метод оценки надежности тормозного управления автомобилей и автопоездов на основе измерения замедления при торможении.

Уравнение парциальных ускорений (замедлений) автомобильного поезда при торможении. На автомобилях и автомобильных поездах, в соответствии с действующим законодательством [4], все колеса должны быть тормозными. Рассмотрим схему сил, действующих на автомобильный поезд при торможении (рис.1).

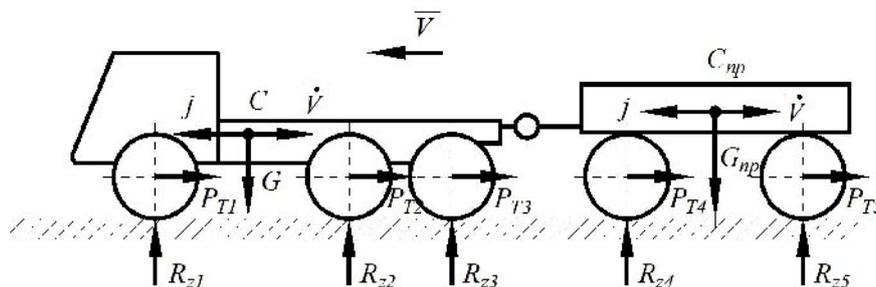


Рис. 1. Схема сил, действующих на автомобильный поезд при торможении

Уравнение динамики торможения автомобильного поезда

$$m_{ан} \cdot \dot{V} = P_{T1} + P_{T2} + P_{T3} + P_{T4} + P_{T5} = \sum_{i=1}^n P_{Ti} = P_T, \quad (5)$$

где $m_{ан}$ – масса автомобильного поезда,

$$m_{ан} = \frac{1}{g (G + G_{пр})}, \quad (6)$$

g – ускорение свободного падения $g=9,81 \text{ м/с}^2$; $G, G_{пр}$ – сила тяжести автомобиля и прицепа, соответственно; $P_{T1}, P_{T2}, P_{T3}, P_{T4}, P_{T5}$ – суммарные тормозные силы на осях; n – число тормозных осей автопоезда; P_T – общая тормозная сила автопоезда.

Для получения уравнения парциальных ускорений разделим левую и правую части уравнения (5) на массу $m_{ан}$ автомобильного поезда [2].

$$\dot{V} = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 + \dot{V}_3 + \dot{V}_4 + \dot{V}_5 = \sum_{i=1}^n \dot{V}_i, \quad (7)$$

где $\dot{V}_1; \dot{V}_2; \dot{V}_3; \dot{V}_4; \dot{V}_5$ – парциальные ускорения, создаваемые тормозными силами на осях,

$$\dot{V}_1 = \frac{P_{T1}}{m_{an}}, \quad (8)$$

$$\dot{V}_2 = \frac{P_{T2}}{m_{an}}, \quad (9)$$

$$\dot{V}_3 = \frac{P_{T3}}{m_{an}}, \quad (10)$$

$$\dot{V}_4 = \frac{P_{T4}}{m_{an}}, \quad (11)$$

$$\dot{V}_5 = \frac{P_{T5}}{m_{an}}, \quad (12)$$

$$\dot{V}_i = \frac{P_{Ti}}{m_{an}}. \quad (13)$$

Уравнения (5) и (7) в общем виде могут быть использованы для одиночных автомобилей и автопоездов с любым количеством тормозных осей. Поскольку тормозные силы являются силами сопротивления движению, то их направление противоположно направлению вектора скорости \bar{V} . Поэтому общее ускорение \bar{V}_i , создаваемые тормозными силами на осях, являются отрицательными величинами. Ускорения, возникающие при торможении, при анализе берутся по абсолютной величине, которая получила название замедления. Замедление j автомобильного поезда с n -ым количеством тормозных осей

$$j = \frac{1}{m_{an}} \sum_{i=1}^n |P_{Ti}| = \sum_{i=1}^n j_i^{\text{парц}}, \quad (14)$$

где $j_i^{\text{парц}}$ – парциальное замедление, создаваемое тормозной силой на i -ой оси,

$$j_i^{\text{парц}} = \frac{|P_{Ti}|}{m_{an}}. \quad (15)$$

Уравнение (14) является уравнением парциальных замедлений автомобилей и автопоездов при торможении.

Метод оценки надежности тормозного управления с помощью парциальных замедлений автомобильного поезда. Надежность тормозного управления автомобилей и автопоездов оказывает существенное влияние на безопасность движения и надежность транспортного процесса.

При использовании аппарата булевой алгебры для построения модели надежности тормозного управления автомобилей и автопоездов будем считать, что тормоза i -ой оси могут находиться лишь в двух возможных состояниях – полной работоспособности и полного отказа; всякая возможность частичного функционирования тормозов исключается. Тормозное управление состоит из n элементов (блоков), каждый из которых представляет собой тормозную силу P_{Ti} (парциальное замедление $j_i^{\text{парц}}$).

Графически подобную систему можно представить как систему с параллельным соединением i -ых элементов (рис. 2) [1].

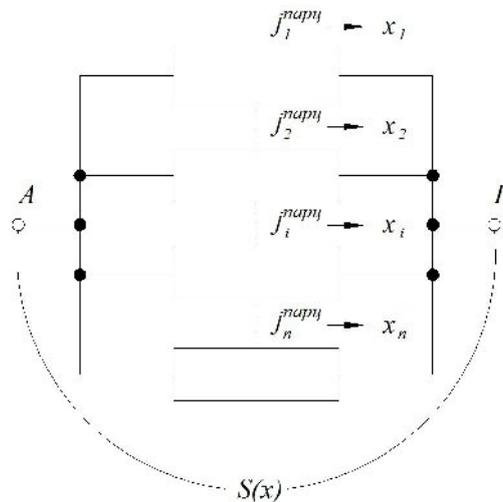


Рис. 2. Параллельное по работоспособности соединение элементов

В качестве вычислительной операции над булевыми переменными $x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n$ при параллельном соединении элементов применяют булево сложение (дизъюнкцию) $V_{i=1}^n x_i$.

Если обе возможные реализации каждой булевой переменной ограничиваются лишь числами 0 и 1, то булево сложение можно заменить эквивалентной алгебраической операцией сложения [1].

$$V_{i=1}^n x_i = 1 - \prod_{i=1}^n [(1 - x_i)] = \max(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (16)$$

Работоспособность или отказ элементов тормозного управления целесообразно определять при дорожных испытаниях с использованием бортового регистрационного комплекса конструкции ХНАДУ [2]. Этот комплекс включает в себя компьютер и несколько трехкоординатных датчиков ускорений (минимум два). При торможении автомобиля и автопоезда со всеми работоспособными элементами реализуется номинальное (соответствующее техническим условиям на машину) замедление.

Выражение (5) можно преобразовать к виду

$$m_{ан} \dot{V} = \beta_1 P_T + \beta_2 P_T + \beta_3 P_T + \beta_4 P_T + \beta_5 P_T = P_T \sum_{i=1}^n \beta_i, \quad (17)$$

где $\beta_1; \beta_2; \beta_3; \beta_4; \beta_5$ – доля общей тормозной силы автопоезда, приходящаяся на соответствующую тормозную ось.

Уравнение парциальных замедлений

$$j = \frac{|P_T| \beta_1}{m_{ан}} + \frac{|P_T| \beta_2}{m_{ан}} + \dots + \frac{|P_T| \beta_i}{m_{ан}} + \dots + \frac{|P_T| \beta_n}{m_{ан}}. \quad (18)$$

При отказе тормозов одной из осей (или нескольких осей) замедление автомобильного поезда j будет отличаться от номинального $j_{ном}$ на величину Δj .

$$\Delta j = j_{ном} - \frac{|P_T|}{m_a} \sum_{k=1}^L \beta_k = j_{ном} - \sum_{k=1}^L j_k^{парц}, \quad (19)$$

где L – число отказавших элементов (осей с отказавшими тормозами).

Если предварительно в начале эксплуатации определить парциальные ускорения, создаваемые тормозными механизмами каждой из осей, находящихся в работоспособном состоянии, то по величине Δj можно определить отказавший элемент (ось или несколько осей автомобиля, на которых отказали тормозные механизмы).

Применение аппарата булевой алгебры позволит оценить вероятность отказа тормозного управления при наличии как работоспособных, так и отказавших элементов.

Выводы. В результате проведенного исследования с использованной булевой модели надежности и метода парциальных ускорений (замедлений) предложен метод оценки технического состояния и надежности тормозного управления автомобилей и автомобильных поездов.

Литература: 1. Райшике К. Модели надежности и чувствительности систем / К. Райшике. Пер. с нем. Б.А. Козлова. – М.: Мир, 1979. – 452 с. 2. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин/ Артемов Н.П., Лебедев А.Т., Подригало М.А., Полянский А.С., Клец Д.М., Коробка А.И., Задорожня В.В. Под ред. М.А. Подригало – Харьков: изд-во «Міськдрук», 2012. – 220с. 3. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики/ С.М. Тарг.- М.: Наука, 1968. – 480с. 4. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N і О стосовно гальмування (Чинний від 2002-07-24-К.: Держспоживстандарт України, 2002. – 180с.- (Національний стандарт України).

Bibliography (transliterated): 1. Rajnshke K. Modeli nadezhnosti i chuvstvitel'nosti sistem / K. Rajnshke. Per. s nem. B.A. Kozlova. – M.: Mir, 1979.-452s. 2. Metod parcial'nyh uskorenij i ego prilozhenija v dinamike mobil'nyh mashin/ Artemov N.P., Lebedev A.T., Podrigalo M.A., Poljanskij A.S., Klec D.M., Korobka A.I., Zadorozhnjaja V.V. Pod red. M.A. Podrigalo – Har'kov: izd-vo «Mis'kdruk», 2012. – 220s. 3. Targ S.M. Kratkij kurs teoreticheskoj mehaniki/ S.M. Targ.- M.: Nauka, 1968.-480s. 4. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N і О стосовно гальмування (Чинний від 2002-07-24-К.: Держспоживстандарт України, 2002. – 180с.- (Nacional'nij standart Ukraїni).

Плетньов В.М.

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ ДЛЯ ОЦІНКИ НАДІЙНОСТІ ГАЛЬМІВНОГО КЕРУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ

Запропонований метод оцінки надійності гальмівного керування автомобільних поїздів на основі методу парціальних прискорень. Отримані результати можуть бути використані на автомобілебудівних підприємствах при проектуванні нових та модернізації автомобілів, що знаходяться в експлуатації.

Плетнев В.Н.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Предложен метод оценки надежности тормозного управления автомобильных поездов на основе метода парциальных ускорений. Полученные результаты могут быть использованы на автомобилестроительных предприятиях при проектировании новых и модернизации находящихся в эксплуатации автомобилей.

Pletnyov V.

APPLICATION OF PARTIAL ACCELERATIONS METHOD FOR CARS BRAKE MANAGEMENT RELIABILITY ESTIMATION

The method of estimation of motor-car trains brake management reliability on the basis of method of partial accelerations is offered. The got results can be drawn on motor industry enterprises at planning of new and modernization of being in exploitation cars.

Подригало М. А., д-р техн. наук; Артьомов М. П., канд. техн. наук.;
Клець Д. М., канд. техн. наук; Коробко А. І.

ВИЗНАЧЕННЯ НЕОБХІДНОЇ КІЛЬКОСТІ АКСЕЛЕРОМЕТРІВ І МІСЦЯ ЇХ УСТАНОВКИ ПРИ ДИНАМІЧНИХ ВИПРОБУВАННЯХ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Постановка проблеми. З кожним роком в світі збільшується виробництво автомобілів, тракторів і іншої мобільної техніки, підвищується їх технічний рівень. Це супроводжується посиленням вимог до безпеки руху і якості виробів. Для забезпечення цих вимог необхідні досконалі методи контролю кінематичних і динамічних параметрів в процесі сертифікаційних випробувань і подальшої експлуатації.

У даний час одержали розвиток методи оцінки динаміки автомобілів на основі використання датчиків інерції або акселерометрів. Проте для отримання повної і достовірної інформації необхідне обґрунтування необхідного мінімального числа вимірювальних осей акселерометрів і раціональних точок їх установки. В цій статті визначений взаємозв'язок між числом ступенів рухливості об'єкту дослідження і кількістю акселерометрів. Визначені місця раціональної установки вказаних датчиків.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Дослідження використання акселерометрів при проведенні динамічних випробувань автомобілів набуло широкого поширення останніми роками [1, 2, 3]. Використання акселерометрів при випробуваннях автомобілів в даний час узаконено міжнародними [4] і національними стандартами низки країн [5, 6]. На сьогоднішній день актуальним є питання створення мобільних реєстраційно-вимірювальних комплексів на основі лінійних низькочастотних акселерометрів які призначені для оцінки параметрів руху автомобілів при кваліметричних випробуваннях.

Одним з найвідоміших приладів для дорожніх випробувань автомобілів, що виконані на основі акселерометрів, є прилад «Ефект-02». Цей прилад застосовується при перевірці гальмівних систем вантажних і легкових автомобілів, автобусів і автопоїздів, при проведенні автотехнічної експертизи транспортних засобів і в інших випадках, що вимагають оперативного контролю стану гальмівної системи. Цей прилад, як і аналогічний SPRINT SG2 використовує тільки одну вимірювальну вісь акселерометра.

При прямолінійному поступальному русі одна вимірювальна вісь достатня для отримання достовірної інформації про динаміку об'єкту дослідження. При плоскопаралельному русі використання однієї вимірювальної осі недостатнє. В роботі [1] для плоскопаралельного руху мобільних машин запропоновано використовувати два трикомпонентних акселерометри (кожен з яких має три взаємно перпендикулярних вимірювальних вісі). Проте у відомій літературі [1] відсутні рекомендації по раціональному вибору числа і місця установки акселерометрів залежно від задач, поставлених перед випробувачами.

Якщо кількість вимірювальних осей менше мінімально-необхідного, то результати випробувань малоінформативні, а випробовуваний об'єкт володіє недостатньою спостережністю. Якщо ж число вимірювальних осей більше мінімально-необхідного то деякі вимірювальні вісі дублюють одна одну. В цьому випадку можна підвищити точність вимірювання прискорень, використовуючи метод паралельних спостережень [7].

Мета і постановка задач дослідження. Метою дослідження є підвищення точності визначення параметрів руху мобільних машин при динамічних випробуваннях.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- визначити взаємозв'язок між числом ступенів рухливості об'єкту і мінімально-необхідним числом вимірювальних осей;
- визначити раціональну кількість лінійних низькочастотних акселерометрів і місць їх установки при різних фізичних моделях, представлення мобільної машини і в процесі випробувань.

Визначення мінімально-необхідного числа вимірювальних осей. Для отримання достовірної (повної) інформації про рухомий об'єкт необхідно, щоб кожній степені свободи вказаного об'єкту відповідала певна вимірювальна вісь.

Мінімально-необхідна кількість вимірювальних осей може бути визначена як

$$N = H, \quad (1)$$

де H – кількість ступенів рухливості об'єкту (визначається як кількість ступенів свободи щодо нерухомої ланки – стійки [8]).

При використанні багатокomпонентних акселерометрів з декількома вимірювальними осями кількість датчиків можна визначити таким чином

$$K_D = \frac{H}{n}, \quad (2)$$

де n – число осей чутливості в одному датчику.

Розглянемо рух матеріальної точки A в тривимірному просторі (рис. 1.).

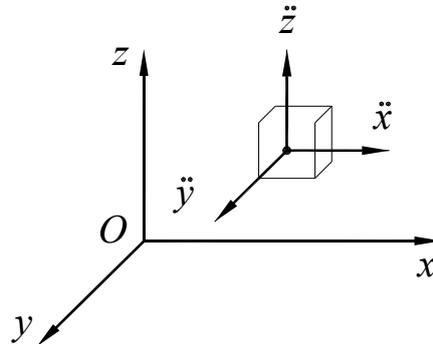


Рис. 1. Рух матеріальної точки в тривимірному просторі

Матеріальна точка має в тривимірному просторі три степені свободи. Для вимірювання параметрів її руху достатньо в точку A помістити один трикомпонентний акселерометр (з трьома взаємоперпендикулярними осями чутливості).

Матеріальне тіло в тривимірному просторі має шість ступенів свободи (рис. 2). При установці трикомпонентних акселерометрів їх необхідно два.

Для визначення параметрів руху тіла в трьох площинах розглянемо проєкції матеріального тіла на площини XOY , XOZ , ZOY (рис. 3).

Кутові швидкості обертання тіла щодо осей OX , OY , OZ можуть бути визначені залежно від величини лінійних прискорень таким чином (рис. 3):

$$\dot{\omega}_{XOY} = \dot{\omega}_Z = \frac{\ddot{Y}_A - \ddot{Y}_B}{|X_A - X_B|} = \frac{\ddot{X}_A - \ddot{X}_B}{|Y_A - Y_B|}, \quad (3)$$

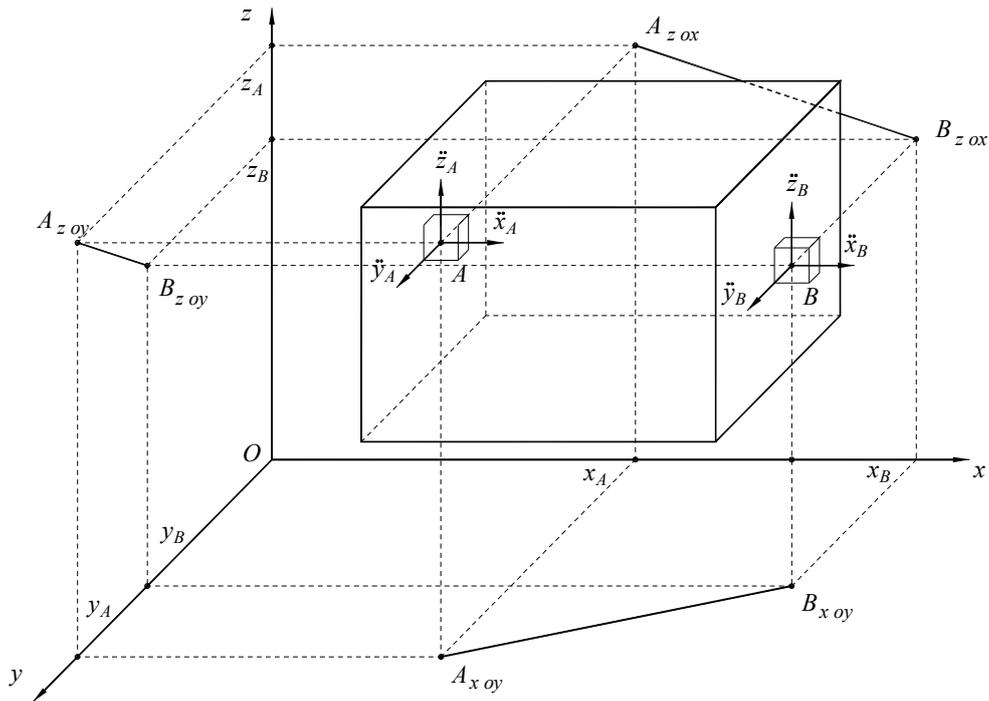


Рис.2. Рух матеріального тіла в тривимірному просторі: точки A і B – місця установки акселерометрів

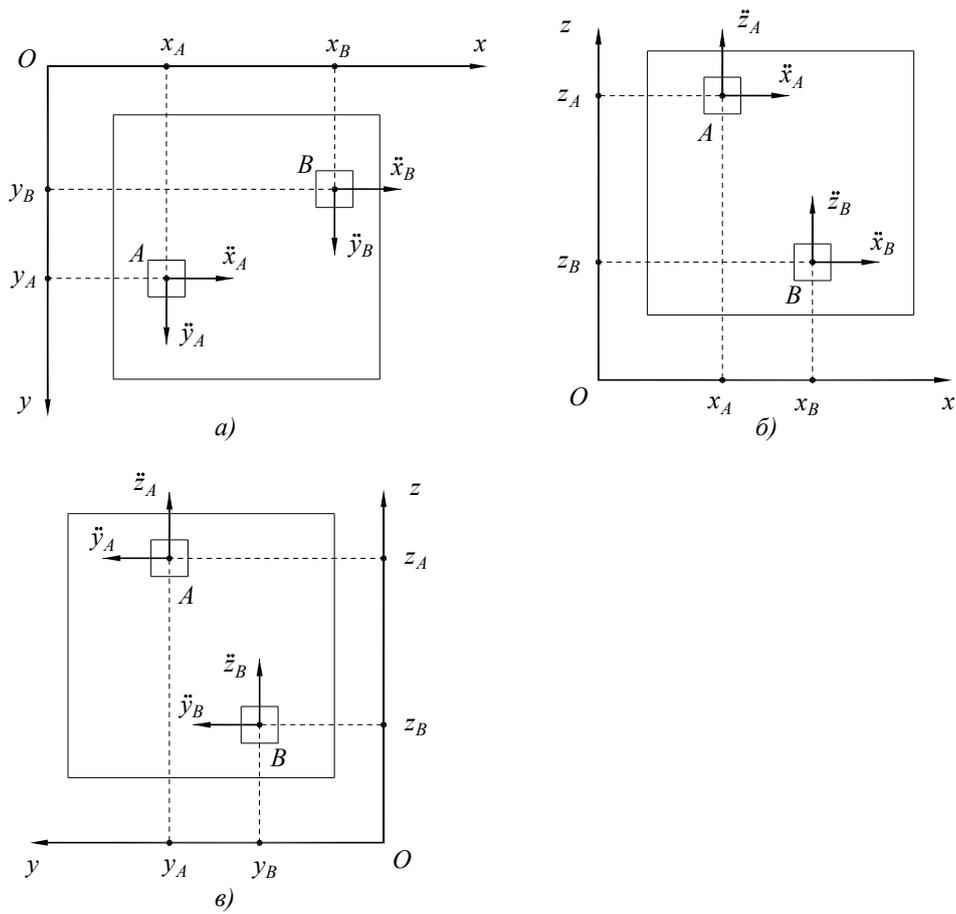


Рис.3. Рух матеріального тіла в площинах тривимірного простору: a – в площині XOY ; b – в площині XOZ ; v – в площині ZOY

$$\dot{\omega}_{XOZ} = \dot{\omega}_Y = \frac{\ddot{Z}_A - \ddot{Z}_B}{|X_A - X_B|} = \frac{\ddot{X}_A - \ddot{X}_B}{|Z_A - Z_B|}, \quad (4)$$

$$\dot{\omega}_{ZOY} = \dot{\omega}_X = \frac{\ddot{Y}_A - \ddot{Y}_B}{|Z_A - Z_B|} = \frac{\ddot{Z}_A - \ddot{Z}_B}{|Y_A - Y_B|}. \quad (5)$$

Знаючи параметри $\ddot{X}_A, \ddot{Y}_A, \ddot{Z}_A, \ddot{X}_B, \ddot{Y}_B, \ddot{Z}_B, \omega_X, \omega_Y, \omega_Z$ можна визначити параметри руху будь-якої точки матеріального тіла. Для цього в кожній з площин необхідно скласти рівняння плоскопаралельного руху.

Очевидно, що при русі матеріального тіла в двовірному просторі воно матиме три степені свободи. В цьому випадку для вимірювання параметрів руху достатньо трьох однокомпонентних акселерометрів (рис. 4 а), або одного двокомпонентного і одного однокомпонентного акселерометрів (рис. 4 б).

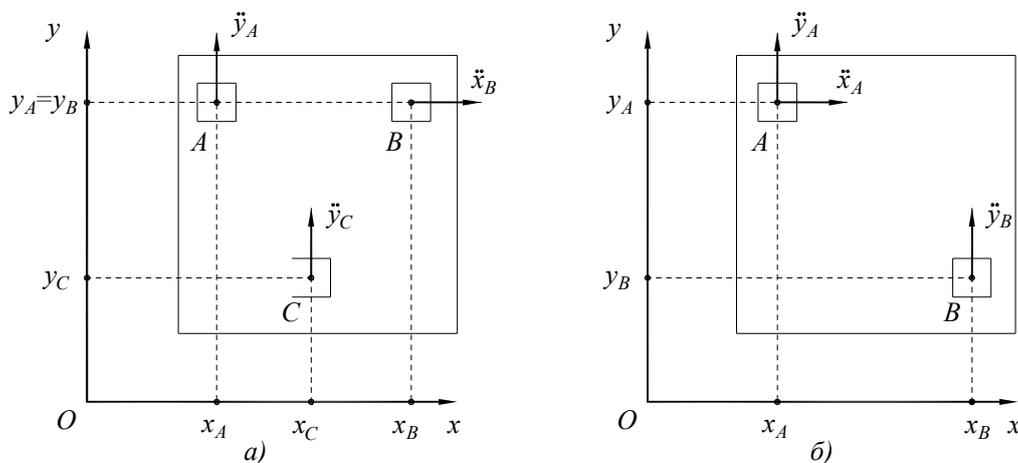


Рис. 4. Рух матеріального тіла в двовірному просторі:

а – установка трьох однокомпонентних акселерометрів;

б – установка одного двокомпонентного і одного однокомпонентного акселерометрів

Кутове прискорення обертання тіла в площині XOY

$$\dot{\omega}_{XOY} = \dot{\omega}_Z = \frac{\ddot{Y}_A - \ddot{Y}_C}{|X_A - X_C|}; \quad \text{– по схемі на рис. 4 а} \quad (6)$$

$$\dot{\omega}_{XOY} = \dot{\omega}_Z = \frac{\ddot{Y}_A - \ddot{Y}_B}{|X_A - X_B|}; \quad \text{– по схемі на рис. 4 б.} \quad (7)$$

Знаючи параметри $\ddot{Y}_A, \ddot{Y}_C, \ddot{X}_B, \dot{\omega}_Z$, (рис. 4 а) і параметри $\ddot{Y}_B, \ddot{Y}_B, \ddot{X}_A, \dot{\omega}_Z$ (схема 4 б) можна скласти рівняння плоскопаралельного руху і визначити кінематичні параметри будь-якої точки матеріального тіла.

Визначення раціональної кількості лінійних низькочастотних акселерометрів і місць їх установки при випробуваннях мобільних машин. Визначення кількості ступенів рухливості просторового механізму, яким є мобільна машина, здійснюється за допомогою структурної формули Сомова-Малишева [8]

$$H = 6n_1 - 5p_V - 4p_{IV} - 3p_{III} - 2p_{II} - p_I \quad (8)$$

де n_1 – число рухомих ланок механізму щодо нерухокої ланки-стійки;

$P_V, P_{IV}, P_{III}, P_{II}, P_I$ – число кінематичних пар I-го, II-го, III-го, IV-го, і V-го класів (клас кінематичної пари визначається числом зв'язків або обмежень, що накладаються на відносне переміщення ланок пари [8]).

Подальші дослідження проведемо на прикладі автомобіля. На рис. 5 наведена кінематична схема автомобіля, представленого як просторовий механізм. При проведенні аналізу механізму приймемо наступні допущення:

- пружна підвіска автомобіля відсутня;
- колеса автомобіля абсолютно жорсткі, як в радіальному, так і в бічному напрямі;
- в плямах контакту коліс з дорогою відсутнє ковзання, як бічне, так і подовжнє.

Прийняття цих допущень дозволяє вважати усі зв'язки, що накладаються на ланки автомобіля, утримуючими і голономними, а автомобіль – голономною механічною системою.

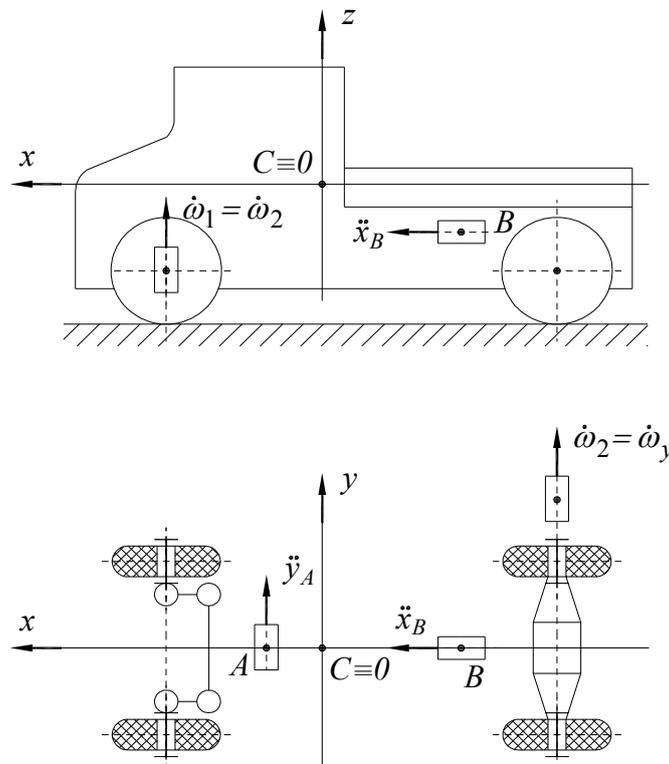


Рис.5. Кінематична схема автомобіля, представлена в двох площинах за відсутності ковзання в плямах контакту коліс з дорогою і схема установки датчиків

За наявності великої кількості кінематичних пар у просторових механізмах викликає труднощі визначення числа ступенів рухливості. Труднощі викликає визначення пасивних зв'язків і їх відкидання [8]. Тому визначення сумарного числа активних зв'язків, що накладаються на ланки автомобіля визначаємо через число ступенів рухливості [8].

$$K = 6n_1 - H \quad (9)$$

Очевидно, що при прийнятих допущеннях автомобіль має дві степені рухливості які визначаються числом незалежних рухів, створюваних двома вхідними ланками. Цими ланками є ведучі і керуючі колеса автомобіля. Рухом ведучого колеса є обертання навкруги своєї осі, а рухом керуючого колеса обертання навкруги осі шворня (рис. 5). Таким чином, щоб визначити всі параметри руху автомобіля в площині дороги XOY достатньо встановити два однокомпонентних акселерометра для вимірювання ку-

тових прискорень (як показано на рис. 5). Рух двох задніх коліс взаємозв'язаний між собою. При прийнятих допущеннях рух двох передніх коліс також взаємозв'язаний. Оскільки відведення і ковзання коліс відсутні, то два однокомпонентних акселерометра для вимірювання кутового прискорення, встановлених на колесах, можна замінити двома лінійними низькочастотними акселерометрами, встановленими в кузові автомобіля (рис. 5).

Відповідно до співвідношення (9), на ланки автомобіля накладено 46 зв'язків (при $n_1=8$ – див. рис. 5).

При появі ковзання в плямах контакту коліс з дорогою додаються ще три ступені рухливості в тяговому режимі і п'ять ступенів рухливості в гальмівному режимі. В цьому випадку схема установки лінійних низькочастотних акселерометрів представлена на рис. 6.

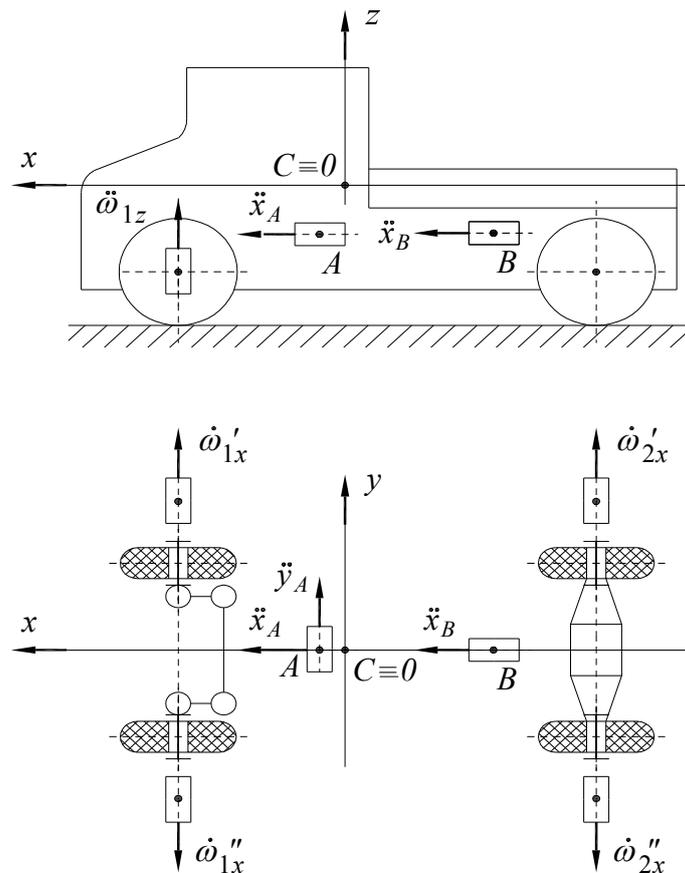


Рис.6. Кінематична схема автомобіля, представлена в двох площинах при ковзанні коліс в плямах контакту і схема установки датчиків

У тяговому режимі ковзання в плямах контакту ведених керуючих коліс відсутнє. В гальмівному режимі додаються дві ступені рухливості керуючих гальмівних коліс. У зв'язку з цим для гальмівного режиму руху автомобіля на схемі додано два датчики кутових прискорень передніх коліс, що визначають $\dot{\omega}'_{1x}$; $\dot{\omega}''_{1x}$.

Якщо враховувати податливість підвіски і шин, то число ступенів рухливості автомобіля збільшується і, отже, збільшується необхідне число вимірювальних осей акселерометрів.

Співвідношення між дійсним числом вимірювальних осей акселерометрів і числом ступенів рухливості механічної системи (в нашому випадку автомобіля) характеризує спостережність місця і можливість повного управління ним. Спостереження кінематичних параметрів по всіх координатах, що характеризують можливі переміщення, ро-

блять об'єкт повністю спостережуваним. При використанні акселерометрів як датчиків для системи управління рухом автомобіля це дозволяє зробити об'єкт повністю керованим.

Об'єкт називається повністю керованим, якщо існує така управляюча дія $U(t)$, визначена на кінцевому інтервалі часу, яка переводить його з будь-якого початкового стану $\bar{X}(t_0)$ в будь-який заданий кінцевий стан. Очевидно, щоб здійснити такий переклад, управляюча дія повинна прямо або побічно впливати на всі змінні стани [9]. Кінематичні параметри, виміряні по всіх напрямках можливих переміщень, є базою для визначення матриці стану об'єкту, досліджуваної для управління автомобілем. Керований об'єкт є повністю спостережуваним, якщо всі змінні стани входять у вираз для керованої величини. Для того, щоб об'єкт був повністю спостережуваним необхідно, щоб всі вимірювальні вісі встановлених на них акселерометрів відповідали всім можливим незалежним переміщенням, тобто степеням рухливості автомобіля.

Таким чином, для оцінки рівня спостережності автомобіля можна запропонувати показник – коефіцієнт спостережності рівний відношенню сумарного числа недубльованих вимірювальних осей N_1 акселерометрів, встановлених на об'єкті, до числа його ступенів рухливості H

$$K_H = \frac{N_1}{H}. \quad (10)$$

При $K_H < 1$ об'єкт не є повністю спостережуваним, а при $K_H = 1$ – повністю спостережуваним.

Для обліку можливого дублювання вимірювальних осей акселерометрів пропонується досліджувати коефіцієнт дублювання

$$K_{\text{Дубл}} = \frac{N_1 + \sum_{i=1}^H N_{\text{Дубл}}}{H} = \frac{N_1}{H} \left(1 + \frac{\sum_{i=1}^H N_{\text{Дубл}}}{N_1} \right), \quad (11)$$

де $N_{\text{Дубл}}$ – число дубльованих вимірювальних осей акселерометрів у напрямі i -го незалежного переміщення.

Враховуючи співвідношення (10), а також, вводячи коефіцієнт дублювання вимірювальних осей акселерометрів по i – му незалежному переміщенню

$$K_{\text{Дубл}} = \frac{N_{\text{Дубл}}}{N_1} \quad (12)$$

перетворимо вираз (11) до вигляду

$$K_{\text{Дубл}} = K_H \left(1 + \sum_{i=1}^H K_{\text{Дубл}} \right). \quad (13)$$

При $K_{\text{Дубл}} > 1$ з'являється можливість підвищення точності вимірювань по всіх або частині напрямів незалежних переміщень за рахунок використання методу паралельних спостережень [7].

Рішенню задачі підвіски і шин, що враховує пружність, можуть бути присвячені подальші дослідження.

Висновки. На основі визначення взаємозв'язку між числом ступенів рухливості автомобіля і необхідним числом вимірювальних осей запропонована методика вибору числа і місця установки акселерометрів при різних динамічних випробуваннях. Для оцінки рівня спостережності об'єкту нагляду і точності проведення вимірювань запропоновані коефіцієнт спостережності, рівний відношенню числа не дубльованих осей встановлених акселерометрів до числа ступенів рухливості об'єкту і коефіцієнт дублювання, що дозволяє оцінити можливість підвищення точності вимірювань.

Література: 1. *Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин* / [Н. П. Артемов, А. Т. Лебедев и др.]; под ред. М. А. Подригало. – Х. : Изд-во «Міськдрук», 2012. – 220 с. 2. *Сысоева С. Автомобильные акселерометры* / С. Сысоева // *Компоненты и технологии*. – 2005. – № 8. – С. 12-18. 3. *BOSH. Автомобильный справочник. Перевод с англ. Первое русское издание*. – М. : За рулем, 2000. – 896 с. 4. *Соглашение о введении глобальных технических правил для колесных транспортных средств, предметов оборудования и частей, которые могут быть установлены и/или использованы на колесных транспортных средствах: Глобальные механические правила № 8 ECE/TRANS/180/Add 8*. – 31 July 2008 – [Введены в Глобальный реестр 26.06.08] Организация Объединенных наций. – 116 с. 5. *Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость Технические требования. Методы испытаний : ГОСТ Р 52302-2004*. – [Введен в действие 2004-30-12]. – М. : Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2004. – 56 с. – (Национальный стандарт РФ). 6. *Акселерометры низкочастотные линейные. Термины и определения: ГОСТ 18955-73*. – [Введен в действие 1973-29-06]. – М. : Издательство стандартов, 1973. – 11с. – (Межгосударственный стандарт). 7. *Подригало М. Застосування методу паралельних спостережень при випробуваннях автомобілів* / [М. Подригало, О. Полянський, Д. Клец, А. Коробко, А. Мостова] // *Вісник Тернопільського національного технічного університету. Науковий журнал*. – 2011. – Том 16. – №1. – С. 57-62. 8. *Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин* / И. И. Артоболевский. – М.: Наука, 1975. – 640 с. 9. *Бесекиерский В. А. Теория систем автоматического управления* / В. А. Бесекиерский, Е. П. Попов. – СПб. : Профессия. – 2004. – 725 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Metod parcial'nyh uskorenij i ego prilozhenija v dinamike mobil'nyh mashin* / [N. P. Artemov, A. T. Lebedev i dr.]; pod red. M. A. Podrigalo. – H. : Izd-vo «Mis'kdruk», 2012. – 220 s. 2. *Sysoeva S. Avtomobil'nye akselerometry* / S. Sysoeva // *Komponenty i tehnologii*. – 2005. – № 8. – S. 12-18. 3. *BOSH. Avtomobil'nyj spravocchnik. Perevod s angl. Pervoe russkoe izdanie*. – M. : Za rulem, 2000. – 896 s. 4. *Soglashenie o vvedenii global'nyh tehniceskikh pravil dlja kolesnyh transportnyh sredstv, predmetov oborudovanija i chastej, kotorye mogut byt' ustanovleny i/ili ispol'zovany na kolesnyh transportnyh sredstvah: Global'nye mehanicheskie pravila № 8 ESE/TRANS/180/Add 8*. – 31 July 2008 – [Vvedeny v Global'nyj reestr 26.06.08] Organizacija Ob#edinennyh nacij. – 116 s. 5. *Avtotransportnyje sredstva. Upravljaemost' i ustojchivost' Tehniceskie trebovanija. Metody ispytaniij : GOST R 52302-2004*. – [Vveden v dejstvije 2004-30-12]. – M. : Federal'noe agentstvo po teh-nicheskomu regulirovaniju i metrologii, 2004. – 56 s. – (Nacional'nyj standart RF). 6. *Akselerometry nizkochastotnye linejnye. Terminy i opredelenija: GOST 18955-73*. – [Vveden v dejstvije 1973-29-06]. – M. : Izdatel'stvo standartov, 1973. – 11s. – (Mezhgosudarstvennyj standart). 7. *Podrigalo M. Zastosuvannja metodu paralel'nih sposterezhen' pri viprobuvannjah avtomobiliv* / [M. Podrigalo, O. Poljans'kij, D. Klec, A. Korobko, A. Mostova] // *Visnik Ter-nopil's'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu. Naukovij zhurnal*. – 2011. – Tom 16. – №1. – S. 57-62. 8. *Artobolevskij I. I. Teorija mehanizmov i mashin* / I. I. Artobolevskij. – M.: Nauka, 1975. – 640 s. 9. *Besekerskij V. A. Teorija sistem avtomaticheskogo upravljenija* / V. A. Besekerskij, E. P. Popov. – SPb. : Professija. – 2004. – 725 s.

Подригало М. А., Артёмов М. П., Клец Д. М., Коробко А. И.

ВИЗНАЧЕННЯ НЕОБХІДНОЇ КІЛЬКОСТІ АКСЕЛЕРОМЕТРІВ І МІСЦЯ ЇХ УСТАНОВКИ ПРИ ДИНАМІЧНИХ ВИПРОБУВАННЯХ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Запропоновано методику вибору кількості і місця установки акселерометрів і критерії оцінки точності вимірювань при динамічних випробуваннях автомобілів.

Подригало М.А., Артёмов Н.П., Клец Д.М., Коробко А.И.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОГО КОЛИЧЕСТВА АКСЕЛЕРОМЕТРОВ И МЕСТА ИХ УСТАНОВКИ ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Предложено методику выбора количества и места установки акселерометров, а также критерии оценки точности измерений при динамических испытаниях автомобилей.

Podrigalo M., Artemov M., Kletz D., Korobko A.

DETERMINATION REQUIRED AMOUNT ACCELEROMETERS AND THEIR INSTALLATION IN DYNAMIC TESTS VEHICL

Method of choice quantity and installation location of accelerometers are offered. Their criteria for assessing the accuracy of measurements in dynamic tests are offered.

УДК 629.3.017.2

Подригало М. А., д-р техн. наук; Клец Д. М., канд. техн. наук; Назарько О.А.

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ ПРОТИВ БОКОВОГО СКОЛЬЖЕНИЯ

Постановка проблемы. Боковое скольжение колес влечет за собой потерю автомобилем устойчивости и управляемости. Приложение к колесу крутящего или тормозного моментов приводит к увеличению касательной реакции в пятне контакта колеса с дорогой и, как следствие, – к снижению предельной по сцеплению боковой реакции дороги.

Традиционно для оценки соотношения между предельно допустимыми реакциями в плоскости контакта колеса с дорогой использовались круговые диаграммы или круги Камма. Однако развитие научных исследований показало, что использование круговой поляры трения не дает требуемых по точности результатов.

В настоящей статье с использованием известной ранее физической модели получена взаимосвязь между нормальной нагрузкой на шину, крутящим моментом на колесе и предельной по сцеплению боковой реакцией дороги.

Анализ последних достижений и публикаций. Исследованию взаимосвязи между предельными по сцеплению реакциями в плоскости дороги посвящены исследования [1-12]. В большинстве исследований для определения указанных реакций дороги использовалась так называемая «круговая диаграмма» или круг Кама [1, 2, 3]. В более поздних работах И. А. Бережного [4] предложена функция нагружения, устанавливающая взаимосвязь между направлением вектора суммарной реакции на колесо в плоскости дороги и направлением вектора линейной скорости колеса.

Наиболее подробно внутренняя и внешняя механика шины рассмотрена в работе [8]. В работе [7] предложен феноменологический подход для исследования качения деформируемого колеса. Сущность указанного подхода к любому явлению или предмету состоит в том, что предмет исследования представляется в виде некоего «черного ящика», поведение и свойства которого определяются его внешними характеристиками [7]. Задача исследования при помощи феноменологического подхода заключается в отыскании вида указанных характеристик, причем внутренние связи и структура «черного ящика» остаются вне рассмотрения [7]. Если группу переменных, входящих во внешние характеристики исследуемого объекта можно разделить на входные и выходные, то задача сводится к установлению связи между «выходом» и «входом» [7]. С использованием феноменологического подхода рядом авторов получены $\varphi - S$ диаграммы [5, 10]

(рис. 1). При використанні вказаних діаграм нами була побудована залежність бокового коефіцієнта φ_y сцеплення від продольного φ_x (рис. 2) [12].

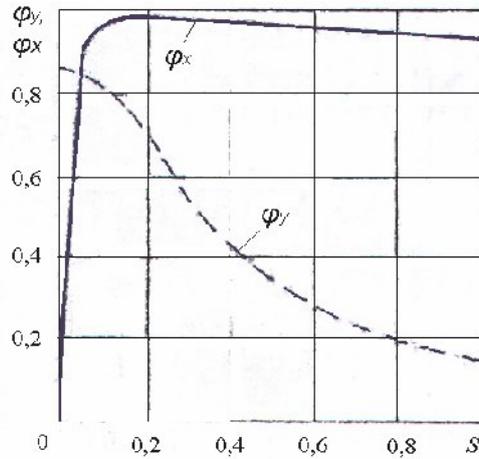


Рис.1. Залежність продольного φ_x і поперечного φ_y коефіцієнтів сцеплення від коефіцієнта скольжения S

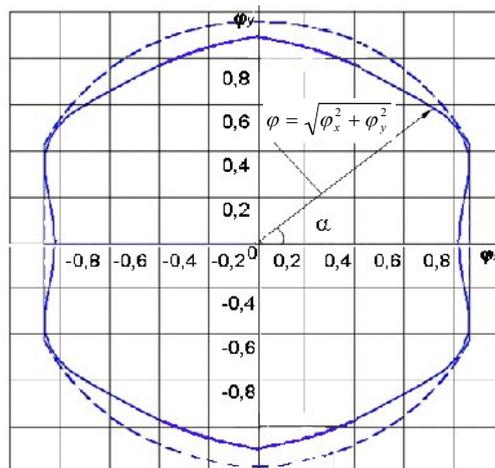


Рис.2. Залежність бокового коефіцієнта φ_y сцеплення від продольного φ_x

На основі фізичної і математичної моделей, пропонує в роботі [9], автори дослідження [11] отримали залежності бокового сцеплення φ_y колеса від коефіцієнта тертя в контакті його з дорогою, нагнучозних і жорстких характеристик шини. Однак в вказаній роботі [9] розглядалось нерухоме колесо автомобіля при відсутності дії крутячого моменту.

Цель и постановка задач исследования Целью исследования является определение бокового коэффициента сцепления ведущего колеса автомобиля с дорогой. Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить предельную по сцеплению боковую реакцию дороги на ведущее колесо;
- провести моделирование бокового коэффициента сцепления ведущего колеса с дорогой.

Определение предельной боковой реакции дороги. В работе [9] предложена схема нагружения неподвижного деформируемого колеса автомобиля статической нагрузкой (рис. 3). Получены выражения для определения нормальной (вертикальной) q_z и горизонтальной q_x составляющих погонной силы упругости q_β шины (рис.3)

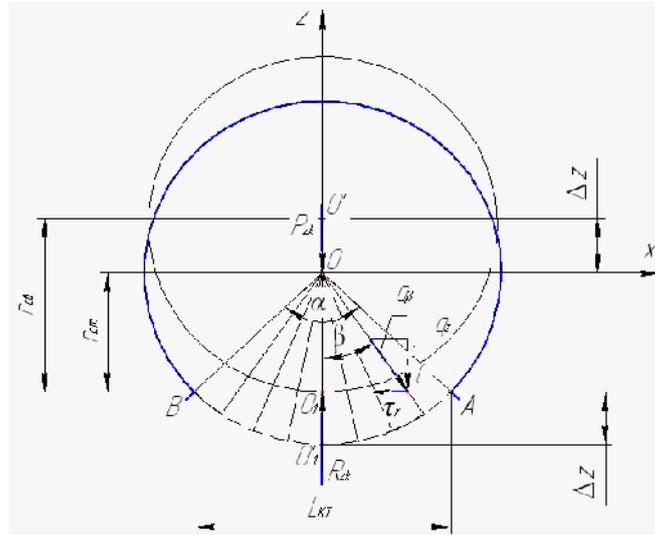


Рис. 3. Схема статического нагружения неподвижного колеса автомобиля в продольной плоскости [9, 11]

$$q_z = C_z \cdot \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \cdot \frac{\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}; \quad (1)$$

$$q_x = C_z \cdot \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \frac{\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}. \quad (2)$$

Очевидно, что

$$q_x = q_z \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (3)$$

Допуская, что на изменение характера взаимодействия колеса с дорогой влияет не угловая скорость колеса, а крутящий момент, определим предельную по сцеплению погонную боковую реакцию дороги

$$q_y = \sqrt{\mu^2 \cdot q_z^2 - (q_x + q_M)^2}, \quad (4)$$

где μ - коэффициент трения материала шины о дорожную поверхность; q_M - дополнительная погонная нагрузка в пятне контакта шины с дорогой, обусловленная дейст-

вием крутящего момента.

Крутящий момент, приложенный к колесу, можно представить в виде (рис.4)

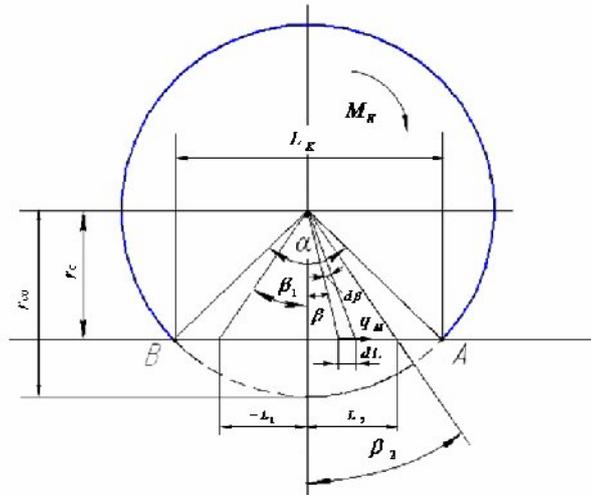


Рис.4. Расчетная схема для определения q_M

$$M_K = \int_{-L_1}^{+L_2} q_M \cdot r_\partial \cdot dL = \int_{-\beta_1}^{\beta_2} q_M \cdot r_\partial \cdot r \frac{d\beta}{\cos \beta}, \quad (5)$$

где r, β - линейная и угловая полярные координаты рассматриваемого элемента пятна контакта dL ; r_∂, r_{ce} - динамический и свободный радиусы колеса,

$$r_\partial = r_{ce} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}; \quad (6)$$

α - центральный угол соответствующий длине пятна контакта L_K ; $-L_1, +L_2$ - линейные координаты границ участка длины пятна контакта, на котором шина способна выдерживать боковую силу без бокового скольжения; $-\beta_1, \beta_2$ - угловые координаты границ участка длины пятна контакта, на котором шина способна выдерживать боковую силу без бокового скольжения.

Очевидно (рис.4), что

$$r = \frac{r_\partial}{\cos \beta} = r_{ce} \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta} \quad (7)$$

Выражение (5) с учетом (6) и (7) примет вид

$$M_K = r_{ce}^2 \cos^2 \frac{\alpha}{2} \int_{-\beta_1}^{\beta_2} \frac{q_M}{\cos^2 \beta} \cdot d\beta. \quad (8)$$

Предположим, что погонная нагрузка q_M в каждой точке пропорциональна нормальной погонной нагрузке q_z . В этом случае

$$q_M = \varphi_x \cdot q_z, \quad (9)$$

где φ_x - продольный (тангенциальный) коэффициент сцепления колеса с дорогой.

Подставляя выражения (9), (1) в (8), получим после преобразования

$$M_K = C_z \cdot \varphi_x r_{св}^2 \cos \frac{\alpha}{2} (1 - \cos \frac{\alpha}{2}) \frac{\beta_2 + \beta_1 - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \beta_2}{1 - \sin \beta_2} \cdot \frac{1 + \sin \beta_1}{1 - \sin \beta_1} \right|}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}. \quad (10)$$

Откуда определим

$$\varphi_x = \frac{M_K}{C_z \cdot r_{св}^2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}{1 - \cos \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{1}{\beta_2 + \beta_1 - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \beta_2}{1 - \sin \beta_2} \cdot \frac{1 + \sin \beta_1}{1 - \sin \beta_1} \right|}. \quad (11)$$

В работах [9, 11] определено, что в пределах пятна контакта неподвижного колеса с дорогой существует зона $\left(\left| \beta \right| < \left| \frac{\alpha_0}{2} \right| \right)$, в которой отсутствует продольное скольжение колеса. Граница этой зоны

$$\frac{\alpha_0}{2} = \text{arctg} \mu. \quad (12)$$

При $\alpha_0 < \alpha$ пределы интегрирования в уравнении (8) нужно принимать равными

$$-\beta_1 = -\text{arctg} \mu; \quad (13)$$

$$\beta_2 = \text{arctg} \mu. \quad (14)$$

В этом случае выражение (11) примет вид

$$\varphi_x = \frac{M_K}{C_z \cdot r_{св}^2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} (1 - \cos \frac{\alpha}{2})} \cdot \frac{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}{2 \text{arctg} \mu - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{\sqrt{1 + \mu^2} + \mu}{\sqrt{1 + \mu^2} - \mu} \right|}. \quad (15)$$

При $\alpha_0 \geq \alpha$ величины $\beta_1 = -\frac{\alpha}{2}$ и $\beta_2 = \frac{\alpha}{2}$

$$\varphi_x = \frac{M_K}{C_z \cdot r_{св}^2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} (1 - \cos \frac{\alpha}{2})}. \quad (16)$$

Выражение (4) с учетом (3) и (9) примет вид

$$q_y = q_z \sqrt{\mu^2 - (\operatorname{tg} \beta + \varphi_x)^2} \quad (17)$$

Шина способна выдерживать боковую силу в точках, для которых подкоренное выражение в правой части (17) будет отлично от нуля. Это возможно в случае

$$\operatorname{tg} \beta < \mu - \varphi_x. \quad (18)$$

Угловые координаты

$$-\beta_3 = -\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x); \quad (19)$$

$$\beta_4 = \operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x) \quad (20)$$

ограничивают участок длины контакта ведущего колеса с дорогой, на котором шина способна выдерживать боковую силу без бокового скольжения.

Таким образом, предельную боковую силу, которую способно выдержать колесо без бокового скольжения можно определить по следующей зависимости

$$P_{\text{ук max}} = R_{\text{зк}} \cdot \varphi_y = \int_{-\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x)}^{\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x)} q_y \cdot r \frac{d\beta}{\cos \beta}. \quad (21)$$

Подставляя выражения (1), (7), (17) в уравнение (21), получим

$$P_{\text{ук max}} = R_{\text{зк}} \cdot \varphi_y = \frac{C_z \cdot r_{\text{св}} \cdot (1 - \cos \frac{\alpha}{2})}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} \int_{-\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x)}^{\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x)} \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta} \sqrt{\mu^2 - (\operatorname{tg} \beta + \varphi_x)^2} d\beta. \quad (22)$$

Учитывая, что

$$R_{\text{зк}} = C_z \cdot r_{\text{св}} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right), \quad (23)$$

Из уравнения (22) определим

$$\varphi_y = \frac{\int_{-\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x)}^{\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x)} \sec \beta \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta}\right) \sqrt{\mu^2 - (\operatorname{tg} \beta + \varphi_x)^2} d\beta}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}. \quad (24)$$

Моделирование бокового коэффициента сцепления ведущего колеса автомобиля с дорогой. С помощью зависимости (24) выполним моделирование бокового коэффициента сцепления при различных коэффициентах трения материала шины об опорную поверхность и размерах пятна контакта.

Для эластичной шины примем допущение того, что изменение центрального угла α , соответствующего длине пятна контакта, происходит в пределах $\alpha = 45^\circ - 60^\circ$ ($\pi/4 - \pi/3$ рад). Согласно рис. 3, угловая полярная координата рассматриваемого элемента пятна контакта β может изменяться в пределах $\beta = 0 - \alpha/2$. Предположим,

что коэффициент трения материала шины об опорную поверхность изменяется в пределах $\mu = 0,2 - 0,8$. Продольный (тангенциальный) коэффициент сцепления не превышает μ ($\varphi_x \leq \mu$) Интегрирование выполняем в пределах $[-arctg(\mu - \varphi_x); arctg(\mu - \varphi_x)]$ в случае, если $arctg(\mu - \varphi_x) < \alpha/2$ и в пределах $[-\alpha/2; \alpha/2]$ в случае, если $arctg(\mu - \varphi_x) \geq \alpha/2$. Результаты моделирования бокового коэффициента сцепления приведены на рис. 5.

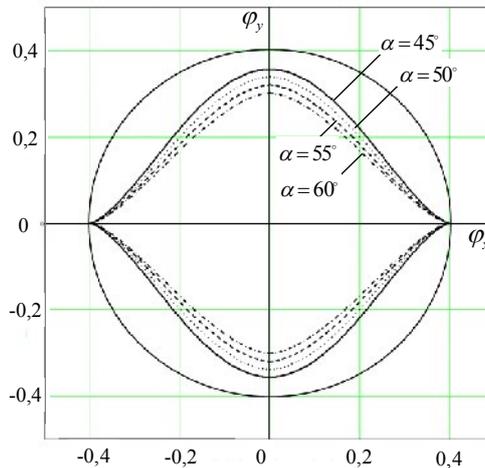


Рис. 5. Зависимость бокового коэффициента сцепления φ_y от продольного φ_x ведущего колеса с дорогой при различных значениях центрального угла α и коэффициенте трения материала шины об опорную поверхность $\mu = 0,4$

Анализ зависимостей, приведенных на рис. 5 показывает, что по мере роста продольного коэффициента сцепления боковой коэффициент сцепления снижается. При больших значениях φ_y колесо выдерживает максимальную боковую силу без бокового скольжения, однако возможна потеря устойчивости движения в продольной плоскости из-за низких значений φ_x . Увеличение центрального угла α приводит к уменьшению бокового коэффициента сцепления при тех же значениях φ_x . Угол α характеризует соотношение между нормальной нагрузкой на колесо и радиальной жесткостью шины.

Моделирование бокового коэффициента сцепления ведомого колеса автомобиля с дорогой. Качение ведомого колеса является частным случаем ведущего колеса. Для построения зависимости бокового коэффициента сцепления φ_y от продольного φ_x в выражение (9), а также в (24) вместо φ_x следует подставлять коэффициент сопротивления качению f . Примем $f = 0,013$. Зависимость бокового коэффициента сцепления φ_y ведомого колеса с дорогой от центрального угла α приведена на рис. 6.

Анализ рис. 5 показывает, что при снижении центрального угла боковой коэффициент сцепления φ_y ведомого колеса с дорогой увеличивается. Этот результат справедлив для различных коэффициентов трения материала шины об опорную поверхность. Увеличение коэффициента сопротивления качению приводит к незначительному снижению бокового коэффициента сцепления φ_y (см. табл. 1).

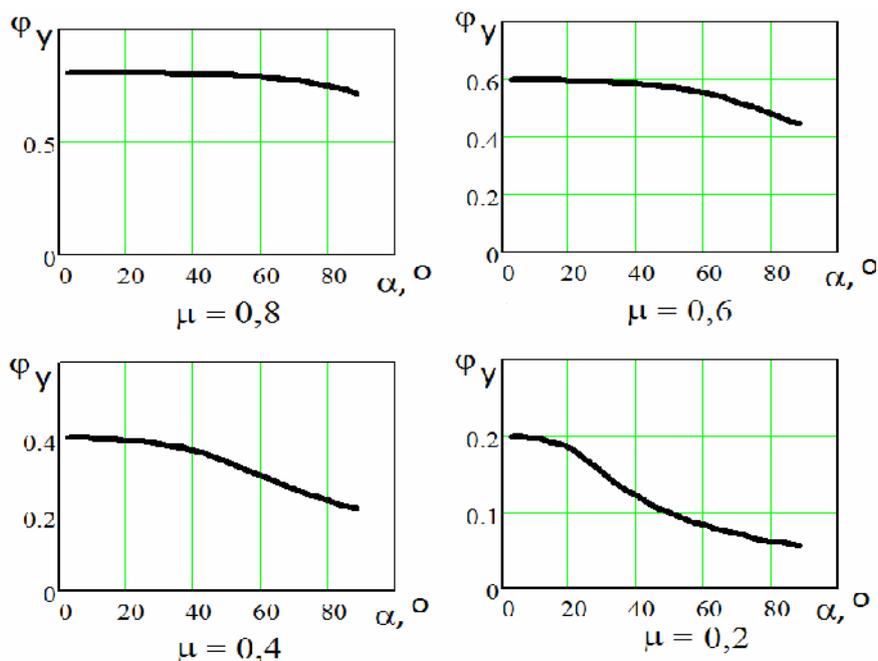


Рис.6. Зависимость бокового коэффициента сцепления φ_y ведомого колеса с дорогой от центрального угла α

Таблица 1

Изменение бокового коэффициента сцепления φ_y в зависимости от коэффициента сопротивления качению

α , град	μ	φ_y		
		$f = 0,013$	$f = 0,023$	$f = 0,033$
3	0,2	0,19927	0,19837	0,19694
	0,8	0,79987	0,799964	0,79929
60	0,2	0,082314	0,079456	0,075934
	0,8	0,7800	0,7797	0,7793

Выводы.

1. В известной литературе отсутствуют аналитические выражения, позволяющие определять боковой коэффициент сцепления ведущего колеса с дорогой. В настоящей работе определена зависимость бокового коэффициента сцепления ведущего колеса автомобиля от радиальной жесткости шины, нормальной нагрузки на колесо, коэффициента трения материала шины о дорогу и коэффициента сопротивления качению. Полученные зависимости могут быть использованы для оценки бокового коэффициента сцепления ведомого колеса, для чего необходимо вместо продольного коэффициента сцепления φ_x в соответствующие зависимости подставить коэффициент сопротивления качению f .

2. С увеличением нормальной нагрузки и крутящего момента происходит уменьшение бокового коэффициента сцепления. Эти результаты были определены после моделирования бокового коэффициента сцепления при использовании полученной зависимости (24).

3. Полученные зависимости в дальнейшем могут быть использованы при оценке показателей устойчивости и управляемости автомобиля.

Литература: 1. Kamm W. Kraftwagen und Stkabe in ihrer Wechsel wirpung (Motor vehicle and Road in their Internation); VDI – Verlag, Berlin, Motor Vehicle Conference, 1934. 2. Чудаков Е.А. Устойчивость автомобиля против заноса / Е.А. Чудаков. – М.: Машигиз, 1949. – 143 с. 3. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля. – М.: Машигиз, 1947. – 156 с. 4. Бережной И.А. О применении функции нагружения в некоторых задачах движения экипажа // Механика твердого тела. Инженерный журнал. – М.: Наука, 1967, №5. – С. 47 – 49. 5. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме / М.А. Петров. – Омск: Западно – Сибирское книжное издательство, 1973. – 224 с. 6. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз – М.: Транспорт, 1976. – 237 с. 7. Левин М.А. Теория качения деформируемого колеса / М.А. Левин, Н.А. Фуфаев. – М.: Наука, 1989. – 272 с. 8. Механика шины: монография / В.А. Перегон, В.А. Карпенко, Л.П. Гречко, Ю.П. Макеев, А.А. Загородний, А.Н. Левченко. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – 404 с. 9. Динамика колеса и устойчивость движения автомобиля / [У.А. Абдулгазис, А.У. Абдулгазис, Д.М. Клец, М.А. Подригало] ; под ред. У.А. Абдулгазиса. – Симферополь : ДИАЙПИ, 2010. – 208 с. 10. Гуревич Л.В. Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. – М.: Транспорт, 1978. – 151 с. 11. Абдулгазис У.А. Оценка устойчивости неподвижного автомобильного колеса против бокового скольжения / У.А. Абдулгазис, А.У. Абдулгазис, М.А. Подригало, Д.М. Клец, О.А. Назарько // Ученые записки Крымского инженерно – педагогического университета. Технические науки. – Симферополь. – Вып. 27, 2011. – с. 53 – 59. 12. Подригало М.А. Устойчивость колёсных машин при торможении / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый. – Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 1999. – 93 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kamm W. Kraftwagen und Stkabe in ihrer Wechsel wirpung (Motor vehicle and Road in their Internation); VDI – Verlag, Berlin, Motor Vehicle Conference, 1934. 2. Chudakov E.A. Ustojchivost' avtomobilja protiv zanosa / E.A. Chudakov. – M.: Mashgiz, 1949. – 143 s. 3. Pevzner Ja.M. Teorija ustojchivosti avtomobilja. – M.: Mashgiz, 1947. □ 156 s. 4. Berezhnoj I.A. O primenenii funkcii nagruzhenija v nekotoryh zadachah dvizhenija jekipazha // Mehanika tverdogo tela. Inzhenernyj zhurnal. – M.: Nauka, 1967, №5. – S. 47 – 49. 5. Petrov M.A. Rabota avtomobil'nogo koleasa v tormoznom rezhime / M.A. Petrov. – Omsk: Zapadno – Sibirskoe knizhnoe izdatel'stvo, 1973. – 224 s. 6. Knoroz V.I. Rabota avtomobil'noj shiny / V.I. Knoroz – M.: Transport, 1976. – 237 s. 7. Levin M.A. Teorija kachenija deformiruemogo koleasa / M.A. Levin, N.A. Fufaev. – M.: Nauka, 1989. – 272 s. 8. Mehanika shiny: monografija / V.A. Peregon, V.A. Karpenko, L.P. Grechko, Ju.P. Makeev, A.A. Zagorodnij, A.N. Levchenko. – Har'kov: HNADU, 2011. – 404 s. 9. Dinamika koleasa i ustojchivost' dvizhenija avtomobilja / [U.A. Abdulgazis, A.U. Abdulgazis, D.M. Klec, M.A. Podrigalo] ; pod red. U.A. Abdulgazisa. – Simferopol' : DIAJPI, 2010. – 208 s. 10. Gurevich L.V. Tormoznoe upravlenie avtomobilja / L.V. Gurevich, R.A. Melamud. – M.: Transport, 1978. – 151 s. 11. Abdulgazis U.A. Ocenka ustojchivosti nepodvizhnogo avtomobil'nogo koleasa protiv bokovogo skol'zhenija / U.A. Abdulgazis, A.U. Abdulgazis, M.A. Podrigalo, D.M. Klec, O.A. Nazar'ko // Uchenye zapiski Krymskogo inzhenerno – pedagogicheskogo universiteta. Tehnicheskie nauki. – Simferopol'. – Vyp. 27, 2011. – s. 53 – 59. 12. Podrigalo M.A. Ustojchivost' koljosnyh mashin pri tormozhenii / M.A. Podrigalo, V.P. Volkov, V.I. Kirchatyj. – Har'kov: Izd-vo HGADTU, 1999. – 93 s.

Подригало М. А., Клец Д. М., Назарько О. О.

ОЦІНКА СТІЙКОСТІ ВЕДУЧОГО КОЛЕСА АВТОМОБІЛЯ ПРОТИ БІЧНОГО КОВЗАННЯ

У даній статті були отримані залежності бічного коефіцієнта зчеплення ведучого колеса φ_y від поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_x при різних коефіцієнтах тертя матеріалу шини об опорну поверхню і розмірах плями контакту, а також визначено залежність бічного коефіцієнта зчеплення φ_y веденого колеса з дорогою від центрального кута α .

Подригало М. А., Клец Д. М., Назарько О. А.

ОЦЕНКА СТОЙКОСТИ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ ПРОТИВ БОКОВОГО СКОЛЬЖЕНИЯ

В данной статье были получены зависимости бокового коэффициента сцепления ведущего колеса φ_y от продольного коэффициента сцепления φ_x при различных коэф-

коэффициента трения материала шины об опорную поверхность и размерах пятна контакта, а также определена зависимость бокового коэффициента сцепления φ_y ведомого колеса с дорогой от центрального угла α .

Podrigalo M., Klez D., Nazarko O.

STABILITY WHEEL ESTIMATION OF DRIVE VEHICLE AGAINST SIDESLIP

In this article, we obtained the lateral friction coefficient φ_y drive wheel on the longitudinal friction coefficient φ_x with different coefficients of friction material of the tire footprint and size of the contact patch, and determined the dependence of the lateral friction coefficient φ_y the driven wheel and the road from the central angle α .

УДК 629.114

Подригало М. А., д-р техн. наук; Холодов М. П.

ТОРМОЖЕНИЕ ТРАКТОРА С ОДНООСНЫМ ПРИЦЕПОМ БЕЗ БЛОКИРОВАНИЯ КОЛЕС

Введение. Использование тракторных поездов на транспортных работах влечёт за собой ужесточение требований к тормозным свойствам этих машин. Исследованию динамики торможения автомобильных и тракторных поездов посвящены работы значительного числа ученых. При торможении без блокирования колес традиционно тормозные силы прикладывались в пятне контакта колес с дорогой. Проведенные в последнее время исследования показали, что ось незаблокированного колеса является точкой приложения тормозной силы. Координата точки приложения тормозной силы определяет динамическое распределение нормальных реакций между колесами тракторного поезда, что требует пересмотра традиционных взглядов на процесс торможения

В настоящей статье, получена математическая модель процесса торможения тракторного поезда в составе колесного трактора и одноосного прицепа при незаблокированных колесах, позволяющая уточнить ранее полученные результаты исследований.

Анализ последних достижений и публикаций. Динамике торможения автомобильных и тракторных поездов посвящено значительное количество научных исследований, наиболее известными из которых являются [1-5]. Как при заблокированных, так и незаблокированных в процессе торможения колесах машины авторы известных работ выбирали в качестве точки приложения тормозных сил точки теоретического контакта колес с дорогой. Проведенные позднее исследования [6,7] показали, что при незаблокированных колесах точками приложения тормозных сил являются оси колес, что, несомненно, должно учитываться при определении суммарных динамических нормальных реакций на осях машины.

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является повышение эффективности торможения тракторного поезда в составе трактора и одноосного прицепа.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- составить уравнения кинетостатического равновесия трактора и прицепа;
- определить нормальные реакции дороги на осях тракторного поезда;
- определить условия одновременного доведения до грани блокирования всех колес трактора, прицепа и тракторного поезда.

Уравнения кинестатического равновесия тракторного поезда. На рис. 1 показана расчетная схема сил, действующих на тракторный поезд при торможении с незаблокированными колесами. Для определения усилия в сцепке ($P_{кр}$ и $R_{зКр}$) необходимо рассмотреть условия кинестатического равновесия трактора и прицепа в отдельности (рис.2).

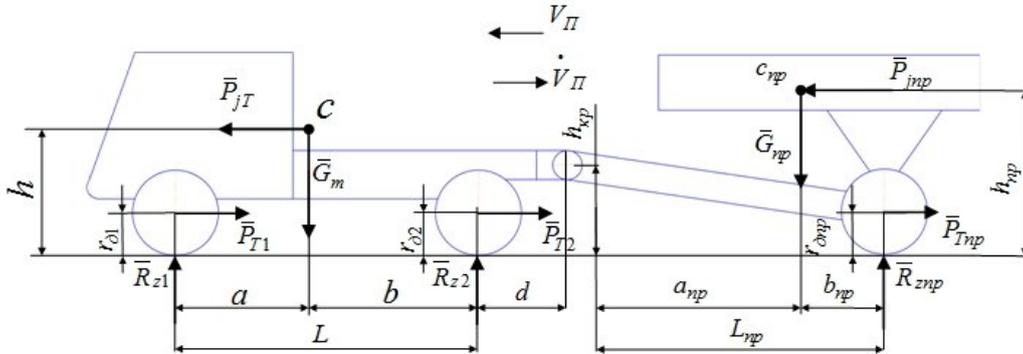


Рис. 1. Схема сил, действующих на тракторный поезд при торможении с незаблокированными колесами

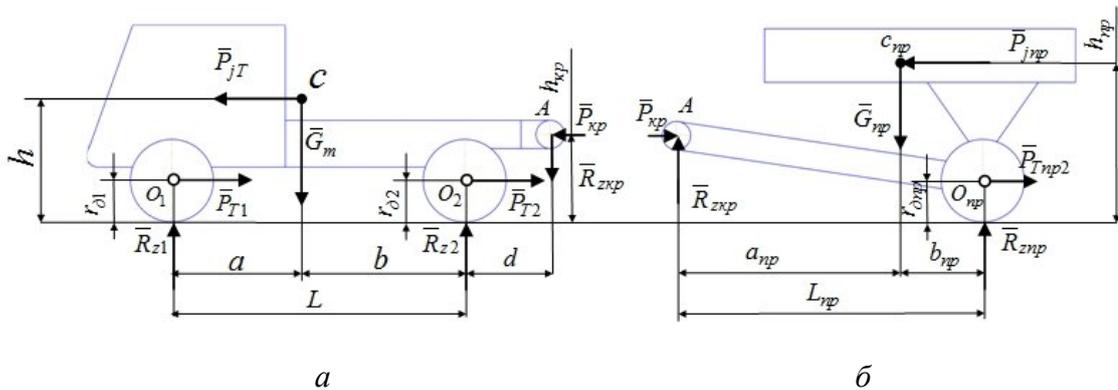


Рис. 2. Схема сил, действующих на звенья тракторного поезда при торможении без блокирования колес: а – трактора; б – одноосного прицепа

Условия кинестатического равновесия моментов действующих на трактор в продольной плоскости

$$\sum M_{O1} = P_{jT}(h - r_{\delta 1}) - G_T \cdot a + R_{z2} \cdot L - P_{T2}(r_{\delta 2} - r_{\delta 1}) + P_{кр}(h_{кр} - r_{\delta 1}) - R_{зКр}(L + d) = 0 \quad ; \quad (1)$$

$$\sum M_{O2} = P_{jT}(h - r_{\delta 2}) + G_T \cdot b - R_{z1} \cdot L + P_{T1}(r_{\delta 2} - r_{\delta 1}) + P_{кр}(h_{кр} - r_{\delta 2}) - R_{зКр} \cdot d = 0 \quad , \quad (2)$$

где P_{jT} – сила инерции трактора,

$$P_{jT} = -\frac{G_T}{g} \dot{V}_{\Pi} = -\frac{G_T}{G_T + G_{np}} P_{ТП} = -\frac{1}{1 + G_{np} / G_T} P_{ТП} \quad , \quad (3)$$

$P_{ТП}$ – общая тормозная сила тракторного поезда,

$$P_{ТП} = P_{T1} + P_{T2} + P_{Tnp} \quad ; \quad (4)$$

P_{T1}, P_{T2}, P_{Tnp} – суммарные тормозные силы на передней и задней осях трактора, и оси прицепа, соответственно; $G_T, G_{ПП}$ – общий вес трактора и прицепа, соответственно;

$\dot{V}_{П}$ – линейное ускорение тракторного поезда; a, b – расстояние от передней и задней осей до проекции центра масс трактора на горизонтальную плоскость; h – высота центра масс трактора; $R_{z1}; R_{z2}$ – суммарные нормальные реакции на передней и задней осях трактора; $r_{\delta1}, r_{\delta2}$ – динамические радиусы передних и задних колес трактора соответственно; L – продольная колесная база трактора; $h_{кр}$ – высота положения соединительного шарнира звеньев тракторного поезда; d – горизонтальная координата положения соединительного шарнира звеньев тракторного поезда.

Условия кинестатического равновесия моментов действующих на прицеп в продольной плоскости

$$\sum M_A = P_{jnp} (h_{np} - h_{кр}) - G_{np} \cdot a_{np} + R_{znp} L_{np} + P_{Tnp} (h_{кр} - r_{\delta np}) = 0; \quad (5)$$

$$\sum M_{O_{np}} = P_{jnp} (h_{np} - r_{\delta np}) + G_{np} \cdot b_{np} - R_{zкр} L_{np} - P_{кр} (h_{кр} - r_{\delta np}) = 0, \quad (6)$$

где P_{jT} – сила инерции прицепа,

$$P_{jnp} = -\frac{G_{np}}{g} \dot{V}_{П} = -\frac{G_{np}}{G_T + G_{np}} P_{ТП} = -\frac{1}{1 + G_T / G_{np}} P_{ТП}; \quad (7)$$

a_{np}, b_{np} – расстояние от проекции точки A на горизонтальную плоскость и от точки O_{np} до проекции центра масс C_{np} на горизонтальную плоскость; h_{np} – высота центра масс прицепа; L_{np} – продольная колесная база прицепа; R_{znp} – суммарная нормальная реакция дороги на колесах прицепа; $R_{zкр}$ – вертикальная реакция в шарнире A ; $r_{\delta np}$ – динамический радиус колеса прицепа.

Выражения (1), (2), (5), (6) с учетом (3), (4) и (7) примут следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{ТП} \cdot \frac{h - r_{\delta 1}}{1 + G_{np} / G_T} - G_T \cdot a + R_{z2} \cdot L - P_{T2} (r_{\delta 2} - r_{\delta 1}) + P_{кр} (h_{кр} - r_{\delta 1}) - \\ - R_{zкр} (L + d) = 0; \end{array} \right. \quad (8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{ТП} \cdot \frac{h - r_{\delta 2}}{1 + G_{np} / G_T} + G_T \cdot b - R_{z1} \cdot L + P_{T1} (r_{\delta 2} - r_{\delta 1}) + P_{кр} (h_{кр} - r_{\delta 2}) - \\ - R_{zкр} \cdot d = 0; \end{array} \right. \quad (9)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{ТП} \cdot \frac{h_{np} - h_{кр}}{1 + G_T / G_{np}} - G_{np} \cdot a_{np} + R_{znp} L_{np} + P_{Tnp} (h_{кр} - r_{\delta np}) = 0; \end{array} \right. \quad (10)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{ТП} \cdot \frac{h_{np} - r_{\delta np}}{1 + G_T / G_{np}} + G_{np} \cdot b_{np} - R_{zкр} L_{np} - P_{кр} (h_{кр} - r_{\delta np}) = 0. \end{array} \right. \quad (11)$$

Определение нормальных реакций опор. В уравнениях (8)-(11) введем обозначения:

$$\beta_1 = \frac{P_{T1}}{P_{ТП}} - \text{коэффициент распределения общей тормозной силы тракторного поезда на переднюю ось трактора}; \quad (12)$$

$$\beta_2 = \frac{P_{T2}}{P_{ТП}} - \text{коэффициент распределения общей тормозной силы тракторного поезда на заднюю ось трактора}; \quad (13)$$

$$\beta_{np} = \frac{P_{Tnp}}{P_{ТП}} - \text{коэффициент распределения общей тормозной силы тракторного поезда на ось прицепа}; \quad (14)$$

С учетом соотношения (4) справедлива зависимость

$$\beta_1 + \beta_2 + \beta_{np} = 1, \quad (15)$$

а также

$$\beta_1 + \beta_2 = \beta_T, \quad (16)$$

где β_T – коэффициент распределения общей тормозной силы тракторного поезда на колеса трактора.

Из уравнений (8) и (11), определим суммарные динамические нормальные реакции дороги на осях тракторного поезда, а также вертикальную реакцию в шарнире A (рис. 2).

$$R_{z1} = G_T \frac{b}{L} + P_{ТП} \left(\frac{\frac{h-r_{\partial 2}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} \right) - R_{zКр} \frac{d}{L} + P_{кр} \frac{h-r_{\partial 2}}{L}; \quad (17)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{a}{L} - P_{ТП} \left(\frac{\frac{h-r_{\partial 1}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} - \beta_2 \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} \right) + R_{zКр} \left(1 + \frac{d}{L} \right) - P_{кр} \frac{h_{кр} - r_{\partial 1}}{L}; \quad (18)$$

$$R_{znp} = G_{np} \frac{a_{np}}{L_{np}} - P_{ТП} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{кр}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{кр} - r_{\partial np}}{L_{np}} \right); \quad (19)$$

$$R_{znp2} = G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} + P_{ТП} \frac{\frac{h_{np} - r_{\partial np}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} - P_{кр} \frac{h_{кр} - r_{\partial np}}{L_{np}}. \quad (20)$$

Рассматривая кинестатическое равновесие сил, действующих на прицеп вдоль горизонтальной оси, определим $P_{кр}$ (с учетом соотношений (7), (14), (15), (16))

$$P_{кр} = P_{jnp} - P_{ТП} = \left(\frac{1}{1 + G_T / G_{np}} - \beta_{np} \right) \cdot P_{ТП} = \left(\beta_T - \frac{1}{1 + G_{np} / G_T} \right) \cdot P_{ТП}. \quad (21)$$

Из условия равновесия сил, действующих на прицеп в вертикальной плоскости определим

$$R_{zкр} = G_{np} - R_{znp}. \quad (22)$$

Подставляя (21) и (22) в (17) и (18), получим с учетом (19)

$$R_{z1} = G_T \frac{b}{L} - G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L} + P_{ТП} \left[\frac{\frac{h - h_{кр}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{кр} - r_{\delta 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{кр} - r_{\delta 2}}{L} - \frac{d}{L} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{кр}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{кр} - r_{\delta np}}{L_{np}} \right) \right]; \quad (23)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{a}{L} - G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} \left(1 + \frac{d}{L} \right) - P_{ТП} \left[\frac{\frac{h - h_{кр}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{кр} - r_{\delta 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{кр} - r_{\delta 2}}{L} - \left(1 + \frac{d}{L} \right) \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{кр}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{кр} - r_{\delta np}}{L_{np}} \right) \right]. \quad (24)$$

После подстановки (21) в (20) получим

$$R_{zкр} = G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} + P_{ТП} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{кр}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{кр} - r_{\delta np}}{L_{np}} \right). \quad (25)$$

Определение условий одновременного доведения колес до грани блокирования. Одновременное доведение до грани блокирования передних и задних колес трактора будет происходить при выполнении следующих условий:

$$\begin{cases} P_{T1} = \beta_1 \cdot P_{ТП} = \varphi R_{z1}; & (26) \end{cases}$$

$$\begin{cases} P_{T2} = \beta_2 \cdot P_{ТП} = \varphi R_{z2}, & (27) \end{cases}$$

где φ - коэффициент сцепления колес с дорогой.

Подставляя уравнение (23) в (26), а уравнение (24) - в (27), получим после преобразований соответственно

$$P_{ТП} = \varphi G_T \frac{\frac{b}{L} - \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L}}{\beta_1 \left(1 - \varphi \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} \right) - \varphi \left[\frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} - \frac{d}{L} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{kp} - r_{\partial np}}{L_{np}} \right) \right]}; \quad (28)$$

$$P_{ТП} = \varphi G_T \frac{\frac{a}{L} + \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \left(1 + \frac{d}{L} \right)}{\beta_2 \left(1 + \varphi \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L} \right) + \varphi \left[\frac{\frac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} - \left(1 + \frac{d}{L} \right) \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{kp} - r_{\partial np}}{L_{np}} \right) \right]}. \quad (29)$$

Уравнение (28) выражает условие доведение до грани блокирования передних колес, а уравнение (29) - доведение до грани блокирования задних колес трактора. Приравнивая правые части уравнений (28) и (29) между собой, определим значение коэффициента сцепления φ_0 колес с дорогой, при котором происходит одновременное доведение до грани блокирования всех колес трактора.

В результате получим

$$\varphi_0 = \frac{\beta_1 \left[\frac{a}{L} + \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \left(1 + \frac{d}{L} \right) \right] - \beta_2 \left(\frac{b}{L} - \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L} \right)}{\left(1 + \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \right) \left(\frac{\frac{h - h_{кр}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{кр} - r_{\partial 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{кр} - r_{\partial 2}}{L} \right) - \frac{d + b}{L} \left(\frac{\frac{h_{np} - h_{кр}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{кр} - r_{\partial np}}{L_{np}} \right)}$$
(30)

При $\varphi < \varphi_0$ первыми будут доведены до грани блокирования передние колеса, а при $\varphi > \varphi_0$ - задние колеса трактора. Очевидно что $\varphi_0 = 0$ при выполнении следующего условия:

$$\beta_1 \left[\frac{a}{L} + \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \left(1 + \frac{d}{L} \right) \right] = \beta_2 \left(\frac{b}{L} - \frac{G_{np}}{G_T} \cdot \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L} \right).$$
(31)

Общая тормозная сила тракторного поезда, при достижении которой, блокируются колеса прицепа, может быть найдена из условия

$$P_{ТП} = \frac{\varphi R_{znp}}{\beta_{np}}.$$
(32)

Подставляя (19) в (32), получим после преобразований

$$P_{ТП} = \varphi G_{np} \frac{\frac{a_{np}}{L_{np}}}{\beta_{np} \left(1 - \varphi \frac{h_{кр} - r_{\partial np}}{L_{np}} \right) - \varphi \frac{h_{np} - h_{кр}}{L_{np} (1 + G_T / G_{np})}}.$$
(33)

При общей тормозной силе тракторного поезда, соответствующей зависимостям (28) или (29) при $\varphi = \varphi_0$ (зависимость (30)), коэффициент распределения общей тормозной силы на колеса прицепа, обеспечивающий одновременное блокирование всех колес тракторного поезда, может быть определен из (33)

$$\beta_{np} = \varphi_0 \frac{\frac{G_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{a_{np}}{L_{np}} + \frac{h_{np} - h_{кр}}{L_{np} (1 + G_T / G_{np})}}{1 - \varphi_0 \frac{h_{кр} - r_{\partial np}}{L_{np}}}.$$
(34)

Выводы.

1. В результате проведенного исследования получены аналитические выражения, определяющие зависимости суммарных нормальных реакций на осях и реакции в соединительном шарнире от геометрических и весовых параметров тракторного поезда, а также от общей тормозной силы и коэффициента сцепления при незаблокированных колесах.

2. Полученные аналитические выражения позволили определить условия одновременного доведения до грани блокирования колес тракторного поезда в составе трактора и одноосного прицепа.

3. Полученные результаты позволят в дальнейшем проводить оценку влияния распределения общей тормозной силы между осями на показатели эффективности торможения и курсовой устойчивости тракторного поезда.

Литература: 1. Исследование работы тракторного поезда в сельскохозяйственном производстве: [Сб. науч. трудов] – М.: ОНТИ – НАТИ, 1993 – № 175. – 128 с. 2. Брыков А.С. Обоснования требований к тормозной системе тракторного поезда / А.С. Брыков, Н.А. Свицинский // Исследование работы и оптимизация параметров тракторных трансмиссий: [Сб. науч. трудов. НАТИ]. – М.: ОНТИ–НАТИ. – 1977. – № 254. – с. 59–68. 3. Волков В.П. Сравнительная оценка устойчивости тракторного поезда в процессе торможения / В.П. Волков, М.А. Подригало, А.А. Коряк // Автомобильный транспорт. – Харьков, ХГАДТУ. – 1998. – № 1. – с. 8–12. 4. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда / В.Г. Розанов. М: Машиностроение. – 1964. – 243 с. 5. Бендас И.М. О распределении тормозных сил между осями автомобильного поезда / И.М. Бендас // Автомобильный транспорт. – К.: Техника, – 1970. – № 7. – с. 62 – 69. 6. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определение понятия «тяговая сила» / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность, 2007. – №1. – с. 25 – 26. 7. Подригало М.А. Влияние блокировки колес на эффективность торможения колесных тракторов классической компоновки / М.А. Подригало, Б.В. Савченков, М.П. Холодов // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. «Механізація сільськогосподарського виробництва». Харьков ХНТУСГ. – 2011. – Вип. 107. – с. 22-30.

Bibliography (transliterated): 1. Issledovanie raboty traktornogo poezda v sel'skohozyaistvennom proizvodstve: [Sb. nauch. trudov] – M.: ONTI – NATI, 1993 – № 175. – 128 s. 2. Brykov A.S. Obosnovaniya trebovaniy k tormoznoi sisteme traktornogo poezda / A.S. Brykov, N.A. Svichinskii // Issledovanie raboty i optimizaciya parametrov traktornykh transmissii: [Sb. nauch. trudov. NATI]. – M.: ONTI□NATI. – 1977. – № 254. – s. 59□68. 3. Volkov V.P. Sravnitel'naya ocenka ustoichivosti traktornogo poezda v processe tormozheniya / V.P. Volkov, M.A. Podrigalo, A.A. Koryak // Avtomobil'nyi transport. – Har'kov, HGADTU. – 1998. № 1. – s. 8□12. 4. Rozanov V.G. Tormozhenie avtomobilya i avtopoezda / V.G. Rozanov. M: Mashinostroenie. – 1964. – 243 s. 5. Bendas I.M. O raspredelenii tormoznykh sil mezhd osyami avtomobil'nogo proezda / I.M. Bendas // Avtomobil'nyi transport. – K.: Tehnika, – 1970. □№ 7. – s. 62 – 69. 6. Podrigalo M.A. Kachenie avtomobil'nogo kolosa i opredelenie ponyatiya «tyagovaya sila» / M.A. Podrigalo // Avtomobil'naya promyshlennost', 2007. – №1. – s. 25 – 26. 7. Podrigalo M.A. Vliyanie blokirovki koles na effektivnost' tormozheniya kolesnykh traktorov klassicheskoi komponovki / M.A. Podrigalo, B.V. Savchenkov, M.P. Holodov // Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo tehnichnogo universitetu sil's'kogo gospodarstva imeni Petra Vasilenka. Tehnichni nauki. «Mehanizaciya sil's'kogospodars'kogo virobniictva». Har'kov HNTUSG. – 2011. – Vip. 107. – s. 22-30.

Подригало М. А., Холодов М. П.

ТОРМОЖЕНИЕ ТРАКТОРА С ОДНООСНЫМ ПРИЦЕПОМ БЕЗ БЛОКИРОВАНИЯ КОЛЕС

Основываясь на своих ранее проведенных исследованиях, авторы получили математическую модель процесса торможения тракторного поезда в составе колесного трактора и одноосного прицепа при незаблокированных колесах, что позволяет уточнить ранее полученные результаты исследований

Подригало М. А., Холодов М. П.

**ГАЛЬМУВАННЯ ТРАКТОРА З ОДНООСНИЙ ПРИЧЕПОМ БЕЗ
БЛОКУВАННЯ КОЛІС**

Грунтуючись на своїх раніше проведених дослідженнях, автори отримали математичну модель процесу гальмування тракторного поїзда в складі колісного трактора і одноосного причепа при незаблокованих колесах, що дозволяє уточнити раніше отримані результати досліджень.

Podrigalo M. A., Kholodov M.P.

**BRAKING OF A SINGLE AXLE TRAILER TRACTOR WITHOUT WHEELS
LOCKING**

Based on our previous studies, the authors obtained a mathematical model of the process of braking of the tractor train in the wheel of the tractor and trailer with a uniaxial unlocked wheels, allowing to clarify the earlier results of research.

УДК 623.438.22

*Поторока А.В., Решетило Е.И. Гращенков Г.П., Липовец В.В.,
Евтушенко В.В., Бондарь А.И.*

**ПРИМЕНЕНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ ДЛЯ
МАШИН КЛАССА БРОНЕТРАНСПОРТЕРОВ**

Введение. В настоящее время на рынках военной техники проявляется интерес к бронированным колёсным машинам. Требуются шасси с высокой удельной мощностью, автоматической трансмиссией, высокой манёвренностью и обладающие высокими эксплуатационно-техническими качествами. Механические и гидромеханические трансмиссии достигли своих пределов совершенствования, в части отработки узлов и массово габаритных показателей по передачи определенной мощности и крутящего момента, а принятие концепции электрических приводов, которые бесспорно являются в этом отношении наиболее перспективными, зависит от уровня появляющихся технологий.

Пришло время очередного пересмотра концепции применения электромеханической трансмиссий в многоосных колесных шасси с точки зрения реализуемости.

Анализ последних достижений и публикаций. Разработанные в зарубежных странах последние образцы колесных бронетранспортеров, специальных шасси и продукции автомобильной промышленности гражданского назначения свидетельствуют о том, что разработчики все чаще отказываются от механической и гидромеханической трансмиссий в пользу электромеханической. Но до наших дней все электро-трансмиссии уступали механическим и гидромеханическим по ряду основных показателей, а именно технологических, стоимостных и габаритно-массовых. Ограниченное применение электромеханической трансмиссии на транспорте до настоящего времени объяснялось трудностями бесступенчатого регулирования скорости вращения и нагрузки тяговых электродвигателей, большой массой и габаритами блоков управления.

При появлении современных электронных систем регулирования скорости вращения и нагрузки тяговых электродвигателей переменного тока стало реальным широкое использование электромеханической трансмиссии на транспорте и практическая реализация её достоинств.

Сегодня на вооружении бельгийской армии находится многоцелевая гусеничная бронированная машина с электротрансмиссией «Cobra», в Японии освоен выпуск серийного автомобиля Toyota-Prius и Lexus RX400H, фирмой VOLVO разработан пассажирский автобус с электромеханической трансмиссией, разработано и готовится к серийному выпуску универсальное шасси HEMTT (4) для вооружённых сил США. Также разработаны опытные образцы машины разведки RST-V-разработчик General Dynamics (США) (2) и разведывательной боевой машины Rooikat производства ЮАР (3).

Цель и постановка задачи. Целью настоящей публикации является обоснование применения гибридной электромеханической трансмиссий (ГЭМТ) на колесных машинах класса бронетранспортеров в современных условиях.

Обоснование применения ГЭМТ. В применяемых для бронетранспортёров в настоящее время механических и гидромеханических трансмиссиях присутствуют недостатки, устранение которых путём доработки имеющихся конструкций ведёт к ухудшению технических и экономических показателей машины, а именно росту массы, габаритов и стоимости. Традиционная кинематическая схема бронетранспортёра с гидромеханической трансмиссией изображена на рисунке 1.

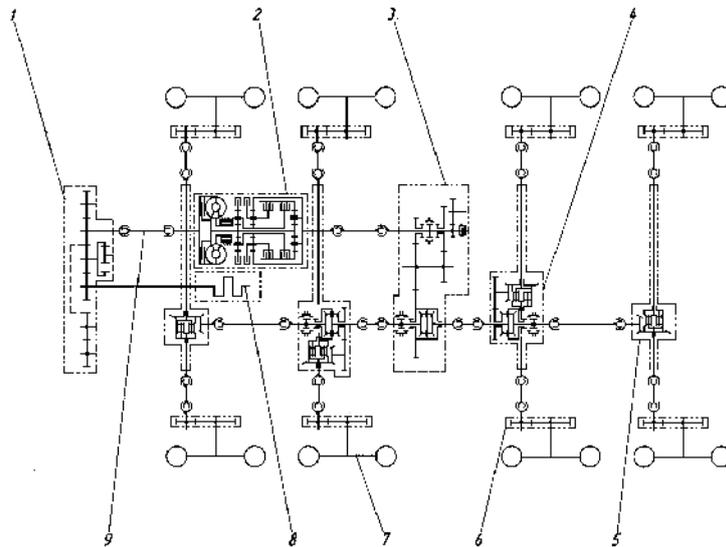


Рис. 1. Кинематическая схема бронетранспортера с гидромеханической трансмиссией:

- 1 – входной редуктор; 2 – коробка передач; 3 – раздаточная коробка;
4 – проходной мост; 5 – непроходной мост; 6 – колесный редуктор; 7 – колесо;
8 – коленвал двигателя; 9 – карданная передача.

Наличие значительного количества вращающихся деталей создаёт большой момент инерции, что ухудшает динамику машины в целом и способствует возникновению высокого уровня вибрации и шумности. Это к достоинствам трансмиссии, изображенной на рисунке 1, отнести нельзя. Кроме того, множество, входящих в узлы и агрегаты трансмиссии, зубчатых зацеплений приводит к снижению КПД в цепочке коленвал двигателя - ведущие колёса.

В предлагаемой ГЭМТ, кинематическая схема которой приведена на рисунке 2, отсутствуют приведенные выше недостатки.

Также устранена проблема с переключением передач в раздаточной коробке и блокировкой межосевых и межколёсных дифференциалов, в связи с отсутствием последних. В бронетранспортёрах с механической или гидромеханической трансмиссией для выполнения этих операций необходима остановка машины.

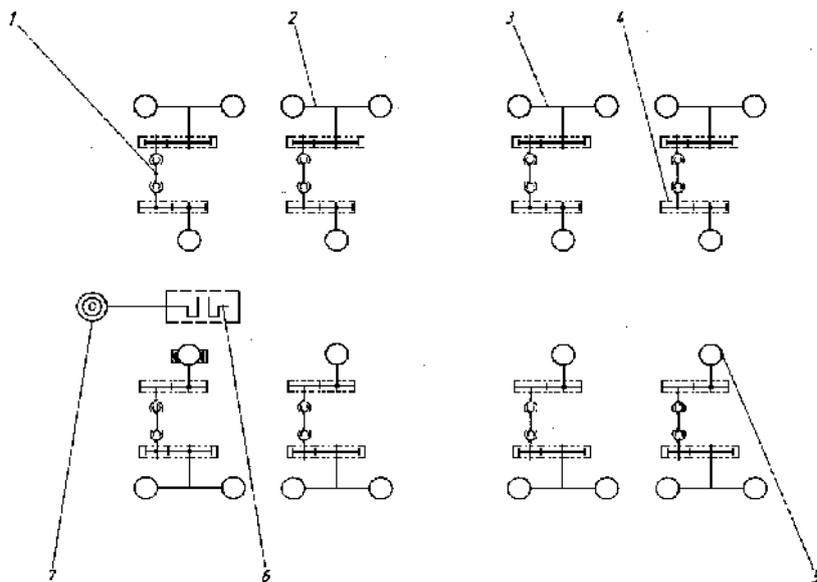


Рис. 2. Кинематическая схема бронетранспортера с гибридной электромеханической трансмиссией : 1 – карданная передача; 2 – колесный редуктор; 3 – колесо; 4 – согласующий редуктор; 5 – тяговый электродвигатель; 6 – коленвал двигателя; 7 – генератор

В случае применения ГЭМТ, отсутствие ступенчатых передаточных звеньев улучшает тяговые и разгонные характеристики машины.

Следует заметить, что для изготовления электромашин к колесным шасси уже имеется производственная база (5). На территории бывшего СССР, к которой принадлежала и Украина, асинхронные двигатели общего назначения составляли свыше 90% парка электродвигателей по количеству и около 55% - по мощности. Кроме того, считается, что асинхронные двигатели с короткозамкнутым якорем предлагают лучший компромисс между противоречивыми требованиями низкой массы и стоимости, а также простоты и прочности. Однако электромашин, основанные на синхронных двигателях с постоянным магнитом, обеспечивают более значительные преимущества по массе. Но их производство является более дорогостоящим, главным образом из-за высокой стоимости постоянных магнитов.

Общее описание ГЭМТ и анализ преимуществ и недостатков применения электромеханической трансмиссии для колесных машин. Предлагаемая к разработке ГЭМТ технически может быть реализована следующим образом. Дизель-генераторная установка с электронным регулятором оборотов приводного ДВС и возбуждения синхронного трехфазного генератора (напряжением 600В) обеспечивает энергией всю систему. На каждое колесо шасси передается мощность от индивидуального тягового асинхронного электродвигателя. В силовую цепь параллельно с генератором включены тяговые аккумуляторные батареи для накопления и отдачи в систему электроэнергии.

Состав и работа электромеханической трансмиссии и ее систем видна из функциональной схемы (рис. 3), а вариант расположения их на шасси показан на компоновочной схеме (рис. 4).

На функциональной схеме электромеханической трансмиссии показано управление тяговыми электромоторами только по одному борту.

Электронный блок автоматического управления движением системы управления в зависимости от сигналов, поступающих от датчиков положения органов управления и частоты вращения ведущих колес и коленвала ДВС, осуществляет управление:

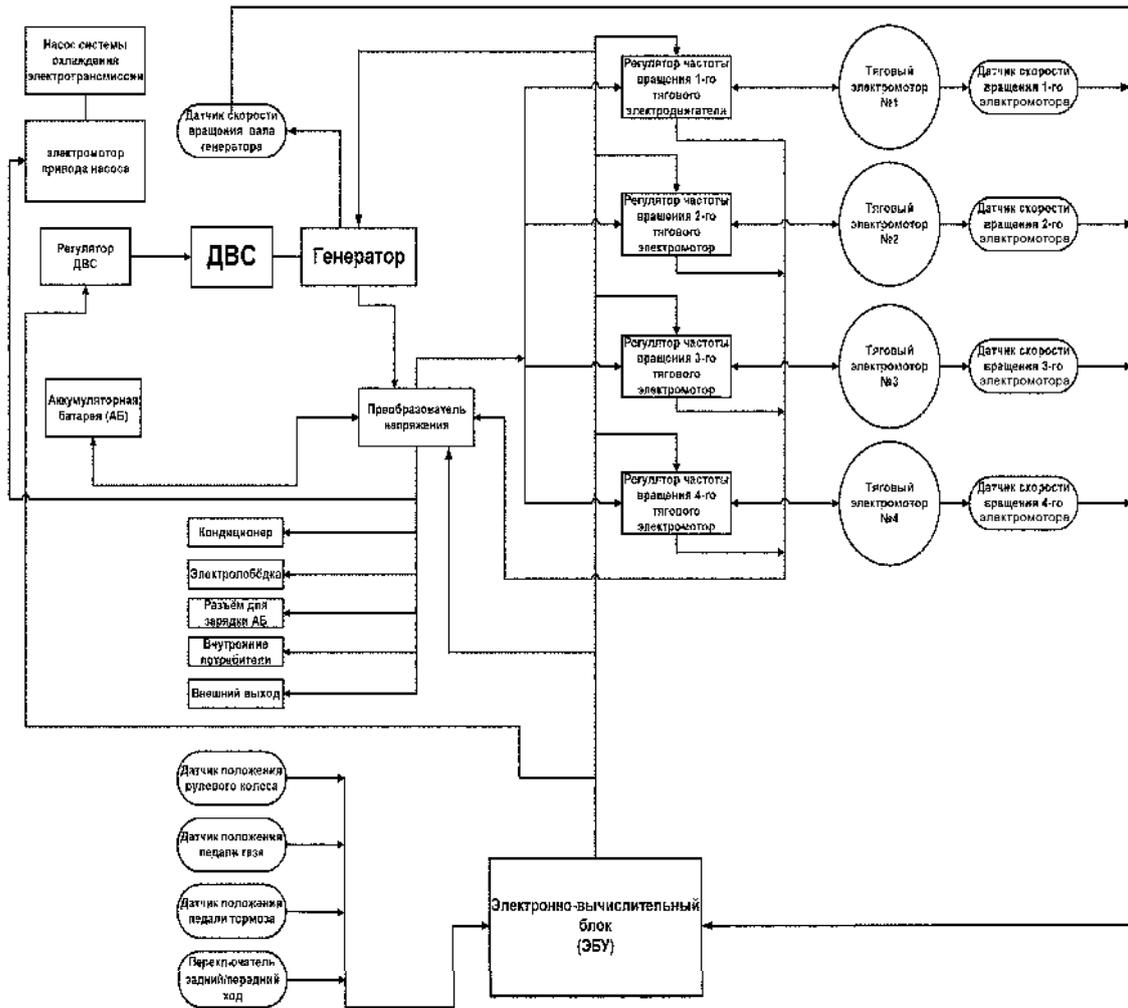


Рис. 3. Функциональная схема электромеханической трансмиссии

- оборотами ДВС и, как следствие, возбуждением генератора;
- скоростью вращения тяговых электродвигателей в зависимости от условий движения, например, обеспечивая разные скорости вращения наружных и внутренних управляемых колёс одной оси при выполнении поворота;
- перераспределением потоков энергии как от накопителя к колёсам (режим разгона), так и возврат энергии от колёс в накопитель (режим рекуперативного торможения).

Органы управления находятся у водителя, при помощи которых задаётся режим работы и траектория движения машины.

Отвод тепла от всех электроагрегатов осуществляется при помощи системы принудительного жидкостного охлаждения.

На данный момент нет единого мнения по месту расположения тяговых электродвигателей. Каждый разработчик исходит из тех задач, которые перед ним поставлены. Основными компоновочными решениями являются:

- установка электродвигателей для приводов мостов исключаящую карданную связь (универсальное шасси НЕМТТ);
- установка электродвигателей в корпусе с сохранением колесных редукторов (предлагаемая нами конструкция);
- установка электродвигателей в колесе (опытные образцы машины разведки RST-V).

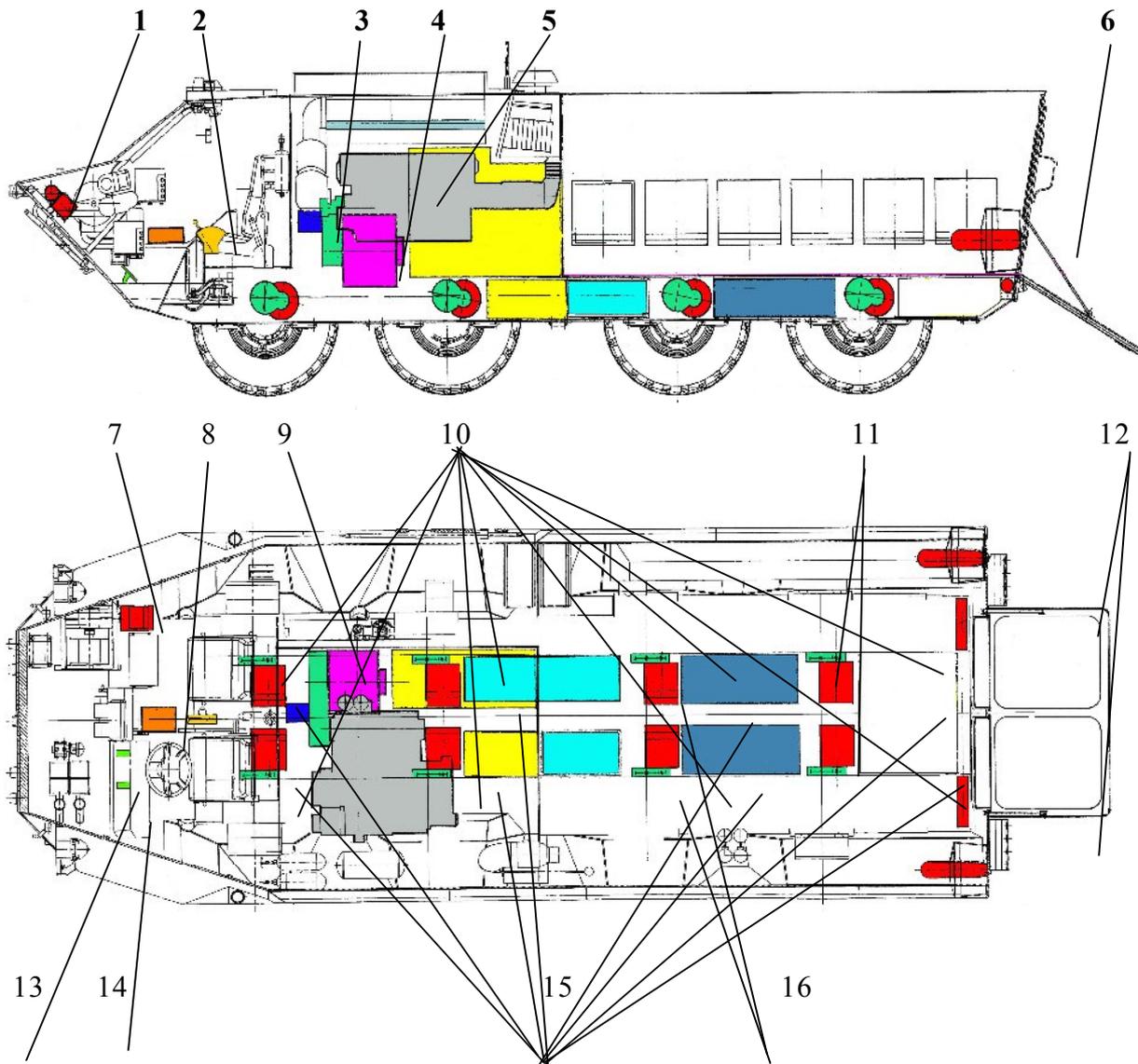


Рис. 4: Компонувочна схема розположення систем електромеханічної трансмісії на шасі бронетранспортера з колесною формулою 8x8 всередині машини: 1 – електродвигач з редуктором хвилотрапляльного щитка; 2 – переключач режимів роботи трансмісії; 3 – насос системи охолодження електродвигачів; 4 – генератор; 5 – дизельний двигач (ЗТД); 6 – електродвигач водоходного движителя; 7 – електродвигач привода лебідки; 8 – центральний пульта управління роботою трансмісії; 9 – редуктор від двигача до генератора; 10 – редуктори бортові; 11 – акумуляторні батареї для електротрансмісії; 12 – електродвигачи привода відкриття апаратури; 13 – педаль газу; 14 – педаль тормозу; 15 – електродвигачи тягові; 16 – блоки системи управління електротрансмісією.

Аргументом в захисту установки електродвигачів в корпусі являється те, що вона забезпечує можливість об'єднати їх з електронною системою управління і таким образом зібрати їх в більш компактні герметизовані блоки з мінімальним кількістю зовнішніх електричних з'єдинень і з'єдинень системи охолодження. Вона також забезпечує їм меншу уязвимость і не дає значительного збільшення неподрессореної маси машини.

Предложена схема интересна тем, что она может адаптироваться, как для установки во вновь проектируемые машины, так и для модернизации уже существующих (БТР-60; БТР-70; БТР-80).

Преимущества концепции реализуемой в этой схеме:

- увеличивает ресурс двигателя внутреннего сгорания, т.к. силовой агрегат работает в режиме дизель-генераторной установки с постоянной нагрузкой без переходных режимов;
- снижает массу трансмиссии и высвобождает объёмы в корпусе по сравнению с другими видами трансмиссий;
- обеспечивает движение с одинаковой скоростью вперёд и назад (от 3 до 130 км/ч);
- обеспечивает скрытное перемещение автомобиля без запуска ДВС по суше на 1...5км и на плаву 1...1,5км;
- позволяет мгновенно выезжать по тревоге с последующим запуском ДВС на ходу;
- микропроцессорная система управления обеспечивает свойства противобуксочной системы при изменении или потере сцепления колёс с грунтом;
- при разгоне машины, за счет одновременного использования мощности накопительной батареи и силового генератора ускорение машины увеличивается на 10-15%;
- обеспечивает разворот машины на месте за счёт реверса колёс левого или правого борта, а на плаву за счет реверса левого или правого водоходного движителя;
- повышает тягово-динамические качества и проходимость, улучшить показатели устойчивости и управляемости за счёт:
 - плавного и непрерывного регулирования скорости вращения и силы тяги на всех ведущих колесах;
 - плавного трогания на слабонесущих грунтах и подъемах без пробуксовки ведущих колес;
 - индивидуального регулирования силы тяги на каждом из ведущих колес с использованием обратной связи по началу буксования, что позволяет наиболее рационально распределять мощность и избегать ее циркуляции в трансмиссии;
- обеспечивает установку на борту машины мощных потребителей электроэнергии (РЛС, средства связи и т.д.), работающих в стационарных условиях за счет высокой мощности генераторной установки;
- производить более гибкую компоновку транспортных средств т.к. отсутствуют жёсткие механические связи между элементами электротрансмиссии;
- упрощает управление машиной и снижает утомляемость водителя при совершении маневров и движении в сложных дорожных условиях;
- упрощает контроль и диагностику состояния трансмиссии;
- дает возможность использовать шасси как дизель-электрическую станцию;
- возможность применения силовых установок, использующих альтернативные источники энергии, благодаря возможной рекуперации энергии торможения;
- благодаря возможной рекуперации энергии торможения заряжать аккумуляторные батареи при движении изделия.

Недостатки схемы:

- наличие высокого напряжения (660в) на борту бронетранспортёра обуславливает введение дополнительных мер по защите экипажа от поражения электрическим током при повреждении или эксплуатации любого электроагрегата;
- предъявляет высокие требования к герметичности устанавливаемого электрооборудования и бронетранспортера в целом;
- требует изучения степени долговременного влияния электромагнитных полей на экипаж;
- требует наличия сложной и разветвленной системы охлаждения для силовых агрегатов;
- не обеспечивает высокую надежность работы компонентов системы управления во время современного боя с применением ядерного оружия.

Выводы. На основании приведенного анализа можно сделать вывод, что электротрансмиссия может быть рекомендована для использования при проектировании колесных бронетранспортеров и специальных шасси нового поколения. Также она может быть использована при модернизации существующих машин с незначительными доработками в корпусе.

Технология электропривода колесных транспортных средств, в связи с наличием комбинированной системы обеспечения энергией, приоритетна для применения на территории Украины. При изготовлении опытных образцов можно базироваться, как на отечественные, так и на импортные комплектующие.

Наличие в недалеком будущем, отработанных конструкций готовых к внедрению или внедренных в производство будет одним из факторов, определяющих место Украины в ряду технологически развитых стран.

Поторока А.В., Решетило Е.И. Гращенко Г.П., Липовец В.В., Евтушенко В.В.,
Бондарь А.И.

ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ ДЛЯ МАШИН КЛАСУ БРОНЕТРАНСПОРТЕРІВ

В статті наведено аналіз переваг та недоліків застосування електротрансмисії при проектуванні нових машин класу бронетранспортерів.

Поторока А.В., Решетило Е.И. Гращенко Г.П., Липовец В.В., Евтушенко В.В.,
Бондарь А.И.

ПРИМЕНЕНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ ДЛЯ МАШИН КЛАССА БРОНЕТРАНСПОРТЕРОВ

В статье приведен анализ преимуществ и недостатков использования электротрансмиссии при проектировании новых машин класса бронетранспортеров.

Potoroka A.V., Reshetilo Ye.I., Grashchenkov G.P., Lipovec V.V., Evtushenko V.V.,
Bondar A.I.

USE OF ELECTROMECHANICAL TRANSMISSIONS FOR THE ARMoured CARRIER

In the report questions of application of electromechanical transmissions in armoured carrier, the analysis of their advantages and deficiencies, a function chart of operation of its elements, an instance of arrangement solutions on the basis of the designed chassis are observed.

УДК 629.3.064.3

Слюсаренко Ю.А., канд. техн. наук; Початовский С.В., Галушка Ю.В.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ТРАНСМИССИИ КОЛЁСНОГО БРОНЕТРАНСПОРТЁРА БТР-4Е ЗА СЧЁТ ВВЕДЕНИЯ В ГИДРОСИСТЕМУ АВТОНОМНОГО КОНТУРА СМАЗКИ И ОХЛАЖДЕНИЯ РАЗДАТОЧНОЙ КОРОБКИ

1. Введение. Одним из основных показателей при эксплуатации военных легкобронированных колёсных машин является надёжность гидравлических систем управления, смазки и охлаждения элементов трансмиссии и в частности раздаточной коробки (РК) [1].

В Харьковском конструкторском бюро по машиностроению им. А.А. Морозова за короткий промежуток времени (2009 - 2010 г.г.) разработан бронетранспортёр нового поколения БТР-4Е и целый ряд машин, построенных на его базе, таких как: ремонтно-эвакуационная – БРЭМ-4РМ, медицинская БММ-4С, командно-штабная БТР-4КШ машина и д.р.

Раздаточная коробка предназначена для передачи и распределения крутящего момента от двигателя к восьми ведущим колёсам четырёх мостов изделия при движении по суше, а также для передачи крутящего момента от двигателя к насосам дополнительного гидрооборудования - гидроприводу водоходного движителя при движении на плаву и гидроприводу кранового оборудования БРЭМ-4РМ при работе крановой установки [2]. Раздаточная коробка, применяемая на всех вышеуказанных разновидностях машин, имеет три передачи - нейтральную, повышенную и пониженную.

Гидросистема управления, смазки и охлаждения трансмиссии [3] обеспечивает подачу и откачку масла на смазку и охлаждение трущихся деталей раздаточной коробки, тем самым предотвращая преждевременный их износ.

Реализованная в металле, на первом этапе разработки изделия БТР-4Е гидросистема управления, смазки и охлаждения в части смазки раздаточной коробки имеет ряд эксплуатационных ограничений.

Гидравлическая принципиальная схема первого варианта гидросистемы управления, смазки и охлаждения рабочей жидкости приведена на рис. 1.

Рабочая жидкость на смазку раздаточной коробки в данной схеме подается нагнетающим насосом (Н2), установленным на входном редукторе (ВР), имеющем привод непосредственно от двигателя изделия. Откачка жидкости из раздаточной коробки осуществляется насосом (Н3) НШ16Г-3, установленным на её первичном валу. Заданная величина давления масла на смазку регулируется клапаном смазки (КУ4). Ходовые испытания изделия с данной гидросхемой смазки выявили случаи переполнения и разрушения уплотнений раздаточной коробки, которые обусловлены раздельными приводами нагнетающего (Н2) и откачивающего (Н3) насосов, а так же особенностями компоновочных решений в части размещения трансмиссионного маслобака и радиатора охлаждения (АТ) в верхней части, а раздаточной коробки, соответственно, в нижней части моторно-трансмиссионного отделения.

Производительность насоса (Н2) зависит только от частоты вращения коленчатого вала основного двигателя, а производительность насоса (Н3) кроме этого зависит и от номера включенной передачи в коробке передач (КП), поскольку раздаточная коробка имеет привод от коробки передач изделия. Вследствие этого на нейтральной и пониженных передачах насос Н3 имеет производительность меньшую, чем (Н2). Это может приводить к переполнению раздаточной коробки рабочей жидкостью и, как следствие, к выходу её из строя [8]. При движении изделия задним ходом, насос (Н3) вращается в реверсивном режиме и откачка из раздаточной коробки прекращается.

Для предотвращения подачи рабочей жидкости от насоса (Н2) при отсутствии откачки, а также на нейтральной, 1-й передаче прямого хода и при малой частоте вращения выходного вала двигателя (до 1800 мин^{-1}) на 2-й передаче, в гидросистеме установлен отсечной электрогидроклапан (ГР), управляемый электронной аппаратурой системы автоматического управления коробкой передач (КП).

В процессе проведения ходовых испытаний [8] имели место случаи «зависания» клапана (ГР) в открытом положении, при этом подача рабочей жидкости на смазку в раздаточную коробку не прекращалась, что приводило к переполнению и, как следствие, к разрушению уплотнений и течи масла из раздаточной коробки.

После остановки двигателя и отключения бортового электропитания, на стоянке изделия, находясь в обесточенном состоянии, отсечной электрогидроклапан позволяет

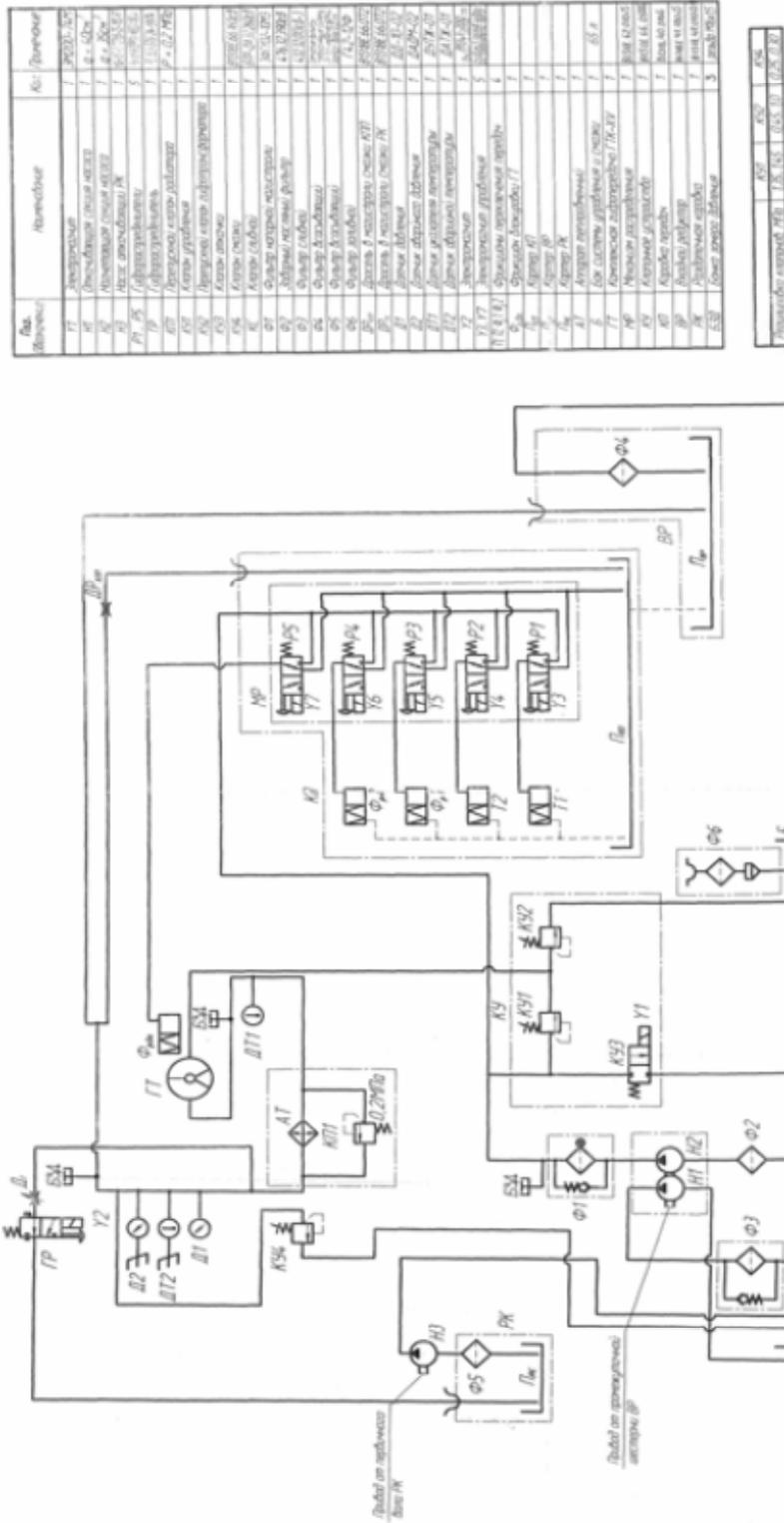


Рис. 1. Гидравлическая принципиальная схема первого варианта гидросистемы управления, смазки и охлаждения рабочей жидкости бронетранспортера БТР-4Е с односекционным насосом (НЗ) отдачи масла из РК

рабочей жидкости перетекать по трубопроводу из радиатора (АТ), установленного на крыше изделия, в раздаточную коробку, находящуюся внизу на днище, в объёме не менее 10-ти литров. В случае если перед началом движения изделия откачка из РК не производилась, наличие рабочей жидкости, практически полностью заполнившей внутренний объём ($V \approx 15$ л) раздаточной коробки, приводит в процессе вращения шестерен к барботажу и продавливанию рабочей жидкости через элементы уплотнения и выходу их из строя [8].

Таким образом, внесение изменений в конструкцию гидросистемы управления, смазки и охлаждения трансмиссии, исключающих возможность переполнения рабочей жидкостью раздаточной коробки, как при движении изделия, так и на стоянке, является актуальной задачей.

2. Цель и задачи исследования. Целью работы является доработка гидросистемы управления, смазки и охлаждения трансмиссии в части реализации мероприятий по устранению переполнения раздаточной коробки рабочей жидкостью при обеспечении её смазки и охлаждения на всех режимах движения.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- доработать гидравлическую схему гидросистемы управления, смазки и охлаждения трансмиссии в части организации автономного контура смазки и охлаждения раздаточной коробки путём введения в гидросистему двухсекционного насоса, установленного на первичном валу раздаточной коробки и блока обратных клапанов.

- выбрать параметры двухсекционного насоса с общим приводным валом для обеспечения согласования объёмов подачи и откачки рабочей жидкости на смазку и охлаждение раздаточной коробки.

- разработать блок обратных клапанов и рассчитать его параметры, для обеспечения переключения потоков рабочей жидкости при прямом и реверсном движении изделия.

3. Объектом исследования является гидросистема управления, смазки и охлаждения трансмиссии бронетранспортёра БТР-4 и машин на его базе.

4. Предметом исследования является работа автономного контура гидросистемы управления, смазки и охлаждения трансмиссии, обеспечивающего смазку и охлаждение раздаточной коробки [6].

5. Методы исследования, используемые в работе: системный подход при изучении и решении проблемы улучшения характеристик подвижности и надёжности БТР-4 на базе научных положений гидродинамики [5], теории гидравлических цепей [2], исследования параметров гидравлических систем в стендовых условиях [4];

6. Научная новизна полученных результатов заключается в следующем: получила дальнейшее развитие теория управления подвижностью БТР-4 и машин на его базе в части решения проблемы улучшения характеристик смазки и охлаждения раздаточной коробки бронетранспортёра за счёт модернизации параметров и структуры гидросистемы управления, смазки и охлаждения трансмиссии.

7. Методика синтеза автономного контура смазки раздаточной коробки. Модернизация гидросистемы управления, смазки и охлаждения трансмиссии опытного образца изделия БТР-4Е заключается в исключении отсечного клапана (ГР) РЕ 6.3-573 Г24-УХЛ4 с электронным контуром управления и в установке на первичном валу раздаточной коробки вместо штатного насоса откачки (НЗ) НШ16Г-3 см. рис.1 – двухсекционного насоса НШ16-10Д3 (НЗ,Н4) со специально разработанным блоком обратных клапанов В1318Е.66.660сб см. рис.2 и рис.3, обеспечивающих одновременную подачу и откачку рабочей жидкости на смазку раздаточной коробки.

Разработанная гидравлическая принципиальная схема модернизированной системы управления, смазки и охлаждения трансмиссии опытного образца изделия БТР-4Е с автономным контуром смазки и откачки рабочей жидкости из раздаточной коробки приведена на рис.2.

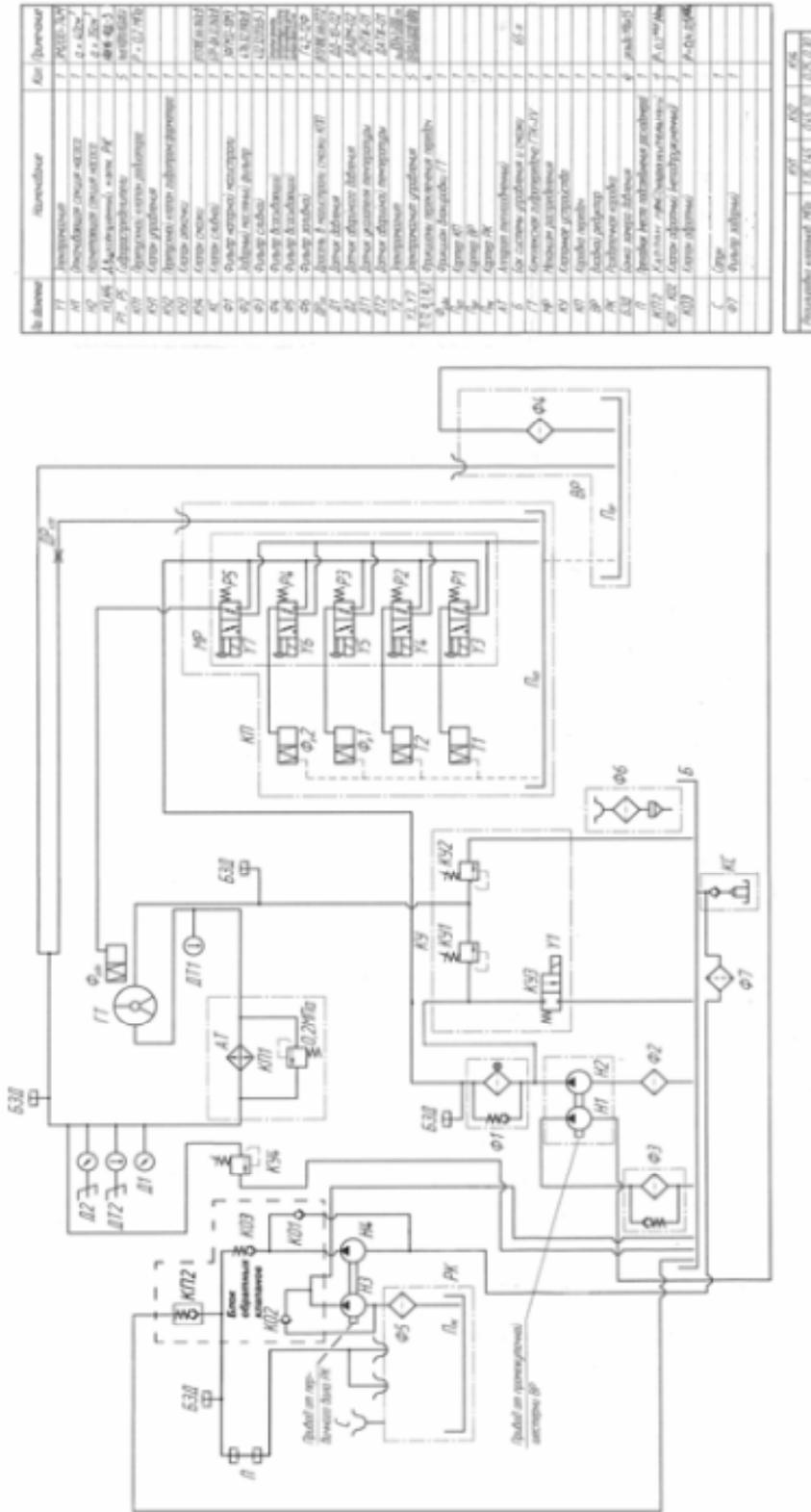


Рис 2. Модернізована гідравлічна принципиальна схема гідросистеми управління, смазки та охолодження робочої жидкості бронетранспортера БТР-4Е з блоком обратних насосів і двухсекційним насосом смазки (НЗ) і откачки (НЗ) робочої жидкості из раздаточной коробки

Транспортне машинобудування

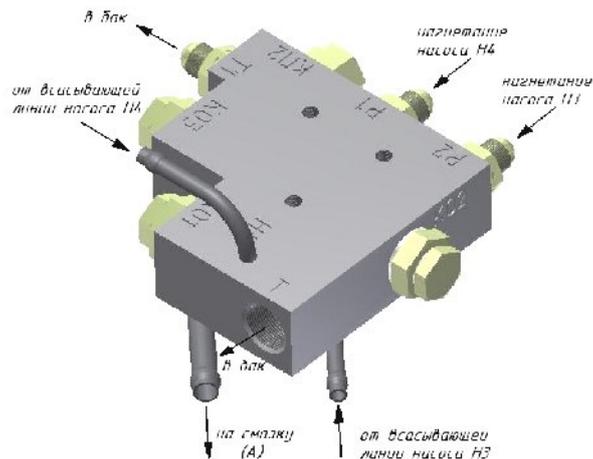


Рис. 3. Блок обратных клапанов

Двухсекционный насос смазки (Н4) и откачки (Н3) имеют общий привод от первичного вала раздаточной коробки. Работа системы смазки раздаточной коробки регулируется гидравлическим блоком обратных клапанов (БК) (рис.3), состоящим из обратных клапанов (КО1, КО2 и КО3), а так же клапана смазки (КП2). Клапан КП2 настроен на давление $P=0,25^{+0,05}$ МПа.

Общий привод двухсекционного насоса (Н3) объемом $V=16 \text{ см}^3$ и (Н4) объемом $V=10 \text{ см}^3$, а также больший на 6 см^3 рабочий объем насоса откачки (Н3), позволяют осуществлять смазку и откачку рабочей жидкости, исключают возможность переполнения раздаточной коробки при прямом вращении вала, соответствующем движению изделия на нейтральной передаче и передачах прямого хода, в допустимых диапазонах частот вращения [7].

При движении задним ходом, т.е. при реверсном вращении двухсекционного насоса, при отсутствии нагнетания рабочей жидкости секцией насоса (Н3), поскольку сливной патрубком в баке находится выше уровня рабочей жидкости, смазка осуществляется имеющейся в раздаточной коробке рабочей жидкостью. Откачке этой жидкости из раздаточной коробки секцией насоса (Н4) препятствует обратный клапан (КО3).

Для предотвращения вакуумирования [5] всасывающих полостей насосов (Н3) и (Н4) и, соответственно, выхода их из строя, в блоке клапанов (БК) установлены обратные клапаны (КО1) и (КО2), объединяющие нагнетающие и всасывающие полости при реверсном вращении.

Предложенная схема также исключает возможность перетекания рабочей жидкости из радиатора в раздаточную коробку на стоянке изделия, так как система смазки раздаточной коробки выделена в автономный контур, не связанный с радиатором. При этом перетеканию рабочей жидкости в раздаточную коробку из бака, установленного выше раздаточной коробки, через насос смазки препятствует клапан КО3.

Охлаждение рабочей жидкости контура смазки раздаточной коробки в модернизированной гидросистеме обеспечивается за счёт перемешивания её в трансмиссионном масле с рабочей жидкостью, поступающей из радиаторов (АТ) [2], [5].

Специалистами КП ХКБМ проведены стендовые испытания гидросистемы смазки и охлаждения раздаточной коробки, а так же стационарные испытания [9] модернизированной гидросистемы управления, смазки и охлаждения трансмиссии в изделии БТР-4Е с автономным контуром системы смазки и охлаждения рабочей жидкости раздаточной коробки, включающей двухсекционный насос и блок обратных клапанов. В процессе стендовых и стационарных испытаний фиксировались температура, давление и расход рабочей жидкости на смазку раздаточной коробки с целью проверки работы модернизированной системы смазки и охлаждения раздаточной коробки. Положительные результаты испытаний приведены в Научно-техническом отчёте [10] и Технической записке [9].

8. Выводы. Модернизация гидросистемы управления, смазки и охлаждения трансмиссии опытного образца изделия БТР-4Е с автономным контуром смазки и охлаждения раздаточной коробки, включающим двухсекционный насос с общим приводным валом и блок обратных клапанов, по результатам стендовых и стационарных испытаний обеспечивают заданные параметры системы смазки. В настоящее время проводятся ходовые испытания опытного образца изделия БТР-4Е с автономным контуром смазки и откачки рабочей жидкости из раздаточной коробки.

Литература: 1. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. – Л.: Машиностроение, 1975. – 480с. 2. Бердников В.В. Прикладная теория гидравлических цепей. – М.: Машиностроение, 1977. –172с. 3. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1972. –376с. 4. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро и пневмосистем. – М.:Машиностроение, 1982. –504с. 5. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.:Машиностроение, 1971.- 672с.6. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. – Киев.:Техніка, 1977. – 320с. 7. Ковалевский В.Ф., Железняков Н.Т., Бейлин Ю.Е. Справочник по гидроприводам горных машин. М.:Недра, 1967, - 336с. 8. Акт №111/ХКБМ от 17.06.2011г. 9.Техническая записка №163/ХКБМ от 19.08.2011г. 10. Научно-технический отчет №62/ХКБМ от 22.03.2011г.

Bibliography (transliterated): 1. Antonov A.S. Silovye peredachi kolesnyh i gusenichnyh mashin. – L.: Mashinostroenie, 1975. – 480s. 2. Berdnikov V.V. Prikladnaja teorija gidravlicheskih cepej. – M.: Mashinostroenie, 1977. –172s. 3. Gamynin N.S. Gidravlicheskiy privod sistem upravlenija. – M.: Mashinostroenie, 1972. –376s. 4. Popov D.N. Dinamika i regulirovanie gidro i pnevmosistem. – M.:Mashinostroenie, 1982. –504s. 5. Bashta T.M. Mashinostroitel'naja gidravlika. – M.:Mashinostroenie, 1971.- 672s.6. Abramov E.I., Kolesnichenko K.A., Maslov V.T. Jelementy gidroprivoda. – Kiev.:Tehnika, 1977. – 320s. 7. Kovalevskij V.F., Zheleznyakov N.T., Bejlin Ju.E. Spravochnik po gidroprivodam gornyh mashin. M.:Nedra, 1967, - 336s. 8. Akt №111/ХКБМ от 17.06.2011g. 9.Tehnicheskaja zapiska №163/ХКБМ от 19.08.2011g. 10. Nauchno-tehnicheskij otchet №62/ХКБМ от 22.03.2011g.

Слюсаренко Ю.А., Початовский С.В., Галушка Ю.В.

**ПОВЫШЕНИЕ НАДЁЖНОСТИ ТРАНСМИССИИ КОЛЁСНОГО
БРОНЕТРАНСПОРТЁРА БТР-4Е ЗА СЧЁТ ВВЕДЕНИЯ В ГИДРОСИСТЕМУ
АВТОНОМНОГО КОНТУРА СМАЗКИ И ОХЛАЖДЕНИЯ
РАЗДАТОЧНОЙ КОРОБКИ**

Предложен метод повышения надёжности трансмиссии колёсного бронетранспортёра БТР-4Е и машин на его базе, за счёт введения в гидросистему автономного контура смазки раздаточной коробки.

Слюсаренко Ю.О., Початовський С.В., Галушка Ю.В.

**ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТРАНСМІСІЇ КОЛІСНОГО БРОНЕТРАНСПОРТЁРА
БТР-4Е ЗА РАХУНОК ВВЕДЕННЯ ДО ГІДРОСИСТЕМИ НЕЗАЛЕЖНОГО КОНТУРУ
ЗМАЩУВАННЯ ТА ОХОЛОДЖЕННЯ РОЗДАВАЛЬНОЇ КОРОБКИ**

Запропоновано метод підвищення надійності трансмісії колісного бронетранспортёра БТР-4Е та машин на його базі, за рахунок введення до гідросистеми автономного контуру змащування роздавальної коробки.

Sljusarenko J.A, Pochatovskyi S.V., Galushka J.V.

**INCREASE RELIABILITY TRANSMISSION OF THE WHEEL ARMORED PERSONNEL
CARRIER BTR-4E DUE TO INTRODUCTION IN HYDROSYSTEM OF THE
INDEPENDENT CONTOUR OF GREASING AND COOLING DISTRIBUTING BOX**

The method increase reliability transmission of a wheel armored personnel carrier BTR-4E and machines on its base, due to introduction in hydrosystem of an independent contour of greasing distributing box is offered.

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ И ТОПЛИВО-ЭКОНОМИЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЕННЫХ МАШИН

Введение. Переориентация военной стратегии на решение локальных конфликтов и выполнение антитеррористических операций меняет характер комплектации современной армии личным составом и боевой техникой. Особое значение приобретают профессиональные, хорошо обученные, малые по составу воинские подразделения, оснащенные экономичной и высокомобильной бронированной техникой, которая способна обеспечить длительную автономную боевую работу экипажа в отрыве от тылов и баз снабжения. Исходя из этого, современные военные машины (ВМ) должны обладать следующими качествами – это высокий интеллектуальный уровень, способность оперативно реагировать на быстро изменяющуюся обстановку, иметь хорошую обзорность и связь, оставаясь при этом незаметным для противника, быть высокомобильными, надежно защищенными, обладать большим запасом хода и иметь возможность дать огневой отпор. Таким образом, исследования ученых и разработки конструкторов в направлениях повышения тягово-скоростных и топливно-экономичных характеристик ВМ продолжают быть актуальными.

Анализ последних достижений и публикаций. На сегодняшний день в качестве энергетической установки на большинстве колесных и гусеничных ВМ применяется дизельный двигатель (ДД), как наиболее удовлетворяющий по совокупности следующих требований: допустимые габаритные размеры и вес для установки на ВМ, наибольшая габаритная и удельная мощности, хорошая тяговая характеристика и приемистость при трогании машины с места, небольшая продолжительность пуска при температурах выше +5 °С и допустимая при температурах ниже +5 °С, безотказная работа в различных климатических условиях, возможность работы на разных видах топлива (керосин, бензин, дизельное топливо); имеет наименьшую пожароопасность в случае использования дизельного топлива и наибольший КПД в сравнении с другими видами энергетических установок [1]. Однако, основным недостатком ДД, как и других видов двигателей внутреннего сгорания, является значительное изменение мощности с изменением частоты вращения коленчатого вала. Из-за этого крутящий момент данного типа энергетической установки изменяется в небольших пределах, что не соответствует широкому спектру изменения внешних условий движения. Поэтому для успешного использования ДД в качестве энергетической установки на колесных и гусеничных транспортных машинах (ТМ) применяется трансмиссия.

В результате получаем, что для повышения тягово-скоростных и топливно-экономичных характеристик ВМ необходимо совершенствовать конструкцию как ДД, так и трансмиссии. Поэтому за последние десятилетия, с одной стороны, на ДД были внедрены и отработаны до совершенства системы наддува и подогрева воздуха, системы охлаждения двигателя, микропроцессорные системы автоматического управления (МСАУ) впрыском топлива, фаз газораспределения, отключения цилиндров на холостом ходу [2]. Все это позволило значительно увеличить габаритную и удельную мощности ДД, и достичь только до 40 % коэффициента полезного действия (КПД). Больше половины энергии, которая запасена в природном топливе, к сожалению, рассеивается в виде тепла. В холодное время года часть этого тепла используется для обогрева обитаемого отделения ТМ, а в теплое время года бесцельно рассеивается. С другой стороны, на ТМ были внедрены разные виды трансмиссий, МСАУ работой этих трансмиссий, а также комплексные системы

управления движением машин, которые согласованно управляют работой двигателя и трансмиссии [3, 4]. Все эти мероприятия позволили до определенного уровня улучшить тягово-скоростные и топливо-экономичные показатели ТМ, значительно облегчить управление ими, снизить утомляемость водителя, сократить время на обучение вождению за счет уменьшения и упрощения операций управления со стороны водителя, увеличить ресурс работы двигателя и трансмиссии. Однако, если рассмотреть настоящий уровень развития технологий по созданию силовых установок для ТМ то можно увидеть, что имеются резервы для дальнейшего совершенствования конструкций ДД и трансмиссий, которые позволят еще больше увеличить тактико-технические характеристики ВМ, а также улучшить технические характеристики ТМ гражданского назначения. Поэтому необходимо проведение дальнейших исследований в этой области.

Цель и постановка задачи. Данная работа ставит своей целью поиск новых технических решений, которые позволят повысить тягово-скоростные и топливо-экономичные характеристики ВМ в сравнении с уже достигнутыми. Для этого необходимо выполнить анализ характеристик ДД и трансмиссий, которые уже устанавливаются на ТМ, анализ их конструкций, а также анализ современного уровня технологий, которые в настоящее время применяются в машиностроении при создании силовых установок для ТМ.

Анализ характеристик дизельного двигателя, трансмиссий ТМ и их конструкций.

Понятно, что тип энергетической установки ТМ влияет на ее конструкцию, но наиболее важным в этом случае являются не сами конструктивные особенности энергетической установки, а ее внешняя скоростная характеристика. Качественно общий вид этой характеристики выглядит одинаково для разных моделей ДД при различных абсолютных значениях параметров. Аналитически строят внешнюю скоростную характеристику ДД по следующим зависимостям [5]:

$$N_e = N_{e\max} \cdot \left[a_\omega \frac{\omega}{\omega_N} + b_\omega \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 - c_\omega \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^3 \right]; \quad N_{ce} = N_e - \Delta N; \quad \Delta N = a_\Delta \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^{a_N} N_{e\max}; \quad (1)$$

$$M_e = \frac{N_e}{\omega}; \quad M_{ce} = \frac{N_{ce}}{\omega}; \quad g_e = g_{eN} \cdot \left[a_g - b_g \frac{\omega}{\omega_N} + c_g \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 \right]. \quad (2)$$

где N_e , N_{ce} и ΔN – эффективная, свободная мощности и мощность потерь, кВт; M_e , M_{ce} – эффективный и свободный крутящие моменты коленвала двигателя, Н·м; g_e – удельный эффективный расход топлива г/(кВт·ч); ω – частота вращения коленвала двигателя, с⁻¹; a_ω , b_ω , c_ω , a_g , b_g , c_g – коэффициенты.

Например, рассмотрим внешнюю скоростную характеристику ДД 3ТД-3 на рис. 1. На характеристике нанесены следующие характерные точки: ω_{\min} – минимальная частота вращения коленвала двигателя; ω_{\max} – максимальная частота вращения коленвала двигателя; $\omega_{\text{хх}}$ – максимальная частота вращения коленвала двигателя на холостом ходу; $\omega_{M_{e\max}}$ – частота вращения, соответствующая максимальной величине эффективного крутящего момента двигателя; $\omega_{M_{ce\max}}$ – частота вращения, соответствующая максимальной величине свободного крутящего момента двигателя; $\omega_{g_{e\min}}$ – частота вращения, соответствующая минимальной величине удельного эффективного расхода топлива; $M_{e\max}$ – максимальный эффективный крутящий момент; $M_{ce\max}$ – максимальный свободный крутящий момент; $g_{e\min}$ – минимальный удельный эффективный расход топлива; $N_{e\max}$ – максимальная эффективная мощность; $N_{ce\max}$ – максимальная свободная мощность.

Из анализа внешней скоростной характеристики видно, что при максимальной подаче топлива рабочий диапазон ДД ограничивается точками $\omega_{M_{ce\max}}$ и ω_{\max} , в котором обеспе-

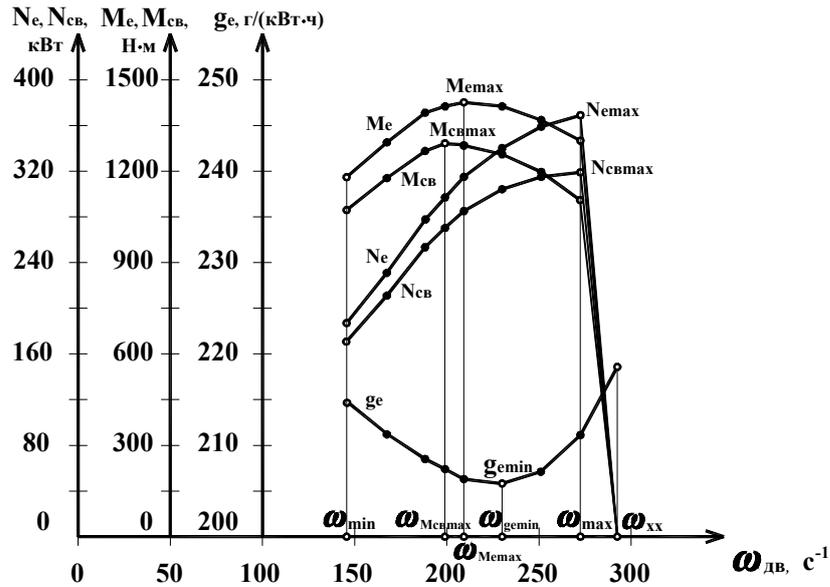


Рис.1. Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя 3ТД-3

чивается устойчивая работа. В диапазоне частот между точками ω_{\min} и $\omega_{M_{свmax}}$ двигатель будет работать неустойчиво, а частота вращения коленчатого вала будет уменьшаться до полной остановки, так как в этом случае момент сопротивления превышает крутящий момент, который развивает двигатель. Наиболее оптимальной для работы ДД является область между точками $\omega_{M_{свmax}}$ и $\omega_{g_{emin}}$. В этой области можно получить максимальный свободный крутящий момент $M_{свmax}$ и минимальный удельный эффективный расход топлива g_{emin} . Но, к сожалению, эта область имеет небольшой кинематический диапазон до 31 c^{-1} . Поэтому, долгое время, конструкторы не могли создать трансмиссию для ТМ весом более 5 т, которая бы обеспечивала работу ДД в области минимального удельного эффективного расхода топлива и максимального свободного крутящего момента, а также позволила изменять скорость машины от 0 до 33,3 м/с (120 км/ч), имела небольшие габаритные размеры, вес, высокий КПД и надежную работу в различных дорожных условиях. В результате появились несколько разных видов конструкций трансмиссий для ТМ, которые имеют определенные недостатки по отношению к изложенным требованиям. Рассмотрим их.

По характеру изменения передаточного отношения современные трансмиссии классифицируются на ступенчатые, бесступенчатые и комбинированные. В свою очередь к ступенчатым трансмиссиям относятся трансмиссии с вальными и планетарными механическими ступенчатыми коробками передач (МСКП). К бесступенчатым – трансмиссии с гидробъемными, электрическими и вариаторными передачами. К комбинированным – трансмиссии с гидромеханическими и электромеханическими передачами (ГМП и ЭМП). Выполним их сравнительный анализ.

Ступенчатые механические трансмиссии (СМТ) большое распространение на ТМ получили благодаря их высокому значению КПД, в пределах 86 – 92% [6] в зависимости от включенной передачи, а также благодаря компактности, небольшим размерам и весу МСКП, их надежной работе в различных условиях эксплуатации ТМ, относительной простоте в изготовлении. Однако, они имеют следующие существенные недостатки – это ступенчатое изменение передаточных чисел и отсутствие возможности поддерживать работу ДД в диапазоне между точками $\omega_{M_{свmax}}$ и $\omega_{g_{emin}}$. Это видно из тяговой и разгонной характеристик ТМ с СМТ, которые строят по следующим зависимостям [5]:

$$P_{\text{тяги}} = \frac{M_{\text{св}}}{R_{\text{вк}}} i_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}; \quad v_{\text{м}} = \frac{\omega \cdot R_{\text{вк}}}{i_{\text{тр}}} \quad (3)$$

где $P_{\text{тяги}}$ – сила тяги на ведущих колесах машины, кН; $M_{\text{св}}$ – свободный крутящий момент коленвала двигателя, Н·м; $R_{\text{вк}}$ – радиус ведущего колеса, м; $i_{\text{тр}}$ – передаточное отношение трансмиссии; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии, $v_{\text{м}}$ – скорость движения машины м/с; ω – частота вращения коленвала двигателя, с⁻¹.

Например, рассмотрим на рис. 2 характеристики БТР-3У с СМТ.

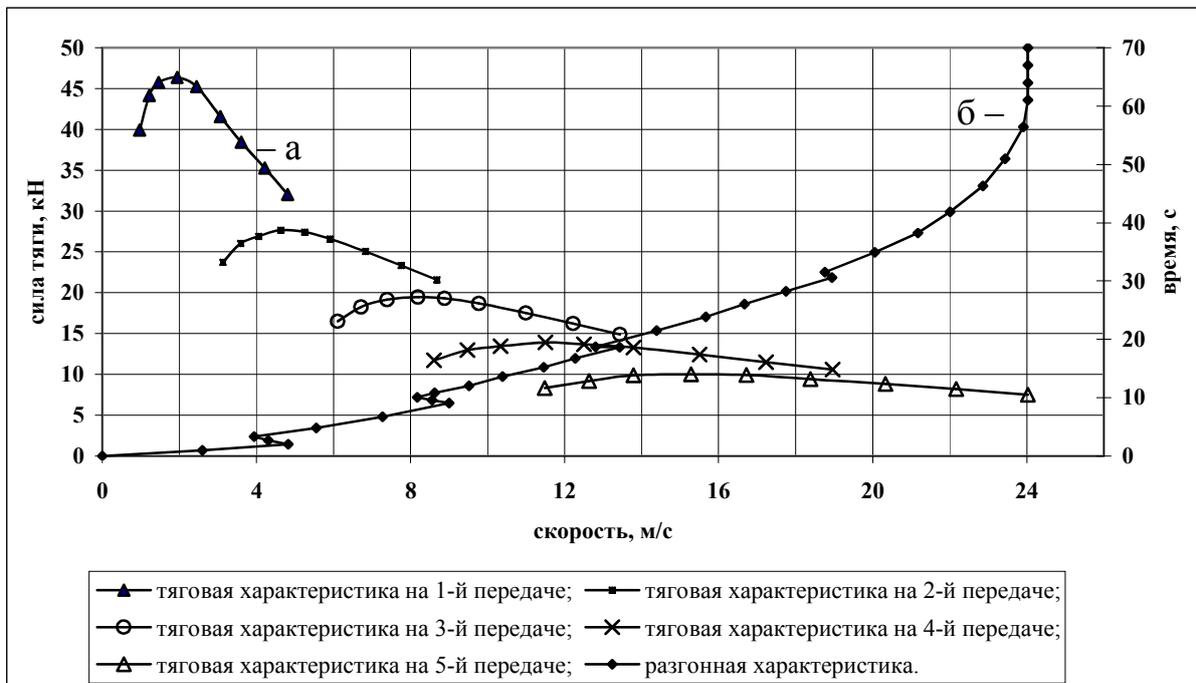


Рис.2. Характеристики БТР-3У с СМТ:
 а – тяговая характеристика; б – разгонная характеристика.

В СМТ используется рабочий диапазон ДД ограниченный точками $\omega_{\text{Мсвmax}}$ и ω_{max} . Ступенчатое изменение передаточных чисел ведет к разрыву потока мощности при переходе с передачи на передачу, что приводит к уменьшению эффективности использования мощности двигателя, снижению средней скорости движения, а также увеличению времени разгона машины.

Кроме того, при переключении передач происходит скачкообразное изменение силы тяги на ведущих колесах с разрывом потока передаваемой мощности, которое вызывает ударные нагрузки в трансмиссии и на коленчатый вал двигателя, а это в свою очередь приводит к снижению ресурса работы, как трансмиссии, так и двигателя. Для поддержания рабочего диапазона ДД в пределах $\omega_{\text{Мсвmax}}$ и $\omega_{\text{ге}}$ и уменьшения скачков силы тяги на ведущих колесах при переключении передач необходимо в МСКП увеличивать число передач. Это, в свою очередь, ведет к большим габаритным размерам, большому весу и усложнению конструкции МСКП. Такие коробки, к сожалению, невозможно разместить в ограниченном пространстве ТМ. Поэтому конструктора искали новые технические решения для создания бесступенчатых передач, которые позволили бы поддерживать постоянный режим работы двигателя, плавно изменять передаточное отношение в трансмиссии и исключить разрыв потока мощности, передаваемой от двигателя к ведущим колесам.

В результате появилось три направления в создании бесступенчатых передач – механические вариаторы скорости (МВС), гидравлические передачи (ГП) и электрические передачи (ЭП).

В настоящее время существует два основных вида конструкций МВС, которые уже применяются на легких колесных машинах – фрикционные и клиноременные вариаторы. Благодаря высокому КПД до 96%, большому диапазону непрерывного регулирования МВС привлекают внимание разработчиков трансмиссий. Однако их работоспособность при передаче больших мощностей более 150 кВт от двигателя к колесам ТМ не высока. Поэтому МВС пока что применяют только на легкой технике – мопеды, мотороллеры, снегоходы, а также легковые автомобили весом до 2,5 т [6]. Тем не менее, работы по совершенствованию конструкций МВС продолжаются, так как в них энергия вращения коленчатого вала двигателя не преобразуется ни в какой другой вид энергии, а лишь изменяется вращение по частоте и моменту вплоть до колес ТМ, что позволяет обеспечивать высокий КПД данного типа передачи [7,8].

Передавать большие мощности от двигателя к колесам ТМ способны ГП и ЭП. Но они имеют низкие значения КПД, в пределах 57 – 83% в зависимости от режима работы [6, 9]. Это происходит из-за того, что в них энергия вращения коленчатого вала двигателя сначала преобразуется в давление жидкости, или скоростной поток жидкости, или электрический ток и магнитное поле, а потом в энергию вращения ведущего колеса. Т.е. в передаче энергии от вала двигателя к ведущим колесам участвуют промежуточные носители – жидкость, электрическое и магнитное поля. Тем не менее, ГП и ЭП до сегодняшнего дня являются незаменимыми при проектировании трансмиссий для огромных машин весом больше 100 тон – карьерные экскаваторы, самосвалы, ракетовозы и т.п. В этих случаях не рассматривается экономичность проектируемой трансмиссии, а проблема стоит в отсутствии возможности механически передать мощный управляемый крутящий момент на колеса огромной машины. Кроме того, ГП и ЭП дают преимущество в выполнении компоновки полноприводных ТМ, так как отсутствуют жесткие механические связи между элементами трансмиссии, что позволяет реализовать различные варианты расположения энергетической установки, для колесных машин выполнить разное количество приводных осей и разные варианты колесной формулы, а также расширить внутреннее пространство в ТМ.

ГП делят на два основных вида – гидрообъемные (гидростатические) и гидродинамические. Но и те и другие имеют большие габаритные размеры и массу в случае передачи мощностей от 200 кВт и выше. Это позволяет применять их только на ВМ весом более 50 т. Также с ростом передаваемого потока мощности нелинейно и в значительной степени возрастают потери в ГП. Поэтому гидрообъемные и гидродинамические передачи стали объединять с планетарными МСКП. В результате были получены комбинированные полнопоточные и двухпоточные ГМП, которые являются более компактными в сравнении с ГП и у них КПД может достигать 92 % на стационарных режимах движения, а плавное изменение передаточного отношения обеспечивает система управления.

Например, возможность блокировать комплексный гидротрансформатор (ГТ) в полнопоточной ГМП, при движении с постоянной скоростью, позволяет увеличивать величину ее КПД до значения, соответствующего МСКП. В тоже время разблокированный ГТ в моменты переключения передач в планетарной МСКП, а также при начале движения ТМ, обеспечивает плавное изменение передаточного отношения в трансмиссии. Таким образом, исключается разрыв потока мощности, передаваемой от двигателя к ведущим колесам. Это видно из тяговой и скоростной характеристик ТМ с гидромеханической трансмиссией (ГМТ) рис. 3, которая построена на основе полнопоточной ГМП. Характеристики строят по зависимостям (3). Только в место величин свободного крутящего момента коленвала двигателя $M_{св}$ подставляют величины крутящего момента на турбинном колесе ГТ M_m , а в место величин частоты вращения коленвала двигателя ω подставляют вели-

чины частоты вращения турбинного колеса ГТ ω_m . Эти величины определяют из следующих зависимостей [5]:

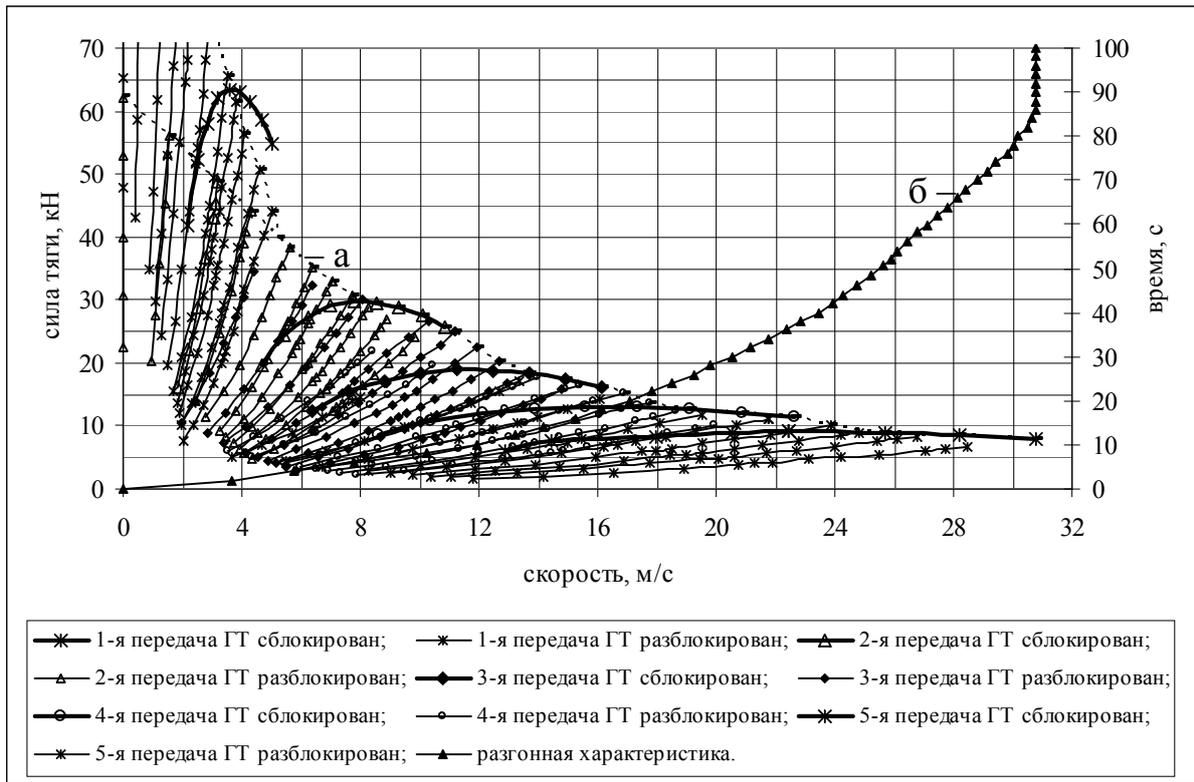


Рис.3. Характеристики БТР-4Е с полнопоточной ГМТ:
 а – тяговая характеристика; б – разгонная характеристика.

$$M_m = \kappa_{em} \cdot M_n = \kappa_{em} \cdot \lambda_n \cdot \gamma_{жс} \cdot \omega_n^2 \cdot D_a^5; \quad \omega_m = \omega_n \cdot i_{em}^{-1}. \quad (4)$$

где M_m – крутящий момент, развиваемый турбинным колесом ГТ, Н·м; κ_{em} – коэффициент трансформации момента ГТ; M_n – крутящий момент, развиваемый насосным колесом ГТ, Н·м; λ_n – коэффициент момента насосного колеса, c^2/m ; $\gamma_{жс}$ – удельный вес рабочей жидкости, H/m^3 ; ω_n – угловая скорость вала насосного колеса ГТ, c^{-1} ; D_a – активный диаметр гидропередачи, м; i_{em}^{-1} – кинематическое передаточное число ГТ; ω_m – угловая скорость турбинного колеса ГТ, c^{-1} .

Совершенствование конструкций электрических трансмиссий (ЭТ) до определенного времени происходило в тех же направлениях, что и в гидравлических. Т.е. для уменьшения габаритных размеров, массы и повышения КПД трансмиссии в целом ЭП объединялись с планетарными МСКП [9]. Долгое время в качестве тяговых электродвигателей (ТЭД) использовались электродвигатели постоянного тока с последовательным и смешанным возбуждением, поскольку их скоростная характеристика по внешнему виду близка к характеристике идеального двигателя с постоянной мощностью, который в большей степени подходит для разнообразных условий эксплуатации ТМ. Регулирование скорости вращения валов ТЭД постоянного тока, а также их крутящих моментов выполнялось довольно просто. Изменялась величина добавочного переменного сопротивления в обмотках возбуждения. Однако, ни новые конструкции ТЭД постоянного тока, ни развитие технологии их изготовления не позволило существенно уменьшить их габаритные размеры и вес. Кроме того, этот тип ТЭД требовал периодического технического обслуживания в процессе эксплуатации ТМ, которое заключалось в замене контактных щеток, да и управление током в обмотке возбуждения с помощью добавочного переменного сопротивления

является не экономичным и имеет большие потери в виде выделения тепла на добавочном сопротивлении. А вот совершенствование конструкций синхронных и асинхронных ТЭД переменного тока за последние 30 лет позволило значительно уменьшить их габаритные размеры и вес, увеличить величину КПД до 95%, а также получить скоростную характеристику близкую к ТЭД постоянного тока. Кроме того, ТЭД переменного тока не требуют технического обслуживания в процессе эксплуатации ТМ.

Например, до настоящего времени асинхронный ТЭД мощностью 40 кВт имел вес порядка 270 кг и размеры 486 / 535 мм (диаметр / длина) [10]. А сейчас швейцарская фирма BRUSA предлагает синхронный и асинхронный ТЭД HSM 6.17.12 и ASM 8.24.10 мощностью 40 и 46 кВт которые имеют вес 53 и 68 кг и размеры 245 / 284 мм и 240 / 350 мм (диаметр / длина) [11]. Характеристики ТЭД ASM 8.24.10 представлены на рис. 4.

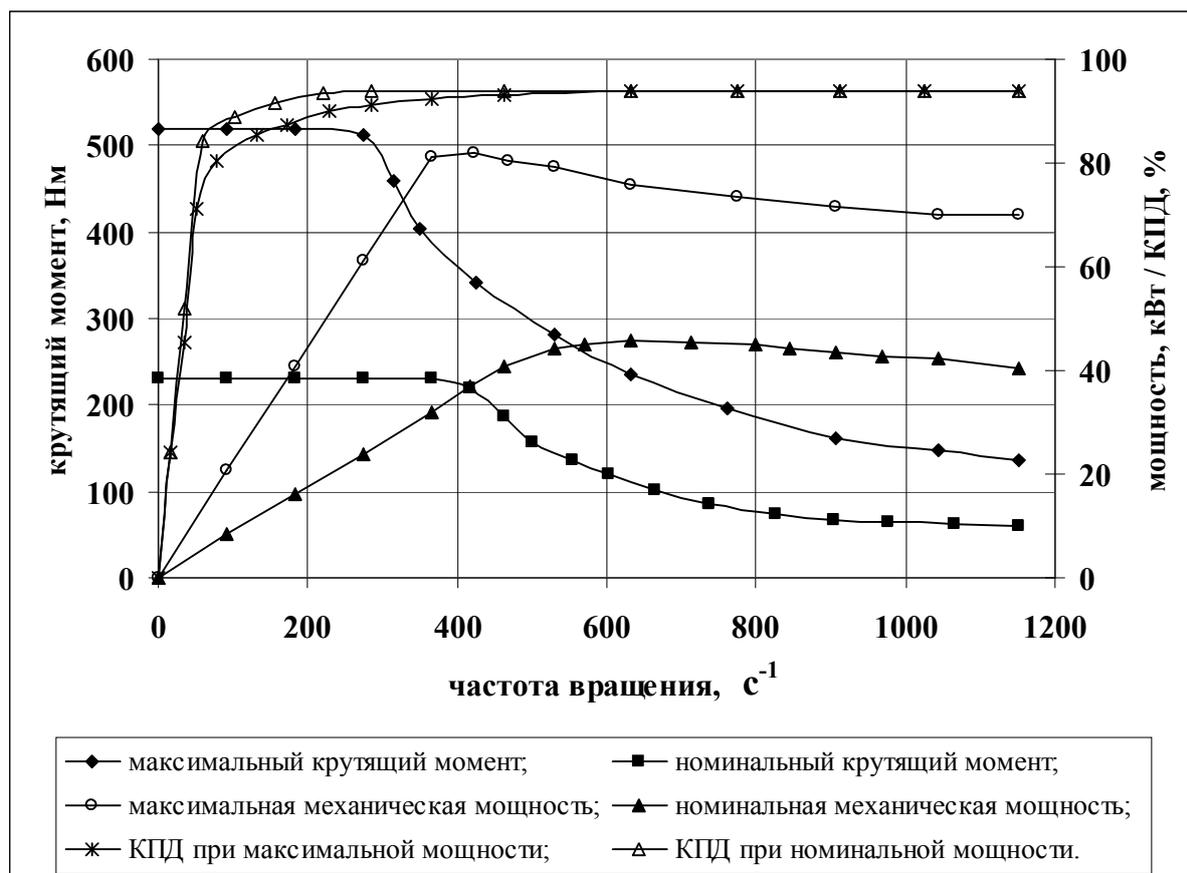


Рис.4. Характеристики ТЭД ASM 8.24.10

Такие габаритные размеры и вес ASM 8.24.10 позволяют его размещать непосредственно в колесах ВМ. Однако он имеет недостаточную величину максимального крутящего момента для применения на колесных ВМ весом до 20 т – 520 Н·м, а частота вращения достигает 1150 с⁻¹ (11000 мин⁻¹). Поэтому ASM 8.24.10 устанавливают совместно с согласующим редуктором. В результате была получена конструкция, которая называется мотор-колесо. На выходе мотор-колеса крутящий момент может достигать величины в 6 кН·м. Для 8-ми колесного БТР с мотор-колесами общая максимальная сила тяги может составлять 106 кН в случае применения колес радиусом 0,45 м.

Использование мотор-колес с индивидуальным управлением на ТМ позволило получить более высокую тяговую характеристику в сравнении с ГМТ. Это делает возможным применять полнопоточные ЭТ на ВМ весом от 5 до 35 т. Также, следует отметить,

что современный уровень силовой и микропроцессорной электроники позволяет реализовать частотное регулирование скорости вращения валов ТЭД переменного тока и их крутящих моментов, а это в свою очередь уменьшает потери мощности в ЭТ на любых режимах работы [12]. Все это делает полнопоточную ЭТ перспективной для ВМ. Однако наряду с преимуществами современная полнопоточная ЭТ имеет следующие недостатки – высокая стоимость электрических агрегатов трансмиссии в целом в сравнении с ГМТ, более низкий КПД до 83% на стационарных режимах движения и необходимость обеспечения безопасности экипажа от поражения электрическим током при высоковольтном напряжении 400..600В, которое находится на борту ТМ. По этой причине в настоящее время на ВМ широко применяются полнопоточные ГМТ, а для улучшения тяговых характеристик ВМ эти трансмиссии стали дополнять 2-х поточными гидрообъемными механизмами поворота, как на гусеничных, так и на колесных ВМ [13].

Следует отметить основной недостаток всех выше перечисленных трансмиссий для ТМ. В них оптимизирована работа по передаче энергии от ДД к ведущим колесам только при разгоне, маневрировании и установившемся прямолинейном движении ТМ. И не используется кинетическая энергия ТМ, которая теряется при торможении. Хотя, еще в конце 80-х годов сотрудником МАМИ Хортовым В.П. было доказано, что для равномерного движения автомобиля массой в 1 т на прямой дороге со скоростью 60 км/ч требуется всего 15-20 кВт энергии. А для разгона за 6-10 с до 60 км/ч требуется уже 60-80 кВт. Т.е. в четыре раза больше. А поскольку фактически после каждого разгона и равномерного движения автомобиля водитель осуществляет его частичное или полное торможение, то теряется от 15 до 60% энергии, которая была затрачена на разгон. Если эту энергию аккумулировать, а потом использовать в режимах движения с перегрузкой, то можно сэкономить до 30% топлива [14]. Но, к сожалению, на тот период времени не было подходящих накопителей энергии (НЭ), которые имели бы небольшие габаритные размеры, вес и большую энергоемкость.

Эффективно применять НЭ на ТМ стали только в конце 90-х годов. Именно в это время появились химические никель-кадмиевые и никель-металлгидридные высоковольтные аккумуляторные батареи с плотностью заряда до 100 Вт·ч/кг, которые позволили сделать компактные накопители электрической энергии (НЭЭ) для ТМ с ЭТ [15]. Емкости и удельной мощности этих НЭ уже было достаточно для накопления всей электрической энергии, которая выделяется во время торможения ТМ с ЭТ. Впоследствии появились литий-ионные и литий-полимерные высоковольтные аккумуляторные батареи с большей плотностью заряда до 150 Втч/кг [15]. Все это позволило полнопоточным ЭТ получить величину КПД превосходящую значения КПД даже у СМТ.

Тем не менее, хоть химические НЭЭ и имеют довольно высокую удельную энергоёмкость, но за несколько секунд торможения ТМ накопитель воспримет только небольшую часть заряда, к тому же с низким КПД. Поэтому дальнейшее совершенствование технологий привело к появлению электростатических НЭЭ большой емкости – ионисторы (супер-конденсаторы). Они позволяют накапливать и отдавать большое количество электрической энергии в течении 4..12 с [15]. Это еще больше позволило повысить эффективность рекуперации энергии торможения в ТМ с полнопоточными ЭТ.

Кроме совершенствования НЭЭ для ТМ также ведутся работы по созданию накопителей непосредственно кинетической энергии автомобиля и энергии сжатия газа или жидкости. Это связано с тем, что механические или гидрогазовые НЭ наиболее подходят для применения на ТМ с механическими трансмиссиями или ГМТ. Но, к сожалению, пока что эти виды НЭ большого распространения на ТМ не получили из-за их конструктивных недостатков.

Дальнейшее совершенствование конструкций разных видов НЭ для ТМ продолжается, но уже есть положительные результаты от их внедрения. Например, серийно выпускаемый компанией Toyota с 1997 года легковой автомобиль Toyota Prius [16] с бензиновым двигателем мощностью 56 кВт, электромеханической трансмиссией и никель-металлгидридной высоковольтной аккумуляторной батареей емкостью 2,1 кВт·ч способен преодолеть 100 км пути в городском цикле движения на 5,1 л топлива, а по трассе на 3,8 л. Для сравнения, такого же класса легковые автомобили с отработанными СМТ или ГМТ преодолевают 100 км в городском цикле движения на 7,3..8,5 л, а по трассе затрачивают 6,5..7 л.

В 1999 году компания United Defense модернизировала бронетранспортер M113 на гусеничном ходу путем замены автоматизированной ГМТ GMC Allison X-200-4 на полнопоточную ЭТ, а также установила химические НЭЭ. Машина была названа MTVL [17]. По отзывам представителей компании, такая конструкция силовой установки позволила улучшить разгон машины, получить более высокую среднюю скорость движения, как на дорогах, так и вне дорог, уменьшить расход топлива, увеличить запас хода, выполнять бесшумное движение на НЭЭ в течение ограниченного периода времени, а также увеличить внутреннее пространство машины и уменьшить затраты на материально-техническое обеспечение.

В 2004 году компания General Dynamics Land Systems создала разведывательный 4-х колесный автомобиль Shadow RST-V [17], на котором установлены ДД мощностью 114 кВт, полнопоточная ЭТ по принципу мотор-колес с ТЭД переменного тока мощностью 50 кВт каждый и высоковольтные аккумуляторные батареи емкостью 20 кВт·ч и пиковой выходной мощностью 80 кВт. Испытания этого автомобиля показали, что он имеет запас хода 758 км при емкости бака 95 литров. А тактический автомобиль армии США HUMVEE имеет запас хода только 520 км. На одном из военных полигонов Shadow RST-V установил рекорд по прохождению трассы с препятствиями – 15 мин. 50 с. HUMVEE проходил эту трассу за 32 мин. Кроме того, следует отметить возможность Shadow RST-V в «скрытном» режиме на аккумуляторных батареях перемещаться на 30 км. При этом значительно уменьшаются шум и тепловой след от машины.

В 2005 году компания Oshkosh Truck представила тяжелый грузовик повышенной проходимости для технической поддержки НЕМТТ-А3 [18], на котором установлены ДД мощностью 331 кВт, полнопоточная ЭТ, а в качестве НЭ применяются ионисторы емкостью 416 Вт·ч. Испытания НЕМТТ-А3 показали, что он расходует на 20 % меньше топлива в сравнении с грузовиком НЕМТТ-А2, на котором установлены ДД и ГМТ. Запас хода у НЕМТТ-А3 увеличился на 129 км. Также стоит отметить, что НЕМТТ-А3 по весу на 1,3 т легче НЕМТТ-А2 при одинаковой грузоподъемности в 13 т. Это получилось благодаря применению более легкого и менее мощного двигателя, а также упрощению конструкции трансмиссии и применению легких высокопрочных материалов. При этом НЕМТТ-А3 по тягово-скоростным характеристикам превосходит НЕМТТ-А2. Еще к преимуществам конструкции НЕМТТ-А3 стоит отнести то, что замена ДД в полевых условиях занимает 20 минут, а на НЕМТТ-А2 до 24 часов. Эту возможность дает модульная конструкция силовой установки, которую можно было получить только благодаря отсутствию жестких механических связей в ЭТ.

На имеющихся НЭ НЕМТТ-А3 может переместиться только на 400 м. Для «скрытного» перемещения это небольшое расстояние. Да и цели перед ним такой не ставят. А вот в случае выхода из строя ДД на поле боя этого расстояния достаточно для того, чтобы НЕМТТ-А3 мог спрятаться в укрытие.

И еще одна особенность. В стационарных условиях НЕМТТ-А3 можно использовать как электростанцию, которая способна вырабатывать 200 кВт энергии для внешних потре-

бителей. Это может быть полезным в случае выполнения полевого ремонта ВМ, а также при развертывании в полевых условиях командных пунктов, госпиталей, военных баз и т.д. Несмотря на более высокую стоимость НЕМТТ-А3 в сравнении с предшественником, он все равно привлекает интерес у военных благодаря его разносторонним возможностям.

В 2009 году компании Flybrid Systems, Torotrak и Xtrac внедрили на гоночных автомобилях Формулы-1 систему рекуперации кинетической энергии (KERS) на основе высокоскоростного маховика, выполненного из стали и углеродного волокна и вращающегося в вакуумной камере со скоростью до $60\,000\text{ мин}^{-1}$ [19]. А в 2011 году британской компанией Optare совместно с компаниями Torotrak, Ricardo, Allison Transmission в британском городе Корби в сентябре 2011 года на выставке «Low Carbon Vehicle 2011» был представлен автобус Optare Solo Midibus с автоматизированной гидромеханической коробкой передач, подключенной к одной оси и маховичным накопителем энергии, подключенным через тороидальный вариатор скорости ко второй оси [20]. Маховик при замедлении автобуса раскручивается в вакуумном корпусе на магнитных подвесах с малым трением до $60\,000\text{ мин}^{-1}$, а при разгоне отдает всю свою энергию автобусу. Конструкция маховика подобна конструкции в системе KERS и способна передавать в обе стороны до 60 кВт энергии, накопленной при торможении. Она имеет массу 48 кг и может запасать до 267 Вт·ч энергии. По утверждению представителей компании Optare, автобус с новой системой экономит более 10% топлива, а выбросы углекислого газа снизились на 20%. Причиной внедрения такой конструкции является высокая стоимость тягового электропривода с накопителями электрической энергии для ТМ. Например, стоимость комплекта тягового электропривода с ионисторами в качестве НЭЭ для автобуса ЛиАЗ-5292Х при выпуске более 100 комплектов в год составляет 58 000 \$ [21]. А стоимость ГМТ с механической системой рекуперации энергии составляет 36 000 \$.

Еще необходимо отметить такое направление повышения топливной экономичности ВМ, как внедрение на них преобразователя тепловой энергии в электрическую (ПТЭ). Особенно это будет целесообразно в случае применения ЭТ на ВМ. Как уже отмечалось, от ДД в виде тепла рассеивается около 60% энергии. Поэтому применение ПТЭ позволит повысить КПД дизеля.

Уже разработано несколько различных конструкций термоэмиссионных, полупроводниковых ПТЭ, а также преобразователей на основе концентрационного электрохимического или газового элементов для применения в солнечной энергетике или создания автономных источников энергии. Некоторые конструкции преобразователей запатентованы – патенты РФ №2136086, 1998; США №4677038, 1982 и т.д. Но, к сожалению, ни одна из конструкций пока что не удовлетворяет по массогабаритным требованиям или ресурсу работы и величине КПД для применения на ВМ. Поэтому необходимо дальнейшее развитие технологий в этом направлении.

Заключение. Проведенный анализ характеристик ДД и трансмиссий ТМ, а также уровня технологий, которые применяются в машиностроении, показал:

1. ЭТ переменного тока с синхронными ТЭД обеспечивает наилучшую тяговую характеристику ВМ, а также поддерживает работу ДД в области минимального удельного эффективного расхода топлива и максимального эффективного крутящего момента. Однако ее КПД на стационарных режимах движения не превышает 83%, а электрические агрегаты имеют высокую стоимость.

2. ГМТ дешевле в изготовлении в сравнении с ЭТ переменного тока и обеспечивает ВМ разгонную характеристику аналогичную как в случае с ЭТ переменного тока. На стационарных режимах движения, при сблокированном гидротрансформаторе, ве-

личина КПД может достигать 92%. Для получения высокой тяговой характеристики у ВМ с ГМТ, подобной как у ВМ с ЭТ переменного тока, прямопоточные ГМП необходимо дополнять 2-х поточными гидрообъемными механизмами поворота, как на гусеничных, так и на колесных ВМ.

Недостатком ГМТ является отсутствие способности поддерживать работу ДД в области минимального удельного эффективного расхода топлива и максимального свободного крутящего момента. Она допускает неэкономичную работу ДД в случае получения максимальной скорости движения ВМ. Также наличие жестких механических связей между элементами трансмиссии ограничивает возможности в компоновке ВМ и уменьшает ее внутреннее пространство по сравнению с ЭТ.

3. Для повышения как топливо-экономичных, так и тягово-скоростных характеристик ВМ необходимо ЭТ и ГМТ дополнять системами рекуперации электрической и кинетической энергии, получаемой при торможении или движении на спуске ВМ. В результате получаем так называемые гибридные силовые установки для ВМ, в которых для движения используется два и более источника энергии.

4. Если гибридную силовую установку, состоящую из ЭТ переменного тока и НЭЭ применять на ВМ только с целью получения высоких тягово-скоростных и топливо-экономичных характеристик ВМ, то это в настоящее время экономически не целесообразно. Потому что технология изготовления гибридного электропривода для ТМ пока что очень дорогая и окупиться такая силовая установка может только через много лет интенсивной эксплуатации ТМ, что не приемлемо для ВМ.

А вот если использовать дополнительные возможности гибридного электропривода – работать в режиме электростанции, несколько километров «скрытно» передвигаться на НЭЭ в случае проведения разведки или выехать из под обстрела на НЭЭ в случае выхода из строя основного двигателя, то ее логично применять на ремонтных, ремонтно-эвакуационных или боевых разведывательных ВМ. В этом случае более высокая стоимость гибридной силовой установки на основе ЭТ в сравнении с гибридной силовой установкой на основе ГМТ оправдывается новыми боевыми свойствами ВМ.

На остальных боевых ВМ (танки, бронетранспортеры, боевые машины пехоты, броневые автомобили) экономически оправдано применение гибридной силовой установки, состоящей из ГМТ и системы рекуперации энергии торможения машины.

Выводы.

1. В настоящее время перспективным направлением повышения тягово-скоростных и топливо-экономичных характеристик ВМ является внедрение гибридных силовых установок на ВМ, которые состоят из дизельного двигателя, ГМТ или ЭТ, и системы рекуперации энергии торможения машины.

2. На Украине необходимо развивать и удешевлять технологии по изготовлению ТЭД и тяговых генераторов переменного тока, систем управления тяговым электроприводом, а также накопителей электрической и механической энергии для ТМ.

3. Необходимо создать конструкцию преобразователя тепловой энергии в электрическую, который возможно разместить в системе охлаждения дизельного двигателя на ВМ. Это позволит дополнительно повысить топливную экономичность ВМ.

Литература: 1. Александров Е.Е. Быстроходные гусеничные и армейские колёсные машины: Краткая история развития. / Е.Е. Александров, В.В. Епифанов – Харьков: НТУ "ХПИ", 2001. – 375 с. 2. Энергетические установки колесных и гусеничных машин. Книга 2. Автоматическое управление транспортными двигателями внутреннего сгорания: [учеб. пособие для студ. высш. учеб. зав.] / [Александров Е.Е., Белогуб А.В., Белогуб В.В. и др.]; под ред. Е.Е. Александрова – Харьков: ХГПУ, 1996. – 548 с. 3. Александров Е.Е. Перспективы применения гидромеханической транс-

миссии с микропроцессорной системой управления на военных машинах / Е.Е. Александров, С.В. Стримовский // *Механіка та машинобудування*. – 2006. – №1. – С. 92–98. 4. Данов Б.А. Электронное оборудование иностранных автомобилей: Системы управления трансмиссией, подвеской и тормозной системой / Б.А. Данов, Е.И. Титов. – М.: Транспорт, 1998. – 78 с. 5. Тягово-скоростные характеристики быстроходных гусеничных и полноприводных колесных машин: Теория и расчет: [учеб. пособие для студ. высш. учеб. зав.] / [Александров Е.Е., Епифанов В.В., Медведев Н.Г., Устиненко А.В.]; под ред. В.В. Епифанова – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 124 с. 6. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / [Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А. и др.]; под ред. А.Н. Туренко. – Харьков: ХГАДТУ(ХАДИ), 2001. – 642 с. 7. Гулия Н.В. Новый многодисковый вариатор с «мягкой» рабочей характеристикой / Н.В. Гулия, С.А. Юрков // *Наука и техника*. – 2001– №3. – С. 52–58. 8. Гулия Н.В. Супервариатор – перспективная бесступенчатая коробка передач для автомобилей / Н.В. Гулия, И.В. Бессуднов // *Наука и техника*. – 2004. – №3. – С. 31–37. 9. Александров Е.Е. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. Бесступенчатые трансмиссии. Расчет и основы конструирования: [учеб. пособие для студ. высш. учеб. зав.] / [Александров Е.Е. Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С.]; под ред. Е.Е. Александрова – Харьков: ХГПУ, 1997. – 185 с. 10. Бусыгин Б.П. Электромобили. Методы расчета: [учеб. пособие для студ. высш. учеб. зав.] / Борис Павлович Бусыгин. – М.: МАДИ, 1979. – 72 с. 11. Материалы с сайта <http://www.brusa.biz>, 2012. 12. Богданов К.Л. Тяговый электропривод автомобиля / Константин Леонидович Богданов. – М.: МАДИ, 2009. – 57 с. 13. Бусяк Ю.М. Перспективы развития трансмиссий военных бронированных машин / Ю.М. Бусяк, А.И. Веретенников, А.М. Завадский и др. // *Механіка та машинобудування*. – 2004. – №1. – С. 102–106. 14. Хортов В.П. И все же поедет на конденсаторе / Вячеслав Петрович Хортов // *Изобретатель и Рационализатор*. – 1990. – №5. – С. 12–15. 15. Боси Р. Автомобильный справочник BOSCH: [справ. пособие для студ. высш. учеб. зав. и инж.] / Роберт Боси. – [1-е изд.]. – пер. с англ. Ф.П. Тарасенко. – М.: За рулем, 2002. – 895 с. 16. Автомобиль 21 века – Toyota Prius с гибридным мотором. – <http://japcar.ru>, 2001. 17. Сергей Вэй Военное применение гибридных электроприводов http://army_guide.com, 2005. 18. The Oshkosh Hybrid Truck. – http://hybrid_vehicle.org, 2005. 19. Давыдов В.В. Радикальное увеличение эффективности силовой установки гибридного автомобиля / В.В. Давыдов, А.И. Лавреньтьев // *Наука и техника*. – 2011 – №2. – С. 11–18. 20. Материалы с сайта <http://phusorg.com>, 2012. 21. Материалы с сайта <http://www.ruselprom.ru>, 2012.

Bibliography (transliterated): 1. Aleksandrov E.E. Bystrohodnye gusenichnye i armejskie koljosnye mashi-ny: Kratkaja istorija razvitija. / E.E. Aleksandrov, V.V. Epifanov –Har'kov: NTU "HPI", 2001. – 375 s. 2. Jenergeticheskie ustanovki kolesnyh i gusenichnyh mashin. Kniga 2. Avtomaticheskoe upravlenie transportnymi dvigateljami vnutrennego sgoranija: [ucheb. posobie dlja stud. vyssh. ucheb. zav.] / [Aleksandrov E.E., Belogub A.V., Belogub V.V. i dr.]; pod red. E.E. Aleksandrova – Har'-kov: HGPU, 1996. – 548 s. 3. Aleksandrov E.E. Perspektivy primenenija gidromehaničeskoj trans-missii s mikroprocessornoj sistemoj upravlenija na voennyh mashinah / E.E. Aleksandrov, S.V. Strimovskij // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2006. – №1. – S. 92–98. 4. Danov B.A. Jelektron-noe oborudovanie inostrannyh avtomobilej: Sistemy upravlenija transmissiej, podveskoj i tormoznoj sistemoj / B.A. Danov, E.I. Titov. – M.: Transport, 1998. – 78 s. 5. Tjagovo-skorostnye harakteristiki bystrohodnyh gusenichnyh i polnoprivodnyh kolesnyh mashin: Teo-rija i raschet: [ucheb. posobie dlja stud. vyssh. ucheb. zav.] / [Aleksandrov E.E., Epifanov V.V., Medve-dev N.G., Ustinenko A.V.]; pod red. V.V. Epifanova – Har'kov: NTU «HPI», 2007. – 124 s. 6. Dina-mika transportno-tjagovyh kolesnyh i gusenichnyh mashin / [Aleksandrov E.E., Voloncevich D.O., Karpenko V.A. i dr.]; pod red. A.N. Turenko. – Har'kov: HGADTU(HADI), 2001. – 642 s. 7. Gulija N.V. Novyj mnogodiskovyj variator s «mjagkoj» rabochej harakteristikoj / N.V. Gulija, S.A. Jurkov // *Nauka i tehnik*. – 2001– №3. – S. 52–58. 8. Gulija N.V. Supervariator – perspektivnaja besstu-penčataja korobka peredach dlja avtomobilej / N.V. Gulija, I.V. Bessudnov // *Nauka i tehnik*. – 2004 – №3. – S. 31–37. 9. Aleksandrov E.E. Kolesnye i gusenichnye mashiny vysokoj prohodimosti. Bes-stupenchatye transmissii. Raschet i osnovy konstruirovanija: [ucheb. posobie dlja stud. vyssh. ucheb. zav.] / [Aleksandrov E.E. Samorodov V.B., Voloncevich D.O., Palashenko A.S.]; pod red. E.E. Aleksandrova – Har'kov: HGPU, 1997. – 185 s. 10. Busygin B.P. Jelektromobili. Metody ras-cheta: [ucheb. posobie dlja stud. vyssh. ucheb. zav.] / Boris Pavlovich Busygin. – M.: MADI, 1979. – 72 s. 11. Materialy s sajta <http://www.brusa.biz>, 2012. 12. Bogdanov K.L. Tjagovyj jelektroprivod av-

tomobilja / Konstantin Leonidovich Bogdanov. – M.: MADI, 2009. – 57 s. 13. Busjak Ju.M. Perspektivy razvitiya transmissij voennyh bronirovannyh mashin / Ju.M. Busjak, A.I. Veretennikov, A.M. Zavadskij i dr. // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2004. – №1. – S. 102–106. 14. Hortov V.P. I vse zhe poedem na kondensatore / Vjacheslav Petrovich Hortov // *Izobretatel' i Racionalizator*. – 1990. – №5. – S. 12–15. 15. Bossh R. Avtomobil'nyj spravocnik BOSCH: [sprav. posobie dlja stud. vyssh. ucheb. zav. i inzh.] / Robert Bossh. – [1-e izd.]. – per. s angl. F.P. Tarasenko. – M.: Za rulem, 2002. – 895 s. 16. Avtomobil' 21 veka – Toyota Prius s gibridnym motorom. – <http://japcar.ru>, 2001. 17. Sergej Vvej Voennoe primenenie gibridnyh jelektroprivodov http://army_guide.com, 2005. 18. The Oshkosh Hybrid Truck. – http://hybrid_vehicle.org, 2005. 19. Davydov V.V. Radikal'noe uvelichenie jefektivnosti silovoj ustanovki gibridnogo avtomobilja / V.V. Davydov, A.I. Lavren'-t'ev // *Nauka i tehnika*. – 2011 – №2. – S. 11–18. 20. Materialy s sajta <http://phusorg.com>, 2012. 21. Materialy s sajta <http://www.ruselprom.ru>, 2012.

Стрімовський С.В.

ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ТА ПАЛИВО-ЕКОНОМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІЙСЬКОВИХ МАШИН

У статті виконано аналіз тягово-швидкісних характеристик військових машин з дизельним двигуном та різними видами трансмісій. Розглянуті конструктивні особливості трансмісій. Також проведений аналіз сучасного рівня технологій, які у даний час застосовуються в машинобудуванні при створенні силових установок для транспортних машин. Запропоновано подальші заходи, які дозволять підвищити тягово-швидкісні та паливо-економічні характеристики військових машин.

Стримовський С.В.

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ И ТОПЛИВО-ЭКОНОМИЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЕННЫХ МАШИН

В статье выполнен анализ тягово-скоростных характеристик военных машин с дизельным двигателем и разными видами трансмиссий. Рассмотрены конструктивные особенности трансмиссий. Также проведенный анализ современного уровня технологий, которые в данное время применяются в машиностроении при создании силовых установок для транспортных машин. Предложены дальнейшие мероприятия, которые разрешат повысить тягово-скоростные и топливо-экономические характеристики военных машин.

Strimovskiy S.V.

ADVANCED DIRECTION INCREASE TRACTIVE, VELOCITY AND FUEL-EFFICIENT CHARACTERISTICS MILITARY VEHICLES

In article to be analysed tractive and velocity characteristics military vehicles with diesel engine and different kind transmissions. The constructions transmissions, is examined. Also to be analysed modern technology, which now used in machine-building for making power-plants on vehicles. To be propose further operations for increase tractive, velocity and fuel-efficient characteristics military vehicles.

*Тимченко А.И., канд. техн. наук; Тимченко Д.И., канд. техн. наук;
Назаров А.И., канд. техн. наук; Давидянц Е.А.*

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ РЕАЛИЗАЦИИ КОМБИНИРОВАННОГО СПОСОБА БЕСТОРМОЗНОЙ ПРИРАБОТКИ ДВС

Введение. Важнейшей проблемой, возникающей в процессе эксплуатации многотысячного парка автомобилей, является эффективное использование ресурса устанавливаемых на них двигателей.

Основной путь продления срока службы автомобильных двигателей – их своевременный и качественный ремонт, в том числе капитальный.

Операциями, завершающими капитальный ремонт двигателя, являются его обкатка и контрольные испытания.

Во время послеремонтной обкатки обеспечивается приработка трущихся пар двигателя, в процессе которой достигается определенная шероховатость поверхностей, с оптимальными значениями для конкретной пары трения, независимо от того, какой она была у деталей до сборки [1]. Никакие чистовые доводочные процессы (например, суперфиниширование) не в состоянии заменить или исключить послеремонтную обкатку.

Послеремонтная обкатка может также служить для оценки качества выполненного ремонтного воздействия.

Как правило, обкатку проводят на специальных стационарных тормозных стендах. Целесообразность именно стендовой приработки обуславливается возможностью моделировать в широких пределах и с большой степенью точности как скоростные, так и нагрузочные режимы работы двигателя, что затруднено при эксплуатационной обкатке его непосредственно на автомобиле.

Постановка проблемы. В последние годы в практике ремонтного обслуживания применяется прогрессивный агрегатный метод, который предусматривает восстановление узлов на специализированных ремонтных предприятиях с последующей их установкой на двигатель непосредственно в условиях автотранспортных предприятий (АТП). Соответственно и обкаточные испытания должны проводиться в условиях АТП, большинство из которых не имеет стационарных тормозных, обкаточных стендов, что объясняется относительным дефицитом и дороговизной этих установок, необходимостью иметь дополнительные площади для их размещения, невозможностью в условиях АТП обеспечить постоянную их загрузку.

Целью работы является разработка методики послеремонтной бестормозной приработки двигателей в условиях АТП, максимально приближенной к стендовой.

Цель достигается на примере дизелей автомобилей КамАЗ.

Анализ последних достижений и публикаций. В литературе описаны ряд достаточно простых, не требующих сложного и дорогостоящего оборудования, бестормозных методов обкатки автотракторных двигателей [2, 3]. Однако выбор способа бестормозного нагружения при обкатке должен быть согласован с типом ДВС, особенностями его конструкции, учитывать рекомендуемые техническими условиями на капитальный ремонт обкаточные режимы работы.

Наиболее известный способ бестормозного нагружения ДВС (принятый в работе за основу) состоит в отключении части цилиндров и использовании их в качестве эффективной нагрузки для работающих цилиндров.

Суммарное уравнение баланса мощности при данном способе бестормозного нагружения имеет вид

$$Z_p N'_{i_1} = Z_p N_{m.p_1} + Z_e N_{m.e_1}, \quad (1)$$

где Z_p и Z_e – соответственно число работающих и выключенных цилиндров; N'_{i_1} – индикаторная мощность одного работающего цилиндра в условиях бестормозной нагрузки выключением части цилиндров, кВт; $N_{m.p_1}$ и $N_{m.e_1}$ – мощность механических потерь соответственно одного работающего и одного выключенного цилиндра, кВт.

Из выражения (1) может быть получена зависимость для определения внешней эффективной нагрузки при бестормозном нагружении отключением цилиндров

$$Z_e N'_{e_1} = Z N_{e_1} \frac{Z_e}{Z - Z_e} \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right), \quad (2)$$

где N_{e_1} – эффективная мощность одного цилиндра на полной подаче топлива, кВт; Z – общее число цилиндров двигателя, шт.; η_m – механический коэффициент полезного действия (КПД) ДВС.

При данном способе бестормозного нагружения ДВС возможно отключение произвольного количества цилиндров при условии $Z_p \geq 1$.

Однако оптимальное время на приработку и, соответственно, оптимальная динамика износа двигателя (за время приработки) обеспечивается при данном способе нагружения только при условии $Z_p = Z_e$ в виду того, что приработке под нагрузкой подвергается только работающая группа цилиндров.

Кроме того, при выполнении данного условия можно достигнуть наилучшей равномерности работы цилиндров ДВС, что объясняется сохранением условия равенства угловых интервалов между вспышками в цилиндрах. Правда, сам угловой интервал, в этом случае, увеличивается с $\theta = 90^\circ$ до $\theta = 180^\circ$. Так, для двигателей автомобиля КамАЗ – 740 с порядком работы цилиндров 1 – 5 – 4 – 2 – 6 – 3 – 7 – 8 для нагружения и сохранения равенства угловых интервалов между вспышками в цилиндрах следует отключать следующие группы цилиндров: 1 – 4 – 6 – 7 или 5 – 2 – 3 – 8.

Отметим, что наибольшую бестормозную нагрузку можно достигнуть в режиме работы двигателя на одном цилиндре при выключении остальных. Это возможно в том случае, когда мощность механических потерь двигателя меньше или равна индикаторной мощности одного работающего цилиндра на полной подаче топлива. Так, для двигателя КамАЗ – 740 возможна устойчивая работа на двух цилиндрах ($Z_{p_{\min}} = 2$) при условии, что механический КПД $\eta_m \geq 0,75$ на режиме максимальной эффективной мощности $N_{e_{\max}}$.

В (табл. 1) приведены результаты расчета нагрузочной способности бестормозного цикла с отключением половины цилиндров ($Z_p = Z_e$) и рекомендуемые заводом–изготовителем для дизеля КамАЗ – 740 обкаточные режимы.

Бестормозная нагрузка, полученная способом отключения части цилиндров при условии $Z_p = Z_e$ двигателя КамАЗ – 740

Стадия приработки	Частота вращения коленчатого вала, n мин ⁻¹	Нагрузка тормозная обкаточная на 8 цилиндров N_e , кВт	Нагрузка тормозная обкаточная на 4 работающих цилиндра, N_e кВт	Бестормозная нагрузка при отключении 4 ^х цилиндров, кВт	Недостаточная нагрузка «-» и избыточная «+», кВт
1	2	3	4	5	6
Холодная	600	-	-	-	-
	800	-	-	-	-
	1000	-	-	-	-
	1200	-	-	-	-
	1400	-	-	-	-
Горячая без нагрузки	1400	-	-	-	-
Горячая под нагрузкой	1600	22,05	11,03	26,64	15,61
	1800	44,10	22,05	31,25	9,2
	2000	66,15	33,08	36,46	3,38
	2200	88,20	44,10	41,60	- 2,5
	2400	110,25	55,13	46,88	- 8,25
	2600	132,30	66,15	51,44	- 14,71

Основная часть. Анализ приведенных данных показывает, что:

- отключение половины цилиндров недостаточно для создания необходимой загрузки работающих цилиндров;

- для обеспечения обкатки дизеля КамАЗ - 740 с соблюдением режимов нагрузки, предусмотренных заводом-изготовителем, необходимо изыскать возможность догружения работавших цилиндров.

Следует отметить, что расчет нагрузочных режимов носит предварительный характер и требует экспериментального уточнения, в частности значений механического КПД (η_m) дизеля КамАЗ – 740 при различных значениях частот вращения коленчатого вала и времени приработки.

В работе [3] указывается на возможность догружения работающих цилиндров ДВС за счет осуществления индикаторных нагрузочных циклов. Отмечается, что наибольшей нагрузочной способностью обладает видоизмененный компрессорный цикл, к недостаткам которого можно отнести, техническую сложность его осуществления непосредственно на двигателе из-за необходимости применения громоздких, металлоемких дополнительных клапанных механизмов.

В данной работе предлагается использовать в качестве догрузочного – индикаторный нагрузочный цикл с дросселированием газов на выпуске в неработающих цилиндрах.

Для осуществления этого нагрузочного цикла требуются несложные приспособления, позволяющие к тому же обходиться без остановки дизеля для перенастройки режима обкатки.

Конструктивно устройство для дросселирования газов на выпуске предлагается выполнить в виде сменного набора диафрагм с различными диаметрами проходного сечения (под различные значения нагрузки), которые устанавливаются на головке цилиндров в месте крепления выхлопного патрубка.

В связи с этим расчет нагрузочного цикла с дросселированием газов на выпуске в неработающих цилиндрах фактически заменяется определением диаметра диафрагм, который должен обеспечивать заданную догрузку цилиндра.

Опыт показывает, что у двигателей прошедших капитальный ремонт, в зависимости от качества последнего, мощность механических потерь изменяется в широких пределах. Согласно результатам исследования, полученным в работах [1, 4], динамика изменения мощности механических потерь во времени после этапа холодной приработки носит линейный характер. При этом значения мощности механических потерь (N_m), а, следовательно, и механического КПД (η_m) изменяются незначительно за весь период дальнейшей приработки (этапы холостого хода и приработки под нагрузкой). В связи с этим предлагается начальную холодную приработку для всех дизелей КамАЗ – 740 проводить до определенного принятого значения (N_m), после чего выполнять горячую бестормозную обкатку по установленным режимам.

При такой последовательности обкатки значительно упрощается расчет степени бестормозного нагружения ДВС и повышается его точность.

Расчетная зависимость для определения диаметров дросселирующих диафрагм может быть получена из уравнения Бернулли [5]

$$\frac{\omega^2}{2g} - \frac{\omega_0^2}{2g} + Z - Z_0 + \frac{P}{\gamma} - \frac{P_0}{\gamma} = 0, \quad (3)$$

где ω_0 и ω – соответственно скорости газового потока до и после диафрагмы, м/с., P_0 и P – соответственно давления до и после диафрагмы, МПа; γ_0 и γ – удельный вес газа (принимается допущение о том, что удельный вес не изменяется при прохождении диафрагмы), Н/м³; $Z_0 = Z$ – разность уровней до и после диафрагмы, м; $g = 9,81$ – ускорение силы тяжести, м/с².

Кроме уравнения энергии (3), для газового потока выполняется условие неразрывности [5]

$$F \cdot \omega \cdot \gamma = F_0 \cdot \omega_0 \cdot \gamma_0, \quad (4)$$

где F_0 и F – соответственно сечения газового потока до и после диафрагмы, м².

После ряда преобразований окончательно расчетная зависимость для определения диаметров дросселирующих диафрагм, в мм, примет вид

$$D_\partial = 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{4\omega_2 \cdot F_2}{\pi \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot (P_2 - P_5)}{\gamma} + \omega_2^2 - \left(\frac{\omega_2 \cdot F_2}{F_4}\right)^2}}}, \quad (5)$$

где $\mu = 0,67$ – коэффициент расхода [1]; P_2 и P_5 – соответственно давление (абсолютное) на выпуске из цилиндра и давление газа в выпускном коллекторе (противодавление), МПа; F_2 и F_4 – соответственно площадь цилиндра и площадь выпускного канала, м²; ω_2 – скорость поршня (газа в цилиндре), м/с.

При этом значения абсолютного давления (в МПа) в цилиндре на выпуске могут быть определены из уравнения нагрузочного среднего индикаторного давления цикла с дросселированием на выпуске [3]

$$P_{н.ц.} = P_2 \left\{ 1 - \frac{1}{(\varepsilon - 1)(n - 1)} \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}} \right] - \frac{P_1}{P_2(\varepsilon - 1)} \cdot \left[\varepsilon - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{n}} \right] \right\}, \quad (6)$$

где P_1 - абсолютное давление на впуске, МПа; P_2 - абсолютное давление на выпуске, МПа.

Значения диаметров дросселирующих диафрагм, соответствующие недостающим нагрузкам, приведены в (табл. 2).

Таблица 2

Значения диаметров дросселирующих диафрагм в зависимости от режима нагружения дизеля автомобиля КамАЗ – 740

Стадия приработки	Частота вращения коленчатого вала, n, мин ⁻¹	Недостающая нагрузка, N _е , кВт	Недостающая нагрузка, N _и , кВт	Абсолютное давление на выпуске P ₂ , МПа	Диаметр дросселирующей диафрагмы D _д , мм.
Горячая под нагрузкой	2200	- 2,5	- 3,23	0,12275223	35,9
	2400	- 8,25	- 10,85	0,19219606	27,0
	2600	- 14,71	- 19,61	0,26217516	25,8

Выводы. Основываясь на приведенных в статье исследованиях, можем сделать ряд выводов, главными из которых являются:

– разработана методика бесстендовой бестормозной обкатки дизелей на примере двигателя КамАЗ – 740;

– разработан способ бестормозной обкатки дизелей, в основу которого положено бестормозное комбинированное нагружение, состоящее из отключения части цилиндров при условии $Z_p = Z_в$ и дополнительное догружение двигателя дросселированием газов на выпуске в неработающих цилиндрах посредством комплекта сменных диафрагм;

– получена зависимость (5) для определения диаметров дросселирующих диафрагм, которые обеспечивают в качестве догрузки – индикаторный нагрузочный цикл с дросселированием газов на выпуске в неработающих цилиндрах.

Литература: 1. Гаенко Л.М. Приработка и испытание автомобильных двигателей / Л.М. Гаенко. – М.: Транспорт, 1966. – 112 с. 2. Болбас М.М. Исследование ускоренной приработки карбюраторного автомобильного двигателя на бестормозных нагрузочных режимах: дисс. ... кандидата тех. Наук: / Болбас М.М. Минск, 1970. – 134 с. 3. Ждановский Н.С. Бестормозные испытания тракторных двигателей / Н.С. Ждановский – М.: Машиностроение, 1966. – 132 с. 4. Дюмин И.Е. Повышение эффективности ремонта автомобильных двигателей / И.Е. Дюмин – М.: Транспорт, 1987. – 78 с. 5. Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания / И.Я. Райков – М.: Высшая школа, 1975. – 89 с.

Bibliography (transliterated): 1. Gaenko L.M. Prirabotka i ispytanie avtomobil'nyh dvigatelej / L.M. Gaenko. – M.: Transport, 1966. – 112 s. 2. Bolbas M.M. Issledovanie uskorennoj prirabotki karbjuratornogo avtomobil'nogo dvigatelja na bestormoznyh nagruzochnyh rezhimah: diss. ... kandidata teh. Nauk: / Bolbas M.M. Minsk, 1970. – 134 s. 3. Zhdanovskij N.S. Bestormoznye ispytaniya traktornyh dvigatelej / N.S. Zhdanovskij – M.: Mashinostroenie, 1966. – 132 s. 4. Djumin I.E. Povyshenie jeffektivnosti remonta avtomobil'nyh dvigatelej / I.E. Djumin – M.: Transport, 1987. – 78 s. 5. Rajkov I.Ja. Ispytaniya dvigatelej vnutrennego sgoraniya / I.Ja. Rajkov – M.: Vysshaja shkola, 1975. – 89 s.

Тимченко А. И., Тимченко Д.И., Назаров А.И., Давидянц Е.А.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ РЕАЛИЗАЦИИ КОМБИНИРОВАННОГО СПОСОБА БЕСТОРМОЗНОЙ ПРИРАБОТКИ ДВС

Рассмотрена возможность реализации бестормозного способа приработки и испытания дизелей, посредством комбинированной схемы нагружения, включающей в себя: отключение части цилиндров (при условии $Z_p = Z_e$) и применение в отключенных цилиндрах индикаторного нагрузочного цикла с дросселированием заряда на выпуске.

Тимченко О.І., Тимченко Д.І., Назаров О.І., Давідянц К.О.

ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ РЕАЛІЗАЦІЇ КОМБІНОВАНОГО СПОСОБУ БЕЗГАЛЬМОВОЇ ПРИРОБКИ ДВЗ

Розглянуто можливість реалізації безгальмового способу приробки і випробування дизелів, за допомогою комбінованої схеми навантаження, яка включає до себе: відключення частини циліндрів (за умови $Z_p = Z_e$) і застосування у відключених циліндрах індикаторного циклу навантаження з дроселюванням заряду на випуску.

Tymchenco O.I., Tymchenko D.I., Nazarov O.I., Davidyants K.O.

INVESTIGATION OF POSSIBILITY OF COMBINED METHOD IMPLEMENTATION FOR NON-BRAKE ICE RUNNING IN

Possibility of implementation of non – brake bedding – in and test for diesel engines by means of a combined loading scheme comprising disconnection of some cylinders (provided $Z_p = Z_e$), usage of indicative loading cycle with the charge being throttled at exhaust stage in disconnected cylinders has been considered.

Ткачук М.А., д-р техн. наук; Кравченко С.О., канд. техн. наук; Литвин Б.Я.,
Посвятенко Е.К., д-р техн. наук; Шейко О.І., Д'яченко С.С., д-р техн. наук;
Шеремет В.М., Гончаров В.Г., канд. техн. наук

РОЗВИТОК НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ ОСНОВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТАКТИКО-ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИСОКОНАДІЙНИХ ФОРСОВАНИХ ДВИГУНІВ ТА ВІЙСЬКОВОЇ ТЕХНІКИ

Вступ. Проблема створення високонадійної військової техніки і забезпечення її високих тактико-технічних характеристик при використанні найменш затратних, енергоефективних та екологічно безпечних методів виготовлення і обробки, безумовно, є дуже важливою для України. Як відомо, об'єкти військової техніки (ОВТ) працюють у важких умовах одночасної дії багатьох факторів – високих та неоднорідно розподілених напружень, циклічних навантажень, що викликають втому матеріалу виробу, підвищені та високі температури, наявність тертя, результатом якого є зношування контактуючих поверхонь, вплив агресивного середовища тощо. Крім того, для об'єктів військової техніки характерні періоди інтенсивних режимів, наприклад, при виконанні бойових завдань. Тому при виготовленні ОВТ необхідний пошук таких технологій, які дали б змогу задовольнити якщо не усі, то принаймні найважливіші вимоги до характеристик матеріалу. Зокрема, гостро стоїть питання підвищення ресурсу військової транспортної техніки, яке у першу чергу упирається у збільшення довговічності двигунів та інших визначальних елементів їх конструкцій. Ця проблема має велике значення взагалі для народного господарства України, в тому числі для транспортних засобів цивільних галузей. Наприклад, на даний час на залізницях України експлуатується близько 2500 одиниць тепловозів. Значна частина з них вичерпала нормативний термін експлуатації. Подовжити можливість їх експлуатації можна при виконанні капітального ремонту з використанням нових технологій, які забезпечують підвищення триботехнічних і механічних характеристик деталей, вузлів та агрегатів, а також максимальний залишковий ресурс важконавантажених деталей двигунів. Ті самі аргументи справедливі для військової техніки: шасі для пускових установок некерованих реактивних снарядів «Град», бронетранспортери, танки тощо. Такі ж технології доцільно було б застосувати не тільки під час ремонту, але й при виготовленні виробів, тобто з самого початку їхнього життєвого циклу.

За статистикою [1-14] двигуни транспортних засобів мають досить обмежений термін служби, що призводить до величезних збитків. Однією з основних причин їх недостатньої довговічності є, наприклад, зношування шийок колінчастих валів. Матеріальні втрати внаслідок тертя і зношування в машинобудуванні розвинених держав досягають 4-5 % національного доходу. Згідно з відомими даними, опір тертю поглинає у всьому світі 30-40 % енергії, що виробляється протягом року. Витрати на ремонт та технічне обслуговування машин інколи у декілька разів перевищують їх вартість. Двигуни транспортної техніки за весь термін служби ремонтують до 5 разів. Ресурс двигуна після ремонту порівняно з ресурсом нового двигуна складає 30-50 %, хоча за технічними умовами має бути не нижче 80 %. Як показує практика, близько 75 % деталей після розбирання агрегатів, що надійшли до капітального ремонту, мають великий залишковий ресурс і можуть бути використані повторно після відновлення з витратами, що не перевищують 40-60 % вартості нових деталей. Отже, проблема підвищення зносостійкості деталей транспортних засобів і трибосистем в цілому є актуальною і вимагає всебічного підходу та вивчення. При цьому технологічний процес виготовлення, ремо-

нту і відновлення деталі (агрегату) передбачає не лише досягнення необхідних геометричних параметрів, але й, головним чином, усунення або уповільнення руйнівних процесів, які природно протікають на поверхні деталі. Тому при чималій кількості способів актуальною проблемою дотепер є пошук нових ефективних технологій, що забезпечують підвищення ресурсу робочих поверхонь. Зокрема, цьому питанню присвячені роботи [1-14]. Проте вони не вичерпують усіх проблемних задач.

Розв'язання означеної проблеми дозволить значно *підвищити надійність та технічні характеристики* форсованих двигунів, військової і цивільної техніки та взагалі забезпечити *конкурентоспроможність* машинобудівної продукції України на *світовому ринку*. Це визначає важливість даної проблеми для України як з точки зору забезпечення *обороноздатності*, так і з точки зору *національної безпеки* (транспорт, автономне енергопостачання), а також *зовнішньоекономічної діяльності*.

Метою даної роботи є розвиток науково-технічних основ підвищення ресурсу та забезпечення високої надійності, довговічності, технічних і тактико-технічних характеристик форсованих двигунів, військової і цивільної техніки за рахунок дискретного та інших способів зміцнення, а також впровадження у виробництво нових енергозберігаючих і економічних способів збільшення конструктивної міцності важконавантажених елементів машин.

Постановка задач досліджень. До об'єктів військової техніки, які розглядаються у даній роботі, належать форсовані двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) мобільних транспортних засобів (автомобілів, тягачів, бронемашин), автономні установки енергозабезпечення, захисні елементи конструкції. Основною вимогою до них є постійна бойова готовність та надійність і довговічність. Такі об'єкти знаходяться в режимі очікування і мають бути безвідмовними. В той же час вони працюють у дуже важких умовах. Так, двигуни бойових броньованих машин піддаються високим тепловим і механічним напруженням, особливо при експлуатації у гірській місцевості, при високій температурі оточувального середовища, що спричиняє, наприклад, підвищений знос пар тертя. Захисні елементи витримують високі циклічні ударно-імпульсні навантаження. Це, як відмічалось раніше, висуває виключно жорсткі вимоги до властивостей матеріалу, механічної обробки, якості і стану поверхонь виробів.

Зазвичай для деталей, працюючих в умовах тертя і зношування, особливо для важконавантажених, використовують комплексну термічну обробку – спочатку виконують об'ємне зміцнення, яке забезпечує властивості серцевини виробу, потім – поверхневе для досягнення високої зносостійкості. Матеріал таких деталей у серцевині повинен мати високу міцність, у тому числі втомну, тріщиностійкість (в'язкість руйнування), певний запас пластичності. Наприклад, для сталевих валів частіше за все такий комплекс властивостей досягається при покращенні. Для дуже великих валів гартування замінюють нормалізацією, що зменшує рівень властивостей серцевини. Зміцнення шийок здійснюють або азотуванням, або поверхневим гартуванням з використанням СВЧ. Обидва методи не є оптимальними. Азотування є дуже тривалим процесом (понад 70 годин) і призводить до суттєвого знеміцнення серцевини і, як наслідок, до великої залишкової деформації вала у вихідному стані, що потребує правки, яка не завжди є ефективною. Поверхневе гартування знижує опір втомі, що неприпустимо, оскільки, як правило, знос поверхонь тертя відбувається за рахунок втомного і абразивного зношування при багатоциклового навантаженні.

Для підвищення зносостійкості поверхонь тертя також використовують нанесення різного роду покриттів. Цей спосіб частіше за все застосовують при ремонті. Але нанесення покриттів потребує збільшених припусків під механічну обробку для усу-

нення деформації деталі. До того ж не завжди забезпечується якісне зчеплення покриття з основою (деталлю), а серцевина виробу може перегрітися, що викличе її знеміцнення. При цьому через різні теплопровідність і коефіцієнт теплового розширення основного матеріалу і покриття градієнт температур по перерізу виробу може спричинити виникнення тріщин і руйнування покриття. Також створюються технологічні концентратори напружень, що знижує опір втомі. Внаслідок всього сказаного ресурс двигунів в реальних умовах експлуатації виявляється істотно нижчим нормативного.

У даній роботі проблема підвищення ресурсу та надійності вирішується застосуванням *дискретного зміцнення поверхні*. Воно полягає у перенесенні з анода електроіскровим методом на зовнішню поверхню виробу (катода) легувальних матеріалів у вигляді розташованих на певній відстані один від одного острівців різної конфігурації. Потім поверхню піддають шліфуванню, внаслідок якого зменшується шорсткість поверхні, видаляються макро- і мікро дефекти у зоні дискретного розряду, що унеможливорює появу концентраторів напружень.

Крім того, запропоновані наступні способи забезпечення міцності: **II** - вставка з натягом елементів із матеріалом з високими фізико-механічними властивостями; **III** - конструктивне підсилення з використанням більш доступних матеріалів (рис. 1).

Методологія і результати досліджень. При розробці принципово нових технологій однією з основних проблем є пошук *оптимального* розв'язку у *нечітко визначеному та варійованому* просторі чинників, при нечітких критеріях, обмеженнях та власне при невизначених характеристиках самого технологічного процесу. Це стосується в першу чергу науково-технічної проблеми розробки ефективних технологій поверхневого зміцнення високонавантажених елементів машин, що перебувають у рухомому контакті.



Рис. 1. Схеми варіантів зміцнення елементів військової і цивільної техніки

Як відмічалось, традиційні технології розв'язання даної проблеми мають цілу низку принципових недоліків. Важливо і те, що традиційні технології можуть поліпшуватися в основному тільки за рахунок компромісних, а не оптимізаційних процедур. Вихід з цієї ситуації – відмова від жорсткої регламентації чинників, пошук принципово нових фізико-механічних процесів та оптимізація їх впливу на комплекс критеріїв, що визначають характеристики поверхневого зміцнення елементів машин. Проте для реалізації даного підходу потрібно, по-перше, розробити теоретичну основу, математичний апарат для багатоваріантного дослідження та оптимізації характеристик стану поверхневого шару в поєднанні зі станом матеріалу на глибині, а, по-друге, провести із застосуванням розроблених підходів процес досліджень та синтезу схеми і параметрів нової технології. З цією метою в роботі розв'язані нові наукові проблеми, а також прикладні задачі:

1. Розробка нових *теоретико-множинних підходів* до генерації математичних, числових та фізичних моделей досліджуваних та створюваних технологій і станів зміцнюваних елементів машин;

2. Реалізація розробленого підходу у комплексній математичній моделі дослідження напружено-деформованого стану елементів машин у контакті, а також у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу із залученням методу скінченних елементів;

3. Формування потужного програмно-апаратного комплексу на основі кластерних комп'ютерних технологій;

4. Аналіз напружено-деформованого стану елементів досліджуваних машин, поверхні яких оброблені за новою запропонованою технологією зміцнення, та розробка науково обґрунтованих рекомендацій щодо її технологічних режимів.

Оскільки перелічені наукові проблеми і задачі є новими, актуальними і важливими, які на даний час стоять перед механікою, технологією машинобудування та машинознавством, то для їх розв'язання були залучені найбільш передові теоретичні, комп'ютерно-інформаційні та апаратні розробки, системи та засоби.

У ході комплексу досліджень для варіанту I (дискретне зміцнення, див. рис. 1) визначався характер напружено-деформованого стану в області окремої дискретної зони зміцнення (локально) та у глобальному масштабі (у всій конструкції). Аналіз та узагальнення одержаних результатів дало змогу встановити два типи ефектів впливу на напружено-деформований стан, що виникають при здійсненні дискретно-континуального зміцнення: « Δ -ефект» та « σ -ефект».

Перший полягає в тому, що легована область дискретного зміцнення при дії нормального тиску у деформованому стані дещо виступає над незміцненою областю (на величину Δ). Числовою характеристикою при цьому є відношення Δ до діючого тиску p , розрахункова величина якого може сягати 0,1 мкм/МПа і більше. Таким чином, ця підійнята частина поверхні перебирає на себе більшу частину контактного тиску у спряженні з іншою деталлю. Завдяки вищій якості поверхні дискретної зони зменшується сила тертя при відносному русі контактуючих деталей. Крім того, матеріал матриці зношується в першу чергу, чим створюються поверхневі лабіринти для змашування. Найбільший « Δ -ефект» досягається при відносній площі зміцнення 60-80 %.

Другий - « σ -ефект» - проявляється у характерному розподілі напружень в зоні дискретного зміцнення: напруження більші у цій зоні навіть при рівномірному прикладанні тиску на поверхню, в результаті чого і еквівалентні напруження вищі на 10-15 % порівняно із зоною основного матеріалу зміцнюваного елемента машини. Оскільки внаслідок термохімічних процесів відбувається змішування електродного і основного матеріалів та розчинення вуглецю в аустеніті, механічні властивості зони зміцнення значно (до 50 %) вищі, ніж основного матеріалу, що викликає зростання запасу міцності для отриманої системи матеріалів в цілому. Найбільш значний « σ -ефект» досягається при відносній площі зміцнення 65-75 %. Співставлення інтервалів найбільшого позитивного прояву « Δ -ефекту» та « σ -ефекту» дає змогу визначити рекомендований інтервал дискретності покриття в області 60-75% (рис. 2). На цій підставі можна стверджувати,

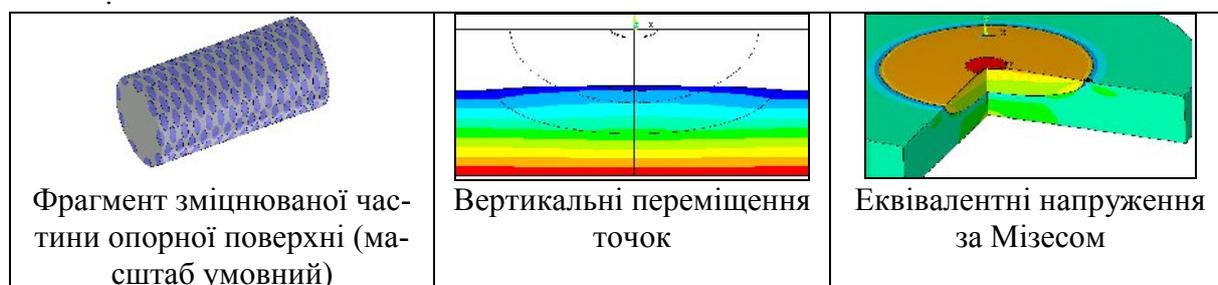


Рис. 2. Прояви « Δ -ефекту» та « σ -ефекту» при дискретному зміцненні

що інтегральний вплив запропонованої технології на напружено-деформований стан зміцнюваних тіл у поверхневому шарі дуже сприятливий як для його загальної міцності, так і для стійкості проти зношування

Металографічний аналіз зразків після дискретного зміцнення показав, що в поверхневому шарі дослідних зразків чітко виявляється зона, яка різко відрізняється від основного матеріалу. Вона має вигляд світлої блискучої плями. Умовно цю зону названо «білим» шаром, мікротвердість якого перевищує мікротвердість основного металу і коливається в межах 500 – 1000 МПа. Дані фазового, мікрорентгеноспектрального та спектрального аналізів і металографії показали, що «білим» шаром є тверді розчини із суміші матеріалів електрода і зразка, які перемішалися у момент розряду (у полум'ї дуги), а потім закристалізувалися при охолодженні з великою швидкістю. Безпосередньо під «білим» шаром розташована зона змінного хімічного складу і мікротвердості (рис. 3).

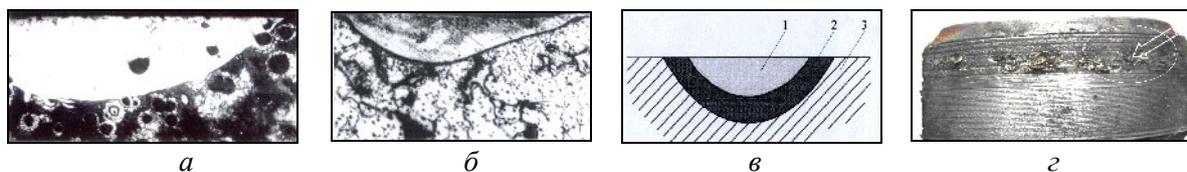


Рис. 3. Зміцнені зони:

a – чавунні зразки; *б* – сталеві зразки (х 100); *в* – схема розташування шарів: 1 - «білий» шар; 2 – підшар; 3 - основний метал; *г* - вигляд поверхні після дискретного зміцнення (до шліфування)

Експлуатаційними випробуваннями встановлено, що дискретне зміцнення чавунних валів забезпечує підвищення їх зносостійкості у 8-10 разів порівняно зі станом після нормалізації і в 1,3-1,5 разів порівняно з гартуванням СВЧ. Для сталевих валів зносостійкість зростає у 1,6-3,5 рази порівняно з азотуванням. Одночасно з цим як у сталі, так і у чавуні покращується припрацьовуваність і зменшується зношувальна здатність, тобто зношування вкладиша.

Впровадження розробок у виробництво. На базі розробок і багаторічного досвіду по адаптації і впровадженню у виробництво дискретного зміцнення Національним технічним університетом «ХПІ», заводом ім. В. О. Малишева, Приватною науково-дослідною виробничо-комерційною фірмою «ТАВІ», Харківським вагоноремонтним заводом, і за результатами науково-дослідних робіт, проведених Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом та Національним транспортним університетом, була вирішена **комплексна цілісна проблема** створення способу зміцнення поверхонь високонавантажених деталей, що виключає недоліки традиційних технологій зміцнення. Спосіб формування зносостійких поверхонь металевих виробів (дискретне зміцнення) за отримуваними фізико-механічними і триботехнічними характеристиками не поступається кращим світовим аналогам: низькотемпературному ціануванню («Хонда», Японія); газовому азотуванню (Росія, Великобританія та інші країни); електродугової металізації («CRP Industry», США). Більш того, він є *кращим* за них, оскільки не супроводжується недоліками, притаманними кожному з названих способів, на що вказувалося вище.

Дискретне зміцнення деталей виконується на додатково обладнаних верстатах. При виборі матеріалу електрода і розробці технології дискретного зміцнення критеріями оптимізації були: висока зносостійкість поверхні шийок; необхідний опір втомі виробу; підвищення теплостійкості поверхні тертя; оптимальне перекриття зміцнених зон (плям), тобто площі зміцнення; доступна ціна матеріалу електрода.

При впровадженні технології дискретного зміцнення на ДП «Завод ім. В. О. Малишева» для визначення впливу масштабного чинника на властивості при дискретному зміцненні колінчастих валів дизелів типа Д80 (високоміцний легований чавун з кулястим графітом) проведені *натурні випробування* на втомну міцність. Випробування були проведені на двох відсіках колінчастого вала дизеля Д80. Аналіз виконаних робіт показав, що масштабний чинник не є суттєвим. Одночасно підтверджено, що дискретне зміцнення не призводить до зниження втомної міцності виробу. Такий же результат отриманий і для сталевих валів. На підставі одержаних експериментальних результатів дискретне зміцнення рекомендовано для корінних і шатунних шийок важконавантажених колінчастих валів форсованих двигунів силових агрегатів, виготовлених як з чавуну, так і зі сталі, а також для інших виробів.

Для проведення *експлуатаційних досліджень* впливу дискретного зміцнення був вибраний двигун 1Д80Б №1, який після збирання піддали повномасштабним заводським випробуванням за 100-годинною програмою із визначенням рівня вібрації і амплітуд крутильних коливань валопроводу дизель-генератора в робочому діапазоні обертів. Вимір амплітуди вібрації у вертикальному і осьовому напрямках при роботі двигуна під навантаженням на режимах тепловозної характеристики показав їх зниження на 5-7 % порівняно зі штатними двигунами. Заводські випробування дизель-генератора 1Д80Б №1, оснащеного колінчастим валом з дискретним зміцненням, підтвердили його повну відповідність технічним вимогам на експлуатацію даного двигуна. Після завершення заводських випробувань в 1998 р. дизель-генератор 1Д80Б №1 був встановлений на тепловоз і направлений у депо «Основа» ДП Укрзалізниця, де підтвердив ефективність способу зміцнення в умовах експлуатації та дослідно-промислових випробувань.

З метою *розширення застосування* технології дискретного зміцнення для колінчастих валів інших двигунів були проведені дослідницькі роботи по зміцненню колінчастих валів легованих сталей, які використовуються для двигунів типу 5Д49 (тепловози) і КамАЗ-740 (шасі установок «Град», бронетранспортери тощо).

Наприклад, пробіг тепловозів після обробки колінчастого вала на даний час складає 270-780 тис. км, і всі вони знаходяться в експлуатації, хоча гарантійний пробіг після ремонту колінчастого вала - 240 тис. км. Дана технологія використовується в Ізюмському тепловозоремонтному заводі при ремонті та модернізації магістральних тепловозів серій 2ТЕ10 та 2ТЕ116 (рис. 4). Крім того, технологія дискретного зміцнення при ремонті колінчастих валів апробована для двигунів КамАЗ-740 (рис. 5) та інших машин («Мустанг» КамАЗ-4350, КамАЗ-5350; БАЗ-6950 «Основа 1», БАЗ 69501 «Лавина» тощо) на ДП МОУ «ХАРЗ 110».

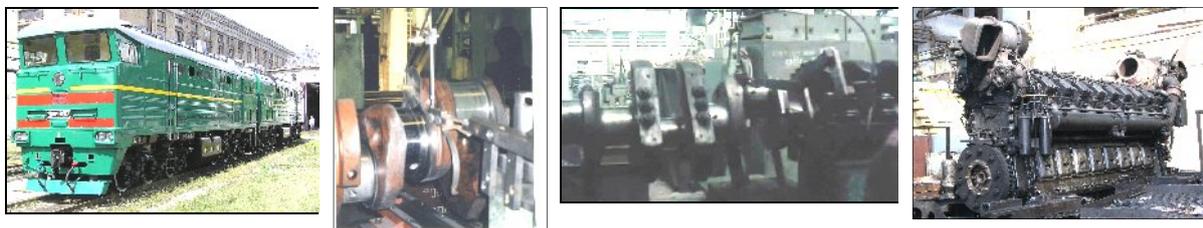


Рис. 4. Магістральний тепловоз 2ТЕ10М з модернізованим двигуном з дискретно зміцненим валом

Окрім наведених вище випробувань, в період з 2001 року дотепер були виконані виробничі випробування дискретно зміцнених деталей двигунів автомобілів КамАЗ, КрАЗ та інших транспортних засобів на ВАТ «Харківський завод тракторних самохідних шасі» і ОП «Добропільська автобаза».



Рис. 5. Дискретно зміцнений колінчастий вал двигуна КамАЗ-740 для оснащення двигуна шасі установки «Град»

Доцільність використання дискретного зміцнення була також підтверджена на ВАТ «Краматорський завод важких верстатів» при виготовленні деталей шпиндельної групи верстатів моделей 9А350Ф1 і 9А340. Дискретне зміцнення було апробоване на Криворізькому металургійному комбінаті при обробці двох комплектів прокатних валків. Це забезпечило випуск додаткової продукції на 15 млн. грн. Для потреб Збройних сил використовуються технології зміцнення елементів двигунів для шасі установок «Град», бронетранспортерів БТР-80. Також досліджено та рекомендовано зміцнення елементів гідропередач для танкових трансмісій (КП «ХКБМ ім. О.О. Морозова») шляхом застосування вставок із спеціальних матеріалів та конструктивних способів зміцнення корпусів бронетранспортерів БТР-70, 80, БТР-94 (КП «ХКБМ ім. О.О. Морозова», ДП «Завод ім. Малишева»). Також запропоновані технології модифікації поверхонь боєприпасів з метою підвищення ефективності їх застосування.

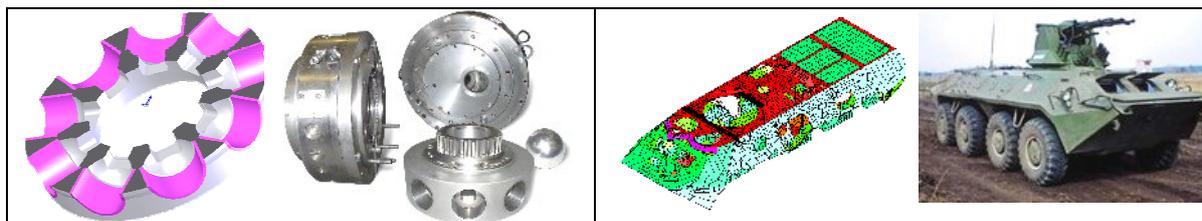


Рис. 6. Варіанти зміцнення елементів ОБТ застосуванням вставок та конструктивним підсиленням

Наведені приклади свідчать, що успішне використання дискретного зміцнення та інших технологій впродовж 10 років дає можливість українським виробникам підсилити свої позиції на *внутрішньому і зовнішньому* ринках за рахунок збільшення *конкурентоспроможності* виробів. *Економічний ефект* від їх впровадження забезпечується зниженням виробничих витрат при виготовленні і ремонті деталей двигунів та силових елементів, а також високими механічними і триботехнічними характеристиками, що збільшує *ресурс та міцність* елементів машин.

Наприклад, на даний час ДП Укрзалізниця експлуатує більше 750 дизелів типу Д49. Згідно з технічними вимогами, раз на чотири роки проводиться ремонт або заміна колінчастого вала двигуна на новий, вартість якого на 2011 рік складала 1,4 млн. грн. При цьому вартість відновлення таких колінчастих валів із застосуванням технології дискретного зміцнення – близько 200 тис. грн.

Висновки. На підставі проведених *фундаментальних та прикладних* досліджень уперше науково обґрунтована та експериментально підтверджена можливість підвищення ресурсу важконавантажених елементів форсованих двигунів та інших деталей військової та цивільної техніки методами дискретного зміцнення, спеціальних вставок та конструктивного підсилення. Способи забезпечують *більш високий*, порівняно з ві-

домими способами зміцнення, рівень зносостійкості та міцності з одночасним збільшенням задиростійкості та зменшенням зношуваності при екологічності процесу. При цьому у 5-8 разів зменшується час та вартість технологічних операцій зміцнення. Границя між зміцненим шаром та основним металом не є технологічним концентратом напружень і не знижує втомну міцність.

Впровадження результатів проведених дослідницьких робіт в серійне виробництво дало можливість скоротити закупівлю дорогих імпортних запасних частин до силових агрегатів, об'єктів військової техніки, тепловозів, верстатів та інших машин і зменшити капітальні витрати на створення спеціалізованих ділянок для зміцнення деталей, а, отже, значно скоротити споживання енергоресурсів.

Це сприяє підвищенню конкурентоспроможності вітчизняних виробів машинобудівної галузі, в першу чергу виробництва і відновлення двигунів внутрішнього згорання, об'єктів військової техніки, металургійного устаткування та інших машин. Створюється можливість виконання зовнішньоекономічних контрактів.

Забезпечено підвищення ресурсу машин та їх елементів мінімум на 40 %.

У подальших роботах планується розвинути методологію досліджень, спрямованих на підвищення технічних характеристик важко навантажених деталей ДВЗ, військової та цивільної техніки за рахунок оптимізації режимів їх обробки методом дискретного зміцнення.

Література: 1. Ткачук М.А. Проблеми та методи моделювання фізико-механічних процесів у складних та надскладних механічних системах / М. Ткачук, В. Шеремет, О. Литвиненко // Дев'ятий Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові . Праці. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2009. – С.9-10. 2. Гончаров В.Г. Наукові основи зміцнення поверхонь високонавантажених елементів двигунів / В.Г. Гончаров, М.А. Ткачук, С.С. Д'яченко, С.О. Кравченко, В.М. Шеремет // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2009. – №28. – С.20-30. 3. Ткачук М.А. Дослідження напружено-деформованого стану деталей машин з дискретним зміцненням / М.А. Ткачук, В.М. Шеремет, Т.О. Васильєва // Вісник НТУ „ХПІ”. Тем.вип.: Машинознавство та САПР. – 2010. – №12. – с. 93-99. 4. Грабовский А.В. Расчетно-экспериментальное определение сил ударного взаимодействия в виброударных системах // А.В. Грабовский, Н.А. Ткачук, Ю.В. Костенко, Е.А. Суздальцева // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. –2010. – №19. – С. 51-62. 5. Шеремет В.М. Дослідження напружено-деформованого стану деталей машин з дискретним зміцненням // В.М. Шеремет, М.А. Ткачук, Т.О. Васильєва // Вісник НТУ «ХПІ». Тематичний випуск Машинознавство та САПР». №19.– Харків. 2010. С.150-155. 6. Ткачук Н.А. Повышение ресурса тяжело нагруженных элементов ДВС путем дискретного упрочнения деталей. Моделирование напряженно-деформированного состояния // В.Н. Шеремет, Н.А. Ткачук, В.Г. Гончаров // Двигатели внутреннего сгорания. №2. – Харьков. 2010. С. 118-123. 7. Ткачук М.А. Напружено-деформований стан елементів машин при дискретному зміцненні поверхневого шару // М.А. Ткачук, В.М. Шеремет, Д.О. Шляхов, Т.О. Васильєва // Международная научно-техническая конференция «Университетская наука-2010». Сб.тезисов докладов в 3-х томах. – Мариуполь: ПГТУ, 2010 – Том 2. – С. 76. 8. Шеремет В.М. Технологія дискретного зміцнення поверхонь деталей машин: переваги, обґрунтування параметрів та режимів технології // В.М. Шеремет, С.О. Кравченко, М.А. Ткачук, Т.О. Васильєва. // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XVIII міжн. наук.-практ. конф., Ч. I (12-14 травня 2010 р., Харків) – Харків: НТУ «ХПІ». – С.261. 9. Ткачук М.А. Нові технології дискретного зміцнення високонавантажених елементів машин: напружено-деформований стан приповерхневих шарів / М.А. Ткачук, В.М. Сапожников, В.М. Шеремет, Т.О. Васильєва, А.В. Грабовський // Механіка та машинобудування. – 2010. – №1. –С. 61–65. 10. Посвятенко Е.К. Підвищення ресурсу тепловозів на базі технології дискретного зміцнення деталей форсованих дизелів / Е.К. Посвятенко, В.Г. Гончаров, С.С. Д'яченко, М.А. Ткачук // Сучасні технології в машинобудуванні. Зб. наукових праць. – Харків: НТУ «ХПІ». Вип. №5. – 2010. С. 60–75.

11. Посвятенко Е.К. Числове обґрунтування параметрів дискретного зміцнення високонавантажених деталей машин / Е.К. Посвятенко, С.С. Д'яченко, В.Г. Гончаров, М.А. Ткачук, В.М. Шеремет, О.В. Кохановська, С.О. Кравченко // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2011. – № 51. – 2011. – №51. – С. 111–136. 12. Посвятенко Е.К. Поліпшення надійності форсованих двигунів транспортної техніки дискретним зміцненням поверхні деталей / Е.К. Посвятенко, М.А. Ткачук, В.М. Шеремет // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – №3/10(57). – С. 23-26. 13. Веретельник О.В. Контактное взаимодействие поршня с гальваноплазменной обработкой боковой поверхности со стенками цилиндра ДВС / О.В. Веретельник, Н.А. Ткачук, С.Ю. Белик // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2012. – №22. – С. 32–39. 14. Парсаданов И.В. Научное обоснование параметров дискретного упрочнения высоконагруженных деталей транспортных энергетических установок / И.В. Парсаданов, С.А. Кравченко, Н.А. Ткачук, В.Н. Шеремет // Науковий вісник Херсонської державної морської академії: Науковий журнал. – Херсон: Видавництво ХДМА, 2012. – № 1(6). – С. 298-310.

Bibliography (transliterated): 1. Tkachuk M.A. Problemi ta metodi modeljuvannja fiziko-mehaničnih procesiv u skladnih ta nadskladnih mehaničnih sistemah / M. Tkachuk, V. Sheremet, O. Litvinenko // Dev'jatij Mizhnarodnij simpozium ukraїns'kih inzheneriv-mehaničiv u L'vovi . Praci. – L'viv: KINPATRI LTD, 2009. – S.9-10. 2. Goncharov V.G. Naukovi osnovi zmіcnennja poverhon' visokonavantazhenih elementiv dviguniv / V.G. Goncharov, M.A. Tkachuk, S.S. D'jachenko, S.O. Kravchenko, V.M. Sheremet // Visnik NTU "HPI". Tem. vip.: Mashinoznavstvo ta SAPR. – 2009. – №28. – S.20-30. 3. Tkachuk M.A. Doslidzhennja napruzhenno-deformovanogo stanu detalej mashin z diskretnim zmіcnennjam / M.A. Tkachuk, V.M. Sheremet, T.O. Vasil'eva // Visnik NTU „HPI”. Tem.vip.: Mashinoznavstvo ta SAPR. – 2010. – №12. – s. 93-99. 4. Grabovskij A.V. Raschetno-eksperimental'noe opredelenie sil udarnogo vzaimodejstvija v vibroudarnyh sistemah // A.V. Grabovskij, N.A. Tkachuk, Ju.V. Kostenko, E.A. Suzdal'ceva // Visnik NTU «HPI». Tem. vip.: Mashinoznavstvo ta SAPR. –2010. – №19. – S. 51-62. 5. Sheremet V.M. Doslidzhennja napruzhenno-deformovanogo stanu detalej mashin z diskretnim zmіcnennjam // V.M. Sheremet, M.A. Tkachuk, T.O. Vasil'eva // Visnik NTU «HPI». Tematičnij vipusk Mashinoznavstvo ta SAPR». №19.– Harkiv. 2010. S.150-155. 6. Tkachuk N.A. Povyshenie resursa tjazhelonagruzhennyh jelementov DVS putem diskretnogo uprochnenija detalej. Modelirovanie naprjazhenno-deformirovannogo so-stojanija // V.N. Sheremet, N.A. Tkachuk, V.G. Goncharov // Dvigateli vnutrennego sgora-nija. №2. – Har'kov. 2010. S. 118-123. 7. Tkachuk M.A. Napruzhenno-deformovnij stan elementiv mashin pri diskretnomu zmіcnenni poverhnevogo sharu // M.A. Tkachuk , V.M. Sheremet, D.O. Shljahov, T.O. Vasil'eva // Mezhdunarodnaja nauchno-tehnicheskaja konferencija «Universitetskaja nauka-2010». Sb.tezisev dokladov v 3-h tomah. – Ma-riupol': PGTU, 2010 – Tom 2. – S. 76. 8. Sheremet V.M Tehnologija diskretnogo zmіc-nennja poverhon' detalej mashin: perevagi, obruntuvannja parametriv ta rezhimiv tehnologii // V.M. Sheremet, S.O. Kravchenko, M.A. Tkachuk, T.O. Vasil'eva. // Informa-cijni tehnologii: nauka, tehnika, tehnologija, osvita, zdorov'ja: Tezi dopovidej XVIII mizhn. nauk.-prakt. konf., Ch. I (12-14 travnja 2010 r., Harkiv) – Harkiv: NTU «HPI». – С.261. 9. Tkachuk M.A. Novi tehnologii diskretnogo zmіcnjuvannja visokonavantazhenih elementiv mashin: napruzhenno-deformovnij stan pripoverhnevih shariv / M.A. Tkachuk, V.M. Sapozhnikov, V.M. Sheremet, T.O. Vasil'eva, A.V. Grabovs'kij // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2010. – №1. –S. 61–65. 10. Posvjatenko E.K. Pidvishhennja resursu teplovoziv na bazi tehnologii diskretnogo zmіcnennja detalej forsovanih dizeliv / E.K. Posvjatenko, V.G. Goncharov, S.S. D'jachenko, M.A. Tkachuk // Suchasni tehnologii v ma-shinobuduvanni. Zb. naukovih prac'. – Harkiv: NTU «HPI». Vip. №5. – 2010. S. 60–75. 11. Posvjatenko E.K. Chislove obruntuvannja parametriv diskretnogo zmіcnennja visokonavantazhenih detalej mashin / E.K. Posvjatenko, S.S. D'jachenko, V.G. Goncharov, M.A. Tkachuk, V.M. Sheremet, O.V. Kohanovs'ka, S.O. Kravchenko // Visnik NTU "HPI". Tem. vip.: Mashinoznavstvo ta SAPR. – 2011. – № 51. – 2011. – №51. – S. 111–136. 12. Posvjatenko E.K. Polipshennja nadijnosti forsovanih dviguniv transportnoї tehni-ki diskretnim zmіcnennjam poverhni detalej / E.K. Posvjatenko, M.A. Tkachuk, V.M. Sheremet // Vostochno-Evropskij zhurnal peredovyh tehnologij. – 2012. – №3/10(57). – S. 23-26. 13. Veretel'nik O.V. Kontaktное vzaimodejstvie porshnja s gal'vano-plazmennoj obrabotkoj bokovoj poverhnosti so stenkami cilindra DVS / O.V. Veretel'nik, N.A. Tkachuk, S.Ju. Belik // Visnik NTU «HPI». Tem. vip.: Mashino-znavstvo ta SAPR. – 2012. – №22.

– S. 32–39. 14. Parsadanov I.V. Nauchnoe obosnova-nie parametrov diskretnogo uprochnenija vysokonagruzhennyh detalej transportnyh jenergeticheskikh ustanovok / I.V. Parsadanov, S.A. Kravchenko, N.A. Tkachuk, V.N. Sheremet // *Naukovij visnik Hersons'koї derzhavnoї mors'koї akademii: Naukovij zhurnal.* – Herson: Vidavnicтво HDMA, 2012. – № 1(6). – S. 298-310.

Ткачук М.А., Кравченко С.О., Литвин Б.Я., Посвятенко Е.К., Шейко О.І., Д'яченко С.С., Шеремет В.М., Гончаров В.Г.

РОЗВИТОК НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ ОСНОВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ
ТАКТИКО-ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИСОКОНАДІЙНИХ ФОРСОВАНИХ
ДВИГУНІВ ТА ВІЙСЬКОВОЇ ТЕХНІКИ

Для забезпечення високої навантажувальної здатності, низького коефіцієнту тертя та підвищеної зносостійкості пропонується застосування технології дискретного зміцнення відповідальних деталей машин. На прикладі колінчастих валів тепловозних двигунів, а також інших машинобудівних конструкцій визначаються оптимальні параметри технологічного процесу. Установлено, що при дискретному зміцненні відбувається перерозподіл контактної тиску у спряженні деталей, який викликається зміною мікропрофілю поверхні. Експериментально підтверджені ефекти зменшення тертя, зношування, а також збереження міцності оброблених деталей.

Ткачук Н.А., Кравченко С.А., Литвин Б.Я., Посвятенко Э.К., Шейко А.И., Дьяченко С.С., Шеремет В.Н., Гончаров В.Г.

РАЗВИТИЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИХ ОСНОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ
ТАКТИКО-ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫСОКОНАДЕЖНЫХ
ФОРСИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ВОЕННОЙ ТЕХНИКИ

Для обеспечения высокой нагрузочной способности, низкого коэффициента трения и повышенной износостойкости предлагается применение технологии дискретного упрочнения ответственных деталей машин. На примере коленчатых валов тепловозных двигателей, а также других машиностроительных конструкций определяются оптимальные параметры технологического процесса. Установлено, что при дискретном упрочнении происходит перераспределение контактного давления в сопряжении деталей, вызываемый изменением микропрофиля поверхности. Экспериментально подтверждены эффекты уменьшения трения, изнашивания, а также сохранения прочности обработанных деталей.

Tkachuk N.A., Kravchenko S.A., Litvin B.Y., Posviatenko E.K., Sheyko A.I., Diachenko S.S., Sheremet V.N., Goncharov V.G.

DEVELOPMENT OF SCIENTIFIC AND TECHNICAL BASES FOR PROVIDING
OF PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF HIGHLY RELIABLE
FORCED ENGINES AND MILITARY TECHNIQUE

For providing of high loading capacity, low friction coefficient and increased wear-proofness it is offered application of discrete strengthening technology of machine's responsible details. On the example of crankshafts of diesel locomotives engines, and also other machine-building constructions, optimal parameters of technological process are determined. It is established, that at the discrete strengthening there is a redistribution of contact pressure in detail's coupling that is caused by surface microprofile change. Effects of friction and wear reduction and also maintenance of strength of treated details are experimentally confirmed.

*Федоренко Е.В., Толстолуцкий В.А., канд. техн. наук;
Халина И.А., Толстолуцкая Т.В.*

КОНЦЕПЦИЯ ПЕРСПЕКТИВНОЙ ЛЕГКОБРОНИРОВАННОЙ РАЗВЕДЫВАТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ С КОЛЕСНОЙ ФОРМУЛОЙ 4×4

Постановка проблемы. В военных конфликтах XX-XXI века успех боевых действий стал зависеть от степени маневренности боевых подразделений, непрерывно действующих на всей глубине театра военных действий. В современном бою стираются различия между тыловой областью, зоной боевых действий и территорией, контролируемой противником. Возрастают возможности разведки и боевого использования, быстрота реагирования и мобильность [1].

В проводимых боевых операциях ни авиация, ни артиллерия при решении задачи прорыва подготовленной тактической обороны противника не способны полностью заменить наземную боевую бронированную машину, наступающую в боевых порядках совместно с механизированными подразделениями пехоты. При этом получение своевременной информации о скоплениях противника, дислокации огневых средств, укрепленных объектов и т.д. жизненно важно для успешного проведения операции. В этом случае, в особенности на сложных участках местности, целесообразно включать в состав атакующей группы войск передвижные средства непосредственной тактической разведки, которые действуют автономно, осуществляя оперативный сбор и передачу информации о противнике наступающим подразделениям и штабам. Примером таких средств могут служить легкобронированные разведывательные машины (ЛБРМ), которые достаточно широко применяются в мировых конфликтах [2].

Как показывает мировой опыт ведения войн успех в современных и будущих боевых операциях зависит от применения современных технологий, в том числе обеспечения информационного превосходства, оперативной передачи и обработки информации. Данные технологии станут показателем совершенства вооруженных сил в будущем. Все боевые системы будут взаимодействовать и взаимодополнять друг друга в связке: управление – разведка – боевое воздействие [1].

Боевые машины при этом будут объединены в тактическую систему управления и контроля (ТССС), обеспечивающую обмен информацией как между машинами системы (включая ЛБРМ и беспилотные летательные аппараты), так и средствами огневой поддержки, тылового обеспечения и пр. Такая система будет решать задачи разведки как в интересах отдельной единицы вооружения или военной техники (ВВТ), так и их соединений с использованием автоматизированной системы управления подразделением. Создание платформ на базе ТССС позволит окончательно разделить средства разведки и поражения целей противника, что в будущем кардинально изменит облик образцов ВВТ, а также способы их применения [1].

В современных вооруженных конфликтах разведывательные подразделения все чаще привлекаются для выполнения не только разведывательных, но и разведывательно-боевых (специальных) задач. Среди специальных задач разведывательных подразделений можно выделить следующие: поиск, рейд (разведывательно-поисковые или разведывательно-засадные действия), засада, налет, захват, диверсия [3].

Современные ЛБРМ, как правило, ограничиваются сбором информации путем визуального наблюдения и имеют в своем составе легкое вооружение, что на сегодняшний день не в полной мере отвечает требованиям ведения современной тактической разведки и специальных задач [4].

Анализ последних достижений и публикаций. ЛБРМ используются более чем в 60 армиях мира. Некоторые государства, даже при наличии собственных разработок, закупают наиболее удачные и перспективные образцы данного вида специальной техники. Разработчики ЛБРМ ведущих стран мира стремятся к тому, чтобы эти машины были универсальными, способными вести как боевые действия, разведку, так и выполнять специальные задачи.

Особенностями ЛБРМ являются: повышенная живучесть, применение соответствующего вооружения и специального оборудования, высокая подвижность (преимущественно колесные ЛБРМ), авиатранспортабельность, плавучесть, повышенная автономность, сниженные демаскирующие признаки и т. д.

Одним из наиболее важных достижений армии США является широкая интеграция на поле боя средств поражения с разведывательными системами, которые были объединены в разведывательно-ударные и разведывательно-огневые комплексы. Например, американские сухопутные части уверенно контролировали обстановку в полосе своего движения на глубину 50-80 км в условиях иракской пустыни [4]. Еще одной без сомнения сильной стороной американской армии является высокий уровень взаимодействия различных родов войск на поле боя. В американских ЛБРМ применяются самые современные средства связи и целеуказания, интегрированные бортовые прицельно-наблюдательные и прицельно-навигационные комплексы [5].

В то же время германская тактическая система управления и контроля (TCCS) позволяет разведывательным автомобилям получить доступ к рекогносцировочной информации и к системе управления и контроля обстановки. Это достигнуто посредством применением электронных интерактивных карт, показывающих положение разведывательного автомобиля, цели, текущую обстановку на поле боя и т.д. Эти данные постоянно обновляются посредством высокочастотных средств передачи данных между разведывательным автомобилем и командным пунктом. Компания EADS Radio Communications Systems разработала систему FuWES, которая связывает аппаратуру наблюдения с транспортным средством и с другими платформами, позволяя осуществлять надежную и быструю передачу данных. В ближайшем будущем разведывательные автомобили «Fennek», производства Германии, будут оснащены этой системой [6].

При выполнении поставленной задачи скрытность проникновения на территорию исследуемого объекта, является одной из первоочередных задач ЛБРМ, для чего ведущие производители разведывательных машин вплотную заняты разработками гибридных силовых установок, совмещающих автономность двигателей внутреннего сгорания и бесшумность электродвигателей, размещенных в ступицах колес [8].

Для организации эффективной обороны, как правило, используют такие районы, которые, благодаря своей структуре, затрудняют наблюдение за передвижением войск и обеспечивают эффективное поражение целей противника на расстоянии. Поэтому обороняющийся противник будет пытаться проводить боевые действия, прежде всего, в местах застроек, а также на пересеченной местности и в лесистых регионах. С целью повышения качества боевых операций в таких районах ведутся разработки комплексов для эффективного ведения разведки и поражения противника вне пределов прямой видимости [1].

Для повышения эффективности ведения боевых действий с помощью оптико-электронных средств (ОЭС) разведки за рубежом большое внимание уделяется сбору информации, передачи ее по зашифрованным каналам связи, применению автоматических алгоритмов и методов цифровой обработки информации, созданию систем вспомогательного распознавания объектов на поле боя [7].

Цель и постановка задачи. Целью данной статьи является формирование концепции перспективной легкобронированной разведывательной машины с колесной формулой 4×4.

Концепция перспективной ЛБРМ. Анализ состава и направлений применения современных разведывательных машин, показал, что перспективная ЛБРМ должна обеспечивать решение следующих основных задач:

- обнаружение противника в районе его расположения и на марше;
- определение координат объектов, отдельных целей, сил и средств противника днем и ночью при любых метеоусловиях;
- выявление средств массового поражения, а также обнаружение зон радиоактивного, химического и бактериологического заражения;
- передачу информации по засекреченным каналам радиосвязи.

Исходя из спектра решаемых задач и необходимого уровня автоматизации, предполагается, что в перспективной ЛБРМ будут размещаться пять человек: командир ЛБРМ, оператор оптико-электронного разведывательного комплекса (ОЭРК) и радиолокационной станции (РЛС), водитель, и два члена экипажа для проведения разведки в пешем порядке и выполнения различных задач на машине и вне ее [8].

Критерии перспективности ЛБРМ состоят из общих требований к машине, требований к разведывательному и специальному оборудованию, с учетом специфических задач, стоящих перед ней.

ЛБРМ должна обладать достаточной баллистической и противоминной стойкостью для защиты экипажа и внутреннего оборудования. В настоящее время круговая баллистическая защищенность ЛБРМ, состоящих на вооружении многих стран мира, достигает уровня 2 по стандарту НАТО (Stanag-4269), а противоминная – уровнем 2а, 2в. Поэтому в перспективной ЛБРМ должна быть предусмотрена возможность повышения уровня круговой защищенности до уровня 3, а противоминной защищенности до уровней 3а, 3в. Внутреннее пространство разведывательной машины должно быть защищено от потока вторичных осколков при обстреле машины и помимо того, должно быть выполнено из материалов и покрытий, не поддерживающих горение.

Перспективная ЛБРМ должна иметь высокие мобильные характеристики за счет применения новых современных более мощных и экономичных двигателей, полноприводной схемы ходовой части с независимой пневмо-гидравлической подвеской с возможностью управления клиренсом машины с места водителя. Для обеспечения снижения удельного давления на грунт на поверхностях с низкой несущей способностью необходимо наличие системы централизованной подкачки шин. Колеса перспективной ЛБРМ должны иметь конструкцию, обеспечивающую движение машины на пробитых шинах со скоростью движения не менее 40 км/ч на дистанцию до 100 км.

Запас хода зарубежных ЛБРМ достигает 1000 км, поэтому аналогичный показатель перспективной разведывательной машины должен быть не ниже указанной цифры.

Преодоление ЛБРМ водных препятствий должно проходить без предварительной подготовки. Скорость плава перспективной разведывательной машины должна быть не менее 10 км/ч.

Авиатранспортабельности ЛБРМ, как одному из видов оперативно-тактической подвижности, должно уделяться существенное внимание, так как быстрая доставка в удаленную «рабочую зону», а при необходимости и быстрая эвакуация, может в тактическом плане решить судьбу операции. Поэтому конструкция ЛБРМ должна позволять переброску воздушным транспортом, в том числе и вертолетами с фюзеляжной загрузкой и на внешней подвеске. Желательно предусмотреть возможность укладки средств авиадесантирования на машине после десантирования.

ЛБРМ должны быть способны вести как разведку, так и поддержку огнем, поскольку такие машины будут использоваться для охраны тыловых районов, выявления потенциальных угроз выброски воздушного десанта или налетов с моря, а также для исследования зон прохождения транспортных колонн. Для сдерживания сил противника при отступлении, либо его полного уничтожения при проведении диверсионной операции, ЛБРМ должна иметь достаточно мощное вооружение, такое как крупнокалиберный пулемет или автоматический гранатомет с достаточно большим боезапасом [8].

В зависимости от выполняемых задач, ЛБРМ могут действовать как отдельно, так и объединяться в группы с другими типами машин, образуя разведывательно-ударные подразделения [9]. В перспективных разведывательных машинах при проведении совместных операций должна быть предусмотрена возможность замены блока вооружения с одного типа на другое (крупнокалиберный пулемет либо автоматический гранатомет). Также в укладке ЛБРМ должно быть предусмотрено размещение переносной ПТУР.

Основное вооружение ЛБРМ должно иметь прицельно-наблюдательный комплекс с дневным и ночным каналами, стабилизацией в двух плоскостях, автоматическим сопровождением цели и режимом полного дублирования функций оператора командиром ЛБРМ.

ЛБРМ оснащена многочисленными потребителями электрической энергии, которые должны функционировать как в движении, так и во время стоянки. В связи с этим, машина должна иметь достаточно мощную систему электроснабжения всех потребителей. Кроме основной системы электроснабжения, работающей от основного двигателя, в составе ЛБРМ должна быть предусмотрена вспомогательная силовая установка (ВСУ). ВСУ должна обеспечивать электропитанием все системы машины при неработающем основном двигателе. Топливный бак ВСУ должен быть автономным, с возможностью подключения к топливной системе машины.

Современная ЛБРМ должна бесшумно преодолевать расстояние не менее 20 км при выключенном основном двигателе и работающей ВСУ либо при питании только лишь от аккумуляторных батарей машины, используя вспомогательные электродвигатели.

При выполнении поставленной задачи движение ЛБРМ осуществляется, как правило, по неизученной местности, и как следствие, вероятны случаи застревания и посадки на днище. В связи с этим, перспективная ЛБРМ должна иметь лебедку с блоком полиспаста для самовытаскивания с направлением выдачи троса на нос и на корму машины. Помимо этого, в укладке машины должен быть предусмотрен ручной универсальный реечный домкрат (Hi-Lift).

Армии разных стран постоянно ужесточают требования к автономности ведения разведки. В 90-х годах ЛБРМ должна была в течение 3-х суток автономно находиться в отрыве от главных сил. Сегодня легкобронированные машины, состоящие на вооружении, имеют показатель автономности не менее 5 суток. Поэтому в систему жизнеобеспечения перспективной машины помимо систем кондиционирования, отопления и вентиляции должны входить санитарные устройства индивидуального пользования и другие средства военно-бытового обеспечения, улучшающие обитаемость экипажа при длительном выполнении боевой задачи.

Оборудование ЛБРМ должно своевременно идентифицировать химические отравляющие вещества, бактериологическое оружие и радиоактивное заражение на территории проведения разведки. Данная система должна иметь высокое быстродействие обнаружения и оповещения членов экипажа, а также средства препятствования проникновению зараженного воздуха в обитаемые отделения машины путем создания избыточного давления в салоне.

Выживание ЛБРМ, даже в случаях обнаружения, является одной из составляющих успешного выполнения боевой задачи, поэтому в составе машины должна быть система оповещения членов экипажа о лазерном облучении средствами наведения противника. Препятствовать наведению вооружения противника на машину должны система оптико-электронного противодействия, а также система постановки аэрозольных и дымовых завес с возможностью работы как в ручном, так и в автоматическом режиме. С целью повышения живучести ЛБРМ данные системы должны быть функционально совместимы.

В случае если несколько однотипных машин выполняют боевые задачи в одном районе, совместно или независимо друг от друга, для однозначного идентификации союзников перспективная ЛБРМ в своем составе должна иметь систему распознавания «свой-чужой».

Перспективная ЛБРМ должна иметь высокоэффективную систему выпуска, которая одновременно со снижением шума, должна выполнять функцию снижения температуры отработавших газов основного двигателя и вспомогательной силовой установки, обеспечивая тем самым снижение сигнатуры машины. Окраска машины и технические мероприятия должны значительно снижать заметность ЛБРМ в видимом, тепловом, инфракрасном, и радиолокационном диапазонах. И даже разведчик, покидая машину, должен быть одет в маскировочный халат, обладающий свойствами, снижающими заметность. С целью снижения заметности ЛБРМ все наружные приборы и стеклопакеты должны иметь антибликовые покрытия и поверхности.



Рис. 1. Оптико-электронный разведывательный комплекс



Рис. 2. РЛС наземной разведки

Перспективная ЛБРМ должна иметь многоканальный ОЭРК большой дальности действия, обеспечивающий возможность ведения разведки на расстояниях, превышающих дальность поражения противником, с возможностью установки на выдвигном подъемно-мачтовом устройстве с высотой подъема не менее 6-8 м от уровня грунта [10]. Разведывательный комплекс должен иметь автоматизированный контур распознавания, управления и контроля обстановки на базе вычислительных средств, совмещенный со средствами связи и системой навигационного обеспечения, что позволит осуществлять топогеодезическую привязку разведанных объектов к местности (точным координатам).

ОЭРК должен включать в себя: телевизионную камеру с широким полем зрения, тепловизионный прибор наблюдения, лазерный целеуказатель-дальномер безопасного для глаз диапазона (рисунок 1).

Разведывательный комплекс должна дополнять двухкоординатная миллиметровая волновая РЛС наземной разведки (рисунок 2) для обеспечения возможности выполнения своих функций, в том числе при неблагоприятных погодных условиях и при наличии пыледымовых помех, которая должна иметь малую вероятность перехвата ее электромагнитного излучения [7].

ОЭРК и РЛС должны легко сниматься и функционировать вне машины, устанавливаясь на треноге на расстоянии не менее 70 м от носителя – ЛБРМ [11].

Необходимо дополнить систему наблюдения акустическими датчиками для обнаружения противника, его техники, в том числе вертолетов, скрывающихся за возвышенностями или иными элементами местности [12].

ЛБРМ должна быть оснащена средствами цифровой записи аудио и видеосигналов с ОЭРК, РЛС и акустических датчиков [13]. Бортовая система управления и контроля разведывательными данными должна иметь цветные дисплеи для оператора ОЭРК и РЛС, а также для командира ЛБРМ. Эта система должна обеспечивать одновременное отображение данных с ОЭРК, РЛС и акустических датчиков, иметь режимы дублирования и автоматического управления.

В качестве переносных средств наблюдения и ориентирования должны использоваться приборы дневно-ночного видения, лазерный дальномер, приборы радиационной и химической разведки, а также переносные средства связи и навигации.

Определение местоположения минных полей является не менее важной задачей разведки. Для этого в укладке ЛБРМ должен быть предусмотрен многочастотный металлоискатель с цифровой обработкой сигнала для обнаружения мин из различных материалов в грунте и воде с глубиной поиска не менее 50 см.

При проведении разведывательной операции превосходящие силы противника уничтожаются применением минно-взрывных средств в ходе боя и при отходе (прикрытие минами отхода группы при преследовании противником), поэтому в укладке машины необходимо предусмотреть наличие мин различного назначения [3].



Рис. 3. Индивидуальный дневно-ночной прибор наблюдения разведчика

Каждый разведчик ЛБРМ, должен иметь индивидуальный дневно-ночной прибор наблюдения, который имеет возможность прикрепляться к стрелковому оружию и использоваться в качестве прицела большой кратности (рисунок 3) [14].

В укладке ЛБРМ должен быть предусмотрен переносной лазерный дальномер для измерения дальностей до целей и объектов.

Стационарная система идентификации химических отравляющих веществ, бактериологического оружия и радиоактивного заражения, установленная в ЛБРМ, должна также иметь переносные модули-детекторы.

В качестве переносных средств должны использоваться автономные дистанционные акустические и сейсмические датчики с возможностью передачи в цифровом виде аудио- и сейсмосигналов в ЛБРМ [15].

Для координации своих действий противник постоянно выполняет радиообмен. С целью его обнаружения, анализа и радиочастотного перехвата в укладке ЛБРМ должен быть переносной приемник-пеленгатор.

Своевременная и качественная передача разведданных является одним из основополагающих требований к ЛБРМ, поэтому, в ее составе должны присутствовать стационарные и переносные средства связи. В ходе рейдовых действий разведывательная группа должна поддерживать радиосвязь с Центром, поддерживающими артиллерийскими подразделениями, авиацией, бронегруппой и резервом [3]. В качестве стационарных средств связи должны использоваться более двух УКВ- и одна КВ- радиостанции, а также аппаратура спутниковой связи. Учитывая условия глубинной разведки, дальность связи радиостанций должна быть не менее 100 км (для УКВ) и 350 км (для КВ). На подъемно-мачтовом устройстве машины должны быть предусмотрены места крепления дополнительных антенн и коммуникаций, увеличивающих дальность действия радиостанций ЛБРМ.

Но любой сеанс связи, если он не обладает определенным уровнем скрытности, может быть перехвачен противником, который обязательно примет контрмеры. Для обеспечения засекреченной радиосвязи ЛБРМ должна быть оборудована аппаратурой криптографической защиты со сменой частот для стационарных и переносных средств связи.

Радиосвязь как внутри разведывательной группы, так и с командиром машины, должна вестись посредством переносных УКВ радиостанций (не менее трех) с закрытым режимом работы. Дальность связи между однотипными радиостанциями должна быть не менее 10 км, и иметь возможность совмещения по диапазону и частотной модуляции со стационарной УКВ-радиостанцией ЛБРМ.

Для обеспечения двусторонней радиосвязи между разведгруппой, штабом, поддерживающей авиацией и артиллерией, в укладке ЛБРМ должна быть одна переносная КВ-радиостанция с закрытым телефонным режимом работы и дальностью связи до 200 км с возможностью совмещения по диапазону и частотной модуляции со стационарной КВ-радиостанцией ЛБРМ.

Качественная топографическая привязка, как самой ЛБРМ, так и разведанных объектов, должна осуществляться при помощи системы навигации, которая должна совмещать стационарные спутниковую (GPS) и инерциальную (ING) системы определения местоположения. Также должна быть предусмотрена аппаратура, позволяющая передачу графической, звуковой и видеoinформации по закрытому спутниковому каналу связи [16, 17].

Электронный дисплей (планшет) данной системы должен быть цветным и иметь высокое разрешение для работы с электронными картами. Он поможет командиру ЛБРМ быстро оценивать ситуацию, анализировать уровень угрозы при поиске засад, группировать и анализировать разведанные и моделировать условные ситуации при подготовке к операции.

Помимо стационарной системы навигации в укладке ЛБРМ должны быть переносные GPS-навигаторы.

Таким образом, при проектировании перспективной ЛБРМ должны учитываться требования к следующим общемашинным параметрам:

- степень защищенности;
- могущество вооружения;
- мобильность;
- плавучесть;
- авиатранспортабельность.

В составе ЛБРМ должно быть предусмотрено наличие следующего специального оборудования:

- вспомогательная силовая установка;
- средства для самовытаскивания;
- система жизнеобеспечения;
- система коллективной защиты;
- система распознавания «свой-чужой»;
- система обнаружения лазерного облучения;
- средства оптико-электронного противодействия;
- система постановки завесы.

Исходя из специфики задач, выполняемых ЛБРМ, в ее составе должно быть такое разведывательное оборудование:

- средства маскировки;
- стационарные разведывательные средства;
- средства записи видеосигналов и акустической информации;

- переносные средства наблюдения и ориентирования;
- средства связи;
- аппаратура криптографической защиты речевой, графической и документальной информации;
- средства навигационного обеспечения.

Таким образом, ЛБРМ, включающая в себя вышеперечисленный комплекс разведывательных средств, способна интеллектуально решать задачи сбора и анализа разведанных и готова к использованию в крупномасштабных боевых действиях в условиях, когда противник оснащен самыми современными средствами разведки и поражения.

Выводы. Исходя из проведенного анализа технического уровня машин высокой скрытности и эффективности разведки класса «легкая бронированная разведывательная машина», данные специализированные машины являются востребованными, как в армии Украины, так и в вооруженных силах других стран.

Для выполнения всех специфических требований, описанных выше, необходима разработка новой ЛБРМ, отвечающей современным требованиям, предъявляемым к ведению тактической разведки и выполнению специализированных боевых задач. Работы по созданию такой машины должны охватывать все направления в части состава разведывательного и специального оборудования, отраженного в данной статье.

Разработку отечественных ЛБРМ можно предложить как для национальных сил, так и для экспортных поставок.

Література: 1. «Автономный комплекс бронированных машин. Трансформация БТВТ в современных условиях. Вступление и концептуальные требования»: <http://wartank.narod.ru/autonomous-armor-complex.htm>. 2. Федоренко Е.В., Глебов В.В. «Аспекты развития легкобронированных разведывательных машин с колесной формулой 4x4» // *Механіка та машинобудування* // Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПИ» 2010 г. – № 2 – 226 с. 3. «Рейд разведывательных подразделений»: <http://117orb.at.ua/publ/6-1-0-33> – 08.02.2009. 4. «Бронированные разведывательные машины: нахождение правильного сочетания возможностей»: http://btvt.narod.ru/4/brm_cap.htm. 5. «Пять лет войны в Ираке»: <http://www.tsiganok.ru/publications/esmi/doc/396>. – 30.04.2008 6. «Разведывательный броневедомо-автомобиль Fennek»: <http://www.tech-life.org/arms/104-fennek-armed-reconnaissance-vehicle.html> – 15.09.2009. 7. Филатов Г. С. Якусон, Н. Беглова Развитие подвижных наземных комплексов оптико-электронных средств разведки СВ за рубежом // *Зарубежное военное обозрение*. – 2002. – № 1. – С.17-19. 8. Огоркевич Р.М. Бронированные разведывательные машины: нахождение правильного сочетания возможностей: btvt.narod.ru/4/brm_cap.htm. 9. Полковник Семенов С. Войска специального назначения армии США // *Зарубежное военное обозрение*. – 1986. – №6 – С.34-39. 10. Полковник Иванов О., к. в. н. Изюмо Д. Состояние и перспективы развития разведывательных машин зарубежных стран // *Зарубежное военное обозрение*. – 2006. – №2. – С.22-29. 11. «ARS 2000 Surveillance Radar»: http://www.aselsan.com.tr/urun.asp?urun_id=91&lang=en 12. Ertem, R. B. Pierson, D. Burchick, T. Ippolito «An acoustic sensor for the viper infrared sniper detection system» August 1999 M. C. Maryland Advanced Development Laboratory Greenbelt, MD 20770; 13. Acoustic Detection Systems (AAI Textron Systems), http://www.aaicorp.com/products/test/gunfire_detection.html. 14. «Thermal Weapon Sight»: http://www.aselsan.com.tr/urun.asp?urun_id=60&lang=en#. 15. Задачи командования и управления в городских операциях // *Army Guide Monthly*. – 2006. – №2 (17). – С.5-7. 16. Вооруженные силы разрабатывают новые средства защиты колонн автотранспорта // *Army Guide Monthly*. – 2006. – №3 (18). – С.11-14. 17. «LN 100G GPS Integrated Inertial Navigation System (RLG-INS/GPS)»: http://www.aselsan.com.tr/urun.asp?urun_id=95&lang=en.

Bibliography (transliterated): 1. «Avtonomnyj kompleks bronirovannyh mashin. Transformacija BTVT v sovremennyh uslovijah. Vstuplenie i konceptual'nye trebovanija»: <http://wartank.narod.ru/autonomous-armor-complex.htm>. 2. Fedorenko E.V., Glebov V.V. «Aspekty razvitija legkobroniro-

vannyh razvedyvatel'nyh mashin s kolesnoj formuloj 4h4» // *Mehanika ta mashinobuduvannja* // *Naukovo-tehnichnij zhurnal*. – Harkiv: NTU «HPI» 2010 g. – № 2 – 226 s. 3. «Rejd razvedyvatel'nyh podrazdelenij»: <http://117orb.at.ua/publ/6-1-0-33> – 08.02.2009. 4. «Bronirovannye razvedyvatel'nye mashiny: nahozhdenie pravil'nogo sochetanija vozmozhno-stej»: http://btvt.narod.ru/4/brm_cap.htm. 5. «Pjat' let vojny v Irake»: <http://www.tsiganok.ru/publications/esmi/doc/396>. – 30.04.2008 6. «Razvedyvatel'nyj broneav-tomobil' Fennek»: <http://www.tech-life.org/arms/104-fennek-armed-reconnaissance-vehicle.html> – 15.09.2009. 7. Filatov G. S. Jakuson, N. Beglova Razvitie podviznyh nazemnyh kompleksov optiko-jelektronnyh sredstv razvedki SV za rubezhom // *Zarubezhnoe voennoe obozrenie*. – 2002. – № 1. – S.17-19. 8. Ogorkevich R.M. Bronirovannye razvedyvatel'nye mashiny: nahozh-denie pravil'nogo sochetanija vozmozhnostej: btvt.narod.ru/4/brm_cap.htm. 9. Polkovnik Seme-nov S. Vojska special'nogo naznachenija armii SShA // *Zarubezhnoe voennoe obozrenie*. – 1986. – №6– S.34-39. 10. Polkovnik Ivanov O., k. v. n. Izjumo D. Sostojanie i perspektivy razvitija razvedyvatel'nyh mashin zarubezhnyh stran // *Zarubezhnoe voennoe obozrenie*. – 2006. – №2. – S.22-29. 11. «ARS 2000 Surveillance Radar»: http://www.aselsan.com.tr/urun.asp?urun_id=91&lang=en. 12. Ertem, R. B. Pierson, D. Burchick, T. Ippolito «An acoustic sensor for the viper infrared sniper detection system» August 1999 M. C. Maryland Advanced Development Laboratory Greenbelt, MD 20770; 13. Acoustic Detection Systems (AAI Textron Systems), http://www.aaicorp.com/products/test/gunfire_detection.html. 14. «Thermal Weapon Sight»: http://www.aselsan.com.tr/urun.asp?urun_id=60&lang=en#. 15. Zadachi komandovanija i upravle-nija v gorodskih operacijah // *Army Guide Monthly*. – 2006. – №2 (17). – S.5-7. 16. Vooruzhennye sily razrabatyvajut novye sredstva zavity kolonn avtotransporta // *Army Guide Monthly*. – 2006. – №3 (18). – S.11-14. 17. «LN 100G GPS Integrated Inertial Navigation System (RLG-INS/GPS)»: http://www.aselsan.com.tr/urun.asp?urun_id=95&lang=en.

Федоренко Є.В., Толстолуцький В.О., Халіна І.А., Толстолуцька Т.В.

КОНЦЕПЦІЯ ПЕРСПЕКТИВНОЇ ЛЕГКОБРОНЬОВАНОЇ
РОЗВІДУВАЛЬНОЇ МАШИНИ З КОЛЕСНОЮ ФОРМУЛОЮ 4×4

У статті проведено аналіз функціонального призначення та складу легкоброньованих машин з колісною формулою 4×4, що використовуються в якості розвідувальних машин, а також основні перспективні напрямки розробок провідних країн. В загальному вигляді сформульовано концепцію та вимоги до перспективних майбутніх легкоброньованих бойових розвідувальних машин на шасі з колісною формулою 4×4.

Федоренко Е.В., Толстолуцкий В.А., Халина И.А., Толстолуцкая Т.В.

КОНЦЕПЦИЯ ПЕРСПЕКТИВНОЙ ЛЕГКОБРОНИРОВАННОЙ
РАЗВЕДЫВАТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ С КОЛЕСНОЙ ФОРМУЛОЙ 4×4

В статье проведен анализ функционального назначения и состава легкобронированных машин с колесной формулой 4×4, которые используются в качестве разведывательных машин, а также основные перспективные направления разработок ведущих стран. В общем виде сформулирована концепция и требования к перспективным будущим легкобронированным боевым разведывательным машинам на шасси с колесной формулой 4×4.

Fedorenko E., Tolstolutskiy V., Khalina I., Tolstolutska T.

CONCEPT OF FUTURE LIGHT ARMoured 4X4 VEHICLE

The article gives analysis of functional purpose and composition of 4x4 light armoured reconnaissance vehicles as well as main promising developments of the leading countries. Concept and requirements for future light armoured reconnaissance 4x4 vehicles is given in general.

УПРАВЛІННЯ В ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМАХ

УДК 621.77

Александрова Т.Е., канд. техн. наук; Костяник И.В., канд. техн. наук;
Истомин А.Е., канд. техн. наук

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО СТАБИЛИЗАТОРА ТАНКОВОЙ ПУШКИ

Постановка задачи. Рассмотрим стабилизируемую танковую пушку с электрогидравлическим исполнительным органом, возмущенное движение которой описывается дифференциальными уравнениями [1]:

$$\begin{aligned} I_n \ddot{\varphi}(x) &= -k_M k_D \beta(t); \\ T_{k1}^2 \ddot{\beta}(t) + T_{k2} \dot{\beta}(t) + \beta(t) &= \frac{k_e k_y}{c} u(t); \\ u(t) &= k_\varphi \varphi(t) + k_\varphi k_c \dot{\varphi}(t), \end{aligned} \quad (1)$$

где $\varphi(t)$ - угол поворота пушки относительно оси цапф; $\beta(t)$ - угол поворота якоря электромагнита электрогидравлического усилителя; $u(t)$ - сигнал на выходе электронного блока стабилизатора; T_{k1} , T_{k2} - постоянные времени электромагнита; I_n - момент инерции пушки относительно оси цапф; k_φ , $k_\dot{\varphi}$ - варьируемые параметры стабилизатора; c - коэффициент жесткости фиксирующей пружины якоря электромагнита; k_M, k_D, k_e, k_y, k_c - коэффициенты пропорциональности.

Требуется отыскать значения варьируемых параметров стабилизатора, обеспечивающий максимальный запас устойчивости и максимальное быстродействие замкнутой системы (1), и показать, что значения этих параметров единственны.

Основная часть. Подставим последнее соотношение системы (1) во второе уравнение. В результате получим математическую модель замкнутой системы стабилизации, которую разрешим относительно старших производных:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}(x) &= -\frac{k_M k_D}{I_n} \beta(t); \\ \ddot{\beta}(t) &= -\frac{1}{T_{k1}^2} \beta(t) - \frac{T_{k2}}{T_{k1}^2} \dot{\beta}(t) + \frac{k_e k_y}{c T_{k1}^2} k_\varphi \varphi(t) + \frac{k_e k_y}{c T_{k1}^2} k_\varphi k_c \dot{\varphi}(t). \end{aligned} \quad (2)$$

Систему (2) запишем в нормальной форме, производя замену переменных $x_1(t) = \varphi(t); x_2(t) = \dot{\varphi}(t); x_3(t) = \beta(t); x_4(t) = \dot{\beta}(t)$:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1(t) &= x_2(t); \\ \dot{x}_2(t) &= -\frac{k_M k_D}{I_n} x_3(t); \\ \dot{x}_3(t) &= x_4(t); \\ \dot{x}_4(t) &= \frac{k_e k_y}{c T_{k1}^2} k_\varphi x_1(t) + \frac{k_e k_y}{c T_{k1}^2} k_c k_{\dot{\varphi}} x_2(t) - \frac{1}{T_{k1}^2} x_3(t) - \frac{T_{k2}}{T_{k1}^2} x_4(t). \end{aligned} \quad (3)$$

Собственная матрица системы (3) может представлена в виде:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{k_M k_D}{I_n} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_e k_y}{c T_{k1}^2} k_\varphi & \frac{k_e k_y}{c T_{k1}^2} k_c k_{\dot{\varphi}} & -\frac{1}{T_{k1}^2} & -\frac{T_{k2}}{T_{k1}^2} \end{bmatrix}, \quad (4)$$

а характеристическое уравнение замкнутой системы (3) записывается

$$\det(A - ES) = S^4 + \frac{T_{k2}}{T_{k1}^2} S^3 + \frac{1}{T_{k1}^2} S^2 + \frac{k_M k_D k_e k_y}{c I_n T_{k1}^2} k_c k_{\dot{\varphi}} S + \frac{k_M k_D k_e k_y}{c I_n T_{k1}^2} k_\varphi = 0. \quad (5)$$

Значения параметров танковой пушки с электрогидравлическим исполнительным органом составляют: $I_n = 736,9 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$; $T_{k1} = 10^{-2} \text{ с}$; $T_{k2} = -0,0005 \text{ с}$; $c = 100 \text{ Нм}$; $k_c = 0,2 \text{ с}^2$; $k_M = 0,0006 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{Па}^{-1}$; $k_D = 1,228 \cdot 10^7 \text{ Па}$; $k_e = 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{А}^{-1}$; $k_y = 0,01 \text{ Ом}^{-1}$. Тогда матрица (4) и характеристическое уравнение (5) могут быть записаны в виде:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -10 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 10^3 k_\varphi & 0,2 \cdot 10^3 k_{\dot{\varphi}} & -10^4 & -5 \end{bmatrix}; \quad (6)$$

$$S^4 + 5S^3 + 10^4 S^2 + 0,2 \cdot 10^4 k_{\dot{\varphi}} S + 10^4 k_\varphi = 0. \quad (7)$$

В характеристическом уравнении (7) произведем замену $S = \beta + j\omega$, выделим в уравнении (7) действительную и мнимую части, приравняем их нулю и из полученных уравнений выделим коэффициенты k_φ и $k_{\dot{\varphi}}$ [2]:

$$\begin{aligned}
 k_{\varphi} &= 3 \cdot 10^{-4} \beta^4 + 2 \cdot 10^{-4} \beta^2 \omega^2 - 10^{-4} \omega^4 + 10^{-3} \beta^3 + 10^{-3} \beta \omega^2 + \omega^2 + \beta^2; \\
 k_{\dot{\varphi}} &= -2 \cdot 10^{-3} \beta^3 + 2 \cdot 10^{-3} \beta \omega^2 - 7,5 \cdot 10^{-3} \beta^2 + 2,5 \cdot 10^{-3} \omega^2 - 10\beta.
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

В плоскости варьируемых параметров $(k_{\varphi}, k_{\dot{\varphi}})$ с помощью соотношений (8) построим кривые при изменении ω от нуля до бесконечности при различных отрицательных значениях β . При $\beta=0$ построенная кривая представляет собой область устойчивости замкнутой системы стабилизации, а при $\beta < 0$ - кривые равной степени устойчивости, представленные на рисунке 1.

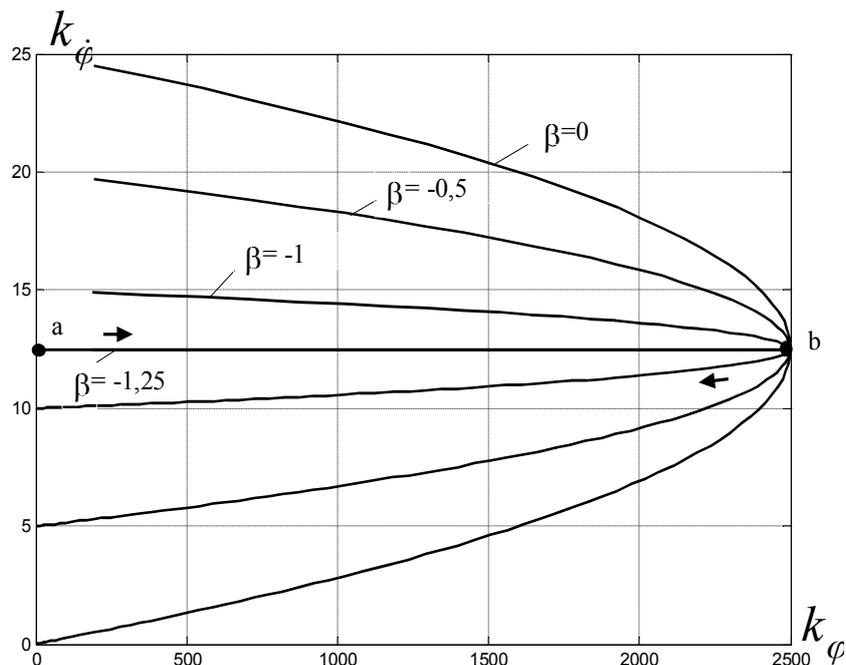


Рис.1. Кривые равной степени устойчивости системы (3)

При $\beta=-1,25$ кривые равной степени устойчивости стягиваются в отрезок прямой, параллельный оси абсцисс, ограниченный точками $a = 1,5613$ и $b = 2496,87$. Если значения варьируемых параметров k_{φ} и $k_{\dot{\varphi}}$ выбраны на отрезке (a, b) , то замкнутая система стабилизации имеет постоянный максимальный запас устойчивости. Всюду на отрезке (a, b) значение параметра $k_{\dot{\varphi}}$ постоянно и равно $k_{\dot{\varphi}}^* = 12,5$.

Комплексным критерием оптимальности, минимум которого обеспечивает, как высокий запас устойчивости, так и высокое быстродействие системы, является интегральный квадратичный функционал:

$$I = \int_0^{\infty} \langle X(t), QX(t) \rangle dt.
 \tag{9}$$

Вместе с тем, использование функционала (9) для решения задачи параметрического синтеза оптимальных стабилизаторов сдерживается отсутствием эффективных методов выбора силвестровой матрицы Q . В [3] показано, что

численное значение функционала (9), вычисленное на решениях системы

$$\dot{X}(t) = AX(t), \quad (10)$$

равно

$$I = \langle X(0), KX(0) \rangle, \quad (11)$$

где $X(0)$ - начальное условие системы (10); K - квадратная симметрическая матрица Сильвестрова, удовлетворяющая матричному алгебраическому уравнению

$$KA + A^T K + Q = 0. \quad (12)$$

В системе (1) главной координатой является переменная $\varphi(t)$, поэтому в качестве начальных условий системы (1) выберем $\varphi(0) = x_1(0) \neq 0$; $\dot{\varphi}(0) = x_2(0) = 0$; $\beta(0) = x_3(0) = 0$; $\dot{\beta}(0) = x_4(0) = 0$. Действительно, в момент $t = 0$ танковая пушка отклонена от направления на цель на угол $\varphi(0)$ и находится в покое, а стабилизатор отключен, следовательно $\dot{\varphi}(0) = \beta(0) = \dot{\beta}(0) = 0$. После выбора цели в момент $t = 0$ стабилизатор включается и происходит наводка канала ствола на цель. При выбранных начальных условиях значение функционала (11) составляет

$$I(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}) = k_{11}(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}})x_1^2(0). \quad (13)$$

где $k_{11}(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}})$ - первый диагональный элемент матрицы $K(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}})$, удовлетворяющей уравнению (12).

В связи с тем, что положение точки минимума функционала (13) не зависит от $x_1^2(0)$, можно записать:

$$I(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}) = k_{11}(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}). \quad (14)$$

Квадратную симметрическую матрицу $K(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}})$ будем отыскивать в виде

$$K(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}) = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} \end{bmatrix}, \quad (15)$$

а матрицу Q функционала (9) положим равной

$$Q = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (16)$$

Подставим матрицы (6), (15) и (16) в матричное уравнение (12), которое эквивалентно системе алгебраических уравнений относительно неизвестных элементов матрицы (15):

$$\begin{aligned}
 2 \cdot 10^3 k_\varphi k_{14} + 1 &= 0; \\
 k_{11} + 0,2 \cdot 10^3 k_\varphi k_{14} + 10^3 k_\varphi k_{24} &= 0; \\
 -10k_{12} - 10^4 k_{14} + 10^3 k_\varphi k_{34} &= 0; \\
 k_{13} - 5k_{14} + 10^3 k_\varphi k_{44} &= 0; \\
 k_{12} + 0,2 \cdot 10^3 k_\varphi k_{24} &= 0; \\
 -10k_{22} - 10^4 k_{24} + k_{13} + 0,2 \cdot 10^3 k_\varphi k_{34} &= 0; \\
 k_{23} - 5k_{24} + k_{14} + 0,2 \cdot 10^3 k_\varphi k_{44} &= 0; \\
 -10k_{23} - 10^4 k_{34} &= 0; \\
 k_{33} - 5k_{34} - 10k_{24} - 10^4 k_{44} &= 0; \\
 k_{34} - 5k_{44} &= 0.
 \end{aligned} \tag{17}$$

Из системы (17) получаем

$$k_{11}(k_\varphi, k_\varphi) = \frac{k_\varphi}{k_\varphi} + \frac{10^3 k_\varphi + 2,5k_\varphi - 25 \cdot 10^3}{40k_\varphi^2 - 10^3 k_\varphi + 2,5k_\varphi}. \tag{18}$$

В соотношении (18) положим $k_\varphi = k_\varphi^* = 12,5$. В результате имеем

$$k_{11}(k_\varphi, k_\varphi^*) = \frac{12,5}{k_\varphi} + \frac{2,5k_\varphi - 12,5 \cdot 10^3}{2,5k_\varphi - 6,25 \cdot 10^3}. \tag{19}$$

Продифференцируем (19) по k_φ и результат дифференцирования приравняем нулю. В результате получаем квадратное уравнение

$$k_\varphi^2 + 25,1 \cdot k_\varphi - 3 \cdot 10^4 = 0. \tag{20}$$

Решение уравнения (20) позволяет получить на отрезке (a, b) точку $k_\varphi = k_\varphi^* = 161,11$, доставляющую минимум функционалу

$$I(k_\varphi, k_\varphi^*) = k_{11}(k_\varphi, k_\varphi^*)$$

Точка $(k_\varphi^*, k_\varphi^*)$ доставляет максимальный запас устойчивости и максимальное быстродействие замкнутой системе (1), а также обеспечивает высокое качество процессов стабилизации.

На рисунке 2 приведены переходные процессы в замкнутой системе стабилизации (3) для различных точек отрезка (a, b) . Кривая 1 соответствует значению $k_\varphi = 1,5613$, кривая 2 - значению $k_\varphi = 161,11$, а кривая 3 - значению $k_\varphi = 1000$.

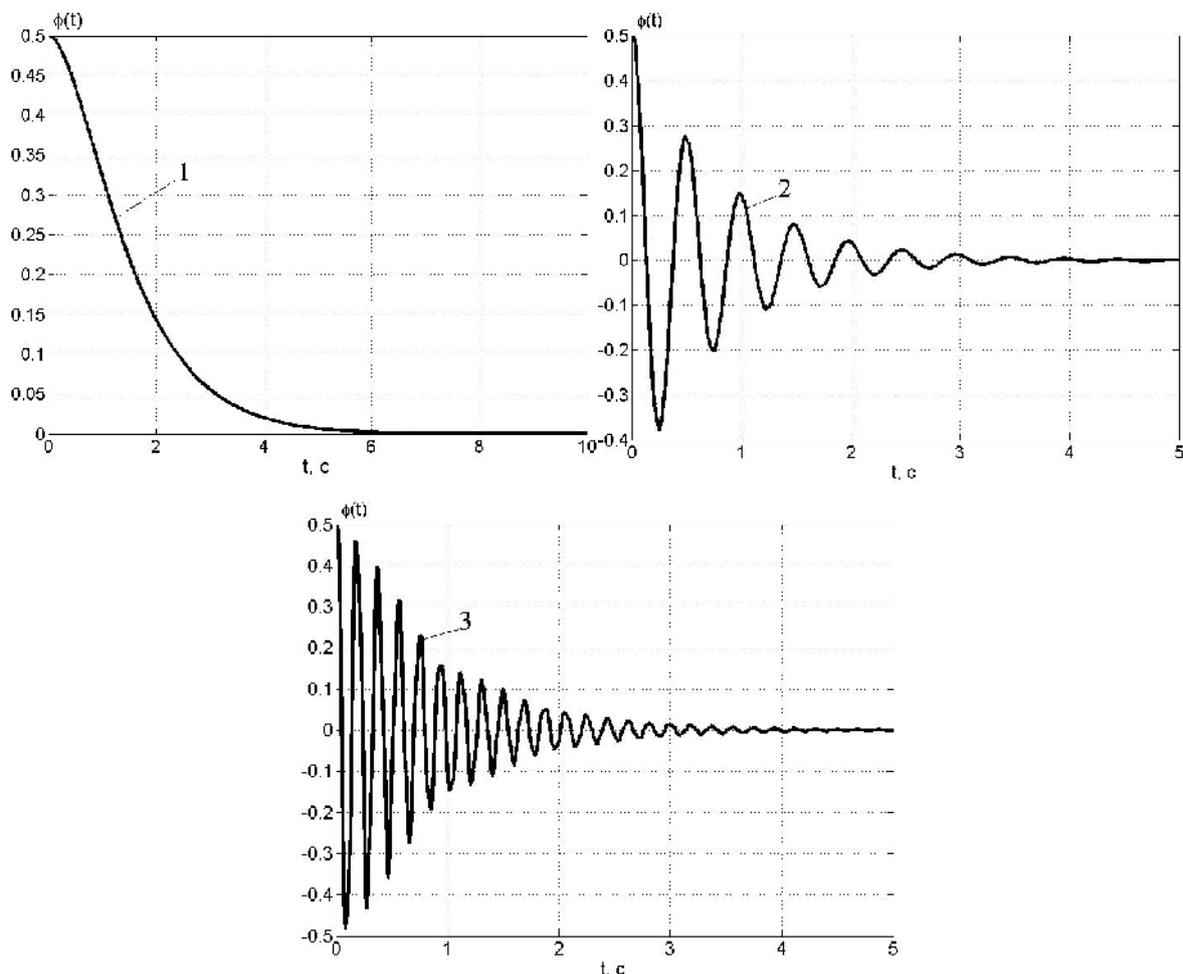


Рис. 2. Переходные процессы в замкнутой системе стабилизации (3)

На рисунке 3 приведен вид функции (18). Анализ рисунка 3 позволяет сделать вывод, что функция $k_{11}(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}})$ имеет единственный минимум с координатами $k_\varphi^* = 161,11$; $k_{\dot{\varphi}}^* = 12,5$.

На рисунке 4 приведены сечения функции $k_{11}(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}})$ при различных постоянных значениях $k_{\dot{\varphi}}$.

Анализ рисунков 3 и 4 позволяет сделать вывод о единственности минимума функции (18).

Выводы:

- выбор варьируемых параметров стабилизатора танковой пушки из условия обеспечения максимального запаса устойчивости замкнутой системы стабилизации позволяет обеспечить максимальный запас устойчивости и максимальное быстродействие замкнутой системы стабилизации, но не дает однозначного решения задачи параметрического синтеза;

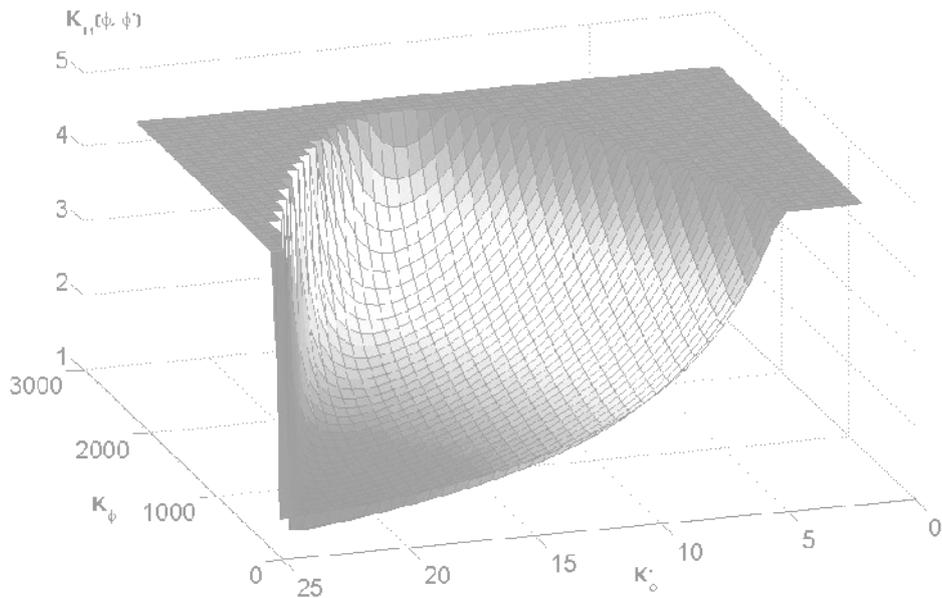


Рис. 3. Функция двух переменных (18)

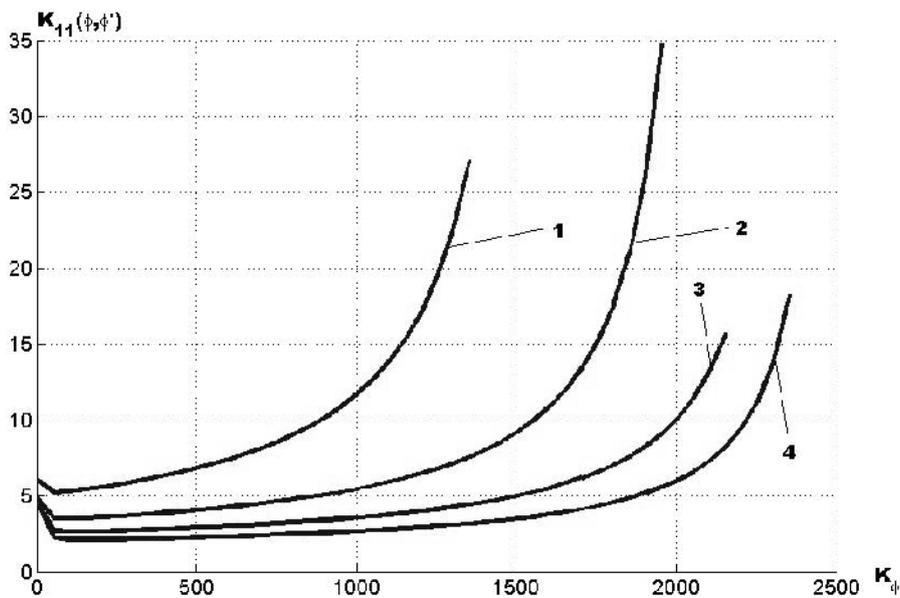


Рис. 4. Сечения функции (18) при: $k_{\dot{\varphi}} = 5$ (кривая 1); $k_{\dot{\varphi}} = 7,5$ (кривая 2); $k_{\dot{\varphi}} = 10$ (кривая 3); $k_{\dot{\varphi}} = 12,5$ (кривая 4)

- помимо обеспечения максимального запаса устойчивости и максимального быстродействия замкнутой системы стабилизации, необходимо обеспечить минимум интегрального квадратичного функционала на решениях системы дифференциальных уравнений возмущенного движения замкнутой системы.

- целевая функция задачи параметрического синтеза имеет единственный глобальный минимум.

Литература: 1. Аблесімов О.К. Автоматичне керування рухомими об'єктами і технологічними процесами. Т.3. Автоматичне керування озброєнням танків/ О.К. Аблесімов, Є.Є. Александров, Т.Є. Александрова. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – 444с. 2. Орурк И.А. Новые

методы синтеза линейных и некоторых нелинейных динамических систем. – М.-Л.: Наука, 1965. – 207с. 3. Александров Е.Е. Автоматизированное проектирование динамических систем с помощью функций Ляпунова/ Е.Е. Александров, М.В. Бех. – Харьков: Основа, 1993. – 112с.

Bibliography (transliterated): 1. Ablesimov O.K. Avtomatichne keruvannja ruhomimi ob'ektami i tehno-logichnimi procesami. T.3. Avtomatichne keruvannja ozbroennjam tankiv/ O.K Ablesimov, С.С. Aleksandrov, Т.С. Aleksandrova. – Harkiv: NTU «HPI», 2008. – 444s. 2. Orurk I.A. Novye metody sinteza linejnyh i nekotoryh nelinejnyh dinamicheskikh sistem. – М.-Л.: Nauka, 1965. – 207s. 3. Aleksandrov E.E. Avtomatizirovannoe proektirovanie dinamicheskikh sistem s pomoshh'ju funkcij Ljapunova/ E.E. Aleksandrov, M.V. Beh. – Har'kov: Osnova, 1993. – 112s.

Александрова Т.С., Костяник І.В., Істомін О.Є.

ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО СТАБІЛІЗАТОРА ТАНКОВОЇ ГАРМАТИ

Розглянуто задачу параметричного синтезу оптимального стабілізатора танкової гармати, що забезпечує мінімум інтегрального квадратичного функціоналу на рішеннях математичної моделі замкненої системи стабілізації.

Александрова Т.Е., Костяник И.В., Истомин А.Е.,

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО СТАБИЛИЗАТОРА ТАНКОВОЙ ПУШКИ

Рассмотрена задача параметрического синтеза оптимального стабилизатора танковой пушки, обеспечивающего минимум интегрального квадратичного функционала на решениях математической модели замкнутой системы стабилизации.

Alexandrova T.E., Kostyanik I.V., Istomin A.E.

PARAMETRIC SYNTHESIS OF OPTIMAL STABILIZER TANK GUN

The problem of parametric synthesis of optimal stabilizer tank gun that provides at least the integral quadratic functional on the solutions of the mathematical model of a closed system of stabilization is considered.

УДК 629.33:629.36:004.8

Ніконов О.Я., д-р техн. наук; Шуляков В.М.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ НЕЧІТКИХ РЕГУЛЯТОРІВ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИХ СЛІДКУЮЧИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛЯ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Мета досліджень, постановка проблеми. Інтеграція гідравлічних пристроїв та електронних систем керування дозволяє вирішувати задачі підвищення якості процесів керування, адаптивного налаштування та підтримки параметрів або структури системи при дії на об'єкт керування випадкових збурень, діагностики відмов та несправностей при збереженні відносно невеликих маси та габаритів комплексу «привод-система керування».

Таким чином, постає актуальна задача створення сучасних електрогідравлічних перетворювачів на основі сучасних систем керування, здатних надійно працювати в умовах підвищеної запиленості зовнішнього середовища, великому перепаді температур, значних вібраціях та ударах та інших несприятливих факторах, що виникають при експлуатації автомобілів.

Метою роботи є дослідження ефективності нечітких регуляторів електрогідравлічних слідкуючих систем автомобіля в умовах експлуатації. Використання інтелектуальних регуляторів дозволить підвищити енергоефективність, якість, надійність, безвідмовність, довговічність, безпеку використання вузлів та агрегатів автомобіля.

Аналіз останніх досліджень та літератури. Розглянемо більш детально сучасні методи і технології керування електрогідравлічними слідкуючими приводами автомобілів. Оскільки весь автомобіль і його окремі вузли та агрегати звичайно описуються нелінійними диференціальними рівняннями з невизначеними параметрами, застосування «класичних» методів теорії автоматичного керування (частотний синтез, модальне керування, оптимальне й робастне керування), що опираються на аналіз математичної моделі об'єкту керування, зіштовхується з рядом відомих труднощів [1-3].

У теперішній час спостерігається інтенсивний розвиток та практичне застосування нечітких систем для керування й регулювання різноманітних технічних об'єктів [4-7]. Актуальність нової технології, нечіткого моделювання, обумовлена тенденцією збільшення складності математичних моделей реальних систем. Отримати вичерпну інформацію для побудови математичної моделі складної реальної системи часто в принципі неможливо. У цих випадках доцільно використовувати методи, спеціально орієнтовані на побудову моделей, що враховують неповноту й неточність вхідних даних. Саме в таких ситуаціях технологія нечіткого моделювання є однією із найбільш конструктивних [8-9].

Матеріали та результати досліджень. Розглянемо електрогідравлічну слідкуючу систему, що описано в роботах [10-13] та два нечітких регулятора [14, 15]. На рис. 1 наведено структурну схему нечіткого регулятора, що створено за допомогою методу ґрат з використанням трикутної функції приналежності для слідкуючої системи. На рис. 2 показано нечіткий регулятор створений з використанням методу субтрактивної кластеризації для цієї ж слідкуючої системи.

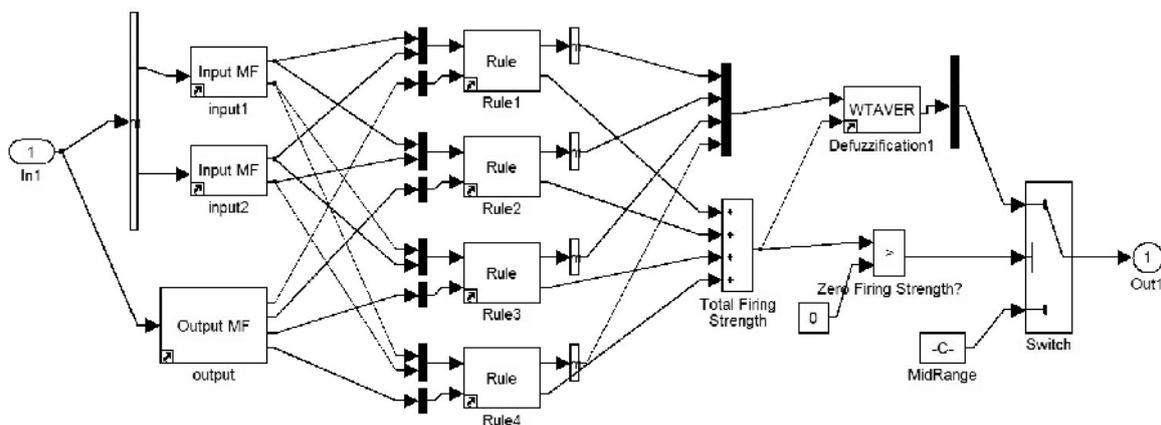


Рис. 1. Структурна схема нечіткого регулятора створеного по методу ґрат з використанням трикутної функції приналежності в середовищі MATLAB (Simulink)

Загалом, створення нечіткої моделі в середовищі Simulink можна розділити на 4 етапи. *Перший етап:* збір даних про роботу базової Simulink-моделі і створення файлу даних для навчання нечіткої структури. *Другий етап:* завдання властивостей нечіткої системи (тип системі нечіткого виводу, кількість вхідних та вихідних змінних, метод дефаззифікації). *Третій етап:* тренування (навчання) моделі. *Четвертий етап:* використання розробленої нечіткої моделі в блоці фазі-контролера в середовищі Simulink.

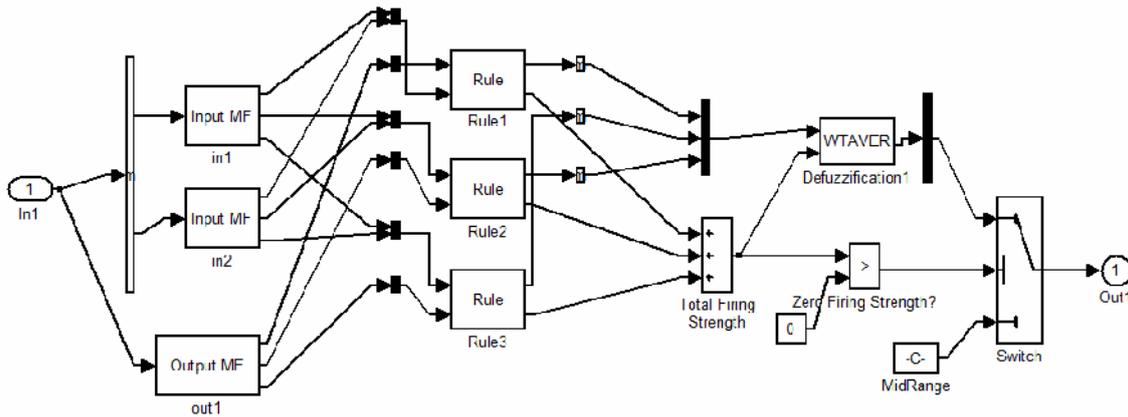


Рис. 2. Структурна схема нечіткого регулятора створеного з використанням методу субтрактивної кластеризації в середовищі MATLAB (Simulink)

Для першого регулятора (рис. 1) у кожному експерименті налаштування та тренування регуляторів проводилися за однакових умов. По-перше, обиралася запропонована навчальна вибірка. Наступним кроком обирався метод генерування нечіткої структури - Grid partition (генерування системи по методу ґрат). Встановлювалася кількість лінгвістичних термів для входів (вхідних змінних) - 2; тип функцій приналежності лінгвістичних термів вхідних змінних (у кожному експерименті власна); тип функції приналежності для вихідної змінної «linear» (лінійна). Далі обирався гібридний метод оптимізації, який поєднує метод зворотнього поширення помилки з методом найменших квадратів. Параметр «необхідної точності навчання» залишався за замовчуванням 0, і кількість епох навчання - 50.

Для другого регулятора (рис. 2) у кожному експерименті налаштування та тренування регуляторів проводилися за однакових умов. По-перше, обиралася запропонована навчальна вибірка. Наступним кроком обирався метод генерування нечіткої структури – Subtractive clustering (генерування системи по методу субтрактивної кластеризації). Далі обирався гібридний метод оптимізації, який поєднує метод зворотнього поширення помилки з методом найменших квадратів. Параметр «необхідної точності навчання» залишався за замовчуванням 0, і кількість епох навчання - 50.

У результаті проведених експериментів було апробовано роботу побудованих нечітких регуляторів. На рис. 3 представлені перехідні процеси замкненої системи електрогідравлічного слідкуючого привода при отриманих значеннях варійованих параметрів блоку керування для штатного регулятора (крива 1), нечіткого регулятора по методу ґрат з використанням трикутної функції приналежності (крива 2), нечіткого регулятора створеного по методу ґрат з використанням узагальненої колоколоподібної функції приналежності (крива 3), нечіткого регулятора створеного по методу ґрат з використанням симетричної гауссової функції приналежності (крива 4) та нечіткого регулятора з використанням методу субтрактивної кластеризації (крива 5).

На рис. 3(а) наведено перехідні процеси замкненої системи електрогідравлічного слідкуючого привода для вибраного значення 10 градусів для куту повороту об'єкту керування. Як видно з рисунку, регулятор з використанням методу субтрактивної кластеризації (крива 5) та регулятор створений по методу ґрат з використанням трикутної функції приналежності (крива 2) дозволяють значно зменшити показник перерегулювання у порівнянні зі штатним регулятором (крива 1). Ця ж тенденція зберігається і для кутів повороту 15 і 20 градусів. Інші регулятори (крива 3) та (крива 4) на більших значеннях куту повороту потребують більшого часу регулювання.

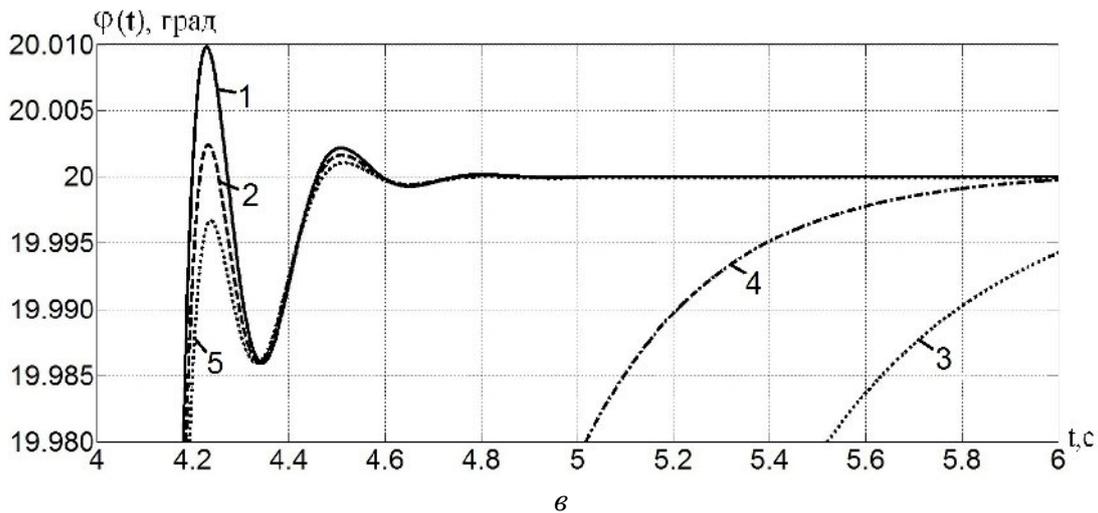
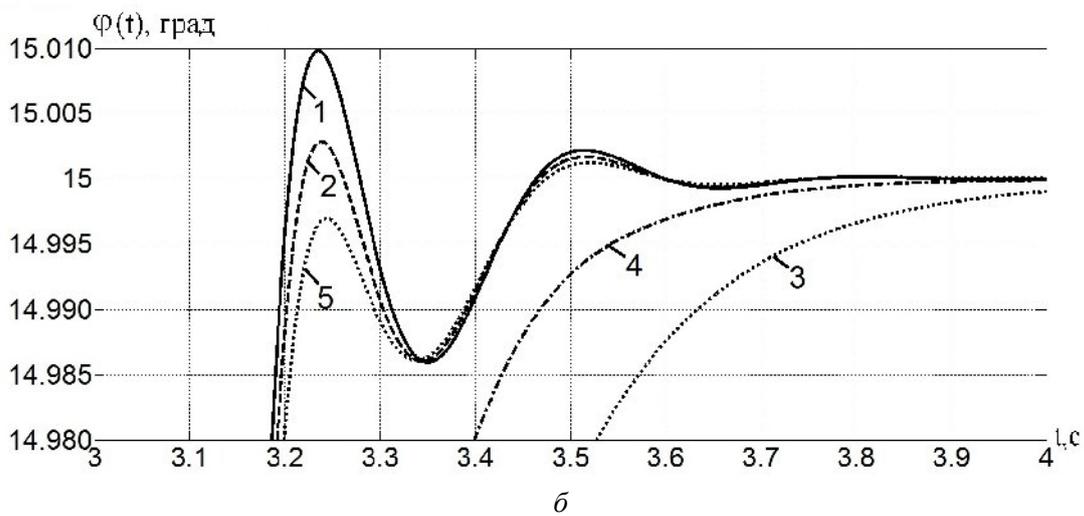
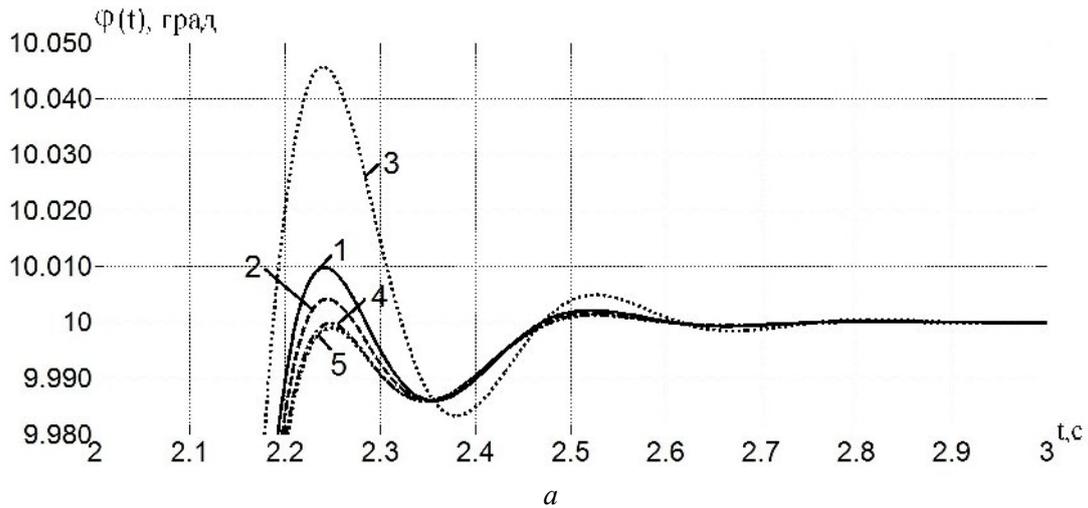


Рис. 3. Перехідні процеси замкненої системи електрогідравлічного слідкуючого привода для куту повороту об'єкту керування: 10 градусів (а), 15 градусів (б), 20 градусів (в). 1 – штатний регулятор; 2 – нечіткий регулятор створений по методу ґрат з використанням трикутної функції приналежності; 3 - нечіткий регулятор створений по методу ґрат з використанням узагальненої колоколоподібної функції приналежності; 4 – нечіткий регулятор створений по методу ґрат з використанням симетричної гауссової функції приналежності; 5 – нечіткий регулятор створений з використанням методу субтрактивної кластеризації

Як видно з рис. 3, а також багатьох чисельних експериментів, використання нечітких регуляторів в електрогідравлічних слідкуючих системах автомобіля дозволяє значно покращити якість перехідних процесів при регулюванні, а саме, досягти істотного зменшення перерегулювання. Нечіткий регулятор створений з використанням методу субтрактивної кластеризації та нечіткий регулятор створений по методу ґрат з використанням трикутної функції приналежності виявилися кращими за штатний регулятор по показнику перерегулювання. Також використання нечітких регуляторів дозволило розширити область стійкості системи, що в свою чергу дозволить підвищити надійність системи.

Висновки та перспективи подальших досліджень. В роботі досліджено ефективність, якість та надійність електрогідравлічних слідкуючих систем автомобіля в умовах експлуатації на основі штатного регулятора, нечітких регуляторів створених по методу ґрат з використанням трикутної функції приналежності, узагальненої колоколоподібної функції приналежності, симетричної гауссової функції приналежності та по методу субтрактивної кластеризації. Використання в електрогідравлічних слідкуючих системах автомобілів нечіткої логіки, штучних нейронних мереж та методів еволюційного моделювання, дозволяє підвищити енергоефективність, швидкодію, надійність, безвідмовність, довговічність, безпеку використання вищезазначених вузлів та агрегатів автомобіля.

Література: 1. Александров Е.Е. Многоканальные системы оптимального управления / Е.Е. Александров, И.Н. Богаенко, Б.И. Кузнецов. – К.: Техніка, 1995. – 312 с. 2. Александров Е.Е. Автоматичне керування рухомими об'єктами і технологічними процесами / Е.Е. Александров, Е.П. Козлов, Б.І. Кузнецов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2002. – 492 с. 3. Схиртладзе А.Г. Гидравлические и пневматические системы / А.Г. Схиртладзе, В.И. Иванов, В.Н. Кареев. – М.: МГТУ, 2003. – 544 с. 4. Гостев В.И. Проектирование нечетких регуляторов для систем автоматического управления / В.И. Гостев. – СПб.: БХВ-Петербург, 2011. – 416 с. 5. Круглов В.В. Нечёткая логика и искусственные нейронные сети / В.В. Круглов, М.И. Дли, Р.Ю. Голунов. – М.: Физматлит, 2001. – 221с. 6. Ali H.K. Fuzzy Controller Design of Servo System / H.K. Ali // Asian Journal of Applied Science. – 2011. – P. 403–413. 7. Методы робастного, нейро-нечёткого и адаптивного управления / под ред. Н.Д. Егунова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 744 с. 8. Ross T.J. Fuzzy logic with engineering applications / T.J. Ross. – McGraw-Hill, 1995. – 600 p. 9. Рутковская Д. Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы / Д. Рутковская, М. Пилиньский, Л. Рутковский. – М.: Горячая линия-Телеком, 2004. – 452 с. 10. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с. 11. Ніконов О.Я. Розроблення інформаційно-структурної схеми електрогідравлічних слідкуючих приводів багатоцільових транспортних засобів / О.Я. Ніконов, В.Ю. Улько // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – № 57. – С. 214–220. 12. Ніконов О.Я. Побудова нелінійної математичної моделі електрогідравлічних слідкуючих приводів багатоцільових транспортних засобів / О.Я. Ніконов, В.Ю. Улько // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. – № 9. – С. 108–113. 13. Ніконов О.Я. Параметричний синтез інформаційно-керуючої підсистеми електрогідравлічних слідкуючих приводів багатоцільових транспортних засобів / О.Я. Ніконов // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. – № 23. – С. 49–54. 14. Ніконов О.Я. Побудова нечітких регуляторів для електрогідравлічних слідкуючих приводів автомобілів / О.Я. Ніконов, В.М. Шуляков // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. – 2012. – № 30. – С. 49–53. 15. Ніконов О.Я. Вплив функції приналежності на якість нечітких регуляторів електрогідравлічних слідкуючих приводів автомобілів / О.Я. Ніконов, В.М. Шуляков // Радіоелектроніка та інформатика: збірник наукових праць. – 2012. – № 3. – С. 43–47.

Bibliography (transliterated): 1. Aleksandrov E.E. Mnogokanalnye sistemy optimalnogo upravleniya / E.E. Aleksandrov, I.N. Bogaenko, B.I. Kuznecov. – K.: Tehnika, 1995. – 312 s. 2. Aleksandrov E.E. Avtomatichne keruvannya ruxomimi ob'ektami i texnologichnimi processami / E.E. Aleksandrov, E.P. Kozlov, B.I. Kuznecov. – H.: NTU «HPI», 2002. – 492 s. 3. Shirtladze A.G. 214

Gidravlicheskie i pnevmaticheskie sistemy / A.G. Shirladze, V.I. Ivanov, V.N. Kareev. – M.: MGTU, 2003. – 544 s. 4. Gostev V.I. Proektirovanie nechetkikh regulyatorov dlya sistem avtomaticheskogo upravleniya / V.I. Gostev. – SPb.: BHV-Peterburg, 2011. – 416 s. 5. Kruglov V.V. Nechyotkaya logika i iskusstvennye neyronnye seti / V.V. Kruglov, M.I. Dli, R.Y. Golunov. – M.: Fizmatlit, 2001. – 221s. 6. Ali H.K. Fuzzy Controller Design of Servo System / H.K. Ali // Asian Journal of Applied Science. – 2011. – P. 403–413. 7. Metody robastnogo, nejro-nechyotkogo i adaptivnogo upravleniya / pod red. N.D. Egupova. – M.: MGTU im. N.E. Baumana, 2002. – 744 s. 8. Ross T.J. Fuzzy logic with engineering applications / T.J. Ross. – McGraw-Hill, 1995. – 600 p. 9. Rutkovskaya D. Neyronnye seti, geneticheskie algoritmy i nechetkie sistemy / D. Rutkovskaya, M. Pilinskij, L. Rutkovskij. – M.: Goryachaya liniya-Telekom, 2004. – 452 s. 10. Gamynin N.S. Gidravlicheskiy privod sistem upravleniya / N.S. Gamynin. – M.: Mashinostroenie, 1972. – 376 s. 11. Nikonov O.Ja. Rozroblennaya informacijno-strukturnoi shemi elektrogidravlichnih slidkuyuchih privodiv bagatocilovih transportnih zasobiv / O.Ja. Nikonov, V.Y. Ulko // Vestnik NTU «HPI». – Harkov: NTU «HPI», 2010. – № 57. – S. 214–220. 12. Nikonov O.Ja. Pobudova nelinejnoi matematichnoi modeli elektrogidravlichnih slidkuyuchih privodiv bagatocilovih transportnih zasobiv / O.Ja. Nikonov, V.Y. Ulko // Vestnik NTU «HPI». – Harkov: NTU «HPI», 2011. – № 9. – S. 108–113. 13. Nikonov O.Ja. Parametrichnij sintez informacijno-keruyuchoi pidsistemi elektrogidravlichnih slidkuyuchih privodiv bagatocilovih transportnih zasobiv / O.Ja. Nikonov // Vestnik NTU «HPI». – Harkov: NTU «HPI», 2011. – № 23. – S. 49–54. 14. Nikonov O.Ja. Pobudova nechetkikh regulyatoriv dlya elektrogidravlichnih slidkuyuchih privodiv avtomobiliv / O.Ja. Nikonov, V.M. Shuliakov // Avtomobilnyj transport: sbornik nauchnyh trudov. – 2012. – № 30. – S. 49–53. 15. Nikonov O.Ja. Vpliv funkcii prinalezhnosti na yakist nechetkikh regulyatoriv elektrogidravlichnih slidkuyuchih privodiv avtomobiliv / O.Ja. Nikonov, V.M. Shuliakov // Radioelektronika ta informatika: sbirnik naukovih prac. – 2012. – № 3. – S. 43–47.

Ніконов О.Я., Шуляков В.М.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ НЕЧІТКИХ РЕГУЛЯТОРІВ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИХ СЛІДКУЮЧИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛЯ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

У статті розглянута задача дослідження ефективності нечітких регуляторів електрогідролічних сліdkуючих систем автомобіля. Розглянуто п'ять регуляторів: штатний регулятор і чотири варіації нечітких регуляторів. Регулятори з використанням методу субтрактивної кластеризації й методу ґрат з використанням трикутної функції приналежності показали кращі результати.

Никонов О.Я., Шуляков В.Н.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НЕЧЕТКИХ РЕГУЛЯТОРОВ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СЛЕДЯЩИХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЯ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

В статье рассмотрена задача исследования эффективности нечетких регуляторов электрогидравлических следящих систем автомобиля. Рассмотрено пять регуляторов: штатный регулятор и четыре вариации нечеткий регуляторов. Регуляторы с использованием метода субтрактивной кластеризации и метода решетки с использованием треугольной функции принадлежности показали лучшие результаты.

Nikonov O.J., Shuliakov V.M.

RESEARCH OF EFFICIENCY OF ELECTROHYDRAULIC SERVO SYSTEMS FUZZY CONTROLLERS OF A CAR IN CONDITIONS OF EXPLOITATION

The problem of efficiency of electrohydraulic servo systems fuzzy controllers of a car is considered in this article. Five controllers are considered: standard controller and four variations of the fuzzy controllers. Controllers with using the subtractive clustering method and grid method using a triangular membership function have demonstrated the best results.

ТЕХНОЛОГІЯ **МАШИНОБУДУВАННЯ**

УДК 621.91.01-36

Лавриненко С.Н., д-р техн. наук

ОСОБЕННОСТИ СИММЕТРИЧНОЙ И АССИМЕТРИЧНОЙ ИНДЕНТАЦИИ И ВЛИЯНИЕ КРАЕВОГО ЭФФЕКТА НА РАСПРОСТРАНЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ПОВЕРХНОСТНОМ СЛОЕ ПОЛИМЕРНОЙ ЗАГОТОВКИ

Введение. В настоящее время возрастают объемы промышленного производства ультрапрецизионных изделий из аморфных термопластичных полимерных материалов, которые находят широкое применение в космической и ядерной технике, биоинженеринге и медицине и других областях науки и техники. Наиболее эффективным методом формообразования прецизионных функциональных поверхностей полимерных изделий с низким уровнем дефектности и напряженности поверхностного слоя является однолезвийная алмазная механическая обработка резанием – точение, фрезерование, а также комбинированные методы обработки, которые позволяют снизить уровень дефектности формируемого поверхностного слоя за счет управления качеством процесса контролируемого направленного разрушения.

Исследование особенностей зарождения и распространения напряжений во вновь образуемом поверхностном слое в результате воздействия большего числа физических и технологических параметров реального процесса контролируемого направленного разрушения при ультрапрецизионном резании является очень сложной и трудоемкой задачей, решение которой возможно осуществить при моделировании этого процесса посредством микроиндентации.

В результате комплексного исследования процессов микроиндентации были определены особенности воздействия симметричного и асимметричного индентора, а также выявлено влияние краевого эффекта на характер распространения напряжений в объеме полимерной заготовки.

Анализ публикаций. Основой разработанной методики физического моделирования процесса ультрапрецизионной лезвийной обработки полимеров посредством микроиндентации являются два направления проведения исследований. Первое направление - это интерпретация классической процедуры индентации, применяемой, например, при измерении твердости. При этом симметричный двухсторонний индентор при приложении постоянной внешней нагрузки внедряется в образец исследуемого материала [1-5].

Второе направление - это симуляция процесса резания, когда индентор с постоянной небольшой скоростью, которая в данном случае является эквивалентом скорости деформации, внедряется в образец обрабатываемого материала [6-7]. В этом случае алмазный индентор имеет асимметричное рабочее тело с геометрическими параметрами, сходными с параметрами реального режущего инструмента с нулевым передним углом.

Цель работы. Разработка методики тестирования наличия и характера внутренних напряжений в полимерной заготовке для биоинженерной ультрапрецизионной оп-

тики с целью определения оптимальных технологических параметров алмазной лезвийной механической обработки при производстве высококачественных ультрапрецизионных оптических и биоинженерных изделий.

Физическое моделирование процесса ультрапрецизионной лезвийной обработки полимеров посредством микроиндентации. В процессе индентации индентор (см. рис. 1) имеет возможность перемещения в двух направлениях - в направлении, перпендикулярном поверхности образца, и в направлении, параллельном поверхности с различной скоростью, что позволяет имитировать продольную подачу при осуществлении единичного реза.

В качестве экспериментального стенда использовалась установка TriboScope™ производства фирмы HYSITRON INC., оснащенная атомно-силовым микроскопом – Atomic Force Microscope (вид рабочего стола установки представлен на рис. 2).

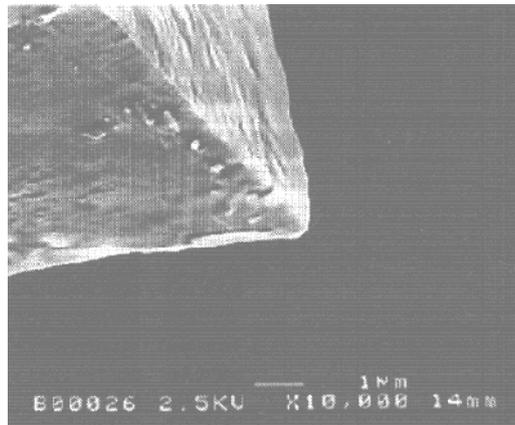


Рис. 1. Алмазный асимметричный микроиндентор в виде режущего клина инструмента с нулевым передним углом



Рис. 2. Общий вид рабочего стола экспериментальной установки для осуществления процесса микроиндентации

Трехмерная картина воздействия индентора на поверхность полимерной заготовки при микроиндентации, полученная при помощи методики атомно-силовой микроскопии (AFM) представлена на рис. 3.

В результате комплексного исследования процессов микроиндентации были определены особенности воздействия симметричного и ассиметричного индентора, а также влияние краевого эффекта на характер распространения напряжений в теле полимерной заготовки. На рисунке 4 представлены результаты графической обработки данных, полученных при помощи поляризационно-оптического метода, характеризую-

ших распространение напряжений в объеме заготовки при использовании симметричных и ассиметричных инденторов с различными радиусами при вершине.

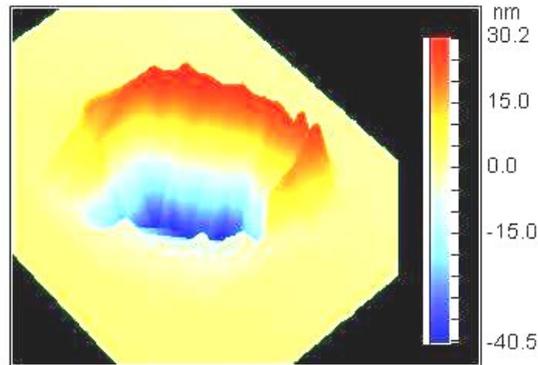


Рис. 3. 3D модель профиля поверхности заготовки из полиметилметакрилата после микроиндентации, полученная методом AFM

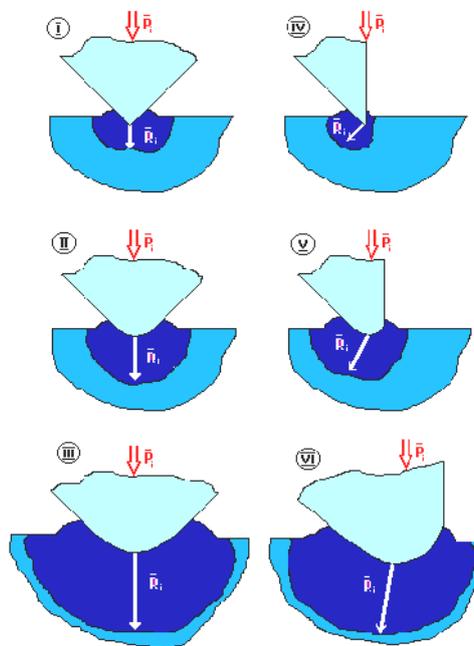


Рис. 4. Распространение напряжений в объеме заготовки при использовании симметричных и ассиметричных инденторов с различным радиусом при вершине

Очевидно, что радиус при вершине режущего клина, внедряющегося в заготовку, влияет не только на глубину проникновения напряжений в поверхностный слой полимера (темное поле на рисунке), но также влияет на направление вектора результирующей критической силы R_i , которая является причиной направленного разрушения и, как результат, формирования новой поверхности. Значительное увеличение радиуса округления режущей кромки (радиуса при вершине клина) уменьшает различия в направлении и характере распространения напряжений при направленном разрушении материала симметричным (рис. 4, III) и ассиметричным (рис. 4, VI) индентором.

При минимальных значениях радиуса округления вершины индентора на характер распространения напряжений в обрабатываемом полимере влияет не только форма рабочей части индентора, но и место приложения нагрузки. Чем ближе место приложения нагрузки к краю заготовки, тем отчетливее проявляется влияние так называемого

"краевого эффекта" (см. рис. 5). Смещение направления вектора результирующей силы в сторону "свободной поверхности" на краю заготовки, являющееся причиной отделения нагруженного слоя материала (т.е. его срезания), в значительной степени зависит от места приложения нагрузки и от геометрических параметров самого индентора, моделирующего режущий клин. Чем ближе расстояние от вершины индентора до края заготовки, тем больше смещение вектора результирующей силы. Соответствующим образом уменьшение "заднего угла" у асимметричного клина индентора также приводит к смещению результирующего вектора и отделению слоя нагруженного материала.

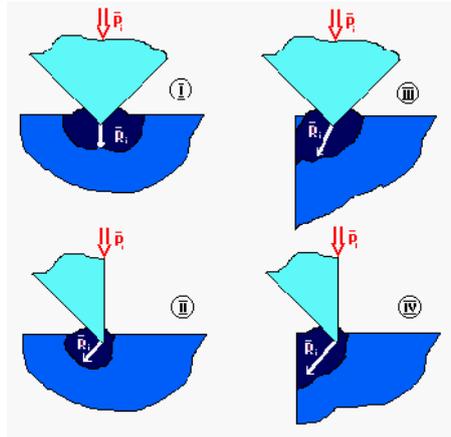


Рис. 5. Влияние "краевого эффекта" на характер распространения напряжений в полимере

В реальном процессе ультрапрецизионной лезвийной обработки с малыми значениями глубины резания и подачи на зуб инструмента имеет место срезание слоя материала, поперечное сечение которого сравнимо со средним значением радиуса округления режущей кромки инструмента в общем понимании этого термина. Однако, в реальном процессе направленного разрушения и формировании новой поверхности участвуют острые микронеровности – микролезвия главной режущей кромки резца, работающие как отдельные или объединенные микрокромки.

Выводы.

1. В результате комплексного исследования процессов микроиндентации были определены особенности воздействия симметричного и асимметричного индентора, а также влияние краевого эффекта на характер распространения напряжений в теле полимерной заготовки.

2. Для усовершенствования представленной разработки необходимо создание программного обеспечения для количественной оценки уровня напряжений и цифровой обработки полученных результатов с учетом показателей фотоупругости конкретных обрабатываемых оптических полимеров.

3. Методика моделирования процесса зарождения и распространения остаточных напряжений в полимерных заготовках на этапе механической лезвийной обработки и дальнейшее совершенствование технологического процесса производства высококачественных полимерных биоинженерных изделий позволит обеспечивать новый уровень функциональных свойств готовых изделий и повысит их стабильность в процессе эксплуатации.

Литература: 1. Подзей А.В. Технологические остаточные напряжения / Подзей А.В., Сулима. А.М, Евстигнеев М.И., Серебренников Г.З. – М.: Машиностроение, 1973. – 216 с. 2. Ренне И.П. Экспериментальные методы исследования пластического формоизменения в про-

цессах обработки металлов давлением с помощью делительной сетки. - Тула: ТПИ, 1970.– 146 с. 3. Розенберг А.М. Механика пластического деформирования в процессах резания и деформирующего протягивания / А.М.Розенберг, О.А.Розенберг. – Киев: Наук. думка, 1990. – 320 с. 4. Рыжов Э.В. Контактное твердых тел при статических и динамических нагрузках / Рыжов Э.В., Колесников Ю.В, Суслов А.Г. – К.: Наукова думка, 1982. - 168 с. 5. Kent R. Indentation Processes in Polymethylmetacrylate / PhD Diss., Surrey Univ., UK, 1979. – 185 p. 6. Lavrynenko S. Modelling of High-Precision Single-Point Micromachining of Optical and Bioengineering Polymers by Microindentation // Proc. of the MICRO.tec 2000 VDE World Microtechnologies Congress "Applications - Trends – Visions" - Germany, 2000, Vol. 2. - P. 717-720. 7. Lucca D.A., Aspects of Surface Generation in Orthogonal Ultraprecision Machining /Lucca D.A., Seo Y.W., Rhorer R.L. // Annals of the CIRP, 1994, Vol. 43(1) - P. 43-46.

Bibliography (transliterated): 1. Podzej A.V. Tehnologicheskie ostatochnye naprjazhenija / Podzej A.V., Sulima. A.M, Evstigneev M.I., Serebrennikov G.Z. – M.: Mashinostroenie, 1973. – 216 s. 2. Renne I.P. Jeksperimental'nye metody issledovanija plasticheskogo formoizmenenija v pro-cessah obrabotki metallov davleniem s pomoshh'ju delitel'noj setki. - Tula: TPI, 1970.–146 s. 3. Rozenberg A.M. Mehanika plasticheskogo deformirovanija v processah rezanija i de-formirujushhego prot-jagivaniya / A.M.Rozenberg, O.A. Rozenberg. – Kiev: Nauk. dumka, 1990. – 320 s. 4. Ryzhov Je.V. Kontaktirovanie tverdyh tel pri staticheskikh i dinamicheskikh nagruz-kah / Ryzhov Je.V., Kolesnikov Ju.V, Suslov A.G. – K.: Naukova dumka, 1982. - 168 s. 5. Kent R. Indentation Processes in Polymethylmetacrylate / PhD Diss., Surrey Univ., UK, 1979. – 185 p. 6. Lavrynenko S. Modelling of High-Precision Single-Point Micromachining of Optical and Bioengi-neering Polymers by Microindentation // Proc. of the MICRO.tec 2000 VDE World Microtechnologies Congress "Applications - Trends – Visions" - Germany, 2000, Vol. 2. - R. 717-720. 7. Lucca D.A., Aspects of Surface Generation in Orthogonal Ultraprecision Machining /Lucca D.A., Seo Y.W., Rhorer R.L. // Annals of the CIRP, 1994, Vol. 43(1) - P. 43-46.

Лавриненко С.М.

ОСОБЛИВОСТІ СИМЕТРИЧНОЇ І АСИМЕТРИЧНОЇ ІНДЕНТАЦІЇ ТА ВПЛИВ КРАЙОВОГО ЕФЕКТУ НА ПОШИРЕННЯ НАПРУЖЕНЬ У ВЕРХНЕВОМУ ШАРІ ПОЛІМЕРНОЇ ЗАГОТОВКИ

Дослідження особливостей зародження та поширення напружень у знову утвореному поверхневому шарі в результаті впливу великого числа фізичних і технологічних параметрів реального процесу контрольованого спрямованого руйнування при ультрапрецизійному різанні є дуже складним і трудомістким завданням, рішення якого можливо здійснити при моделюванні цього процесу за допомогою мікроіндентації.

У результаті комплексного дослідження процесів мікроіндентації були визначені особливості впливу симетричного і асиметричного індентора, а також виявлено вплив крайового ефекту на характер поширення напружень в обсязі полімерної заготовки.

Лавриненко С.Н.

ОСОБЕННОСТИ СИММЕТРИЧНОЙ И АССИМЕТРИЧНОЙ ИНДЕНТАЦИИ И ВЛИЯНИЕ КРАЕВОГО ЭФФЕКТА НА РАСПРОСТРАНЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ПОВЕРХНОСТНОМ СЛОЕ ПОЛИМЕРНОЙ ЗАГОТОВКИ

Исследование особенностей зарождения и распространения напряжений во вновь образуемом поверхностном слое в результате воздействия большего числа физических и технологических параметров реального процесса контролируемого направленного разрушения при ультрапрецизионном резании является очень сложной и трудоемкой задачей, решение которой возможно осуществить при моделировании этого процесса посредством микроиндентации.

В результате комплексного исследования процессов микроиндентации были определены особенности воздействия симметричного и асимметричного индентора, а

также выявлено влияние краевого эффекта на характер распространения напряжений в объеме полимерной заготовки.

Lavrynenko S.N.

FEATURES OF SYMMETRIC AND ASYMMETRIC INDENTATION AND EDGE EFFECT ON STRESS DISTRIBUTION IN SURFACE LAYER OF POLYMER WORKPIECE

Investigation of the features of stresses nucleation and propagation in the surface layer of the newly formed surfaces by impact of a larger number of physical and technological parameters of the real controlled directional fracture process in ultraprecision cutting is a very complex and time-consuming task that can be realized in the simulation of this process by microindentation.

As a result of a comprehensive study of the microindentation processes was identified features of the symmetric and asymmetric indenter action and revealed the influence of the edge effect on stress propagation in volume of the polymer workpiece.

УДК 623.438: 539.3.

Литвиненко А.В., канд. техн. наук; Ткачук Н.А., докт. техн. наук;

Литвин Б.Я., Шейко А.И.

ОБЩИЙ ПОДХОД К ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ ОБЕСПЕЧЕНИЮ ЗАЩИЩЕННОСТИ БРОНЕКОРПУСОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Введение. Широкое распространение в армиях различных стран боевых бронированных машин легкой категории по массе определяет повышенный интерес к созданию научно обоснованных методик определения проектно-технологических параметров их бронекорпусов как основных защитных элементов. При этом, с одной стороны, требуется учет возросшего разнообразия, мощности и условий применения средств поражения, а с другой, – совместное определение и конструкторских решений, и технологии их изготовления «в металле». Таким образом, проблема обеспечения защищенности может быть определена только на стыке и с учетом проектных разработок, технологической подготовки производства и режимов боевого применения боевых бронированных машин. При этом требуется сбалансированный уровень защищенности по различным поражающим факторам. В частности, данное требование без потери общности можно проиллюстрировать на примере защищенности от действия кинетических боеприпасов и ударной волны, которые и были приняты в работе в качестве базовых.

Отдельные частные вопросы сформулированной проблемы нашли решение в работах Чепкова И.Б., Ткачука Н.А., Гриценко Г.Д., Шаталова О.Е., Васильева А.Ю., Пелешко Е.В., Пономарева Е.П., Малакея А.Н., Миргородского Ю.Я., Карапейчика И.Н., Бруля С.Т., Веретельника Ю.В. и др. исследователей [1-16]. Однако в полной мере все факторы, определяющие уровень бронезащищенности, при этом действующие в совокупности, в работах данных авторов учтены не были. Таким образом, противоречие между возрастающими потребностями бронетанкостроения и недостаточностью развития средств расчета порождают актуальную проблему совершенствования методов обеспечения защищенности бронекорпусов на этапе проектирования и технологической подготовки их производства.

Целью работы является создание новых подходов к обеспечению защищенности легкобронированных машин путем обоснования проектно-технологических решений и параметров их бронекорпусов (с учетом условий применения средств поражения) на основе численного моделирования протекающих при этом физико-механических процессов.

Постановка задач исследований. Для достижения сформулированной цели необходимо решить следующие задачи.

1. Разработать новый подход к обоснованию параметров бронекорпусов по критериям защищенности от действия кинетических боеприпасов и ударной волны.

2. Определить направления совершенствования существующих математических моделей процессов воздействия поражающих факторов на бронекорпуса боевых бронированных машин.

3. Предложить новые способы и средства компьютерного моделирования процессов пробивания бронепреград и деформирования бронекорпусов набегающей ударной волной.

4. Определить задачи численного моделирования и анализа защищенности бронекорпусов при варьировании конструктивных схем и параметров, технологических решений, а также режимов боевого применения и характеристик средств поражения.

5. Наметить методологию расчетно-экспериментального обоснования и исследования адекватности, достоверности и точности создаваемых компьютерных моделей изучаемых процессов, а также достоверности получаемых результатов и рекомендаций, разрабатываемых на их основе.

Общий подход к решению проблемы. Как отмечалось выше, применение некомплексного подхода к анализу процессов поражающих факторов на бронекорпуса легкобронированных машин, а тем более – к синтезу проектно-технологических решений, режимов и параметров, не может дать в современных условиях приемлемых результатов. Это обусловлено возросшей мощностью вооружения, применяемого против легкобронированных машин, а также прогрессирующим их многообразием и расширяющимся спектром условий применения (разная высота расположения источников поражения, калибр, тип боеприпаса, направление движения волны, величина избыточного давления и т.п.). Данные факторы образуют множество режимов действия поражающих факторов (РДПФ). С другой стороны, объект, находящийся под действием поражающих факторов (бронекорпус), является продуктом не только проектных разработок, но и следствием принятия тех или иных технологических решений, а также результатом приложения конкретных производственных условий, оборудования, инструмента и режимов изготовления. Речь идет в данном случае о том, что при формировании расчетных тактико-технических характеристик (ТТХ) тех или иных объектов боевых бронированных машин принимаются в расчет, как правило, только их конструктивное исполнение и параметры. В то же время и технология изготовления, и процесс производства могут оказать деформирующее воздействие на изначально заложенные проектные решения. Особенно это может сказаться на свойствах бронекорпусов легкобронированных машин, представляющих собой сварные пространственные тонкостенные конструкции из внешних панелей с внутренним силовым каркасом. И свойства материала панелей в зоне сварных соединений, и места расположения сварных швов, и способ раскройке бронелистов, а также способ изготовления внутреннего силового каркаса и соединения его с обшивкой, могут оказаться теми факторами, которые либо потенциально, либо реально ухудшают уровень защищенности бронекорпусов. Соответственно, их необходимо учитывать во множестве проектно-технологически-производственных факторов (ПТПФ).

Таким образом, тактико-технические характеристики легкобронированных машин, например, уровень защищенности от действия кинетических боеприпасов и ударной волны, являются функцией и РДПР, и ПТПФ. Описанные выше соотношения вводимых в рассмотрение множеств представлены на рис. 1-3.

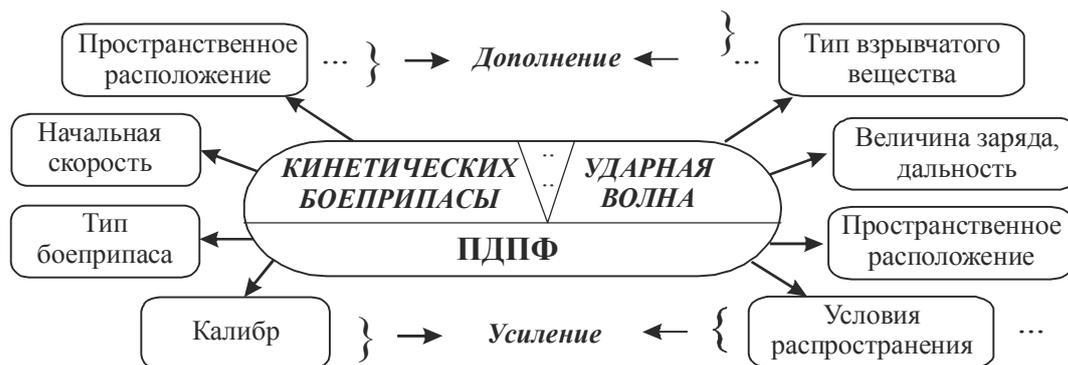


Рис. 1. Формирование режимов действия поражающих факторов

Условно РДПФ (см. рис. 1) разделены на 2 группы, определяющие действие, с одной стороны, кинетических боеприпасов, а с другой, – ударной волны. Естественно, что круг действующих поражающих факторов может быть существенно шире. Однако и в пополненном своем множестве, и в представленном на рис. 1 разнотипные факторы либо расширяют (дополняют) поражающее действие на элементы бронекорпусов, либо их усугубляют (усиливают). Например, рост калибра и начальной скорости кинетического снаряда в сочетании с повышением избыточного давления во фронте ударной волны, вызванного увеличением тротилового эквивалента взрывного заряда, являются взаимно усиливающими факторами, т.к. при раздельном своем воздействии требуют и в том, и в другом случае усиления элементов бронекорпусов. В то же время, например, пространственное расположение источников кинетических снарядов в случае учета их разновысотности расширяет множество проекций легкобронированных машин, подвергающихся его действию, т.е. является дополняющим фактором.

С точки зрения повышения защищенности рационально выбирать параметры элементов бронекорпусов таким образом, чтобы они максимально одинаково компенсировали действие усиливающих друг друга компонент от различных групп и на минимальном необходимом уровне удовлетворяли дополняющим компонентам (назовем его далее Принцип I).

Что касается ПТПФ (см. рис. 2), то по отдельности взятые группы проектных, технологических и производственных факторов находятся в условиях конкурентно-ограничительных отношений. Традиционно технологические факторы могут сужать более широкие конструктивные возможности проекта машины, и тем самым потенциально снижать ее ТТХ. В аналогичных отношениях находятся технологические и производственные факторы. В данном случае, кроме тактико-технических, вступают в силу экономические характеристики. В результате в цепочке «проектант – технолог – изготовитель» каждый последующий уровень факторов (в любом из разрезов) находится в отношениях сужающего по отношению к любому из компонентов предыдущего. В данном случае для получения изделия с наилучшими ТТХ следует применять компромиссную стратегию с гармонизацией (сбалансированностью) требований – ограничений на каждом этапе и в пределах каждого среза отношений (т.е. по любому сочетанию связей компонент из разных уровней). Этот алгоритм назовем Принцип II.

Если перейти на уровень зависимости для определения ТТХ (соответствует аппликатуе T на рис. 3), то РДПФ (ось абсцисс P на рис. 3) и ПТПФ (ось ординат Π на том же рисунке) выступают на этапе разработки новой машины как варьируемые в некоторой области изменения Ω величины. Сами же ТТХ, условно представляющие собой функцию первых и вторых

$$T = T(P, \Pi), \tag{1}$$



Рис. 2. Формирование проектно-технологически-производственных факторов (ПТПФ)

имеют ограничения снизу (T^\wedge – тактико-технические требования), что определяет некоторую область Ω^* , в пределах которой следует искать рациональное техническое решение на основе применения математических, численных и экспериментальных моделей анализа и обобщения результатов. При этом требуется не только найти P^* и R^* , доставляющие максимум T^* :

$$P^*, R^* = \arg \max T(P, R); P, R \in \Omega, \quad (2)$$

а определить то сочетание ПТПФ и РДПФ, которое, во-первых, дает достаточно высокий уровень ТТХ, а, во-вторых, при некотором незначительном возмущении P и R не приводит к резкому снижению $T = T(P, R)$. Этим самым декларируется стремление к определению не столько оптимального, сколько устойчиво предпочтительного рационального проектно-технологического решения (Принцип III).

Формализация предложенного подхода. Сочетание Принципов I-III представляет собой некоторую стратегию обеспечения ТТХ вновь создаваемых или модернизируемых машин путем обоснования проектно-технологических решений бронекорпусов. При этом для их конкретного использования требуется введение некоторых отдельных управляющих, оценочных, кри-

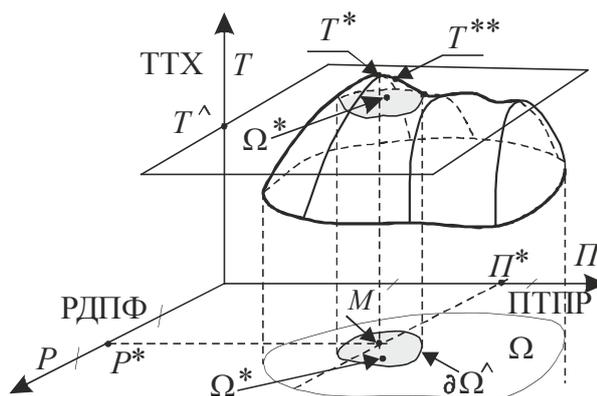


Рис. 3. Зависимость тактико-технических характеристик защищенности бронекорпусов легкобронированных машин от РДПФ и ПТПФ

териальных величин. В приложении к проблеме обеспечения защищенности, это, например, могут быть: геометрические параметры элементов бронеплит и силового внутреннего каркаса (толщины, размеры в плане, углы наклона и т.п.); свойства материалов элементов бронекорпусов, в т.ч. сварных швов (предел прочности, предел текучести, твердость, плотность и т.п.); скорость кондиционного поражения; избыточное давление, вызывающее разгерметизацию корпуса или неработоспособность систем и агрегатов машины; зона расположения сварных швов и их типы и т.д.

В целом эти группы величин можно объединить в группы РДПФ, ПТПФ и ТТХ соответственно

$$\mathbf{P} = \{P_1, P_2, \dots, P_{N_p}\}^T; \quad \mathbf{\Pi} = \{\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_{N_{\Pi}}\}^T; \quad \mathbf{T} = \{T_1, T_2, \dots, T_{N_T}\}^T. \quad (3)$$

В данном представлении определенные компоненты массивов \mathbf{P} , $\mathbf{\Pi}$, \mathbf{T} могут представлять собой не только числовые, но и обобщенные параметры (например, структура конструкции, распределение свойств материалов по толщине, конструктивные или технологические решения и т.п.). В таком случае эти факторы (параметры) можно, следуя [1], считать обобщенными, перенося на них (и расширяя, таким образом) правила оперирования с различными числовыми величинами. Такая процедура с точки зрения теории множеств является допустимой, если только ввести некоторые правила для оценки соотношения отдельных элементов множеств. В данной работе используются те же правила, что и в [1], однако распространенные на новый класс факторов (технологические и производственные, причем в сочетании с проектными).

С учетом «декомпозиции» \mathbf{P} , $\mathbf{\Pi}$, \mathbf{T} вместо «односрезных» отношений \mathbf{T} , \mathbf{P} , $\mathbf{\Pi}$ появляются многие срезы отношений компонент « $\mathbf{T}_k - \mathbf{P}_i - \mathbf{\Pi}_j$ » (см. рис. 3), что, однако, не меняет их сути, а лишь переводит точки пространства \mathbf{T} , \mathbf{P} , $\mathbf{\Pi}$ из трехмерного в многомерное.

Используя введенные обозначения, можно провести следующую классификацию множеств параметров P и Π :

$$P = P_d \cup P_y = P_k \cup P_b; \quad (4)$$

$$\Pi = \Pi_{\Pi} \cup \Pi_T \cup \Pi_{\Pi}, \quad (5)$$

где P_d, P_y соответствуют подмножеству дополняющих и усиливающих факторов; P_k, P_b – кинетическим боеприпасам и ударной волне, а $\Pi_{\Pi}, \Pi_T, \Pi_{\Pi}$ – проектные, технологические и производственные факторы.

Тогда Принцип I формализуется следующим образом:

$$\max \left\| \Pi_k(T^*, P_{yi}^*) - \Pi_k(T^*, P_{dj}^*) \right\| \rightarrow \min \forall i \neq j, \forall k; \quad (6)$$

$$\max I_I \left[\Pi_k(T^*, P_i^*) \right] \rightarrow \min(\max). \quad (7)$$

Здесь в виде $\|*\|$ записана введенная некоторым образом, зависящими от специфики решаемой задачи, псевдонорма в пространстве Π [1]. В качестве оптимизируемой величины здесь выступает критерий I_I , объединяющий требования защищенности с учетом типа действующего поражающего фактора и его характеристик.

Формализация Принципа II (см. выше) состоит в записи минимальных рассогласований проектных, технологических и производственных решений, обеспечивающих тре-

буемый уровень ТГХ:

$$\|P_{\Pi}^* - P_T^*\| \rightarrow \min; \quad \|P_T^* - P_u\| \rightarrow \min. \quad (8)$$

Здесь также присутствуют псевдонормы в рассматриваемом пространстве $\|\ast\|$.

Следующий Принцип III можно записать в виде:

$$P^{**}, P^{**} : \left\{ \begin{aligned} &\|T^{**}(P^{**}, P^{**}) - T^*(P^*, P^*)\| \leq \varepsilon; \quad T(P^{**} + \Delta P, P^{**} + \Delta \Pi) \geq T^{\wedge}; \\ &\|T(P^{**} + \Delta P, P^{**} + \Delta \Pi)\| \leq \delta; \quad \forall (P^{**} + \Delta P, P^{**} + \Delta \Pi) \in \Omega^{**} \end{aligned} \right\}. \quad (9)$$

В данном выражении присутствуют: величина ε – допустимый уровень ухудшения оптимальных характеристик T^* ; (P^{**}, P^{**}) – вседооптимальное решение, отличающееся, с одной стороны, близостью T^{**} к T^* , а с другой, – устойчивостью ТГХ при варьировании (P, Π) в заданной окрестности $(\Delta P, \Delta \Pi)$, т.е. изменение $T(P^{**} + \Delta P, P^{**} + \Delta \Pi)$ не превышает заданную величину δ . Область, содержащая искомое решение и упомянутую окрестность $(\Delta P, \Delta \Pi)$, обозначена в (9) через Ω^{**} .

Последовательное применение формализованных критериев и ограничений (6)-(9) как раз сопровождается пошаговым приближением к рациональному техническому решению P^{**} , при некоторых режимах действия поражающих факторов P^* обеспечивающему уровень ТГХ не хуже заданного: $T^{**} \geq T^{\wedge}$.

Заключение. Предложенный в работе подход, методология действий, формулировка критериев и ограничений резко отличаются и сам процесс поиска рационального решения, и его результат от традиционных [17-20]. Во-первых, вводимые пространства варьируемых факторов являются обобщенными [1]. Во-вторых, фигурирующие здесь псевдонормы $\|\ast\|$ и функционалы I_f являются уточняемыми в ходе самого процесса проектирования и технологической подготовки производства. При этом их вид зависит от учета весовых коэффициентов тех или иных критериев (например, от учета распределения частоты обстрела бронекорпусов с разных проекций, высоты обстрела, от типа боеприпасов, от учета допустимой степени повреждаемости элементов бронекорпусов ударной волной, от стоимости производства и т.п.). И, в-третьих, в отличие от оптимального решения P^* , искомое решение P^{**} не является единственным.

Упомянутые особенности являются достаточно существенными, приближая процесс принятия рационального решения к тому, который в действительности свойственен реальным условиям проектирования, технологической подготовки производства и изготовления легкобронированных машин, а также принципиально отличая его от традиционных методов параметрического и структурного синтеза [18].

Таким образом, сохраняя все строгие черты формально-множественного подхода, предлагаемая в работе методология обоснования рациональных параметров колесных легкобронированных машин по критерию обеспечения заданного уровня защищенности бронекорпусов от действия поражающих факторов дает возможность избежать коллизий при интеграции в НИИ, КБ и на предприятиях-изготовителях, вызванных нечеткостью, изменчивостью, варьируемостью, уточняемостью проектно-технологических факторов, свойств, критериев, ограничений, которыми характеризуется реальный процесс принятия технических решений, с одной

стороны, и детерминированностью, определенностью, которые свойственны их реализации, например, в современных традиционных CAD/CAM/CAE-системах.

Отсюда можно сделать вывод, что предлагаемая в работе методология, будучи концептуальной основой проектно-технологических решений, дает возможность на основе единого расширенного параметрического описания создавать и математические модели протекаемых в условиях действия поражающих факторов физико-механических процессов, и численные их модели, и геометрические модели бронекорпусов, и технологические решения. Этим самым создается база для организации единого исследовательского процесса от постановки отдельных задач анализа до решения комплексных задач синтеза. При этом также естественным образом предложенная методология исследований распространяется на этап расчетно-экспериментального обоснования достоверных численных моделей исследуемого процесса. Кроме того, в завершении процесса формируются научно обоснованные рекомендации по проектно-технологическому обеспечению ТТХ колесных легкобронированных машин легкой категории по массе в части защищенности их корпусов от действия кинетических боеприпасов и ударной волны.

Решение данных задач, перечисленных выше (см. пп. 2-5), является направлением дальнейших исследований на основе предложенного в данной работе нового общего подхода.

Литература: 1. 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. 2. Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення / Пелешко Є.В., М.А. Ткачук, С.Т. Бруль і др. // *Вестник НТУ «ХПИ»*. Тем. вип.: Транспортное машиностроение. – 2010. – №39. – С. 116–131. 3. Численное моделирование реакции тонкостенной конструкции на действие ударно-волновой нагрузки / Карапейчик И.Н., Бруль С.Т., Мазин В.М. и др. // *Вестник НТУ «ХПИ»*. Тем. вип.: Машиноведение и САПР. – 2011. – №51. – С. 59–65. 4. Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения / Ткачук Н.А., Бруль С.Т., Малакей А.Н. и др. // *Механіка та машинобудування*. – 2005. – №1. – С.184-194. 5. Бруль С.Т., Васильев А.Ю. К вопросу о моделировании воздействия ударной волны на корпус боевой машины // *Вестник НТУ „ХПИ”*. Тематический выпуск „Машиноведение и САПР”. – 2005. – №53. – С. 29-34. 6. Бруль С.Т. Моделирование реакции корпуса боевой машины на действие подвижной нагрузки: теория, методы и модели // *Вісник НТУ „ХП”*. Тем. вип.: „Машинознавство та САПР” . – 2007. – №3. – С. 24-43. 7. Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення / Пелешко Є.В., М.А. Ткачук, С.Т. Бруль і др. // *Вестник НТУ «ХПИ»*. Тем. вип.: Транспортное машиностроение. – 2010. – №39. – С. 116–131. 8. Моделирование реакции корпусов легкобронированных машин на действие ударно-импульсных нагрузок / Бруль С.Т., Карапейчик И.Н., Мазин В.М. и др. // *Вестник НТУ «ХПИ»*. Тем. вип.: Машиноведение и САПР. – 2011. – № 22. – С. 12–19. 9. Моделирование физико-механических процессов в корпусах легкобронированных машин: подходы, модели, эффекты / Бруль С.Т., Ткачук Н.А., Васильев А.Ю. и др. // *Механіка та машинобудування*. – 2011. – № 1. – С. 66–73. 10. Численное моделирование реакции тонкостенной конструкции на действие ударно-волновой нагрузки / Карапейчик И.Н., Бруль С.Т., Мазин В.М. и др. // *Вестник НТУ «ХПИ»*. Тем. вип.: Машиноведение и САПР. – 2011. – № 51. – С. 59–65. 11. 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 „ХП”*. Тем.вип.: Машинознавство та САПР. – 2012. – № 22. – С. 87-92. 12. Специализированный интегрированный программно-модельный комплекс на основе обобщенного параметрического описания сложных механических систем / Пелешко Е.В., Ткачук Н.Н., Гриценко Г.Д. и др. // *Вісник НТУ „ХП”*. Тем.вип.: Машинознавство та САПР. – 2007. – № 3. – С. 101-117. 13. Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення / Є.В. Пелешко, М.А. Ткачук, С.Т. Бруль та ін. // *Вестник НТУ «ХПИ»*. Тем. вип.: Транспортное машиностроение. – 2010. – № 39. – С. 116-131. 14. К вопросу создания интегрированных специализированных систем для моделирования процессов пробивания преград / Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Барани-

ков Я.Н. и др. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2006. – №3. – С.165-173. 15. Карапейчик И.Н. Методика экспериментальных исследований реакции корпусов бронетранспортеров на локальное импульсное воздействие / И.Н. Карапейчик // Вісник НТУ „ХПИ”. 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 «ХПИ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2012. – № 22. – С.69-77. 17. Карманов В. Г. Математическое программирование / В. Г. Карманов. – М.: Наука, 1975. 18. Сеа Ж. Оптимизация. Теория и алгоритмы. – М.: Мир, 1973. – 244 с. 19. Полак Э. Численные методы оптимизации. – М.: Мир, 1974. 20. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. – М.: Мир, 1975. – 534 с.

Bibliography (transliterated): 1. Konechno-jelementnye modeli jelementov slozhnyh mehanicheskikh sistem: tehnologija avtomatizirovannoj generacii i parametrizovannogo opisanija / N.A. Tkachuk, G.D. Gricenko, A.D. Chepurnoj i dr. // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2006. – №1. – S. 57–79. 2. Kompleksne doslidzhennja micnosti ta zhorstkosti korpusiv transportnih zasobiv special'nogo priznachennja / Peleshko Є.V., M.A. Tkachuk, S.T. Brul' i dr. // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp.: Transportnoe mashinostroenie. – 2010. – №39. – S. 116–131. 3. Chislennoe modelirovanie reakcii tonkostennoj konstrukcii na dejstvie udarno-volnovoj nagruzki / Karapejchik I.N., Brul' S.T., Mazin V.M. i dr. // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp.: Mashinovedenie i SAPR. – 2011. – №51. – S. 59–65. 4. Struktura specializirovannyh in-tegrirovannyh sistem avtomatizirovannogo analiza i sinteza jelementov transportnyh sredstv special'nogo naznachenija / Tkachuk N.A., Brul' S.T., Malakej A.N. i dr. // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2005. – №1. – S.184-194. 5. Brul' S.T., Vasil'ev A.Ju. K voprosu o modelirovanii vozdejstvija udarnoj volny na korpus boevoj mashiny // Vestnik NTU „HPI”. Tematicheskij vypusk „Mashinovedenie i SAPR”. – 2005. – №53. – S. 29-34. 6. Brul' S.T. Modelirovanie reakcii korpusa boevoj mashiny na dejstvie podvizhnoj nagruzki: teorija, metody i modeli // Visnik NTU „HPI”. Tem. vyp.: „Mashino-znavstvo ta SAPR”. – 2007. – №3. – S. 24-43. 7. Kompleksne doslidzhennja micnosti ta zhorstkosti korpusiv transportnih zasobiv special'nogo priznachennja / Peleshko Є.V., M.A. Tkachuk, S.T. Brul' i dr. // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp.: Transportnoe mashinostroenie. – 2010. – №39. – S. 116–131. 8. Modelirovanie reakcii korpusov legkobronirovannyh mashin na dejstvie udarno-impul'snyh nagruzok / Brul' S.T., Karapejchik I.N., Mazin V.M. i dr. // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp.: Mashinovedenie i SAPR. – 2011. – № 22. – S. 12–19. 9. Modelirovanie fiziko-mehaničeskikh processov v korpusah legko-bronirovannyh mashin: podhody, modeli, jeffekty / Brul' S.T., Tkachuk N.A., Vasil'ev A.Ju. i dr. // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2011. – № 1. – S. 66–73. 10. Chislennoe modelirovanie reakcii tonkostennoj konstrukcii na dejstvie udarno-volnovoj nagruzki / Karapejchik I.N., Brul' S.T., Mazin V.M. i dr. // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp.: Mashinovedenie i SAPR. – 2011. – № 51. – S. 59–65. 11. Raschetno-jeksperimental'nye issledovanija reakcii bronekorpusov voennyh kolesnyh i gusenichnyh mashin na udarno-impul'snoe vozdejstvie / Mirgorodskij Ju.Ja., Belov N.L., Karapejchik I.N. i dr. // Visnik NTU „HPI”. Tem.vip.: Mashinoznnavstvo ta SAPR. – 2012. – № 22. – S. 87-92. 12. Specializirovannyj integririrovannyj programmno-model'nyj kompleks na osnove obobshhennogo parametriceskogo opisanija slozhnyh mehanicheskikh sistem / Peleshko E.V., Tkachuk N.N., Gricenko G.D. i dr. // Visnik NTU „HPI”. Tem.vip.: Mashinoznnavstvo ta SAPR. – 2007. – № 3. – S. 101-117. 13. Kompleksne doslidzhennja micnosti ta zhorstkosti korpusiv transportnih zasobiv special'nogo priznachennja / Є.V. Peleshko, M.A. Tkachuk, S.T. Brul' ta in. // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp.: Transportnoe mashinostroenie. – 2010. – № 39. – S. 116-131. 14. K voprosu sozdanija integririrovannyh specializirovannyh sistem dlja modelirovanija processov probivanija pregrad / Tkachuk N.A., Gricenko G.D., Baranikov Ja.N. i dr. // Ves-tnik NTU „HPI”. Tem. vyp.: „Mashinovedenie i SAPR”. – 2006. – №3. – S.165-173. 15. Karapejchik I.N. Metodika jeksperimental'nyh issledovanij reakcii korpusov bronetransporterov na lokal'noe impul'snoe vozdejstvie / I.N. Karapejchik // Visnik NTU „HPI”. Tem. vip.: Mashinoznnavstvo ta SAPR. – 2012. – № 22. – S.65-69. 16. Rasshirennaja raschetno-jeksperimental'naja identifikacija parametrov chislennyh modelej korpusnyh jelementov transportnyh sredstv special'nogo naznachenija // I.N. Ka-rapejchik, A.V. Litvinenko, S.T. Brul' i dr. // Visnik NTU «HPI». Tem. vip.: Mashinoznnavstvo ta SAPR. – 2012. – № 22. – S.69-77. 17. Karmanov V. G. Matematicheskoe programmirovanie / V. G. Karmanov. – М.: Nauka, 1975. 18. Seа Zh. Optimizacija. Teorija i algoritmy. – М.: Mir, 1973. – 244 s. 19. Polak Je. Chislennye metody optimizacii. – М.: Mir, 1974. 20. Himmel'blau D. Prikladnoe nelinejnoe pro-grammirovanie. – М.: Mir, 1975. – 534 s.

Литвиненко А.В., Ткачук М.А., Литвин Б.Я, Шейко О.І.

**ЗАГАЛЬНИЙ ПІДХІД ДО ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗАХИЩЕНОСТІ БРОНЕКОРПУСІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ
СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**

У роботі описано загальний підхід до проектно-технологічного забезпечення захищеності бронекорпусів бойових броньованих машин легкої категорії за масою від дії кінетичних снарядів та ударної хвилі. Підхід, що пропонується, передбачає урахування просторового розподілу розташування засобів ураження, калібру кінетичних боєприпасів та надлишкового тиску у фронті ударної хвилі тощо. Відповідно вираховується зона у просторі, небезпечна з точки зору ураження бронекорпусів. На основі аналізу побудованих таким чином залежностей обґрунтовуються проектно-технологічні рішення, які забезпечують заданий рівень захищеності бойових броньованих машин.

Литвиненко А.В., Ткачук Н.А., Литвин Б.Я, Шейко А.И.

**ОБЩИЙ ПОДХОД К ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ
ОБЕСПЕЧЕНИЮ ЗАЩИЩЕННОСТИ БРОНЕКОРПУСА ТРАНСПОРТНЫХ
СРЕДСТВ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

В работе описан общий подход к проектно-технологическому обеспечению защищенности бронекорпусов боевых бронированных машин легкой категории по массе от действия кинетических снарядов и ударной волны. Предлагаемый подход предусматривает учет пространственного распределения расположения средств поражения, калибра кинетических боеприпасов и избыточного давления во фронте ударной волны и т.д. Соответственно рассчитывается зона в пространстве, опасная с точки зрения поражения бронекорпусов. На основе анализа построенных таким образом зависимостей обосновываются проектно-технологические решения, обеспечивающие заданный уровень защищенности боевых бронированных машин.

Litvinenko A.V., Tkachuk M.A., Litvin B.Y, Sheyko A.I.

**GENERAL APPROACH TO PROJECT AND TECHNOLOGICAL PROVIDING
OF PROTECTION OF ARMORED HULLS OF TRANSPORT VEHICLES
OF SPECIAL SETTING**

The general approach is described to project and technological providing for protection of armored hulls of fighting vehicles of easy mass category from the action of kinetic projectiles and shock wave. Offered approach provides accounting of spatial distribution of location of decimators, caliber of kinetic ordnance and surplus pressure in front of shock wave. A dangerous zone in space is determined from the point of view of armored hulls defeat. On the basis of analysis of built dependencies project and technological solutions are grounded that provide specified level of protection for fighting armored vehicles.

ІСТОРІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 539.3

*Александров Е.Е., д-р техн. наук; Назаренко С.А., канд. техн. наук;
Хавин В.Л., канд. техн. наук*

ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ ОСНОВАТЕЛЯ ОТЕЧЕСТВЕННОЙ НАУЧНОЙ ШКОЛЫ МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ ПРОФЕССОРА В. Л. КИРПИЧЕВА



Введение. Виктор Львович Кирпичев - «отец русских инженеров», идеолог и создатель системы высшего технического образования Российской империи, основатель и первый директор Харьковского и Киевского Политехнических институтов, председатель Строительной комиссии и «лучший лектор» Санкт-Петербургского политехнического института; создатель научной школы механики и машиностроения, из которой вышли многие всемирно известные ученые; один из ста выдающихся украинцев всех времен; председатель Всероссийского Союза инженеров и техников (первого профессионального союза на территории России). 45 лет он вёл научно-педагогическую работу, обучив тысячи специалистов, многие из которых стали крупными учёными, инженерами, руководителями. Инженерный мир России видел в нем, по словам профессора Д.С. Зернова, вождя.

Петербургский период (1845-1885). Отец В.Л. Кирпичева Лев Матвеевич был преподавателем математики в военных учебных заведениях Петербурга и тесно сотрудничал с академиками М.В. Остроградским и В.Я. Буняковским. Шесть братьев В.Л. Кирпичева были значительными военными инженерами, генералами, учеными, профессорами военных академий.

В 1868 году В.Л. Кирпичев блестяще окончил курс Михайловской артиллерийской академии. Среди его учителей были будущие академики И.А. Вышнеградский; А.В. Гадолин; член-корреспондент Императорской Санкт-Петербургской Академии Наук Н.В. Маиевский и др.. С 1868 г. В.Л. Кирпичев был преподавателем механики и сопротивления материалов Михайловской артиллерийской академии. Первая научная работа В.Л. Кирпичева была выполнена в 1869-1870 гг. под руководством А.В. Гадолина по заданию Императорского Русского технического общества (РТО). В.Л. Кирпичев разработал методику испытаний механических свойств орудийной стали, обработанной по способу Д.К. Чернова.

В 1869 г. капитан Кирпичев был назначен правителем дел комиссии по применению воздухоплавания к военным целям под председательством генерала Э.И. Тотлебена. В частности, он участвовал в рассмотрении геликоптера с электродвигателем ("Электролета") отставного поручика А.Н. Лодыгина, оказав позитивное влияние на его дальнейшую изобретательскую деятельность. В 1895 г. по ходатайству конференции (совета) Михайловской артиллерийской академии В.Л. Кирпичев «был назначен её почетным членом».

В 1870 г. В.Л. Кирпичев перешел в Санкт-Петербургский технологический институт (СПТИ) после избрания по конкурсу преподавателем прикладной механики. Он вел курсы сопротивления строительных материалов, графической статики, грузоподъемных машин, деталей машин. В 1871 году И.А. Вышнеградский организовал общество взаимопомощи в научной разработке вопросов механики и теоретического машиностроения. Кроме В.Л. Кирпичева в него входили будущие академик Н.П. Петров, редактор журнала «Вестник общества технологов» В.П. Котурницкий и редактор журнала «Инженер» А.П. Бородин.

В.Л. Кирпичев в 1872-1874 гг. участвует в исследованиях великого ученого Д.И. Менделеева по описанию свойств реальных газов. При разработке методов наблюдения он решает задачу о «наивыгоднейших размерах коромысла весов». В 1876 г. они сотрудничают в Комиссии для рассмотрения спиритических явлений; в исследованиях полетов аппаратов тяжелее воздуха. В 1883 г. В.Л. Кирпичев работает в комиссии РТО по рассмотрению первого самолета в мире А.Ф. Можайского и проекта летательного аппарата "Летун" конструкции автора многих изобретений С.И. Барановского. С 1881 г. до 1887 г. В.Л. Кирпичев состоял членом Совета РТО. В 1884 г. он был избран пожизненным членом, а в 1907 г. – почетным членом РТО.

В 1873 и 1876 годах В.Л. Кирпичев выезжает в научные командировки за границу, где прослушал ряд лекций великих ученых Г.Р. Кирхгофа; лорда Кельвина; Дж. Максвелла, лорда Рэля и др.; посетил ряд крупнейших машиностроительных заводов Германии, Бельгии, Швейцарии, Великобритании; работал и изучал теорию и методы преподавания в первых в мире учебно-научных лабораториях. Зимой 1873 г. В.Л. Кирпичев прослушал курс теории вероятностей у академика П.Л. Чебышева в Петербургском университете.

В.Л. Кирпичев первым из ученых поставил вопрос о теории подобия физических процессов и вывел условия подобия при упругих явлениях. Вывод условий упругого подобия элементарным путем рассматривался В.Л. Кирпичевым в лекциях по строительной механике, изданных литографическим способом в 1872 году. В 1874 году В.Л. Кирпичев выступил на заседании Русского физико-химического общества и опубликовал в его «Журнале» изложение и доказательство закона "О подобии при упругих явлениях", основанного на общих дифференциальных уравнениях равновесия теории упругости. В 1878 и 1881 гг. появились статьи В.Л. Кирпичева «Закон подобия» и «Закон однородности». Профессор С.А. Розенбаум полагал, что "по справедливости, закон подобия при упругих явлениях, или иначе, закон упругого подобия, должен именоваться законом Кирпичева".

В 1876 г. В.Л. Кирпичев был избран Учебным комитетом института на должность профессора по прикладной механике. С 1881 г. он избирается ежегодно секретарем Учебного комитета СПТИ. За заслуги перед отечеством В. Л. Кирпичев был награжден орденами Св. Анны III степени (1870); Св. Станислава II степени (1874); Св. Анны II степени (1878); Св. Владимира IV степени (1881).

За особые заслуги по организации Всероссийской промышленно-художественной выставки 1882 года в Москве В.Л. Кирпичев пожалован чином статского советника. В написанной по собранным материалам фундаментальной работе "Машиностроение в России" он подчеркивал, что только успешное развитие машиностроения является основой промышленности любой высокоразвитой страны, что преимущественное развитие специальных механических дисциплин определяет прогресс производства.

В 1884-1885 гг. В.Л. Кирпичев читает лекции по прикладной механике в недавно организованном Санкт-Петербургском институте гражданских инженеров (СИГИ). В 1884 г. он опубликовал работу «Приложение теоремы лорда Рэля к вопросам строи-

тельной механики» в «Известиях Санкт-Петербургского технологического института», в которой была впервые открыта значимость теоремы Рэлея (принцип взаимности реакций) для строительной механики. В.Л. Кирпичев проанализировал приложение теоремы Рэлея к случаям непрерывных балок, лежащих на трех опорах; к упругим аркам. Выведенный им из теоремы прием позволяет существенно упростить расчеты статически неопределимых систем и элементарно приводит к нахождению давлений на опоры. С.П. Тимошенко подчеркивал: «Благодаря этой общности выводов, вся теория статически неопределимых систем могла быть представлена в весьма сжатой форме и в то же время с большой ясностью. Благодаря Кирпичеву методы Рэлея нашли широкое применение в России, а позже и в других странах».

В 1884 г. В.Л. Кирпичев был назначен членом Ученого комитета Министерства народного просвещения (по учрежденному Отделению технического и профессионального образования). Он давал отзывы об учебниках, некоторые из которых были напечатаны в «Журнале Министерства народного просвещения». В.Л. Кирпичев принимает участие в составлении по инициативе И.А. Вышнеградского общего плана технического и профессионального промышленного образования.

Харьковский период (1885-1898). Быстрый рост промышленности на Юге Российской империи, наличие технического образования всего лишь у 7% руководителей предприятий и инициатива харьковских городских властей послужили принятию царским правительством решения об открытии второго в Российской империи Харьковского практического технологического института (ХПТИ). 3 июля 1885 года директором института был назначен В.Л. Кирпичев. Ему пришлось экстренно завершать прерванные работы по ремонту полуразрушенных корпусов, построенных в 70-е годы и уже пришедших в негодность. 15 сентября состоялось официальное открытие ХПТИ. Первый прием студентов был 85 человек — на механическое и 40 — на химическое отделения.

В ХПТИ В.Л. Кирпичев создал образцовую высшую техническую школу. Впервые заложенные им принципы высшего технического образования были фундаментальными и логичными, вследствие того, что базировались на доскональном синтезе различных систем подготовки специалистов в странах Европы и Америки. В.Л. Кирпичев разработал идеологию интегрированной и многосторонней подготовки инженеров. Впервые в России он применил при организации института новый прогрессивный подход к построению учебного процесса, в котором гармонично соединились теоретическая подготовка с практическими и лабораторными занятиями и производственной практикой. Первостепенным для В.Л. Кирпичева стало формирование профессорско-преподавательского состава, доскональная проработка учебных программы и планов, организация и оборудование лабораторий. Эту работу облегчало то, что В.Л. Кирпичев обладал тесными связями с научным сообществом. Он мог безошибочно разглядеть в студенте дар преподавателя и ученого. Лучшие таланты страны состязались за право замещения вакантных должностей преподавателей. Успех зависел, в основном, от опубликованных научных работ соискателя. Продвижение по службе преподавателя производилось также на основании научной продукции. Девизом преподавателей того времени было: «Кто двигает науку, тот и учит».

Основной особенностью российских технических институтов являлся упор на механические дисциплины, как основе многих специальностей. При этом многообразные задачи рассматривались дедуктивным методом на базе немногочисленных начальных принципов. Пребывание В.Л. Кирпичева в ХПТИ совпало с этапом капитальной реорганизации преподавания, при этом из общего русла механики выделяется ряд сформировавшихся дисциплин: теоретическая, прикладная и строительная механика;

общая теория машин, сопротивление материалов, гидравлика и теория турбин; паровые машины; термодинамика; регуляторы и др.

В.Л. Кирпичев привлекает к работе в ХПТИ своих учеников из СПТИ: В.И. Альбицкого, А.В. Гречанинова, В.Н. Джонса, К.А. Зворыкина, Д.С. Зернова, А.П. Комарова, Г.А. Латышева, А.П. Лидова, П.М. Мухачева, А.Е. Пономарева, А.И. Предтеченского и др.. В институте работали и выпускники СИГИ: В.Х. Немкин (одновременно помощник губернского архитектора), В.В. Хрусталева (младший архитектор строительного отдела Харьковского губернского правления), М.Ю. Харманский (заведующий техническим отделом городской управы). Они вместе с преподавателями ХПТИ: архитектором института А.Н. Бекетовым (звание академика архитектуры получил в 1894 году, заслуженного деятеля искусств УССР - в 1941), харьковским городским архитектором С.И. Загоскиным, губернским земским архитектором М.И. Ловцовым создали могучую инженерно-строительную школу, которая по праву считалась кузницей кадров и центром строительной науки в Украине.

Председатель съезда горнопромышленников юга России А.Ф. Мевуис читал курс лекций по металлургии. Один из учеников Д.И. Менделеева В.А. Гемилиан стал первым заведующим кафедрой химической и минеральных и красильных веществ. Механические мастерские ХПТИ построил и оборудовал В.С. Кнаббе.

В.Л. Кирпичев стремился к применению новых математических и физических методов к решению сложных технических проблем и использованию инженерных методов в постановке научного эксперимента.

В.Л. Кирпичев привлек к работе в ХПТИ лучших преподавателей харьковского университета. Академик Н.Н. Бекетов читал курс лекций по химии, профессор А.П. Шимков - по механической теории тепла, профессор А.К. Погорелко – физику и электротехнику, профессор Л.В. Рейнгард - анатомию и физиологию растений. Соответственно секретарь Учебного комитета ХПТИ Г.А. Латышев читал в Харьковском университете курс лекций по начертательной геометрии.

В.Л. Кирпичев добивался максимально высокого уровня преподавания математики, как основы всех наук. Кирпичев был одним из самых активных участников и товарищем (заместителем) председателя Харьковского математического общества (ХМО), которое превратилось в признанный в мире научный центр. Он привлекал к деятельности ХМО преподавателей ХПТИ и своих учеников. Заседания проводились регулярно, в среднем дважды в месяц. С 1888 года выпускались «Сообщения Харьковского математического общества», которые стали известны во всем мире.

Лучшие математики университета преподавали в ХПТИ. Председатель ХМО, член-корреспондент АН К.А. Андреев читал курс лекций по аналитической геометрии; М.А. Тихомандрицкий, удостоенный в 1896 году премии АН В.Я. Буныковского, – по дифференциальному и интегральному исчислению; Г.В. Левицкий, в дальнейшем председатель Русского астрономического общества – по геодезии. Профессора М.А. Тихомандрицкого сменил заведующий математическим кабинетом ХТИ В.П. Алексеевский, директор Томского технологического института с 1907 по 1911 год.

В.Л. Кирпичев привлек к чтению первого в институте курса аналитической механики начинающего приват-доцента А.М. Ляпунова. Его пригласил в Харьковский университет на вакантную в течение 4 лет должность один из основателей ХМО Д.М. Деларю, сын которого был выпускником ХПТИ 1890 г. и единственным из украинских инженеров депутатом Первой Государственной Думы Российской империи. А.М. Ляпунов рассматривал теорию возмущенного движения, теорию упругости, теорию малых колебаний и др.. Его докторская диссертация "Общая задача об устойчивости движения", изданная в Харькове в 1892 году на средства ХМО, является основопо-

лагающей работой в теории устойчивости. Всемирно известный ученый А.М. Ляпунов преподавал курс лекций по аналитической механике в ХПТИ с 1887–1894 гг.

С 1893 по 1905 гг. курсы лекций по аналитической механике в ХПТИ вел В.А. Стеклов, ученик А.М. Ляпунова. Если защита докторской диссертации А.М. Ляпунова в 1892 г. проходила в Московском университете, то В.А. Стеклов защитил в Харькове магистерскую диссертацию в 1894 году, а в 1902 году - докторскую. Научные интересы Стеклова включали теорию упругости, гидродинамику, высшую алгебру, по которым он опубликовал целый ряд трудов. В 1901 г. был издан литографированный курс его лекций в ХТИ по теоретической механике. По предложению В. А. Стеклова вместо так называемых "репетиций" (промежуточных экзаменов) в ХПТИ впервые в России были введены практические занятия, на которых решались задачи, иллюстрирующие теорию. В дальнейшем В.А. Стеклов стал вице-президентом АН СССР. В 1926 году Физико-математическому институту при АН СССР было присвоено имя его основателя и директора В.А. Стеклова.

Профессор ХПТИ В.И. Альбицкий, имя которого занесено на мраморную доску СПТИ под первым номером, преподавал в Харьковском университете на кафедре механики Харьковского университета вместе с А.М. Ляпуновым и В.А. Стекловым. Из-за «антипольского указа» 1864 г. А.П. Пшеборский смог лишь в ХТИ получить с 1898 г. должность штатного доцента механики. В дальнейшем А.П. Пшеборский был бессменным секретарем ХМО; ректором Харьковского университета; членом Академии технических наук в Варшаве, Общества математиков и механиков в Берлине. Вынужденный по болезни уехать из Петербурга начал преподавать в ХТИ Д.А. Граве, в дальнейшем создатель первой крупной отечественной алгебраической школы; почетный член АН СССР; первый математик, ставший академиком АН Украины.

Выпускники ХТИ становились его преподавателями Бер Т.М. (выпуск-1894, курс-металлургия), Бобарыков И.И. (1894, механика), Бураков Г.Ф. (1891, механика), Гербурт-Гейбович В.Ф. (1891, механика), Долгов В.Д. (1901, механика), Носач М.И. (1894, механика), Песков В.И. (1900, механика), Тир В.Э. (1893, теории построения машин), Ушаков А.В. (1894, отопления и вентиляции), Фокин С.А. (1898, химия), Циглер М.К. (1891, металлургия), Шумилов А.А. (1901, химия) и др.

Система подготовки и роста квалификации научно-педагогических кадров в ХПТИ была под особенным контролем В.Л. Кирпичева. Он добивался постоянного обновления преподавателями содержания учебных программ. Для повышения квалификации необходимо было изучать опыт зарубежных и отечественных предприятий и учебных заведений, использовать эти материалы в учебном процессе. Например, В.С. Кнаббе за 1881–1914 гг. посетил около 130 заводов и железнодорожных мастерских, а также все промышленные выставки в разных странах.

В университетах России считалось, что основная задача преподавателя – чтение лекций, научная деятельность — дело второстепенное. Приборы, как правило, покупались на личные деньги или изготавливались самими учеными. Часто в качестве лабораторий использовались частные помещения. В.Л. Кирпичев поставил задачу создания исследовательских лабораторий. В 1885-1886 годах образуются физическая и химическая лаборатории ХПТИ, для чтения лекций по химической технологии минеральных веществ в химическом корпусе оснащается техническая лаборатория.

Кирпичев провел по заданию Академии наук в 1886-1887 гг. анализ знаменитых трудов Петрова по трению, который получил Макарьевскую премию в соответствии с его отзывом, напечатанным в «Записках Императорской академии наук». В.Л. Кирпичев в 1888 г. получил звание почетного члена Московского Политехнического общества наряду с П.Л. Чебышевым, И.А. Вышнеградским, Д.И. Менделеевым и др.

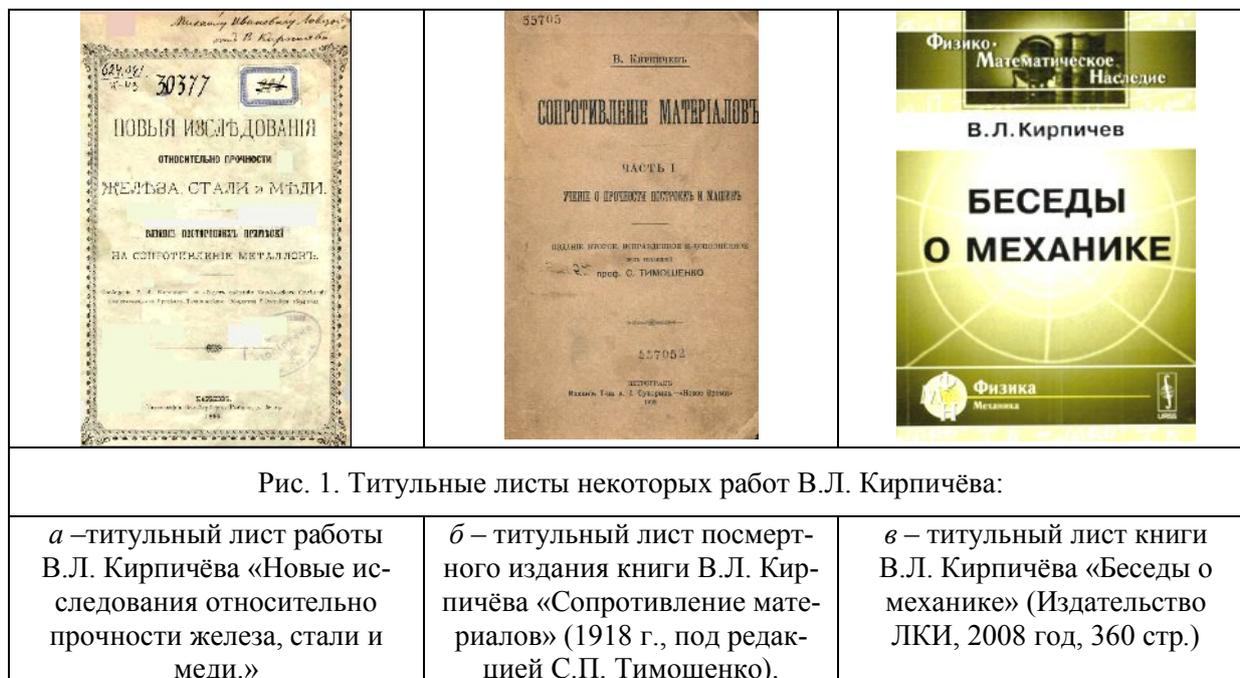
В 1889 году было построено здание химических мастерских (сейчас технический корпус) и оборудована механическая лаборатория в физическом корпусе ХПТИ. В.Л. Кирпичев заведовал механической лабораторией ХПТИ, которая быстро стала лучшей в России. Под его руководством в лаборатории студенты проводили испытания цемента, дерева, металлов. Благодаря усилиям В.Л. Кирпичева лаборатория была оснащена новейшими отечественными и зарубежными испытательными машинами, паровыми котлами, столами с лабораторными установками, витринами для демонстрации разрушения образцов и паровыми машинами.

В механической лаборатории начали развиваться коллективные формы сотрудничества. На базе лаборатории велся не только учебный процесс, но и научно-исследовательская работа преподавателей и студентов для нужд промышленности. Так, 20 мая 1896 г. преподаватель ХПТИ А.Н. Бекетов сообщал в механическую лабораторию: «... препровождаю при сем 2 шт. облицовочного пустотелого кирпича, изготовленного при заводе Товарищества Бергенгейма и 1 кубик бутового камня, добытого близ станции Краматоровка Юго-Восточной железной дороги». Прежде чем приступить к экспериментам студенты проходили большую теоретическую подготовку по механике, математике и физике. Для проведения исследований в лаборатории в качестве ассистентов привлекались молодые специалисты и студенты. В лаборатории получили доступ и ученики близлежащих школ. В.Л. Кирпичев поощрял и направлял инициативу своих молодых коллег, среди которых были талантливые ученые. Лаборантами при механической лаборатории были выпускники ХПТИ, в дальнейшем заслуженные профессора: один из учредителей Общества сибирских инженеров, проректор Московского государственного университета Бобарыков И.И.; один из основателей Московской горной академии Циглер М.К. и др. Именем И.И. Бобарыкова названа механическая лаборатория Томского политехнического института.

Одной из важнейших задач механической лаборатории В.Л. Кирпичев считал изучение физико-механических свойств отечественных строительных материалов. Для координации исследований по заказам предприятий и собственников, государственных и транспортных организаций был образован попечительский совет из местных фабрикантов и заводчиков. Под руководством В.Л. Кирпичева в механической лаборатории проводились исследования влияния примесей; обработки и эксплуатации на механические свойства металлов, влияния температуры на напряженно-деформированное состояние. В отчете, посвященном десятилетию ХПТИ, Кирпичев подчеркивал: «Лаборатории института помогают промышленности, принимая на себя производство анализов, испытания различных материалов для железных дорог, фабрик, заводов и частных лиц, обращающихся к институту за научной помощью».

В стенах института В.Л. Кирпичев подготовил и прочитал с 1886 по 1898 год ряд учебных курсов, в том числе сопротивление материалов, графическая статика, детали машин, термодинамика, теоретическая механика и др. В 1897 году в Харькове вышел учебник В.Л. Кирпичёва: «Основания графической статики». Исследования В.Л. Кирпичева теоретически обосновывают графические построения статики, возможности применения последних к расчету различного рода стержневых систем (ферм, плоских шарнирных механизмов). Первое типографское издание знаменитого учебника В.Л. Кирпичева: “Сопротивление материалов. Часть I. Учение о прочности построек и машин” было выполнено в 1898 году в Харькове. Вторая часть учебника была издана в 1900 году. Этот труд стал настольной книгой многих поколений студентов и инженеров. В самом названии книги подчеркивается роль машиностроения. В.Л. Кирпичев проанализировал научные основы прочности и расчет элементов машиностроительных конструкций. Большую роль отводил В.Л. Кирпичев экспериментальным исследованиям. Около 100 страниц учебника (часть II) посвящены механическим свойствам мате-

риалов, которые используются в постройках и машинах. Учебник отличается ясным, четким изложением, в нем гармонически сочетается теоретические вопросы с экспериментальными данными. В.Л. Кирпичев - автор известных научно-педагогических работ («Лишние неизвестные в строительной механике», "Детали машин" и др.), по которым училось несколько поколений студентов и инженеров. Шестое издание книги В.Л. Кирпичёва «Беседы о механике» вышло через 101 год после первого в серии «Физико-математическое наследие». Титульные листы некоторых работ В.Л. Кирпичёва приведены на рис. 1.



В институте в то время был заложен фундамент крупнейшей научной школы механики и машиностроения. Главной фигурой научной школы был её лидер, выдающийся, авторитетный ученый В.Л. Кирпичев, который генерировал актуальные идеи (новые направления исследований) и сплотил вокруг себя единомышленников - последователей, их учеников. В деятельности научной школы В.Л. Кирпичева были осуществлены такие функции: производство новых научных знаний, подготовка одаренных ученых и специалистов.

Первый курс «Строительная механика» в ХПТИ был прочитан в 1888 г. профессором Х.С. Головиным. Он применил уравнения двумерной упругости к вычислению напряжений в круговых арках и показал, что элементарная теория изгиба кривого бруса большой кривизны прямоугольного поперечного сечения достаточно точна для практических приложений. В 1891 г. помощник директора ХПТИ Х.С. Головин был назначен директором СПТИ, а в 1902 г. — попечителем Петербургского учебного округа.

После профессора В.Л. Кирпичева курс «Сопrotивление материалов» с 1898 года по декабрь 1902 года в ХТИ читал его ученик, профессор Д.С. Зернов – видный специалист по прикладной механике. Он был в этот период директором института и председателем Южно-Русского общества технологов. В дальнейшем Д.С. Зернов был директором СПТИ (1902-1922), председателем Общества технологов в Петербурге, II (механического) отдела РТО и Всероссийской ассоциации инженеров.

Председатель группы технической механики отделения технических наук АН СССР и директор Института механики АН СССР Б.Г. Галеркин назвал в обзоре «Развитие строительной механики в СССР» в числе наиболее видных ученых, работавших в

области строительной механики до революции профессоров В.Л. Кирпичева, Х.С. Головина, Д.С. Зернова, «сыгравших огромную роль в подготовке инженеров». Курс «Графическая статика» после В.Л. Кирпичёва с 1898 по 1905 годы и курс «Строительная механика» после Х.С. Головина с 1895 по 1905 годы читал профессор А.И. Предтеченский, известный специалист по строительной механике.

К.А. Зворыкин создал первый 3-х компонентный динамометр и впервые получил зависимости сил резания от факторов процесса резания при непосредственной поддержке В.Л. Кирпичёва в механической лаборатории, предоставленной для проведения опытов. Фундатор технологической подготовки инженеров-механиков в ХПТИ К.А. Зворыкин был удостоен премии, учрежденной РТО, за фундаментальный труд "Работа и усилие, необходимые для отделения металлических стружек".

П.М. Мухачев стал первым избранным профессорской коллегией директором ХТИ, основателем научной школы отечественного паровозостроения, директором Украинского института металлов. Лауреат Демидовской премии Академии наук России за учебное пособие "Чугунолитейное производство" А.Ф. Мевеус руководил проектированием и строительством металлургического завода ДЮМО (ныне – Алчевский металлургический комбинат), который и возглавил в 1895 году. В.И. Альбицкий был одним из основателей гидравлической лаборатории ХТИ, получил на свои изобретения охранительные свидетельства (патенты) от русского, германского, французского правительств, руководил постройками турбинных установок.

С самого начала свою деятельность В.Л. Кирпичёв основывал на тесной связи науки с промышленностью. Это было новым шагом по сравнению с системой подготовки инженерных кадров за рубежом. 15 сентября 1890 г. ХПТИ торжественно отмечал первый выпуск инженеров (38 человек), подготовленных в его стенах. В речи, которую произнес по этому поводу В.Л. Кирпичев, фактически дана программа технического образования, которую он в дальнейшем развивал. В основу он ставил лекционный метод преподавания, который пропагандировал и защищал, проведение практических и лабораторных занятий, а также семинаров. Кирпичев всегда следовал методу исторического изложения. В ХПТИ в то время работали 11 профессоров и семь преподавателей, внештатных — семь профессоров и восемь преподавателей.

Благодаря усилиям и под редакцией В.Л. Кирпичева был издан главный труд почётного академика, министра путей сообщения Г.Е. Паукера «Строительная механика. Курс Николаевской инженерной академии» (посмертное издание, 1891 г.). Выпущенный труд снискал высокую оценку специалистов и слыл продолжительное время классической работой.

В.Л. Кирпичев в 1893 году был командирован в Чикаго для изучения механической промышленности Североамериканских Соединенных штатов и участия в экспертизе на Всемирной промышленной выставке, где был избран секретарем международной комиссии по механике. «При отъезде он получил приветственный адрес от своих американских коллег». В книге «Отчет о командировке в Северную Америку» В.Л.Кирпичев показал специфику американского машиностроения в связи с общей экономической ситуацией в стране.

Кирпичев приобрел впервые представленную на выставке паровую турбину, изобретенную шведским инженером Лавалем. Это была первая паровая турбина на территории России. В дальнейшем его ученик, выпускник ХПТИ В.М. Маковский был ректором Днепропетровского горного института (предшественника Национального горного университета и Национальной металлургической академии Украины), организатором кафедры турбостроения в Харьковском машиностроительном институте и первой в СССР газотурбинной лаборатории, председателем Украинского НИТО энергетики. В Харькове были организованы Институт промышленной энергетики, турбинный

завод, Институт энергетики АН УССР, Институт проблем машиностроения НАН Украины. Харьков стал крупнейшим центром энергетического машиностроения.

К середине 90-х годов 19 века ХПТИ подготовил 356 инженеров разного профиля. Благодаря плодотворной деятельности В.Л. Кирпичева ХПТИ быстро заслужил репутацию учебного заведения высокого уровня, выпускники которого играют большую роль в развитии техники и науки. Библиотека ХПТИ стала самой большой по числу томов и названий технической литературы в Украине.

В 1895 году основываются кафедра сельскохозяйственного машиностроения, специальная лаборатория и станция по испытанию сельскохозяйственных машин, при которой имелось опытное поле в несколько десятин. Через два года открывается отдел сельскохозяйственного машиностроения и разрабатывается программа подготовки инженеров по этой специальности. Станция по испытанию сельскохозяйственных машин при ХПТИ стала первой в Российской империи. Она была открыта на 18 лет раньше, чем станция почетного академика АН СССР и академика ВАСХНИЛ В.П. Горячкина при Московском сельскохозяйственном институте. Кафедра заложила базу, которая позволила Харькову стать крупнейшим центром сельскохозяйственного машиностроения. Опытное поле помогало спастись от голода сотрудникам института в страшные годы гражданской войны. На территории опытного поля вице-президентом АН СССР А.Ф. Иоффе при поддержке украинских властей был создан Украинский физико-технический институт (УФТИ), который должен был установить тесные связи с промышленностью Украины. УФТИ деятельно сотрудничал с созданным при Харьковском механико-машиностроительном институте физико-механическим факультетом и «делал более четверти всей физики в СССР». Кроме того, на территории бывшего опытного поля располагается Институт почвоведения и агрохимии.

За заслуги перед отечеством В.Л. Кирпичев был награжден орденами Св. Владимира III степени (1890); Св. Станислава I степени (1894). В.Л. Кирпичев получил благодарность Его императорского величества за участие в организации всероссийской художественно - промышленной выставки 1896 г. в Нижнем Новгороде. В 1897 г. В.Л. Кирпичев назначается председателем комиссии министерства просвещения по реорганизации деятельности Рижского политехнического института, в котором проводилась работа по усовершенствованию качества подготовки специалистов.

В.Л.Кирпичев был одним из основателей Южно-Русского общества технологов, имевшим целью содействие развитию науки, техники и промышленности, и состоял его председателем с 1895 по 1898 год. Членами общества в основном были ученые-педагоги и выпускники ХПТИ. При обществе была создана библиотека, которая постоянно пополнялась новинками технической литературы. В Харькове с 1896 по 1917 г. выходил журнал «Известия Южно-Русского общества технологов». На его страницах печатались научные статьи членов общества, переводные статьи, обмен мнениями, рецензии, библиографические обзоры поступлений в библиотеку и т.д.

По мере развития института встал вопрос о дальнейшем расширении помещений, в том числе и для механической лаборатории. В 1897 году в Учебном комитете института рассматривался этот вопрос. В 1897 году начинается строительство чертежного корпуса (сейчас ректорский корпус), сооружается здание для испытания сельскохозяйственных машин; расширяются механические мастерские.

Студенты ХПТИ принимали деятельное участие в российских и международных выставках. Ученые института приглашались в качестве экспертов во всевозможные организации и правительственные комиссии. ХПТИ являлся настоящим центром научной и технической мысли.

В.Л. Кирпичев стремился, чтобы инженеры, воспитанные в ХПТИ, были и учеными, и техническими специалистами, и организаторами промышленного производст-

ва. Ряд учеников В.Л. Кирпичева вписали свои имена в историю науки, техники, культуры. Первый сибирский профессор-теплоэнергетик Н.И. Карташов стал одним из первых Лауреатов Государственной премии СССР. Основатель первой политической украинской партии в Российской империи Л.М. Мацевич стал автором 14 проектов подводных лодок, одного из первых гидропланов и первого в мире авианосца. Выдающийся деятель украинской культуры Г.М. Хоткевич, представивший дипломный проект с опередившей время идеей установки четырехтактного дизеля на паровоз; стал основателем первого самодеятельного украинского театра в ХТИ. Г.Ф. Бураков заведовал сельскохозяйственной станцией; машинной лабораторией по испытанию тепловых двигателей, механической лабораторией; был ректором ХТИ; товарищем председателя Харьковского отделения РТО; Председателем Постоянного бюро теплотехники при ВСНХ.

Помощник директора ХТИ Я.В. Столяров стал автором первой в России книги, содержащей детальную информацию о технологии изготовления, способах расчета и испытаний на прочность железобетонных изделий; провел классические исследования в области структуры и классификации механизмов машин и др.. Первым о работах основоположника космонавтики, тогда неизвестного еще мечтателя-самоучки К.Э. Циолковского, рассказал в 1912 г. известный популяризатор науки, выпускник ХТИ 1899 г. В.В. Рюмин в статье «На ракете в мировое пространство» (журнал «Природа и люди»). В. В. Рюмин опубликовал более 35 статей, посвященных пропаганде идей космонавтики. Эпитафией на его могиле стали слова из письма К.Э Циолковского: «В смелости я Вас считаю первым, также в деликатности и глубине ума».

В.Л. Кирпичев принял в ХПТИ ссыльного революционера Л.Б. Красина, в дальнейшем одного из основоположников российской электротехнической промышленности и первых строителей российских электростанций; директора-распорядителя администрации по делам Русского акционерного общества «Сименс-Шуккерт», наркома путей сообщения, первого наркома внешней торговли СССР. В.И. Песков стал заведующий отделом Центральных электротехнических станций при Правлении Русского общества "Всеобщая компания электричества" в С.-Петербурге.

В.Э. Тир был главным инженером Волжско-стального металлургического завода в Саратове; организатором и заведующим лабораторией по испытанию частей машин ХТИ; начальником технической конторы Харьковского паровозостроительного завода (1911–1915). Под его руководством выполнены: проект товарного паровоза для Варшавско-Венской железной дороги, эллинг для постройки дредноутов для русского судостроительного Общества в Николаеве (1911). Тир спроектировал станок для шлифовки параболических зеркал крупных диаметров для прожекторов. А.П. Коваленко стал деканом инженерного факультета Украинской господарской академии.

А.С. Раевский руководил паровозно - технической конторой Путиловского завода; разработал рабочие проекты ряда серийных паровозов и одного из первых в мире магистрального тепловоза, являлся профессором Петроградского политехнического института. Ю.Ж. Коллард возглавлял ведомство путей сообщения в правительстве Украинской Народной республики

По проекту Э.М. Розена был построен доходный дом А. С. Грачёвой (гостиница «Марсель»). Здание стало одной из первых построек в стиле модерн в Москве и примечательно также тем, что в его залах в конце 1902 -начале 1903 гг. прошла выставка архитектуры и художественной промышленности нового стиля. А.А. Потенбня стал создателем и заведующим лабораторией электротехники, деканом механического отделения ТТИ; профессором ХТИ; работал над планом ГОЭЛРО. Среди остальных студентов В.Л. Кирпичева отметим Заслуженных деятелей науки и техники И.И. Бобарыкова, Н.И. Карташова, В.В. Костровского.

Одно из самых многочисленных отделений РТО – Харьковское в 1898 г. избрало В.Л. Кирпичева своим почетным членом. 16 мая 1898 года большой труд директора и всего коллектива был отмечен присвоением ХПТИ наименования Харьковский технологический институт императора Александра III (ХТИ). В этом же году был принят указ об увеличении сумм на расширение ХТИ. К 1.01. 1899 г. на общем курсе ХТИ было 437 студентов, на химическом отделении 84 студента, на механическом 290 студ. 30.06. 1898 г. В.Л. Кирпичев избирается почетным профессором ХТИ.

При крушении императорского поезда 17 октября 1888 года неподалёку от Харькова погиб 21 человек и 47 были ранены. Катастрофа наглядно показала царской семье, что преодоление научно-технического отставания России стало жизненной необходимостью. В.Л. Кирпичев и С.Ю. Витте были основными экспертами специальной комиссии по расследованию причин крушения. Работа в комиссии для недавно назначенного управляющего Юго-Западных железных дорог С.Ю. Витте стало началом его стремительной карьеры. Директор департамента железнодорожных дел, управляющий министерством путей сообщения, министр финансов, премьер – министр С.Ю. Витте, поддерживаемый царской семьей, неизменно проявлял повышенное участие к вопросам технического образования и деятельно сотрудничал с В.Л. Кирпичевым. «Интеллектуальный всплеск» привел к устойчивому промышленно-экономическому развитию в последнем десятилетии XIX и начале XX веков.

Зимой 1895-1896 гг. В.Л. Кирпичев принял участие в Москве во втором съезде по техническому и профессиональному образованию, проведенном по инициативе РТО. В рамках проведения съезда преподавателями, управляющими заводами, влиятельными правительственными чиновниками обсуждались состояние технического образования в России, учебные планы и программы в технических учебных заведениях, их участие в развитии промышленности. Под редакцией Д.С. Зернова и помощника директора Департамента торговли и мануфактур С.П. Лангового были изданы труды 1 секции съезда по высшим техническим учебным заведениям. Среди докладчиков были Н.Е. Жуковский; П.М. Мухачев; Н.Н. Бекетов и другие.

В.Л. Кирпичев выступил с докладом «Экспериментальная Механика и Механические лаборатории в высших технических учебных заведениях», в котором проанализировал систему преподавания, уровень подготовки, повышение квалификации преподавателей. Он утверждал, что в высших технических учебных заведениях, посвященных механической специальности, должно быть введено систематическое преподавание экспериментальных приемов исследования материалов и машин, а также навыков практических работ на различных механизмах и станках, изучение специальных приемов и навыков должно быть не менее двух лет. Для желающих студентов старших курсов можно назначить специальные экспериментальные работы. В этой работе В.Л. Кирпичев, один из первых в России, указал на необходимость развития у будущих инженеров любви и навыка к экспериментальным исследованиям технических вопросов.

В.Л. Кирпичев писал: “Эксперимент есть такой же инструмент в руках научных деятелей, как и высшая математика”. Считается, что автором термина «экспериментальная механика» является В.Л. Кирпичев. На сайте Лаборатории кафедры «Прикладная механика» Национального исследовательского Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана (МГТУ) в качестве эпитафии приведены слова В.Л. Кирпичева: “Наука должна возможно часто обращаться к проверке экспериментальных данных, служащих её основанием; в этом возвращении к земле она будет черпать новые силы для дальнейшего развития”.

В конце 1897 года при РТО (председатель - Н.П. Петров) была создана Комиссия по разработке проекта расширения в России технического образования, в которую вошли 40 известных ученых и представителей промышленности, в том числе В.Л. Кирпи-

чев, Д.И. Менделеев, Д.С. Зернов, Н.И. Путилов, братья Нобель и др.

Возглавляемый В.Л. Кирпичевым ХПТИ готовил педагогические и научные кадры для коммерческих и технических учебных заведений: Томского технологического и политехнических (Варшавского, Киевского и Петербургского) институтов страны. В регионах России было основано более 100 профессиональных школ различного типа, 73 коммерческих училища, несколько художественно-промышленных училищ. Томский технологический институт (ТТИ, с 2009 г. – Национальный исследовательский Томский политехнический университет) возглавил секретарь Учебного комитета ХТИ Е.Л. Зубашев, который из ХТИ пригласил в мае 1899 года первых преподавателей: магистра химии Д.П. Турбабу, инженер-механика Н.И. Карташова и инженера-технолога В.Н. Джонса. Выпускники ХПТИ - ученики В.Л. Кирпичева становились в ТТИ директорами: Н.И. Карташов, И.И. Бобарыков, А.Э. Сабек, А.В. Угаров. Выпускник ХПТИ, изобретатель прообраза современного телевизора А.А. Полумордвинов участвовал в создании Казанского соединенного промышленного училища, с которого берёт свое начало Казанский национальный исследовательский технологический университет.

Профессор В. С. Кнаббе основал в 1902 году Одесскую школу мукомолов (с 2003 года - Одесская национальная академия пищевых технологий). Профессор А.К. Погорелко был, по мнению многих, лучшим Харьковским городским головой. К.А. Андреев стал деканом физико-математического факультета Московского университета.

Потенциал ХТИ оказался настолько большим, что в дальнейшем от него отпочковались десяток новых институтов, а он продолжает самостоятельно существовать и развиваться как крупнейший вуз Восточной Украины.

Киевский период (1898-1903). В.Л. Кирпичев 30.01 (12.02 – по новому стилю) 1898 г. занял должность директора и профессора Киевского политехнического института (КПИ), Устав которого он разрабатывал как член комиссии при Министерстве финансов. «Энергия С.Ю. Витте и В.И. Ковалевского (в 1892- 1900 годах директор департамента торговли и мануфактур), поддержанная авторитетными указаниями Виктора Львовича, вызываемого... на заседания комиссии по составлению уставов новых политехникумов, превозмогли все препятствия».

В.Л. Кирпичев в очередной раз проявил себя как выдающийся организатор и, как сказали бы в наше время, как эффективный антикризисный менеджер. Пожертвования на основание КПИ принимались с 18.02.1880 г. Первые курсы КПИ были открыты 1.09. 1898 г. во временном помещении, взятом в аренду. Несмотря на почтенный возраст, В.Л.Кирпичев принял участие в разработке учебных планов четырех отделений КПИ: химического, механического, инженерного и сельскохозяйственного. К началу 1899–1900 учебного года в КПИ было 598 студентов, из них 341 на I курсе и 252 на II-м. После окончания строительства (апрель 1902 г.) КПИ располагал полным комплексом помещений для 4 отделений. Продолжительность курса на всех отделениях была 4 года. Нарботанный в Харькове опыт В.Л. Кирпичев перенес в КПИ. В дальнейшем его перенимали новые технические заведения Российской империи, а затем и СССР. К.А. Зворыкин стал первым деканом механического отделения, а затем директором КПИ. Выпускник ХПТИ П.Ф. Ерченко, преподаватели ХПТИ В.Ф. Тимофеев и И.Д. Жуков были директорами КПИ, К.Г. Шиндлер – деканом сельскохозяйственного и механического отделений КПИ. Выпускник ХПТИ Я.Н. Маркович стал основателем кафедры обработки металлов.

В.Л. Кирпичев читал первые в КПИ курсы лекций по сопротивлению материалов, графической статике, строительной и теоретической механике. Лаборант КПИ с 1899 г. А.Н. Динник окончил полный курс института и дополнительно получил инже-

нерное образование. В дальнейшем А.Н. Динник был председателем Отдела физико-химических и математических наук АН УССР, председателем Отдела технических наук АН УССР, действительным членом Академии наук СССР.

В открытой под руководством Кирпичева механической лаборатории в 1900 г. старшим лаборантом работал В.М. Серебровский. С 1903 г. он сменил Кирпичева на кафедре сопротивления материалов и механической лаборатории КПИ. Серебровский в 1906 г. стал профессором ХТИ и заведующим механической лабораторией.

С.П. Тимошенко, которого в Петербурге за революционную деятельность преследовала полиция, по рекомендации своего учителя В.Л. Кирпичева был избран заведующим кафедрой сопротивления материалов КПИ в конце 1906 г.. Когда С.П. Тимошенко был уволен из КПИ министерством просвещения, специальное жюри на основании отзывов В.Л. Кирпичева, И.Г. Бубнова, С.И. Белзецкого, Г.В. Колосова, опубликованных в «Сборнике Института инженеров путей сообщения», присудило ему за научные труды в 1911 г. премию Д.И. Журавского. В денежном выражении она была равна годовому профессорскому жалованью.

Ученик В.Л. Кирпичева и Д.С. Зернова, выпускник ХТИ 1901 г., профессор М.А. Воропаев, работал под руководством С.П. Тимошенко. После его увольнения М.А. Воропаев возглавлял с 1911 по 1914 гг. кафедру сопротивления материалов КПИ и провел впервые в мире разнообразные исследования усталости чугунов. Последователем М.А. Воропаева на кафедре сопротивления материалов КПИ был ученик В.Л. Кирпичева К.К. Симинский, в дальнейшем вице-президент АН УССР и директор Института технической механики АН УССР, который основал один из организаторов и первых академиков Украинской Академии Наук С.П. Тимошенко.

Основание киевской научной школы механиков непосредственно связывают с созданием в КПИ кафедры сопротивления материалов и деятельностью профессора В.Л. Кирпичева. На кафедре выросла и работала плеяда ученых-механиков, каждый из которых своими научными исследованиями внес огромный вклад в различных отраслях механики твердого деформируемого тела. К ученым, к ней принадлежащим, относят академиков АН СССР: А.Н. Динника, С.П. Тимошенко; академиков АН Украины: Ф.П. Белянкина, Н.Н. Давиденкова, А.Д. Коваленко, Н.В. Корноухова, А.А. Лебедева, В.В. Матвеева, Н.В. Новикова, Е.О. Патона, С.В. Серенсена, К.К. Симинского, Г.И. Сухомела, В.Т. Трощенко; член-корреспондентов АН Украины: Б.Н. Горбунова, И.Я. Штармана, В.А. Стрижало, А.Я. Красовского и др.

В.Л. Кирпичев руководил КПИ в 1898 - 1902 годах, преподавал в 1898 - 1903 годах. В 1902-3 г. председатели комиссий по приему выпускных экзаменов у студентов ХТИ и КПИ Н.Е. Жуковский и Д.И. Менделеев чрезвычайно хвалебно отзывались о постановке учебного дела и отметили высокое качество подготовки специалистов.

В 1902 г. был напечатан курс В.Л. Кирпичева «Основания графической статики», который выдержал шесть изданий. В его книге «Лишние неизвестные в строительной механике. Расчет статически неопределимых систем» рассматривается общий метод определения напряжений в частях упругой статически неопределимой системы. В.Л. Кирпичев был заместителем председателя Киевского отделения РГО. Ученый Совет КПИ избрал профессора В.Л. Кирпичева своим почетным членом.

Петербургский период (1902-1913). В 1902 г. В.Л. Кирпичева назначают членом Совета по учебным делам Министерства финансов. Его председателем был товарищ министра В.И. Ковалевский, а потом В.И. Тимирязев, в дальнейшем первый министр торговли и промышленности. Совет занимался вопросами технического и профессионального образования. В.Л. Кирпичев был тайным советником, т.е. гражданским чином 3 класса в Табели о рангах. Тайные советники находились на высших государст-

венных должностях, например, министр или товарищ министра, руководитель крупного департамента, сенатор, академик Императорской Академии Наук. Изредка в 3 классе были отдельные губернаторы, долго управлявшие губернией и произведённые в тайные советники в знак признания особенных заслуг перед переводом с повышением в столицу.

19 февраля 1899 года Николаем Вторым был утвержден доклад Министра финансов С.Ю. Витте об организации Санкт-Петербургского политехнического института (ППИ). Первым председателем строительной комиссии стал Э.К. Циглер – фон-Шафгаузен, брат жены В.Л. Кирпичева. 7 января 1900 г. директором института и председателем Особой строительной комиссии был назначен князь А.Г. Гагарин. В.Л. Кирпичев был членом строительной комиссии и руководил составлением первых учебных планов 3 технических отделений (металлургического, электромеханического, кораблестроительного) в комиссии, возглавляемой председателем РТО Н.П. Петровым.

С.Ю. Витте, высоко ценя организаторский талант В.Л. Кирпичева, назначил его председателем Строительной комиссии для завершения строительства ППИ в начале 1903 года. Ансамбль зданий и парк Санкт-Петербургского государственного технического университета Управлением государственной инспекции по охране памятников истории и культуры Санкт-Петербурга был включен в "Перечень объектов исторического и культурного наследия федерального значения", утвержденный Указом Президента РФ от 20.02.1995 г. N176, и «относится к особо ценным объектам культурного наследия народов Российской Федерации как комплекс историко-культурных, архитектурных ансамблей и сооружений и как природно-ландшафтный памятник, представляющий собой материальные, интеллектуальные и художественные ценности с точки зрения истории, культуры, архитектуры, науки и искусства».

В.Л. Кирпичев в конце 1903 г. становится первым лектором по прикладной и строительной механике в ППИ студентам трех технических отделений. Курс, состоявший из кинематики машин, теории трения, динамики машин и дополнительной главы к курсу сопротивления материалов (неразрезные балки и формула Эйлера), снискал стержневую роль в программе технических отделений ППИ. Исключительно понятное и талантливое изложение сделали его любимым предметом у студентов. Несмотря на то, что посещаемость была свободной, физическая аудитория часто не могла поместить всех, стремившихся его прослушать. В.Л.Кирпичев прочитал на экономическом отделении цикл лекций в форме бесед об истории развития машиностроения. Лекции стали исключительно популярными среди студентов всех отделений. Профессор В.Л. Кирпичев, по общему мнению, был лучшим лектором ППИ.

В.Л. Кирпичева стал инициатором и идеологом новых отделений ППИ: инженерно-строительного и механического. После их учреждения в 1907г. В.Л. Кирпичев начал читать лекции студентам и этих отделений. Его ученик М.И. Носач, выпускник (1894) и преподаватель (1896 - 1903) ХПТИ стал первым деканом механического отделения ППИ. Специалист в области строительной механики С. И. Дружинин, в дальнейшем член-корреспондент АН СССР, стал первым деканом инженерно-строительного отделения. Ближайшими помощниками В.Л. Кирпичёва, проводившими под его руководством практические занятия (упражнения), были: Л.В. Ассур, А.К. Зайцев, Б.Э. Классен, Н.А. Рынин, А.А. Радциг и др.

В 1905 году В.Л.Кирпичев участвовал в подготовке «Записки 342-х ученых» о том, что народное просвещение - главный движитель социально-экономической и культурной модернизации страны. В результате осенью 1905 года высшая школа получила частичную автономию на территории высших учебных заведений, был облегчен доступ в высшие школы, прием студентов был значительно увеличен.

24-26 апреля 1905 г. в Териоках состоялся Всероссийский делегатский съезд инженеров и техников. На съезде присутствовало 63 делегата от 2378 инженеров и техни-

ков из 24 провинциальных регионов и 36 - от тысячи членов петербургского союза. В Уставе Всероссийского союза инженеров и техников (фактически первого легального профессионального союза на территории России) значилось: "цель Всероссийского союза инженеров и техников - объединение инженеров и техников всей России для совместной общественно - политической деятельности и защиты своих профессиональных интересов". В июне несколько членов союза привлечены были к суду по обвинению по 126 статье Уголовного Уложения. Тогда почти все остальные подали заявления в жандармское управление, что все они участвуют в союзе и требуют одинакового с товарищами привлечения к суду. Ожидавшийся процесс был прекращен октябрьской амнистией. Среди арестованных был и председатель Всероссийского Союза инженеров и техников В.Л. Кирпичев.

С введением системы выборов в 1905 г. В.Л. Кирпичев много раз отказывался от выдвижения на соискание руководящей административной должности. В.Л.Кирпичев председательствовал в различных комиссиях, формировавших правила изучения курсов, программы и другие компоненты учебного бытия. Он проводил анализ трудов и давал заключения обо всех диссертациях по прикладной и строительной механике. Среди них были работы таких в дальнейшем крупнейших ученых, как основоположник строительной механики корабля Н.Г. Бубнов; основатель научной школы мостостроения, академик Г.П. Передерий; один из основоположников теории реактивного движения Н.А. Рынин; один из учредителей Американского Национального фонда Научных исследований Б.А. Бахметьев и др.

В.Л. Кирпичев деятельно участвовал в основании и деятельности научно-технических обществ, в организации и проведении съездов представителей технических наук. В качестве почетного члена он участвовал в работе I съезда деятелей по горному делу, металлургии и машиностроению, прошедшего в 1910 году в Екатеринославле; под его председательством прошли заседания II съезда в апреле 1913 года в Петербурге. В.Л.Кирпичев консультирует сложные механические проекты. Под его председательством функционировали многочисленные экспертные комиссии, например, по исследованию обстоятельств разрушения мостов и других промышленных объектов.

Известнейший ученый В.Л. Кирпичев, по сути, являлся главой петербургской школы механиков, которая была сосредоточена в основном в ППИ. К сообществу механиков примыкали ученые-судостроители А.Н. Крылов и К.П. Боклевский.

В.Л. Кирпичев был основателем в 1903 г. и руководителем в течение десяти лет научно-технического кружка преподавателей теоретической и прикладной механики, сопротивления материалов, термодинамики и др., где велось творческое обсуждение разнообразных проблем механики и смежных наук. Аналогичные семинары считаются основой всемирно признанных научных школ. Его заместителем был профессор И.В. Мещерский, учёным секретарем - К.Э. Рерих. Кружок собирался в помещении кабинета механики по вечерам, раз в неделю. Когда ППИ из-за революции закрыли, собрания продолжились у В.Л. Кирпичева дома, после революции – в большой аудитории. После смерти В.Л. Кирпичева несколько научных обществ носило его имя.

«Отец американской инженерии», основоположник современной механики сплошных сред С.П. Тимошенко был одним из самых активных участников кружка. Он был избран членом 17 Академий и научных обществ, награжден за научные заслуги престижными золотыми медалями: 2-мя в России, 3-мя в США, 1-ой во Франции, 1-ой в Бельгии, 1-ой в Англии и Международной медалью имени Джеймса Уатта, присуждаемой раз в 5 лет наиболее выдающемуся инженеру в мире. Свою карьеру в США Тимошенко начал с того, что разработал на основе исследований В.Л. Кирпичева удобный в применении прибор для исследования напряжений в материале с использованием поляризованного света. Ежегодно, начиная с 1958 г., Американское общество инженеров-

механиков присуждает премию им. С.П.Тимошенко за лучшую работу по механике.

Самые лучшие отзывы о В.Л. Кирпичёве и деятельности кружка С.П. Тимошенко сохранил для потомков в своих знаменитых книгах по истории науки - «Воспоминания», «The development of engineering education in Russia»; «Кружок имени В.Л. Кирпичева»; «History of the development of strength of materials in Russia»; «Teaching dynamics»; «Из жизни обществ технологов. Научно-механический кружок»:

„Вспоминая теперь о деятельности механического кружка, ясно видно, что он не только содействовал научной работе участников, но им в свое время была выполнена важная работа по введению в жизнь нового метода преподавания механики, оказавшегося плодотворным и принятого теперь не только в России, но и далеко за ее пределами. Во всей этой работе руководство и указания В.Л. Кирпичева сыграли важную роль”.

«Обдумывая причину наших достижений в Америке, я прихожу к заключению, что немалую роль в этом деле сыграло образование, которое нам дали русские высшие инженерные школы».

«Студенты очень любили этот курс, и аудитория Кирпичева была всегда полна. Главная причина успеха, как мне кажется, была в огромной эрудиции Кирпичева. Он не ограничивал – с одной стороны с предметами чисто техническими, такими как детали машин, с другой стороны – с теоретической механикой. У студентов получалась ясная картина тесной связи между этими предметами».

“Основательная подготовка в математике и основных технических предметах давала нам громадное преимущество перед американцами, особенно при решении новых, нестандартных задач”.

«Кирпичев был бессменным председателем и руководителем научной деятельности кружка. К нему я не раз обращался за советом при выборе книг для изучения. Его советы принесли мне большую пользу и помогли выбрать направление моей дальнейшей деятельности».

«Программы были, определенно, значительно ниже наших русских требований».

«У себя на дому В. Л. Кирпичев прочел для небольшой группы свои «Беседы по Механике», впоследствии вышедшие отдельной книжкой. Лекции эти имели для меня большой педагогический интерес. Если впоследствии я оказался неплохим преподавателем, то этим в большой степени обязан Кирпичеву».

«Инженерные школы развились в России гораздо раньше, чем в Америке, и что роль русских инженеров в развитии инженерных наук весьма существенна».

«Доклад имел большое влияние на мою дальнейшую карьеру, главным образом благодаря содействию Кирпичева».

Председатель Объединения Окончивших С.-Петербургский Политехнический Институт Е.А. Вечорин в предисловии к «Воспоминаниям» С.П. Тимошенко подчеркнул: «Общение в С.Петербургском Политехническом Институте с профессорами такого масштаба, как Виктор Львович Кирпичев, оставили неизгладимый след у молодого преподавателя и направили его по новым путям сближения теории с практическими приложениями».

В работе кружка участвовал и сын В.Л.Кирпичева – Михаил – первый в России академик-теплотехник, основатель ЦКТИ, ближайший друг и соратник А. Ф. Иоффе, один из первых лауреатов Сталинской премии. В монографии В.Л. Кирпичева "Беседы о механике" (6 изданий) есть раздел "Теорема о подобии в механике", где подобие процессов рассматривается, в частности, применительно к движению жидкости в трубах и сопротивлению твердого тела в потоке жидкости. М.В. Кирпичев распространил принципы подобия на тепловые процессы. Сформулированная им третья теорема подобия (теорема Кирпичева-Гухмана) является основой теории моделирования физических процессов.

Профессор ППИ, Херсонского политехнического и Днепропетровского горного институтов К.Э. Рерих баллотировался в действительные члены ВУАН. А.А. Радциг стал директором ППИ, член-корреспондентом АН СССР, заслуженным деятелем науки и техники. Л.В. Ассур создал рациональную классификацию плоских шарнирных механизмов и разработал методику образования плоских механизмов любой жесткости методом последовательного наложения кинематических цепей "групп Ассура". А.П. Фан-дер-Флит стал одним из основателей русского высшего авиационного образования, а впоследствии создателем югославской кораблестроительной науки. Н.Н. Давиденков создал крупнейшую отечественную школу прочности и пластичности материалов, стал академиком АН УССР, лауреатом Государственной премии СССР и премии имени Д.И. Менделеева. Выпускник ППИ П. Ф. Папкович стал член-корреспондентом АН СССР, заслуженным деятелем науки и техники РСФСР, лауреатом Сталинской премии. Выпускник ППИ Я.М. Хлытчиев преподавал на кафедре строительной механики, а в дальнейшем был избран действительным членом Сербской Академии наук. Выпускник ППИ Б.М. Малинин стал автором первых советских проектов подводных лодок и лауреатом Сталинской премии.

А.Г. Гагарин писал: "Даже я, директор нашел время сделать небольшое исследование об ударе, которое весной сообщил в Техническом Кружке Института, а осенью на Международном Конгрессе в Брюсселе по испытанию материалов". Е.Л. Николаи стал заслуженным деятелем науки и техники РСФСР. Он организовал в 1930 г. в Ленинградском политехническом институте новую специальность, которая вначале называлась «Динамические явления в машинах и механизмах», а затем «Динамика и прочность машин». Одновременно аналогичная специальность была создана в Харьковском политехническом институте. В 1961 г. подобная специальность появилась в МГТУ. Затем она была введена в двенадцати вузах страны.

В.Л. Кирпичёв мог оказывать реальное содействие своим ученикам, так как был влиятельным человеком в Учебном отделе Министерства торговли и промышленности, в ведении которого находились все политехнические институты Российской империи. Министерство торговли и промышленности было образовано указом 27.10 1905 года. Многих его руководителей В.Л. Кирпичёв знал по работе в Министерстве финансов.

В.Л. Кирпичёв добился в 1909 г. курса по математической физике в ППИ для П.С. Эренфеста, преодолев негативное отношение чиновников к человеку, который "не принадлежит ни к какой вере". Семинар-кружок П.С. Эренфеста в 1907-1912 гг. заложил основы научной школы в области теоретической физики. Семинар-кружок по новой физике А.Ф. Иоффе стал его своеобразным преемником. Его «хозяйкой» была М.В. Кирпичева, первый помощник и соавтор А.Ф. Иоффе, невестка В.Л. Кирпичёва. П.С. Эренфест помогал советским физикам «всеми доступными ему средствами», в частности в организации УФТИ.

Б.Г. Галеркин во время событий 1905 г. как член бюро Союза инженеров был арестован и содержался 35 дней в тюрьме. В 1909 г. его взяли руководить упражнениями по строительной механике и проектированием на механическом отделении ППИ через два месяца после выхода из тюрьмы, где он отбывал 1,5-годичное заключение за политическую деятельность. В дальнейшем всемирно известный ученый Б.Г. Галеркин стал академиком АН СССР, заслуженным деятелем науки и техники РСФСР, лауреатом Государственной премии СССР.

В.Л. Кирпичев одним из первых среди отечественных ученых ввел в систему преподавания графоаналитические методы кинематики и статики механизмов, методы шаблонов, реальных и ложных планов скоростей и ускорений для неизменяемой и подобноизменяемой систем, усовершенствовал и популяризовал метод "жесткого рычага", исследовал движение машин. До сих пор наиболее эффективными методами анали-

за и синтеза механизмов остаются методы, в которых вычислительные операции сочетаются с одновременным просмотром с применением ЭВМ.

В.Л. Кирпичев организовал в институте лабораторию по прикладной механике, где в особенности выделялся отдел машин по исследованию трения и смазочных материалов для машин. Академик Н.П. Петров пожертвовал для него наиболее ценные приборы для изучения трения, на которых он сделал прославленные исследования. Это была первая научно-учебная лаборатория триботехнических исследований в России. В.Л. Кирпичев впервые в России применил оптический метод исследования напряжений. Он являлся автором особого метода расчета пространственных ферм с помощью т. н. стереографической проекции. Последним научным трудом Кирпичева стала работа «К вопросу об усталости металлов», опубликованная после его смерти благодаря А.М. Драгомирову и Н.Н. Давиденкову. В ней ученый излагал результаты исследований, основанных на новом направлении по изучению структурных изменений, появляющихся под действием упругих и пластических деформаций.

Заключение. За заслуги перед отечеством и общественно-полезную деятельность В.Л. Кирпичев был награжден Императорскими орденами Святого Равноапостольного князя Владимира (девиз - «Полезьа, честь и слава»), Императорскими Орденами Святой Анны (девиз – «Любящим правду, благочестие и верность»), Императорскими Орденами Святого Станислава (Девиз – «Награждая, поощряет») различных степеней.

С целью увековечивания памяти о В.Л. Кирпичеве в 1918 году в Петрограде под редакцией С.П. Тимошенко вышло посмертное издание его книги «Сопротивление материалов». В 1917 году в Петрограде вышло собрание сочинений Кирпичева под редакцией наиболее близких к нему Иоффе, Радцига и Тимошенко. Там приведены слова Д.С. Зернова: «Мы все будем помнить обаяние его личности до конца наших дней. И после нас – имя его перейдет в позднейшее поколение инженеров. Не только сочинения его будут ими читаться как классические, образцовые. Виктор Львович будет жить вечно в благодарной памяти, как воплощение идеала, как человек, который в удивительной гармонии сочетал в себе силу научной творческой мысли, высокий моральный авторитет и безупречную гражданскую доблесть».

Крупный организатор высшей технической школы, один из основателей и ведущих представителей нового научного направления - теоретического машиностроения В.Л. Кирпичев был истинным самородком, который продвигался по иерархической лестнице только благодаря собственным талантам и верности служению общечеловеческим ценностям.

Выдающийся ученый и организатор В.Л. Кирпичев принял активное участие в создании политехнических институтов в Харькове, Риге, Томске, Киеве и Петербурге, создав в них предпосылки для зарождения крупных научных центров, в которых учились или преподавали ученые и инженеры, в дальнейшем оказавшие сильнейшее воздействие на мировую науку и инженерное образование в эмиграции или основавшие на дореволюционном заделе советские научно - исследовательские институты.

Разработанные В.Л. Кирпичевым методы преподавания механики, его учебные пособия оказали большое влияние на обучение ученых-механиков и инженеров во всем мире. Ему удалось достичь не только капитальных научных результатов, но и сформировать новые методы преподавания и составить учебники, устремленные на то, чтобы «приблизить преподавание механики к требованиям инженеров» и впоследствии благодаря его ученикам ставшие основой образовательного процесса в советских и зарубежных инженерных школах.

В вестибюле Ректорского корпуса Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» установлен памятник В.Л. Кирпичеву, а на стене Главного аудиторного корпуса установлена памятная доска основателю этого прославленного вуза (см. рис.2).



В своем выступлении на заседании Харьковского отделения Русского технического общества 27 мая 1895 г., посвященном памяти своего учителя И.А. Вышнеградского, В.Л. Кирпичев подчеркнул: «В научной сфере, подобно другим областям духовной деятельности человека, существует преемственная передача духовных даров от учителя к ученику, нечто вроде посвящения на умственную деятельность». Такой импульс В.Л. Кирпичев принял от И.А. Вышнеградского. Такое посвящение от В.Л. Кирпичева получили С.П. Тимошенко, Д.С.Зернов, И.И. Бобарыков, Б.Г. Галёркин, А.Н. Динник, А.А. Радциг, Н.Н. Давиденков, Л.М. Мацевич, Г.Ф. Бураков, П.М. Мухачев, Г.М. Хоткевич, Н.И.Карташов, В.М. Маковский, Л.В. Ассур и многие другие.

Развитие научных школ политехнических вузов Харькова, Петербурга и Киева, их мировой авторитет во многом обязаны деятельности В.Л. Кирпичева. В Национальном техническом университете «Харьковский политехнический институт» продолжает успешно функционировать научная школа механики и машиностроения, созданная В.Л. Кирпичевым. В советское время его исследования в области прочности и динамики машин успешно продолжили Академики АН Украины Филиппов А.П., Подгорный А.Н., Мацевитый Ю.М.; Член-корреспонденты АН УССР Майзель В.М., Божко А.Е.; Заслуженные деятели высшей школы, науки и техники, лауреаты Государственных премий Бабаков И.М., Богомоллов С.И., Бурлаков А.В., Голоскоков Е.Г., Бортовой В.В., Вольмир А.С., Дабагян А.В., Иловайский А.С., Скрамтаев Б. Г., Воробьев Ю.С., Кантор Б. Я., Симсон Э.А., Шульженко Н.Г.; профессора Серебровский В.М., Столяров Я.В., Блох В.И., Штейнвольф Л.И., Карабан В.Н., Жовдак В.А., Лавинский В.И., Львов Г.И., Морачковский О.К., Бреславский Д.В. и многие другие.

В дань памяти этого Человека, Учителя и Ученого, который «созидал технику как науку», в Национальном техническом университете «Харьковский политехнический институт» проводятся ежегодные научные «Кирпичевские чтения». Материалы статьи собирались в течение многих лет членами оргкомитета научных «Кирпичевских

чтений», на которых выступили с обзорными докладами о достижениях своих научных школ практически все члены редакционной коллегии научно-технического журнала «Механіка та машинобудування».

Авторы считают целесообразным с целью увековечивания памяти о В.Л. Кирпичеве выпуск монографии, посвященной его научной и педагогической деятельности, а также развитию его идей учеными НТУ «ХПИ»; к столетию со дня его смерти в серии «История НТУ «ХПИ» в выдающихся личностях». Авторы полагают целесообразным присвоение имени профессора В. Л. Кирпичева НТУ «ХПИ».

Александров Е.Е., Назаренко С.А., Хавин В.Л.

**ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ ОСНОВАТЕЛЯ ОТЕЧЕСТВЕННОЙ НАУЧНОЙ ШКОЛЫ
МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ ПРОФЕССОРА В.Л. КИРПИЧЕВА**

Статья посвящена исследованию жизненного пути и творческого наследия основателя отечественной научной школы механики и машиностроения, выдающегося ученого и педагога, известного общественного деятеля, идеолога и создателя системы высшего технического образования, „отца русских инженеров” Виктора Львовича Кирпичева. Описаны некоторые вехи его биографии и направления деятельности.

Александров Є.Є., Назаренко С. О., Хавін В.Л.

**ДІЯТНІСТЬ ЗАСНОВНИКА ВІТЧИЗНЯНОЇ НАУКОВОЇ ШКОЛИ
МЕХАНІКИ ТА МАШИНОБУДУВАННЯ ПРОФЕСОРА В.Л. КИРПИЧОВА**

Стаття присвячена дослідженню життєвого шляху й творчої спадщини засновника вітчизняної наукової школи механіки та машинобудування, видатного вченого та педагога, відомого громадського діяча, ідеолога та успішного організатора вищої технічної школи, „батька російських інженерів” Віктора Львовича Кирпичова. Описані деякі віхи його біографії та напрямки діяльності.

Alexandrov E.E., Nazarenko S.A., Khavin V.L.

**THE OUTSTANDING SCIENTIST IN MECHANICS, THE ORGANIZER OF THE
HIGHER TECHNICAL EDUCATION IN UKRAINE OF V.L. KIRPICHOV**

The paper is devoted to the description of the life path and scientific heritage of the outstanding scientist in Mechanics, the teacher, the organizer of the higher technical education in Ukraine, the father of Russian engineers of Victor Lvovich Kirpichov. Some milestones of his biography and activities are described.

ДО ОБГОВОРЕННЯ

УДК 621.7.054.847

Кузнецов Ю.А., канд. техн. наук

ИССЛЕДОВАНИЕ МАГНИТНОЙ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ВОЛОКОННО-ОПТИЧЕСКОГО ГИРОСКОПА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ОРИЕНТАЦИИ В МАГНИТНОМ ПОЛЕ ЗЕМЛИ

Введение. В современных системах управления динамических объектов механические (поплавковые) гироскопические измерители угловой скорости вытесняются приборами, функционирование которых основано на других физических принципах. Широкое распространение в системах управления получают бесплатформенные инерциальные блоки, построенные на базе волоконно-оптических гироскопов (ВОГ) [1, 2, 3].

Основными факторами, влияющими на погрешность измерений ВОГ, как известно, являются температура, магнитное поле и радиация [4]. Исследованию влиянию указанных факторов и способам борьбы с ними посвящено достаточно много публикаций [5, 6, 7, 8]. Особое место занимает вопрос влияния на погрешность измерений ВОГ внешнего магнитного поля. Магнитная чувствительность ВОГ является следствием проявления эффекта Фарадея, заключающегося в изменении плоскости поляризации света, движущегося в оптоволоконном контуре ВОГ, при действии на прибор внешнего магнитного поля [4].

По результатам магнитных испытаний ВОГ типа ОИУС501 (разработчик ООО НПК «Оптолинк», г. Зеленоград, Россия) в научно-производственном предприятии «Хартрон-Аркос» величина составляющей ошибки измерений, вызванной влиянием внешнего магнитного поля, достаточно существенна и может составлять $0,05 \dots 0,3^\circ/\text{ч}$ [7]. Однако вопрос влияния на погрешность измерения ВОГ его ориентации во внешнем магнитном поле, в частности, магнитном поле Земли (МПЗ) недостаточно изучен.

Постановка задачи. В статье [7] представлены результаты магнитных испытаний ВОГ ОИУС501 по оригинальной методике, заключающейся во вращении на наклонно-поворотном устройстве (НПУ) в плоскости местного горизонта блока чувствительных элементов (БЧЭ) бесплатформенного инерциального блока, построенного на базе ВОГ, и определении погрешности измерений ВОГХ и ВОГУ при различном значении азимутального угла ψ БЧЭ. Угол ψ отсчитывается от направления на Север до оси чувствительности ВОГХ.

На рис. 1 изображена схема магнитных испытаний БЧЭ. На рис. 1 показаны:

$O_i X_i Y_i Z_i$ – вторая экваториальная (инерциальная) система координат;

$O X_o Y_o Z_o$ – местная орбитальная система координат;

$O X_{II} Y_{II} Z_{II}$ – приборная система координат (ПСК), связанная с БЧЭ;

λ, φ – долгота и широта места испытаний;

ψ – азимутальный угол БЧЭ;

N – направление на северный полюс Земли;

Ω_m, φ_m – углы, определяющие положение вектора магнитного момента диполя Земли D во второй экваториальной системе координат;

B – вектор индукции магнитного поля Земли.

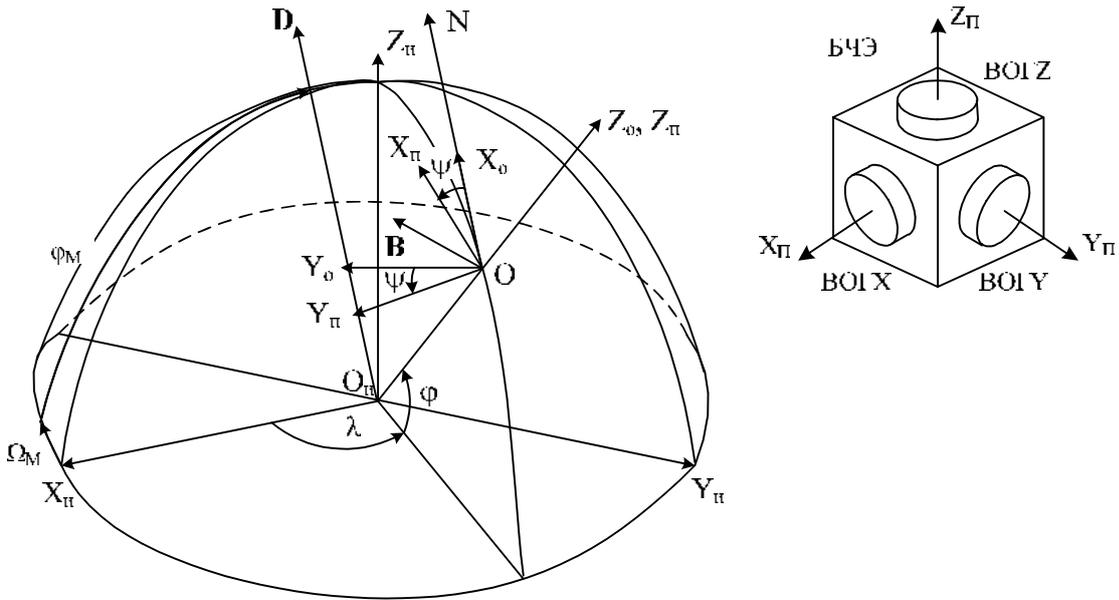


Рис.1. Схема магнитных испытаний БЧЭ

Рассмотрим, как меняется магнитная чувствительность ВОГ в зависимости от взаимной ориентации вектора индукции МПЗ \mathbf{B} и оси чувствительности или плоскости волоконного контура ВОГ.

В соответствии с результатами магнитных испытаний [7] ошибки измерений ВОГХ и ВОГУ БЧЭ описываются функциями вида:

$$f_x(\psi) = \delta\Omega_x + S_x \sin(\psi + \Delta\varphi_x); \quad (1)$$

$$f_y(\psi) = \delta\Omega_y + S_y \cos(\psi + \Delta\varphi_y), \quad (2)$$

где $\delta\Omega_j$, S_j , $\Delta\varphi_j$ ($j=x, y$) – оценка постоянного систематического смещения нулевого сигнала, амплитуда и фазовый сдвиг периодической составляющей ошибки измерений ВОГJ ($J=X, Y$); ψ – азимутальный угол БЧЭ.

В результате испытаний получены численные значения параметров функций (1) и (2):

– при испытаниях ВОГ без экрана $\delta\Omega_x = -0,0583^\circ/\text{ч}$; $S_x = 0,1880^\circ/\text{ч}$;

$\delta\Omega_y = -0,0960^\circ/\text{ч}$; $S_y = -0,2899^\circ/\text{ч}$;

– при испытаниях ВОГ с экраном $\delta\Omega_x = -0,0773^\circ/\text{ч}$; $S_x = 0,1412^\circ/\text{ч}$;

$\delta\Omega_y = -0,1203^\circ/\text{ч}$; $S_y = -0,1407^\circ/\text{ч}$.

Фазовый сдвиг $\Delta\varphi_j$ ($j=x, y$) составляет величину около -15° для двух видов испытаний.

Тогда аппроксимирующие функции, описывающие магнитную составляющую для ВОГХ и ВОГУ, получим в виде:

$$\Delta f_x(\psi) = \Delta\Omega_x + \Delta S_x \sin(\psi + \Delta\varphi_x); \quad (3)$$

$$\Delta f_y(\psi) = \Delta\Omega_y + \Delta S_y \cos(\psi + \Delta\varphi_y), \quad (4)$$

где $\Delta f_j(\psi)$, $\Delta\Omega_j$, ΔS_j ($j=x, y$) – разности между функциями и соответствующими составляющими, полученными при испытаниях ВОГ без экрана и в экране.

Численные значения параметров функций (3) и (4) равны:

$\Delta\Omega_x = 0,0190^\circ/\text{ч}$; $\Delta S_x = 0,0468^\circ/\text{ч}$; $\Delta\Omega_y = 0,0243^\circ/\text{ч}$; $\Delta S_y = -0,1492^\circ/\text{ч}$.

Определим, при какой взаимной ориентации осей чувствительности ВОГХ и ВОГУ относительно вектора индукции магнитного поля Земли \mathbf{B} функции (3), (4) имеют максимум и минимум.

Решение поставленной задачи. Проекции вектора $\mathbf{B}_0 = \{B_{0j}\}$ ($j=x, y, z$) в точке испытаний на оси местной ОСК вычислим по формулам математической модели магнитного поля Земли, моделируемого как «наклонный диполь» [9]

$$\begin{aligned} B_{0X} &= B_0 \sin \xi_m \sin(u - \eta_m), \\ B_{0Y} &= B_0 \cos \xi_m, \\ B_{0Z} &= -2B_0 \sin \xi_m \cos(u - \eta_m), \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned} \sin \xi_m &= \sqrt{1 - (\sin \varphi_m \cos i + \cos \varphi_m \sin i \sin \Omega_\Sigma)^2}, \\ \eta_m &= \arctg \frac{\sin \varphi_m \sin i - \cos \varphi_m \cos i \sin \Omega_\Sigma}{\cos \varphi_m \cos \Omega_m}. \end{aligned}$$

Здесь B_0 – значение модуля вектора \mathbf{B}_0 на магнитном экваторе; u – аргумент широты; i – наклонение орбиты; φ_m, Ω_m – углы, определяющие во второй экваториальной системе координат положение вектора магнитного момента диполя Земли;

$\Omega_\Sigma = \Omega_m + \Omega - (\omega_E + \frac{d\Omega}{dt})t$; Ω – долгота восходящего узла орбиты; ω_E – угловая

скорость вращения Земли; $\frac{d\Omega}{dt}$ – угловая скорость прецессии орбиты; ξ_m – наклонение плоскости орбиты к магнитному экватору; η_m – угол между восходящими узлами в плоскостях географического и магнитного экваторов.

Как известно, южный полюс МПЗ смещен относительно географического северного полюса Земли на $11,5^\circ$ и имеет координаты $78,5^\circ$ с.ш. и $69,1^\circ$ з.д. Широта φ и долгота λ места проведения испытаний в г. Харькове соответственно равны $50^\circ 03'$ и $36^\circ 17'$. Наклонение i в данном случае принимаем равным 90° .

Учитывая, что МПЗ вращается вместе с Землей, рассчитаем проекции вектора \mathbf{B}_0 для времени 00 ч 00 мин 00 с. Тогда параметр Ω_Σ будет равен $\Omega_m + \Omega$ или $\Omega_m + \lambda$, где $\lambda = \Omega$ – долгота места испытаний.

Для следующих численных значений исходных данных:

$$B_0 = 31 \cdot 10^3 \text{ нТл}; \varphi_m = 78,5^\circ; \Omega_m = 69,1^\circ; \lambda = 36^\circ 17'; u = \varphi = 50^\circ 03'; i = 90^\circ$$

получим

$$B_{0X} = 21846,0 \text{ нТл}; B_{0Y} = 5967,0 \text{ нТл}; B_{0Z} = -42340,0 \text{ нТл}.$$

В приборной системе координат (ПСК) БЧЭ проекции вектора \mathbf{B}_0 будут равны

$$\mathbf{B}_\Pi = \begin{bmatrix} B_{\Pi X} \\ B_{\Pi Y} \\ B_{\Pi Z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} B_{0X} \\ B_{0Y} \\ B_{0Z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{0X} \cos \psi + B_{0Y} \sin \psi \\ -B_{0X} \sin \psi + B_{0Y} \cos \psi \\ B_{0Z} \end{bmatrix}.$$

Взаимное угловое положение ВОГJ, а именно оси чувствительности \mathbf{OVJ} ($J=X, Y$), относительно вектора $\mathbf{B}_\Pi = \{B_{\Pi j}\}$ ($j=x, y, z$) оценим по формуле

До обговорення

$$\cos \alpha_j = (\mathbf{B}_\Pi, \mathbf{OVJ}) = \sum_j B_{\Pi j} OVJ_j \quad (j=x, y).$$

С учетом установки ВОГJ в ПСК БЧЭ, при которой $\mathbf{OVX} = (1, 0, 0)^T$, $\mathbf{OVY} = (0, 1, 0)^T$, получим

$$\cos \alpha_j = \frac{B_{\Pi j}}{|\mathbf{B}_\Pi|}, \quad (j=x, y)$$

т.е.

$$\cos \alpha_X = \frac{B_{0X} \cos \psi + B_{0Y} \sin \psi}{B_0}; \quad (5)$$

$$\cos \alpha_Y = \frac{-B_{0X} \sin \psi + B_{0Y} \cos \psi}{B_0}, \quad (6)$$

где

$$B_0 = |\mathbf{B}_0| = \sqrt{\sum_{j=x,y,z} B_{0j}^2}.$$

Из условия экстремума функций (3), (4)

$$\frac{\partial[\Delta f_x(\psi)]}{\partial \psi} = \Delta S_x \cos(\psi + \Delta \varphi_x) = 0;$$

$$\frac{\partial[\Delta f_y(\psi)]}{\partial \psi} = -\Delta S_y \sin(\psi + \Delta \varphi_y) = 0$$

следует, что $\max|\Delta f_x(\psi)|$ имеет место в окрестности значений углов $\psi = \pi/2 - \Delta \varphi_x$, $3\pi/2 - \Delta \varphi_x$, а $\max|\Delta f_y(\psi)| - \psi = 0 - \Delta \varphi_y$, $\pi - \Delta \varphi_y$, $2\pi - \Delta \varphi_y$.

Как было сказано выше, по результатам испытаний фазовый угол $\Delta \varphi_j$ ($j=x, y$) равен $\sim -15^\circ$. Тогда по формулам (5), (6) получим, что максимальная чувствительность ВОГХ и ВОГУ проявляется в окрестности значений углов $\alpha_{x,y} = 90 \pm 3^\circ$.

Поставим обратную задачу: каким должен быть фазовый сдвиг азимутального угла в магнитной составляющей ошибки измерений ВОГ для того, чтобы в точках максимальной чувствительности ВОГ выполнялось условие $\alpha_j = 90^\circ$, т.е. $\cos \alpha_j = 0$ ($j=x, y$).

При выполнении данного условия из выражений (5), (6) получим уравнения

$$\begin{aligned} B_{0X} \cos \psi + B_{0Y} \sin \psi \Big|_{\psi = \frac{\pi}{2} - \Delta \varphi_x} &= B_{0X} \sin \Delta \varphi_x + B_{0Y} \cos \Delta \varphi_x = 0; \\ -B_{0X} \sin \psi + B_{0Y} \cos \psi \Big|_{\psi = -\Delta \varphi_y} &= B_{0X} \sin \Delta \varphi_y + B_{0Y} \cos \Delta \varphi_y = 0. \end{aligned}$$

Откуда следует, что

$$\Delta \varphi_{x,y} = -\operatorname{arctg} \frac{B_{0Y}}{B_{0X}},$$

и для значений проекций B_{0X} , B_{0Y} в месте проведения испытаний фазовый угол $\Delta \varphi_j$ должен равняться $-15,3^\circ$, что с достаточной точностью совпадает со значением этого угла, полученным по экспериментальным данным.

Анализ результатов. Следовательно, можно сделать вывод о том, что максимальная чувствительность ВОГ имеет место при действии вектора индукции внешнего магнитного поля ортогонально оси чувствительности ВОГ, т.е. в плоскости волоконного контура.

При этом отметим, что знак магнитной составляющей ошибки ВОГ зависит от направления действия вектора индукции внешнего магнитного поля. Так, например, для ВОГХ при $\psi = \pi/2 - \Delta\varphi_x$ магнитная ошибка максимальна и положительна, а при $\psi = 3\pi/2 - \Delta\varphi_x$ – отрицательна.

На рис. 2 и 3 показаны графики изменения функций $\Delta f_j(\psi)$ и углов $\alpha_j(\psi)$ ($j=x, y$), которые наглядно демонстрируют сказанное выше.

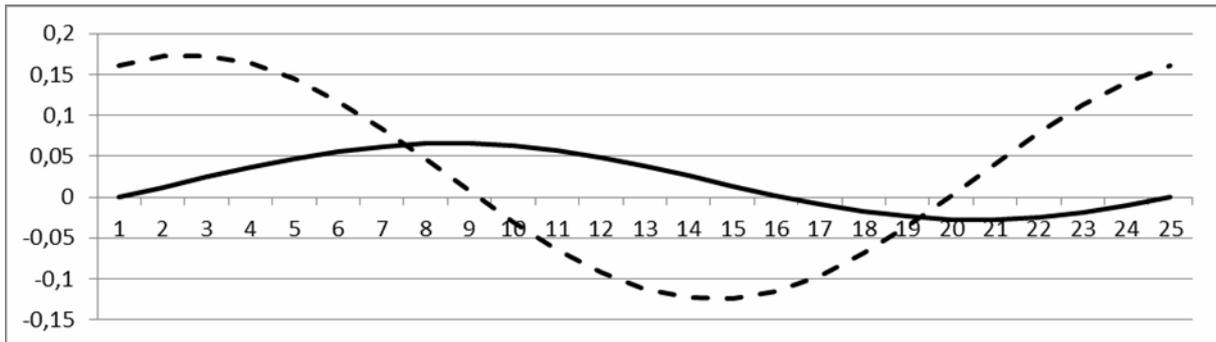


Рис. 2. Функции $\Delta f_j(\psi)$: сплошная – $\Delta f_x(\psi)$, град/ч; пунктирная – $\Delta f_y(\psi)$, град/ч

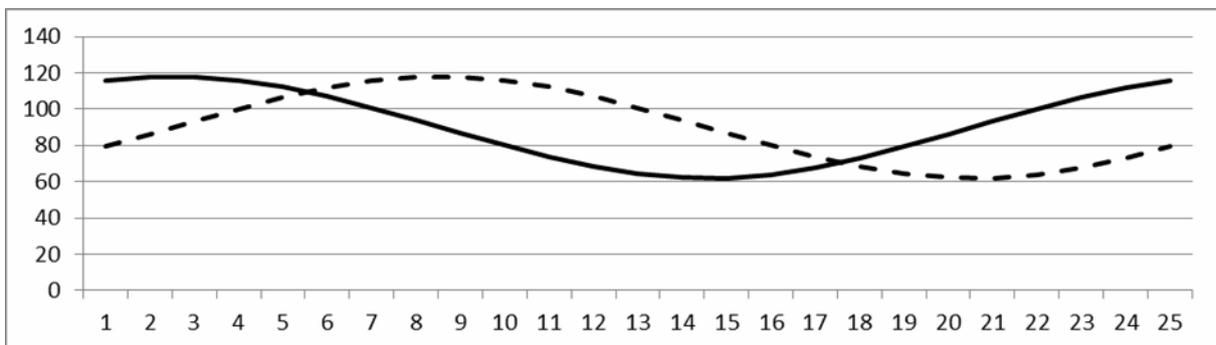


Рис. 3. Углы $\alpha_j(\psi)$: сплошная – $\alpha_x(\psi)$, град; пунктирная – $\alpha_y(\psi)$, град

По оси абсцисс азимутальный угол ψ отложен номерами точек, в которых производились измерения ВОГ при магнитных испытаниях: в точке 1 $\psi = -141,5^\circ$, в точке 2 $\psi = -156,5^\circ$ и т.д. до полного оборота БЧЭ на угол 360° .

Объяснение зависимости магнитной чувствительности ВОГ от его ориентации, возможно, состоит в следующем.

При действии вектора индукции внешнего магнитного поля вдоль оси чувствительности ВОГ изменение плоскости поляризации лучей света (эффект Фарадея [4]) прямого и обратного хода происходит в равной степени. При действии вектора индукции внешнего магнитного поля в плоскости волоконного контура изменение плоскости поляризации лучей света в дальних витках волокна происходит слабее, чем в ближних витках, что и вызывает дополнительное фазовое смещение при сложении света в фотоприемнике и соответственно порождает дополнительное смещение нулевого сигнала ВОГ.

Выводы. По результатам испытаний ВОГ типа ОИУС501 определена зависимость величины влияния внешнего магнитного поля от ориентации ВОГ в этом поле. Максимальное влияние имеет место при действии вектора индукции внешнего магнитного поля ортогонально оси чувствительности ВОГ, т.е. в плоскости волоконного контура. Причем знак магнитной составляющей ошибки ВОГ зависит от направления действия вектора индукции внешнего магнитного поля.

При проведении наземных испытаний ВОГ необходимо учитывать влияние МПЗ путем выбора соответствующей ориентации прибора. Если это сложно сделать при испытаниях ВОГ в составе БЧЭ бесплатформенного инерциального блока, например, при проведении наземной калибровки, приборы должны быть надежно экранированы или помещены в устройство, компенсирующее влияние МПЗ.

Литература: 1. Пешехонов В.Г. Современное состояние и перспективы развития гироскопических систем // Гироскопия и навигация. – № 1 (72). 2011. – С. 3-16. 2. Мешковский И.К., Стригалева В.Е., Дейнека Г.Б. Трехосный волоконно-оптический гироскоп для морских навигационных систем // Сб. трудов XVI Санкт-Петербургской международной конференции по интегрированным навигационным системам. ГНЦ РФ ЦНИИ «Электроприбор», 2009. – С. 7-12. 3. Златкин Ю.М., Олейник С.В., Кузнецов Ю.А., Успенский В.Б., Багмут И.А. Технология и результаты испытаний бесплатформенного астроинерциального блока для систем управления космических аппаратов // Сб. трудов XIX Санкт-Петербургской международной конференции по интегрированным навигационным системам. ГНЦ РФ ЦНИИ «Электроприбор», 2012. – С. 211-214. 4. Шереметьев А. Г. Волоконный оптический гироскоп / А. Г. Шереметьев. – М.: Радио и связь, – 1987. – 152 с. 5. Кузнецов Ю.А., Олейник С.В., Успенский В.Б., Хацько Н.Е. Разработка модели дрейфа ВОГ ОИУС501 в условиях температурных изменений датчика // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-25: сб. трудов XXV Междунар. науч. конф.: в 10 т. – Т. 6. – Секция 10 / под общ. ред. А.А. Большакова. – Волгоград: Волгогр. гос. техн. ун-т, 2012; – Харьков: Национ. техн. ун-т «ХПИ», 2012. – С. 82-84. 6. Буравлев А.С., Егоров Д.А., Лисин Л.Г. Волоконно-оптические гироскопы в условиях постоянного магнитного поля // Гироскопия и навигация. – № 3 (62). 2008. – С. 59-63. 7. Златкин Ю.М., Олейник С.В., Кузнецов Ю.А., Успенский В.Б. Результаты исследования влияния магнитного поля Земли на погрешность измерений волоконно-оптического гироскопа // Научно-техн. сб. «Космическая техника. Ракетное вооружение», посвященный 100-летию со дня рождения академика М.К. Янгеля. – Днепропетровск: ГП «КБ «Южное», 2011. – С. 6-11. 8. Чумаченко А.В., Фирсов С.Н., Кузнецов Ю.А., Успенский В.Б., Голуб Е.Ю. Методика определения и результаты испытаний влияния магнитного поля Земли на работу волоконно-оптических гироскопов // Радіоелектронні і комп'ютерні системи. 2012. – № 2 (54). – С. 66-71. 9. Алексеев К.Б., Бебенин Г.Г. Управление космическими летательными аппаратами. – М.: Машиностроение, 1974. – 34 с.

Bibliography (transliterated): 1. Peshehonov V.G. Sovremennoe sostojanie i perspektivy razvitiya girokopicheskikh sistem // Girokopija i navigacija. – № 1 (72). 2011. – S. 3-16. 2. Meshkovskij I.K., Strigalev V.E., Dejneka G.B. Trehosnyj volokonno-opticheskij girokop dlja morskikh navigacionnyh sistem // Sb. trudov XVI Sankt-Peterburgskoj mezhdunarodnoj konferencii po integrirovannym navigacionnym sistemam. GNC RF CNII «Jelektropribor», 2009. – S. 7-12. 3. Zlatkin Ju.M., Olejnik S.V., Kuznecov Ju.A., Uspenskij V.B., Bagmut I.A. Tehnologija i rezul'taty ispytanij besplatformennogo astroinercial'nogo bloka dlja sistem upravlenija kosmicheskikh apparatov // Sb. trudov XIX Sankt-Peterburgskoj mezhdunarodnoj konferencii po integrirovannym navigacionnym sistemam. GNC RF CNII «Jelektropribor», 2012. – S. 211-214. 4. Sheremet'ev A. G. Volokonnyj opticheskij girokop / A. G. Sheremet'ev. – M.: Ra-dio i svjaz', – 1987. – 152 s. 5. Kuznecov Ju.A., Olejnik S.V., Uspenskij V.B., Hac'ko N.E. Razra-botka modeli drejfa VOG OIUS501 v uslovijah temperaturnyh izmenenij datchika // Mate-maticheskie metody v tehnikе i tehnologijah – MMTT-25: sb. trudov XXV Mezhdunar. nauch. konf.: v 10 t. – T. 6. – Sekcija 10 / pod obshh. red. A.A. Bol'shakova. – Volgograd: Volgogr. gos. tehn. un-t, 2012; – Har'kov: Nacion. tehn. un-t «HPI», 2012. – S. 82-84. 6. Buravlev A.S., Egorov D.A., Lisin L.G. Volokonno-opticheskie girokopy v uslovijah postojannogo magnitnogo polja // Girokopija i navigacija. – № 3 (62). 2008. – S. 59-63. 7. Zlatkin Ju.M., Olejnik S.V., Kuznecov Ju.A., Uspenskij V.B. Rezul'taty issledovanija vlijanija magnitnogo polja Zemli na pogreshnost' izmerenij volokonno-opticheskogo girokopa // Nauchno-tehn. sb. «Kosmicheskaja

До обговорення

tehnika. Raketnoe vooruzhenie», posvjashhennyj 100-letiju so dnja rozhdenija akademika M.K. Jangelja. – Dnepropetrovsk: GP «KB «Juzhnoe», 2011. – S. 6-11. 8. Chumachenko A.V., Firsov S.N., Kuznecov Ju.A., Uspenskij V.B., Golub E.Ju. Metodika opredelenija i rezul'taty ispytanij vlijanija magnitnogo polja Zemli na rabotu volokonno-opticheskikh giroskopov // Radio-elektronni i komp'juterni sistemi. 2012. – № 2 (54). – S. 66-71. 9. Alekseev K.B., Bebenin G.G. Upravlenie kosmicheskimi letatel'nymi apparatami. – M.: Mashinostroenie, 1974. – 34 s.

Кузнецов Ю.О.

ДОСЛІДЖЕННЯ МАГНІТНОЇ ЧУТЛИВОСТІ ВОЛОКОННО-ОПТИЧНОГО ГІРОСКОПА ЗАЛЕЖНО ВІД ОРІЄНТАЦІЇ В МАГНІТНОМУ ПОЛІ ЗЕМЛІ

У статті представлені результати аналізу магнітної чутливості волоконно-оптичного гіроскопа залежно від його орієнтації в зовнішньому магнітному полі, зокрема, в магнітному полі Землі. Дані відповідні рекомендації з проведення наземних випробувань і калібрувань безплатформених інерціальних блоків, що створюються на базі волоконно-оптичних гіроскопів.

Кузнецов Ю.А.

ИССЛЕДОВАНИЕ МАГНИТНОЙ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ВОЛОКОННО-ОПТИЧЕСКОГО ГИРОСКОПА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ОРИЕНТАЦИИ В МАГНИТНОМ ПОЛЕ ЗЕМЛИ

В статье представлены результаты анализа магнитной чувствительности волоконно-оптического гироскопа в зависимости от его ориентации во внешнем магнитном поле, в частности, в магнитном поле Земли. Даны соответствующие рекомендации по проведению наземных испытаний и калибровки бесплатформенных инерциальных блоков, создаваемых на базе волоконно-оптических гироскопов.

Kuznyetsov Y.A.

RESEARCH OF THE MAGNETIC SENSITIVITY OF FIBER-OPTIC GYROSCOPE DEPENDING ON THE ORIENTATION OF THE MAGNETIC FIELD OF THE EARTH

The results of the analysis of the magnetic sensitivity of fiber-optic gyroscope, depending on the orientation of the external magnetic field, in particular, in the magnetic field of the Earth are presented. The appropriate recommendations for ground testing and calibration of Strapdown Inertial blocks, created on the basis of fiber-optic gyroscopes, are given.

УДК004.932.2

Таранов Д.В.

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ ОЦЕНКА ПРОЕКТИВНЫХ ИСКАЖЕНИЙ В ИЗОБРАЖЕНИЯХ ЧЕРТЕЖЕЙ

Проблема оценки качества цифровых изображений является одной из основных проблем в области цифровой обработки и распознавания изображений. Особенно остро этот вопрос стоит в случае отсутствия эталонных изображений. Например, в системах микрофильмирования технической документации исходные изображения получают из различных источников в электронном виде. Перед микрофильмированием требуется оценка пригодности цифровых изображений к микрофильмированию. На данный момент такая оценка выполняется в "ручном" режиме, т.е. все показатели качества изображения получают с помощью линейки и калькулятора, что требует значительных временных затрат на подготовку технической документации к микрофильмированию.

До обговорення

В данной статье предлагаются методы автоматической и автоматизированной оценки уровня проективных искажений на цифровых фотокопиях технической документации. Предлагаемые методы отличаются от существующих тем, что для оценки уровня проективных искажений не требуются эталонные изображения.

Прежде чем перейти к обзору методов оценки проективных искажений стоит упомянуть о том, что представляют собой проективные искажения.

Проективные искажения - это координатные искажения, проявляющиеся в искривлении вертикальных и горизонтальных прямых и нарушении прямоугольности раstra.

При этом различают следующие виды проекционных искажений [1] (рис. 1):

- бочкообразная дисторсия;
- подушкообразная дисторсия;
- перспективные искажения;
- другие.

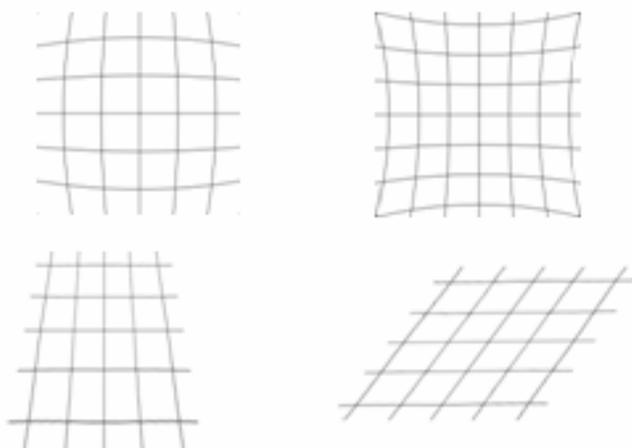


Рис. 1. Виды проективных искажений

Для приведенных на рис. 1 типов искажений степень искажений рассчитывается по следующим формулам:

Трапециевидное искажение –

$$\delta = \frac{2 \cdot (a_3 - a_1)}{a_3 + a_1} \cdot 100 ,$$

где a_3 и a_1 большее и меньшее основания, соответственно.

Искажение типа параллелограмм –

$$\delta = \frac{2 \cdot (c_1 - c_2)}{c_1 + c_2} \cdot 100 ,$$

где c_1 и c_2 большая и меньшая диагонали, соответственно.

Бочкообразное и подушкообразное искажения –

$$\delta = \frac{2 \cdot (h_1 + h_2)}{l_1 + l_2} \cdot 100 ,$$

где h_1 и h_2 – величины искажений по горизонтали и вертикали, l_1 и l_2 – ширина и длина прямоугольника без учета искажения.

До обговорення

На сьогоднішній день існують алгоритми оцінки параметрів проєктивних искажень [2], які використовують еталонні зображення для визначення параметрів искажень. К сожалению, в нашому випадку ці методи не застосовуємо, так як відсутнє еталонне зображення.

Одним з методів, який дозволив би визначити рівень проєктивних искажень без еталонного зображення є метод оцінки искажень по сітці, котра накладається би на зображення перед створенням його електронної копії. Сітка в даному випадку була би об'єктом, який дозволить легко оцінити наявність і ступінь искажень. Це є можливим, так як ми знаємо, що лінії сітки в разі відсутності искажень були би строго вертикальними і горизонтальними. К сожалению, в нашому випадку цей метод не застосовуємо, так як сітка, будучи частиною зображення чертежа, внесе недопустимі искаження. С іншого боку, цей метод підходить для калібрування цифрових фотоапаратів (в цьому випадку використовується шаховий дошка).

Іншим методом є метод оцінки искажень на основі аналізу рамки і штампів. Цей метод частково схожий з попереднім. Роль сітки в даному випадку грають рамка і штамп, лінії яких строго вертикальні або горизонтальні. Також варто відзначити, що реалізація ні одного з методів оцінки искажень, за винятком візуального, не представляє собою можливості при відсутності зображення, з яким можна було би порівняти искажений екземпляр. В разі з чертежами вирішити питання відсутності зображення без искажень можна шляхом створення віртуального аналога.

Одним з найбільш ефективних методів є метод аналізу прямокутників на зображенні чертежа. Даний метод представлений на малюнку нижче в вигляді схеми:



Рис. 2. Схема метода анализа прямоугольников

Два останніх з представлених вище методів підходять для аналізу проєктивних искажень в зображеннях чертежів.

Для порівняння методів був підібраний список критеріїв, який представлений в першому стовпці таблиці.

Як видно з таблиці, ні один з методів не дозволить отримати високу якість оцінки. Додатково до методу аналізу рамки і штампів аналізом виносних і розмірних ліній, які також є строго вертикальними і горизонтальними, можна отримати більш якісну оцінку искажень, так як це доповнення усуне основний недолік методу (буде проаналізована центральна частина зображення).

Сравнение методов оценки проективных искажений в изображениях чертежей

Метод	Анализ искажений рамки и штампа	Оценка по прямоугольникам
Критерий		
Качество оценки	Среднее	Среднее
Скорость работы	Высокая	Средняя
Сложность реализации	Средняя	Средняя
Недостатки	Искажений в центральной области не будут учтены	Точность оценки будет не высокой для чертежей с малым числом прямоугольных объектов

Ниже представлены процессы до внедрения автоматического анализа искажений (рис. 3) и после (рис. 4):

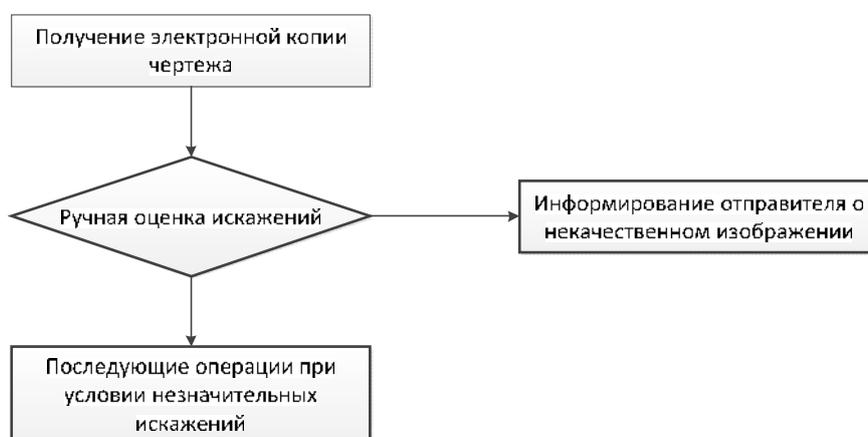


Рис. 3. Процесс анализа пригодности изображения к микрофильмированию до внедрения автоматизированных методов анализа искажений

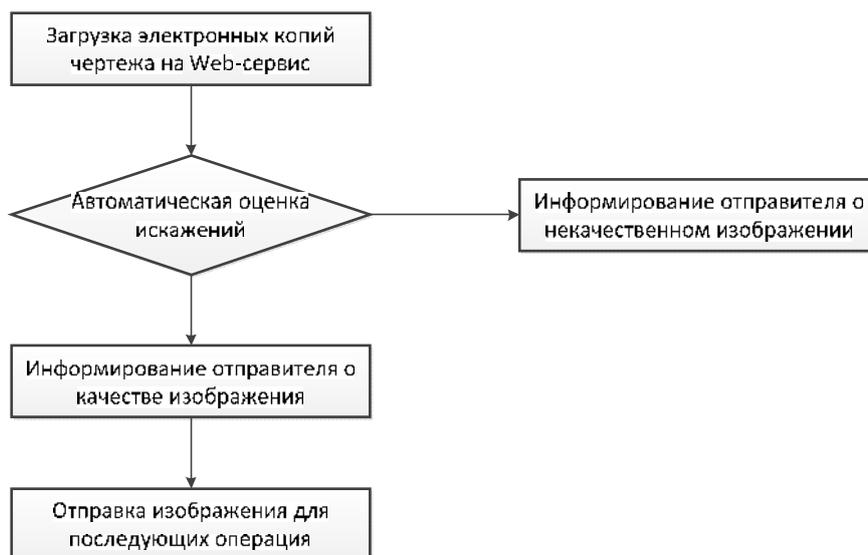


Рис. 4. Процесс анализа пригодности изображения к микрофильмированию после внедрения автоматизированных методов анализа искажений

До обговорення

Процесс, представленный на рис. 4, позволит не только сократить затраты времени и ресурсов, а также сделать подготовку технической документации к микрофильмированию более комфортной как для персонала, занимающегося микрофильмированием, так и для отправителей документации.

В данной статье были рассмотрены методы, которые позволили бы в автоматическом режиме выполнить анализ изображений технической документации с целью определения наличия и степени проективных искажений. Исследование рассмотренных методов показало, что наиболее эффективным является метод анализа искажений рамки и штампа дополненный анализом выносных и размерных линий.

Литература: 1. Бродский М. А. Бытовая радиоаппаратура: Справ. кн. – Мн.: Польша, 1980. – 304 с. 2. Грузман И.С., Киричук В.С., Косых В.П., Перетягин Г.И., Спектор А.А. Цифровая обработка изображений в информационных системах: Учебное пособие. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2000. – 168 с.

Bibliography (transliterated): 1. Brodskij M. A. Bytovaja radioapparatura: Sprav. kn. – Mn.: Polymja, 1980. – 304 s. 2. Gruzman I.S., Kirichuk V.S., Kosyh V.P., Peretjagin G.I., Spektor A.A. Cifrovaja obrabotka izobrazhenij v informacionnyh sistemah: Uchebnoe posobie. – Novosibirsk: Izd-vo NGTU, 2000. – 168 s.

Таранов Д.В.

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ ОЦЕНКА ПРОЕКТИВНЫХ ИСКАЖЕНИЙ В ИЗОБРАЖЕНИЯХ ЧЕРТЕЖЕЙ

В данной статье проведен обзор методов анализа проективных искажений в изображениях технической документации. Представлен пример процесса подготовки технической документации к микрофильмированию, усовершенствованного путем внедрения методов анализа проективных искажений.

Таранов Д.В.

АВТОМАТИЗОВАНА ОЦІНКА ПРОЕКТИВНИХ СПОТВОРЕНЬ У ЗОБРАЖЕННЯХ КРЕСЛЕНЬ

У даній статті проведений огляд методів аналізу проективних спотворень у зображеннях технічної документації. Представлено приклад процесу підготовки технічної документації до мікрофільмування, удосконаленого шляхом впровадження методів аналізу проективних спотворень.

Taranov D.V.

AN AUTOMATED ESTIMATION OF PROJECTIVE DISTORTIONS IN IMAGES OF DRAWINGS

This article provides an overview of the methods of analysis of projective distortions in images of technical documents. The example of the process of technical documents preparation for microfilming is presented. It is improved by introducing the methods of analysis of projective distortion.

ДО ВІДОМА АВТОРІВ

Науково-технічний журнал "Механіка та машинобудування" відділення механіки та машинобудування Академії наук Вищої освіти України випускається з 1997 р. Періодичність випуску – 2 рази на рік. Перший номер – відкритий, розсилається авторам і організаціям обов'язкової розсилки, другий – закритий, розсилається згідно відомості розсилки. До опублікування приймаються статті розміром до 10 повних сторінок українською, російською або англійською мовами за науковими напрямками:

- *теоретична механіка,*
- *прикладна механіка,*
- *машинознавство,*
- *динаміка та міцність машин,*
- *транспортне машинобудування,*
- *управління в технічних системах,*
- *технологія машинобудування,*
- *історія машинобудування.*

ДОКУМЕНТИ, що подаються до редколегії для опублікування статті в журналі:

1. Текст статті (1 прим.) на аркушах формату А4.
2. Електронна версія статті в текстовому редакторі MS Word.
3. Рецензія на статтю.
4. Акт експертизи про можливість опублікування матеріалів у відкритому друку (для статей у відкритий журнал).
5. Відомості про авторів у вільному вигляді, де міститься наступна інформація:
 - повні прізвище, ім'я та по-батькові кожного з авторів;
 - їх місце роботи та посада, науковий ступінь, вчене звання;
 - контактний телефон.

СКЛАДОВІ СТАТТІ:

1. Код УДК.
2. Ініціали і прізвища авторів, науковий ступінь (при його наявності).
3. Назва статті.
4. Список літератури оформлений відповідно до вимог наказу ВАК України № 342 від 29.05.2007 р. Форма 23. (Бюлетень ВАК України №5,– 2009.– с.26 – 30).
5. Транслітерація списку літератури.
6. Анотації українською, російською та англійською мовами. (Обсяг анотації до 5 рядків).

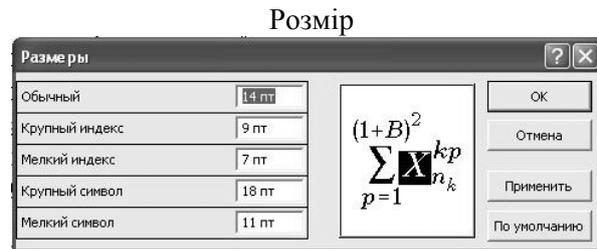
Складові статті відокремлюються одна від одної порожнім рядком.

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ СТАТТІ:

1. Параметри сторінок та тексту:
 - розмір аркуша А4 (210×297 мм);
 - ліве, праве, верхнє та нижнє поля – 25 мм;
 - шрифт Times New Roman, стиль звичайний;
 - розмір шрифту – 12 пт;
 - інтервал між рядками – 1;
 - застосовувати автоматичну розстановку переносів;
 - абзацний відступ – 1,25 см;
 - вирівнювання абзацу – по ширині;
 - відступ від краю до колонтитула – 1,8 см.

2. *Формули* створюються у вигляді об'єктів редактором формул Equation, центруються. Нумерація ставиться праворуч у дужках, вирівнюється по правому краю. Невеликі формули можна розміщати не в окремому рядку, а прямо в тексті. Після формул потрібно ставити розділові знаки, якщо цього вимагає орфографія. Якщо формула міститься у середині речення, то продовження речення у наступному за формулою рядку здійснюється без відступу. Якщо формула займає окремий рядок перед і після неї повинні бути порожні рядки розміром в 8 пт.

Налаштування редактора Equation для відтворення формул і символів мають вигляд:



3. Рисунок повинен бути оформлений як окремий згрупований об'єкт у тексті статті, розташування поверх тексту не допускається; рисунок відокремлюється від тексту зверху і знизу порожнім рядком. Рекомендуються використовувати чорно-білу палітру, якість відтворення рисунків кольорової палітри не гарантується. Якщо рисунків декілька, то вони нумеруються. Підрисуючий підпис: Рис. 1. Назва (якщо є). Підпис центрується, шрифт – 11 пт.

Символи на рисунку повинні бути близькими за розміром до основного тексту. Частини рисунку позначаються під рисунком літерами a , b без дужки. Написи на рисунку, позначення його елементів (1, 2, 3) виконують курсивом. Посилання у тексті на рисунки та їх частини мають вигляд (рис. 1), (див. рис. 2. a , b).

4. Таблиця відокремлюється від тексту зверху і знизу порожнім рядком. Якщо таблиць декілька, вони нумеруються. Заголовок таблиці (Таблиця 1; Продовження таблиці 1; Таблиця 2) виконується курсивом і вирівнюється по правому краю). Якщо таблиця має назву, то вона надається з нового рядка прямим шрифтом і центрується над таблицею. Для заголовка та назви таблиці використовується шрифт 11 пт.

5. Текст статті бажано *структурувати* відповідно до вимог ВАК. При наявності структурування між розділами пропускається один рядок. Текст розділу відтворюється безпосередньо за заголовком.

У тексті рекомендується використовувати тире середньої довжини.

6. Список літератури та його транслітерація надаються *курсивом*, шрифт – 11 пт.

ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ ТЕКСТУ СТАТТІ

УДК 517.977.58

Иванов В.Б., д-р техн. наук; Петров К.П., канд. техн. наук; Соколова И.С.

ЛИНЕЙНАЯ КВАДРАТИЧНАЯ ЗАДАЧА С СИНГУЛЯРНОЙ ГАМИЛЬТОНОВОЙ МАТРИЦЕЙ

Введение. Рассматривается стационарная линейная квадратичная задача (ЛК-задача) [1] с непрерывным временем...

Анализ литературных источников. Решение поставленной задачи...

Математическая модель. Движение объекта описывается стационарной системой линейных уравнений

$$x = Fx + Gu, x(0) = x_0, \quad (1)$$

где $x - \dots$, $F - \dots$, $G - \dots$

Квадратичный критерий качества имеет вид...

Таблица 1
Гамильтонова матрица



Рис. 4. Схема расположения ... :
 a – характеристика ... ; b – зависимость ...

Из рисунка видно.....

Выводы. В результате...

Литература: 1. Сейдж Э.П. *Оптимальное управление системами* / Э.П. Сейдж, И.С. Уайт – М.: Радио и связь, 1982. – 392 с. 2. Ларин В.Б. *Синтез оптимальных линейных систем с обратной связью* / Ларин В.Б., Науменко К.И., Сунцев В.Н. – К.: Наук. думка, 1973. – 151 с. 3. Дубовицкий А.Я. *Задача на экстремум при наличии ограничений* / А.Я. Дубовицкий, А.А. Милютин // *Журнал вычислительной математики и математической физики.* – 1965. – Т.5, №3. – С. 395 – 453.

Bibliography (transliterated): 1. Sejdzh Je.P. *Optimal'noe upravlenie sistemami* / Je.P. Sejdzh, I.S. Uajt – M.: Radio i svjaz', 1982. – 392 s. 2. Larin V.B. *Sintez optimal'nyh linejnyh sistem s obratnoj svjaz'ju* / Larin V.B., Naumenko K.I., Suncev V.N. – K.: Nauk. dumka, 1973. – 151 s. 3. Dubovickij A.Ja. *Zadacha na jekstremum pri nalichii ograniचे-nij* / A.Ja. Dubovickij, A.A. Miljutin // *Zhurnal vychislitel'noj matematiki i matematicheskoy fiziki.* – 1965. – T.5, №3. – S. 395 – 453.

Иванов В.Б., Петров К.П., Соколова И.С.

ЛІНІЙНА КВАДРАТИЧНА ЗАДАЧА ІЗ СИНГУЛЯРНОЮ ГАМІЛЬТОНОВОЮ МАТРИЦЕЮ

За використанням методу простору станів, наведено рішення лінійної квадратичної задачі із сингулярною Гамільтоною матрицею...

Иванов В.Б., Петров К.П., Соколова И.С.

ЛИНЕЙНАЯ КВАДРАТИЧНАЯ ЗАДАЧА С СИНГУЛЯРНОЙ ГАМИЛЬТОНОВОЙ МАТРИЦЕЙ

С использованием метода пространства состояний, приведено решение линейной квадратичной задачи с сингулярной Гамильтоновой матрицей...

Ivanov V.B., Petrov K.P., Sokolova I.S.

A LINEAR QUADRATIC PROBLEM WITH A SINGULAR HAMILTONIAN MATRIX

By using the state-space method, the solution of the linear quadratic problem with a singular Hamiltonian matrix is presented...

СТАТТІ, ЩО ВИКОНАНІ НЕ У ВІДПОВІДНОСТІ ДО НАВЕДЕНИХ ВИМОГ, НЕ РОЗГЛЯДАЮТЬСЯ.

Документи, подані до редакційної колегії, авторам не повертаються.

Редакційна колегія

Наукове видання

Науково-технічний журнал,
що видається два рази на рік

МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

2'2012

Технічний редактор к.т.н., доц. *Т. К. Пильова*

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації:
Серія КВ № 3648 від 27.01.1999 р.

Підп. до друку 23.11.2012 р. Формат 60x90 1/8. Папір офісний. Riso-друк.
Гарнітура Таймс Ум. друк. арк. 21,4 Наклад 300 прим. 1-й з-д 1-50.
Зам. № 329. Ціна договірна

Видавець і виготовлювач
Видавничий центр НТУ "ХПІ"
вул. Фрунзе, 21, м. Харків-2, 61002

Свідоцтво об'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.