

1`2017

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

MEXAHIKA TA МАШИНОБУДУВАННЯ

Науково-технічний журнал

1'2017

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:

д.т.н., проф. Д.О. Волонцевич

Заступники головного редактора:

д.т.н., проф. А.П. Марченко д.т.н., проф. М.А. Ткачук

Відповідальний секретар:

к.т.н., с.н.с. М.С. Ярмак

Члени редколегії:

д.т.н., проф. К.В. Аврамов д.т.н., проф. Д.В. Бреславський д.т.н., проф. Ю.М. Бусяк д.т.н., проф. В.В. Глєбов д.т.н., проф. В.В. Дущенко д.т.н., проф. С.М. Лавриненко д.т.н., проф. Г.І. Львов д.т.н., проф. О.К. Морачковський д.т.н., проф. М.А. Подригало д.т.н., проф. В.Б. Самородов

АДРЕСА РЕДАКЦІЇ:

61002 Харків-2, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ», каф. ІТС КГМ ім. О.О. Морозова Тел. (057) 707-63-55 E-mail: mech mb@meta.ua

3MICT	Стор
Волонцевич Д.О. К 90-летию ГП «ХКБМ» и 45-летию кафедры ИТС КГМ НТУ «ХПИ»	4
<u>Теоретична механіка</u>	
Ольшанський В.П., Бурлака В.В., Сліпченко М.В., Малець О.М. Про коливання істотно нелінійного ос- цилятора	6
Прикладна механіка	
Гращенков Г.П., Долженко И.Ю., Оксенич Н.В., Мельник С.А., Лебедев В.А., Волох М.Т. Воздействие температуры окружающей среды на скорость полета пули	15
<u>Динаміка та міцність машин</u>	
Воробъев Ю.С. Жондковски Р. Берлизова Т.Ю., Овчарова Н.Ю. Комплексный анализ термоупругого и вибрационного состояния монокристаллической лопатки с вихревой системой охлаждения	22
поверхности отклика в случае нелинейного поведения оптимизируемых конструкцій	32
Ткачук Н.А., Заворотный А.В., Грабовский А.В., Литвиненко А.В., Климов В.Ф., Богач А.С., Храмцова И.Я., Пархонюк И.П. Анализ чувствительности вибрационных характеристик бронекорпусов к изменению проектно-технологических параметров	38
Транспортне машинобудування	
Бобер А.В., Герасименко В.И., Жадан В.А., Зарянов В.А. Основы проектирования глушителей для	

систем выпуска.....

Транспортне машинобудування	Стор.
Возгрин Ю.В., Жадан В.А., Зарянов В.А., Крот С.Г., Кузьминский В. А., Лазурко А. В. Сравнительная оценка эффективности теплообмена в системе охлаждения при варьировании входных величин в широком рабочем диапазоне методами конечноэлементного моделирования	55
Волковой А.Н., Илларионов А.Н., Решетило В.И. Повышение обзорности для экипажа боевых машин	64
Глебов В.В., Климов В.Ф., Волосников С.А., Соболяк А.В. Оценка возможности применения на боевых гусеничных платформах гибридной электромеханической трансмиссии	69
Гречко И.Л., Костин Ю.Н., Даньшин Ю.А., Дураченко В.В., Афонский П.В. Анализ защищенности тан- ка БМ «ОПЛОТ»	78
Гужва Ю.М., Стримовский С.В., Безлепкин А.А., Ключка Р.В., Собко А.П. Особенности построения алгоритма управления направлением качения колес на четырехосной колесной машине с управляемыми колесами на передней и задней осях	83
Дущенко В.В., Маслієв А.О. Удосконалення конструкції шарніру із магнітореологічного еластоміру важеля керованої підвіски транспортного засобу	90
Кайдалов Р.О., Подригало М.А. Оцінка економії енергії гібридного автомобіля при сталому русі	98
Климов В.Ф., Глебов В.В., Колбасов А.Н., Михайлов В.В. Шипулин А.А. Защита силовых установок та- нков от поражения с верхней полусферы	106
Липовец В.В., Федоров А.В., Клименко И.В., Беспалов Р.И., Саенко Д.В., Поторока А.В. Повышение надежности работы трансмиссии бронетранспортера БТР-4Е за счет обеспечения смазки раздаточной коробки при движении задним ходом	112
Мормило Я.М., Бобер А.В., Крот С.Г., Лазурко А.В., Фолунин С.А., Кривохижа С.В. Анализ причин шума бронетранспортера БТР-4E и конструктивные методы по его снижению	117
Сакун О.В. Обгрунтування тактико-технічних характеристик вогнеметної установки до бойової вогнеметної машини	130
Слюсаренко Ю.А., Шигин Я.В. Анализ результатов гарантийной эксплуатации бронетранспортеров БТР-4E и машин на его базе в 2014 ÷ 2016 годах	139
Стримовский С.В. Выбор тягового электродвигателя для проектирования электрической трансмиссии на легкобронированные колесные военные машины	145
Хлань А.В., Малакей А.Н., Ткачук Н.А., Зарубина А.А., Грабовский А.В., Танченко А.Ю., Васильев А.Ю., Литвиненко А.В., Посохов В.В., Кохановская О.В., Набоков А.В. Проектно-технологически-производственное обеспечение тактико-технических характеристик боевых бронированных машин: подходы, модели и методы	156
Чепурной А.Д., Шейченко Р.И., Граборов Р.В., Ткачук Н.А., Бондаренко М.А., Грабовский А.В., Лунев Е.А., Ткачук А.В., Набоков А.В., Бондаренко Л.Н. Инновационный вагон-цистерна для перевозки легковесных химических продуктов	183
Управління в технічних системах	
Гужва Ю.М., Нефёдов А.В., Новокрещёнов А.А., Карпов Д.А. Особенности применения синхронного электропривода для тренажерных динамических платформ	196
Дудко В.В., Сергиенко А.А., Малеев И.Ю., Каторгин А.Н., Деев С.Г. Разработка измерительного прибора на основе датчиков с пассивным подмагничиванием для определения скорости полета пули стрелкового оружия	201
Nikonov O.J., Polosukhina T.O. Development of intelligent information and control technologies for efficiency upgrading of vehicle application.	206

Сіндєєв М.В., Параметричний синтез електрогідравлічної підвіски автомобіля з урахуванням нелінійних ланок

211

<u>Технологія машинобудування</u>	Стор.
Гайворонский А.А., Позняков В.Д., Клапатюк А.В., Денисенко А.М., Дураченко В.В., Костин Ю.Н. Образование холодных трещин в сварных соединениях броневых сталей высокой прочности и твердости отечественного и зарубежного производства	221
Гринь Л.А., Притула И.М., Дураченко В.В., Костин Ю.Н. Разработка пулестойких многослойных окон на основе сапфира для украинской бронетехники	228
Марченко А.П., Ткачук М.А., Соболь О.В., Посвятенко Е.К., Хлань О.В., Шейко О.І., Бабіч О.О., Фрід О.Ю., Погрібний М.А., Кравченко С.О. Інноваційні технології композиційного зміцнення поверхні елементів виробів для оборонної та енергетичної галузей	234
Позняков В.Д., Бабич А.А., Гайворонский А.А., Демченко Ю.В., Денисенко А.М., Ящук В.А., Дураченко В.В. Влияние низкотемпературного отпуска и ударной обработки на долговечность сварных соединений сталей марок 71 и НВ 500 МОД при изготовлении ЛБТ	247
Позняков В.Д., Гайворонский А.А., Костин В.А., Дураченко В.В., Костин Ю.Н. Особенности превращения аустенита и механические свойства металла в зоне термического влияния соединений броневой стали марки 71 при дуговой сварке	254
Позняков В.Д., Гайворонский А.А., Демченко Ю.В., Клапатюк А.В., Алимов А.Н., Костин Ю.Н. Свароч- но-технологические характеристики и механические свойства металла шва сварных соединений, вы- полненных проволоками ХОРДА 307 ТІ и СВ-08Х20Н9Г7Т	261
Расулов Н.М., Дамирова Г.В. Определение диаметра стержней под накатывание резьбы с применени- ем вероятностно-статистического метода	267
<u>До обговорення</u>	
Воронцов С.Н., Ярмак Н.С. Моделирование воздействия единичной возмущающей силы на колебания подрессоренной части корпуса гусеничной машины.	274
Літвінов О.В. Експериментальне оцінювання показників динаміки та опору руху спеціальної колісної техніки	278
Вимоги до статей	289

Видається за рішенням Вченої ради НТУ «ХПІ» (протокол M27 від 21.09.2017р.).

Механіка та машинобудування : наук.-техн. журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. - № 1. - 292 с.

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

© Національний технічний університет «ХПІ», 2017.

К 90-летию ГП «ХКБМ» и 45-летию кафедры ИТС КГМ НТУ «ХПИ»

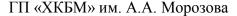
Так сложилось, что в городе Харькове в прошлом веке с относительно небольшой разницей для истории во времени были созданы два коллектива, ставшие впоследствии базовыми кирпичиками Великого украинского Танкограда.

Первым в 1927 году на Харьковском паровозостроительном заводе из числа конструкторов тракторного производства был создан новый коллектив — танковая конструкторская группа. С ростом и усложнением решаемых задач эта группа росла и преобразовывалась сначала в специализированный заводской отдел, а затем и в отдельную организацию — Государственное предприятие «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению» (ГП «ХКБМ»).

В свою очередь, Харьковский политех с момента своего основания был центром и технического образования и науки для огромного региона. Естественно, с течением времени менялись государства, правительства, партии, но потребность в разработке и производстве вооружения и военной техники была и остается насущной потребностью любой страны.

Поэтому использование научного потенциала ХПИ для решения проблем создававшейся в начале 20-х годов прошлого столетия бронетанковой отрасли было логичным и обоснованным. И поэтому, с усложнением бронетанковой техники росла потребность и в подготовке кадров, и во все более тесном сотрудничестве науки и производства. Это привело к созданию в структуре ХПИ сначала специальности, а затем в 1972 году и кафедры колесных и гусеничных машин.



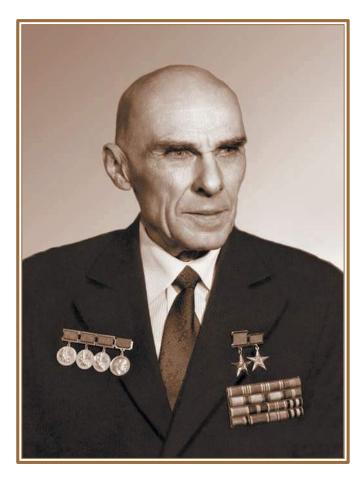




НТУ «ХПИ»

Наука в соединении с практикой — мощный инструмент созидания. Поэтому в той или иной степени, практически во всех основных разработках $\Gamma\Pi$ «ХКБМ» есть и доля политехников.

Следует отметить, что после своего зарождения советское танкостроение поначалу находилось в роли догоняющего, так как первые серийные разработки и боевое применение танков были реализованы англичанами и французами еще в самом начале прошлого века. Однако уже к 40-м годам советское танкостроение стало полностью конкурентоспособным на мировом рынке вооружений, а к 60-м годам — одним из мировых лидеров. Огромные усилия для этого рывка приложил выдающийся конструктор танков Александр Александрович Морозов, проработавший в ГП «ХКБМ» с конца 30-х годов до самой смерти в 1979 году и возглавлявший его с 1966 по 1976 год. Именно благодаря его инициативе и усилиям в 1972 году в ХПИ была создана кафедра «Колесные и гусеничные машины» для целевой подготовки инженеровтанкостроителей.



Морозов Александр Александрович

Поэтому оба сегодняшних коллектива-юбиляра гордо носят имя Александра Александровича Морозова, со дня рождения которого 16 октября 2017 года исполнилось уже 113 лет.

В этот юбилейный год со дня создания этих коллективов хотелось бы пожелать их сотрудникам и ветеранам здоровья, счастья, успехов в труде и личной жизни, а руководству нашей страны — уделять больше внимания и средств не только на поддержание, а и на развитие отечественного танкостроения!

ТЕОРЕТИЧНА МЕХАНІКА

УДК 634.1:539.3

Ольшанський В.П., д-р фіз.-мат. наук; Бурлака В.В., канд. техн. наук; Сліпченко М.В., канд. техн. наук; Малець О.М., аспірант

ПРО КОЛИВАННЯ ІСТОТНО НЕЛІНІЙНОГО ОСЦИЛЯТОРА

Постановка проблеми. Нелінійні механічні коливання з великими амплітудами можуть призвести до руйнування елементів конструкцій або передчасно порушити їх працездатність. Тому дослідження особливостей нелінійних коливань відноситься до актуальних задач. Їм присвячено багато публікацій, в тому числі за останні роки.

Огляд останніх публікацій. Значна частина їх увійшла до списків літератури монографічних видань [1, 2], де проведено також відповідні огляди літературних джерел. Тому є можливість ознайомитись з сучасним станом проблеми. Заслуговує уваги також літературний огляд [3], в якому надана інформація про дослідження нелінійних коливань осциляторів змінної маси.

Метою даної статті є спрощення розрахунку вільних коливань осцилятора зі степеневою нелінійністю п'ятого порядку та порівняння аналітичних розв'язків рівняння руху, виражених в спеціальних функціях.

Викладення основного матеріалу. Переміщення матеріальної точки масою m у часі t, під дією відновлюючої сили, описуємо диференціальним рівнянням:

Переміщення матеріальної точки масою m у часі t, під дією відновлюючої сили, описуємо диференціальним рівнянням:

$$m\ddot{x} + cx^5 = 0, \tag{1}$$

в якому c > 0 – характеризує жорсткість пружини осцилятора.

Розглянемо два варіанти початкових умов при t = 0:

a)
$$x(0) = -a, \dot{x}(0) = 0,$$

 δ) $x(0) = 0, \dot{x}(0) = v_0.$ (2)

Тут a початкове відхилення осцилятора вліво (проти вісі Ox) від положення рівноваги x=0, а υ_0 – початкова швидкість, надана зосередженій масі при x=0.

Перетворенням $\dot{x} = \upsilon$, $\ddot{x} = \upsilon \frac{d\upsilon}{dx}$ рівняння (1) зводимо до:

$$\upsilon d\upsilon = -\frac{c}{m}x^5 dx$$

і провівши інтегрування отримуємо:

$$\upsilon = \frac{dx}{dt} = \sqrt{c_1 - \frac{c}{3m}x^6}.$$
 (3)

© В.П. Ольшанський, 2017

1. Стала інтегрування c_1 для початкових умов a) в (2) приймає значення $c_1 = \frac{c}{3m} a^6$. Тому подальше інтегрування виразу (3) призводить до співвідношення:

$$\sqrt{\frac{c}{3m}}t = \int_{-a}^{x} \frac{dx}{\sqrt{a^6 - x^6}}.$$

Звідки, переходом до нової змінної інтегрування u = -x / a, одержуємо:

$$\omega t = \tau = \int_{-x/a}^{1} \frac{du}{\sqrt{1 - u^6}},\tag{4}$$

де
$$\omega = a^2 \sqrt{\frac{c}{3m}}$$
.

Вираз (4) дає можливість знайти період коливань осцилятора T, оскільки:

$$\frac{\omega T}{4} = I = \int_{0}^{1} \frac{du}{\sqrt{1 - u^{6}}}.$$

Цей інтеграл виражається через гама-функцію $\Gamma(z)$ по формулі [5]:

$$I = \sqrt[3]{2} \frac{\Gamma^2(7/6)}{\Gamma(4/3)} = \sqrt{\pi} \frac{\Gamma(7/6)}{\Gamma(2/3)}.$$

Враховуючи, що [5]: $\Gamma(2/3) \approx 1,354118$; $\Gamma(4/3) = 0,892980$; $\Gamma(7/6) = 0,92772$, знаходимо $I \approx 1,21433$. Тому:

$$T = \frac{4I}{\omega} \approx 8,41313\sqrt{\frac{m}{c}} \cdot \frac{1}{a^2}$$

що узгоджується з [6].

Період коливань обернено пропорційний квадрату початкового відхилення, тобто він зменшується зі збільшенням |a|, що властиво системам з жорсткою нелінійною характеристикою.

Інтеграл в правій частині в (4) виражається через неповний еліптичний інтеграл першого роду $F(\varphi,k)$. Згідно з [4]:

$$2\sqrt[4]{3}\tau = F(\varphi, k),$$

Причому:

$$k = \sin 15^{\circ}, \cos \varphi = \frac{\left(1 + \sqrt{3}\right)(x/a)^{2} - 1}{\left(\sqrt{3} - 1\right)(x/a)^{2} + 1} = \operatorname{cn}\left(2\sqrt[4]{3}\tau, k\right).$$
 (5)

Тут $\mathbf{cn}(2\sqrt[4]{3}\tau,k)$ еліптичний косинус [5, 7].

Із (5) випливає, що при $t \in [0;2I]$,

$$x = a \left[\frac{1 + \operatorname{cn}\left(2\sqrt[4]{3}\tau, k\right)}{\sqrt{3} + 1 - \left(\sqrt{3} - 1\right)\operatorname{cn}\left(2\sqrt[4]{3}\tau, k\right)} \right]^{1/2} \operatorname{sign}\left(\tau - I\right).$$
 (6)

Таким чином, розрахунок переміщень осцилятора x(t) пов'язаний з обчисленням значень еліптичного косинуса.

Таблиці неповного еліптичного інтеграла першого роду надруковані в [5] для проміжку $\tau \in [0;0,5I]$. Тому, щоб використати їх для обчислення значень еліптичного косинуса, слід прийняти до уваги його властивість:

$$\mathbf{cn}\left(2\sqrt[4]{3}\tau,k\right) = \begin{cases} -\mathbf{cn}\left(2\sqrt[4]{3}\left(I-\tau\right),k\right) & 0.5I \le \tau \le I\\ -\mathbf{cn}\left(2\sqrt[4]{3}\left(\tau-I\right),k\right) & npu \ I \le \tau \le 1.5I\\ -\mathbf{cn}\left(2\sqrt[4]{3}\left(2I-\tau\right),k\right) & 1.5I \le \tau \le 2I, \end{cases}$$

де $I \approx 1,21433$

Геометричним образом залежності (6) є графік на рис. 1, побудований у безрозмірних координатах τ , x/a. Для використання графіка у наближених розрахунках руху осцилятора треба парно продовжити його вправо від вертикалі $\tau = 2,4287$ до $\tau = 4,8573$, де x/a = -1, щоб охопити повний цикл коливань.

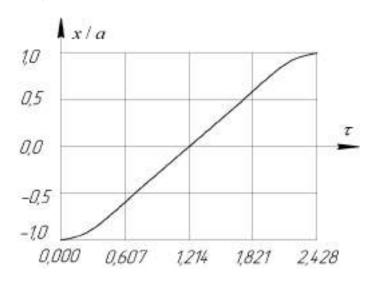


Рис. 1. До розрахунку коливань при $x(0) = -a, \dot{x}(0) = 0$

Залежність x/a від τ у середній частині графіка, де $|x|/a \le 0,7$, близька до лінійної. Це значить, що в указаній області рух осцилятора майже рівномірний, тобто відбувається з дуже малою зміною швидкості.

2. Далі розглянемо коливання осцилятора при початкових умовах б) в (2). Для цього варіанту початкових умов стала c_1 в (3) приймає значення $c_1 = v_0^2$. Тому при $v \ge 0$ маємо:

$$\upsilon = \frac{dx}{dt} = \sqrt{\upsilon_0^2 - \frac{c}{3m}x^6} = \sqrt{\frac{c}{3m}} \left(a_*^6 - x^6\right),\tag{7}$$

де
$$a_* = 6 \sqrt{\frac{3m}{c} v_0^2}$$
.

Для розрахунку руху на проміжку $x \in [0; a_*]$ інтегруванням (7) одержуємо вираз:

$$\sqrt{\frac{c}{3m}}t == \int_0^x \frac{dx}{\sqrt{a_*^6 - x^6}},$$

який, після переходу до нової змінної інтегрування $u = x / a_*$, набуває вигляд:

$$\omega_* t = \tau_* = \int_0^{x/a_*} \frac{du}{\sqrt{1 - u^6}}.$$
 (8)

Tyr
$$\omega_* = a_*^2 \sqrt{\frac{c}{3m}} = v_0^{2/3} \sqrt[6]{\frac{c}{3m}}$$
.

Оскільки виконується співвідношення

$$\int_{0}^{x/a_{*}} \frac{du}{\sqrt{1-u^{6}}} = \int_{0}^{1} \frac{du}{\sqrt{1-u^{6}}} - \int_{x/a}^{1} \frac{du}{\sqrt{1-u^{6}}} = I - \frac{1}{2\sqrt[4]{3}} F(\varphi_{*}, k) = \tau_{*},$$

де
$$k = \sin 15^{\circ}$$
, $\cos \varphi_* = \frac{\left(\sqrt{3} + 1\right)\left(x / a_*\right)^2 - 1}{\left(\sqrt{3} - 1\right)\left(x / a_*\right)^2 + 1} = \operatorname{cn}\left(2\sqrt[4]{3}\left(I - \tau_*\right), k\right)$, то при $\tau_* \in [0; 2I]$:

$$x = a_* \left[\frac{1 + cn(2\sqrt[4]{3} | I - \tau_*|, k)}{\sqrt{3} + 1 - (\sqrt{3} - 1)cn(2\sqrt[4]{3} | I - \tau_*|, k)} \right]^{1/2}.$$
 (9)

Щоб проводити розрахунок по формулі (9) з використанням таблиці з [5, с. 101], треба враховувати наступну властивість еліптичного косинуса:

$$\mathbf{cn}\left(2\sqrt[4]{3}|I-\tau_{*}|,k\right) = \begin{cases} -\mathbf{cn}\left(2\sqrt[4]{3}\tau_{*},k\right) & 0 \le \tau_{*} \le 0,5I \\ -\mathbf{cn}\left(2\sqrt[4]{3}|I-\tau_{*}|,k\right) & npu \ 0,5I \le \tau_{*} \le 1,5I \\ -\mathbf{cn}\left(2\sqrt[4]{3}\left(2I-\tau_{*}\right),k\right) & 1,5I \le \tau_{*} \le 2I. \end{cases}$$

Поклавши в (8) $t = T_* / 4$, $x = a_*$, обчислюємо період коливань:

$$T_* = \frac{4I}{\omega_*} \approx 5,83334 \cdot 6 \sqrt{\frac{m}{c}} \upsilon_0^{-2/3}.$$

Як бачимо, зі зростанням початкової швидкості зменшується період коливань, що не властиво лінійним системам.

Геометричним образом залежності (9) є графік на рис. 2, побудований у безрозмірних координатах τ_* , x/a_* . Для використання його у наближених розрахунках руху осцилятора треба непарно продовжити графік вправо від вертикалі $\tau_*=2,4287\,$ до $\tau_*=4,8573\,$, де $x/a_*=0\,$, тобто закінчується перший цикл коливань.

На початку і в кінці графіка, де $x \le 0,7a_*$, залежність x/a_* від τ_* майже прямолінійна, тобто рух осцилятора дуже близький до рівномірного руху.

Використовуючи розробки Львівської школи в теорії Ateb-функцій [8-11], розв'язки (6) і (9) можна подати в більш компактній формі.

Згідно з [11] нижня межа інтеграла

$$\frac{\nu+1}{2} \int_{0 \le \zeta \le 1}^{1} \frac{du}{\left(1-u^{\nu+1}\right)^{n/(n+1)}} = q \tag{10}$$

виражається через Ateb-косинус по формулі:

$$\zeta = \mathbf{Ca}(v,n,q).$$

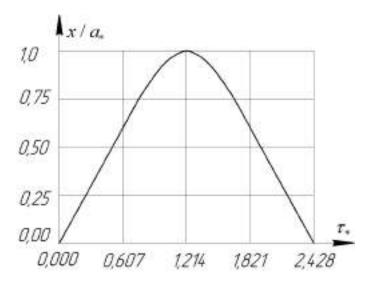


Рис. 2. До розрахунку коливань при x(0) = 0, $\dot{x}(0) = \upsilon_0$

Вираз (10) переходить в (4), коли $\nu = 5$, n = 1, $q = 3\tau$, $\zeta = -x/a$. Тому, використовуючи введену функцію, замість (6), одержуємо:

$$x = a \cdot \mathbf{Ca}(5,1,3\tau) \operatorname{sign}(\tau - I). \tag{11}$$

Верхня межа інтегрування ζ в квадратурі

$$\frac{\nu+1}{2} \int_{0}^{0 \le \zeta \le 1} \frac{du}{\left(1-u^{\nu+1}\right)^{n/(n+1)}} \tag{12}$$

називається Аteb-синусом, що позначають:

$$\zeta = \mathbf{Sa}(v,n,q).$$

Вираз (12) переходить в (8), коли $\nu = 5$, n = 1, $q = 3\tau_*$, $\zeta = x / a_*$. Тому формулу (9) можна замінити на:

$$x = a \cdot \mathbf{Sa}(5,1,3\tau_*). \tag{13}$$

3 метою спрощення використання розв'язків (11) і (13) у практичних розрахунках далі наводимо таблицю задіяних тут періодичних Ateb-функцій.

Крім табл. 1, у наближених обчисленнях значень Ateb-функцій можна також використовувати апроксимацію:

$$\mathbf{Sa}(5,1,3\eta) \approx \begin{cases} \eta & 0 \le \eta < 0,6 \\ 0,085 + 0,87\eta & npu \ 0,7 \le \eta \le 0,9 \\ 1 - 1,336(1,214 - \eta)^2 & 0,9 < \eta \le 1,124. \end{cases}$$
(14)

При цьому треба врахувати, що:

$$Ca(5,1,3(I-\eta)) = Sa(5,1,3\eta)$$
.

Похибка апроксимації (14) менша 1,5 %. Щоб переконатись у вказаній точності формули (14), в табл. 2 наводимо обчислені по ній наближені значення $\mathbf{Sa}(5,1,3\eta)$, які мало відрізняться від значень у табл. 1.

Розглянемо приклади розрахунків.

Приклад 1. Нехай параметри осцилятора такі, що $\tau=0,5$. Тоді $2\sqrt[4]{3}\tau\approx1,3161$. В таблиці [5] для цього значення еліптичного інтеграла $\phi\approx74,4^\circ$. Отже $\mathbf{cn}\left(2\sqrt[4]{3}\tau,\sin15^\circ\right)\approx\cos74,4^\circ\approx0,2689$. Подальший розрахунок по формулі (6) дає x/a=-0,707 . Якщо користуватись розв'язком (11) і таблицею Аteb-функцій, то $x/a\approx-0,708$, тобто маємо гарну узгодженість результатів.

Таблиця 1

Значення переодичних Ateb-функцій

η	$Sa(5,1,3\eta)$	$Ca(5,1,3\eta)$	η	Sa (5,1,3 η)	$Ca(5,1,3\eta)$
0,00	0,000	1,000	0,65	0,647	0,563
0,05	0,050	0,996	0,70	0,694	0,514
0,10	0,100	0,985	0,75	0,741	0,464
0,15	0,150	0,967	0,80	0,785	0,414
0,20	0,200	0,943	0,85	0,828	0,364
0,25	0,250	0,913	0,90	0,867	0,314
0,30	0,300	0,878	0,95	0,908	0,264
0,35	0,350	0,840	1,00	0,935	0,214
0,40	0,400	0,798	1,05	0,961	0,164
0,45	0,450	0,754	1,10	0,981	0,114
0,50	0,499	0,708	1,15	0,994	0,064
0,55	0,549	0,660	1,214	1,000	0,000
0,60	0,598	0,612	-	-	-

 $ag{Taблиця 2}$ Апроксимовані значення $\mathbf{Sa}(3,1,2\eta)$

η	0,00	0,70	0,80	0,90	1,00	1,101	1,214
Sa (5,1,3 η)	0,000	0,694	0,781	0,868	0,939	0,983	1,000

Приклад 2. Обчислимо двома способами x/a коли $\tau=0,9$. Це значення τ попадає в проміжок $\tau\in[0,5I;I]$, тому $\mathbf{cn}\left(2\sqrt[4]{3}\tau,k\right)=-\mathbf{cn}\left(2\sqrt[4]{3}\left(I-\tau\right),k\right)$. Оскільки $\mathbf{cn}\left(2\sqrt[4]{3}\left(I-\tau\right),k\right)\approx0,8274$, то для нього в таблиці [5, с. 101], методом лінійної інтерполяції, знаходимо $\varphi\approx47,08^\circ$. Отже $\mathbf{cn}\left(2\sqrt[4]{3}\tau,k\right)=-\mathbf{cos}\,\varphi\approx-0,681$. Для цього значення еліптичного косинуса по формулі (6) одержуємо $x/a\approx-0,314$. Розрахунок по формулі (11), з використанням таблиці Ateb-косинуса, дає $x/a\approx-0,314$, що збігається з попередніми результатами.

Приклад 3. Знайдемо відносне переміщення осцилятора в момент часу, $\tau_* = 0,8$, спричинене початковим імпульсом. Для заданого τ_* маємо $2\sqrt[4]{3}(I-\tau_*)\approx 1,0906 = F\left(\varphi,\sin 15^\circ\right)$. По таблиці [5] знаходимо, цьому значенню еліптичного інтеграла відповідає $\varphi\approx 61,8^\circ$. Далі за формулою (9) отримуємо $x/a_*\approx 0,785$, що добре узгоджується з попереднім результатом.

Отже, при розрахунках переміщень осцилятора можна використовувати таблицю неповного еліптично інтеграла першого роду або складену таблицю періодичних Ateb-функцій.

Порівняння розв'язків (6) і (11) та (9) і (13) показує, що задіяні тут періодичні Аteb-функції пов'язані з еліптичним косинусом Якобі, а саме:

$$\mathbf{Ca}(5,1,3\eta) = \left[\frac{1 + \mathbf{cn}\left(2\sqrt[4]{3}\eta, \mathbf{sin}15^{\circ}\right)}{\sqrt{3} + 1 - \left(\sqrt{3} - 1\right)\mathbf{cn}\left(2\sqrt[4]{3}\eta, \mathbf{sin}15^{\circ}\right)}\right]^{1/2};$$

$$\mathbf{Sa}(5,1,3\eta) = \left[\frac{1 + \mathbf{cn}(2\sqrt[4]{3}|I - \eta|, \mathbf{sin}15^{\circ})}{\sqrt{3} + 1 - (\sqrt{3} - 1)\mathbf{cn}(2\sqrt[4]{3}|I - \eta|, \mathbf{sin}15^{\circ})} \right]^{1/2},$$

де, як і раніше $I \approx 1,21433$.

Висновки. 1. Встановлено існування і побудовано дві форми аналітичного розв'язку нелінійного диференціального рівняння руху осцилятора. У першій формі задіяно еліптичний косинус якості, а в другій – періодичні Ateb-функції.

- 2. Визначено розмір окола, біля положення рівноваги осцилятора, де з похибкою до одного відсотка рух осцилятора можна вважати рівномірним.
- 3. Виведено кількісні залежності періода коливань осцилятора від значень його жорсткості та маси, а також від значень початкового відхилення і початкової швидкості.

Література: 1. Аврамов К.В. Нелинейная динамика упругих систем Т.1. Модели, методы, явления / К.В. Аврамов, Ю.В. Михлин – Москва-Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2010. – 704 с. 2. Пукач П.Я. Якісні методи дослідження нелінійних коливальних систем / П.Я. Пукач — Львів: Львівська політехніка, 2014. - 288 c. 3. Cveticanin L. A review on dynamics of mass variable system / L. Cveticanin // Journal of the Serbian society for computational mechanics. – 2012. – Vol. 6, №1. – Р. 56-74. **4.** Прудников А.П. Интегралы и ряды / А.П. Прудников, Ю.А. Брычков, О.И. Маричев // Элементарные функции. – М.: Наука, 1981. – 800с. 5. Янке Е. Специальные функции / Е. Янке, Ф. Эмде, Ф. Леш – М.: Наука, 1977. – 344с. **6.** Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я.Г. Пановко – Л. Машиностроение, 1976. – 320 с. 7. Абрамовиц А. Справочник по специальным функциям (с формулами, графиками и математическими таблицам) / А. Абрамовиц, И. Стиган – М.: Наука, 1979. – 832 с. **8.** Сеник П.М. Про Аteb-функції / П.М. Сенник // Доповіді АН УРСР, сер. А. — 1968. — № 1. — С. 23-27. **9.** Возний А.М. Застосування Ateb-функцій для побудови розв'язку одного класу істотно нелінійних диференціальних рівнянь / А.М. Возний // Доповіді АН УРСР, сер. А. — 1970. — № 9. — С. 971-974. 10. Сокіл Б.І. Про застосування Аteb-функцій для побудови розв'язків деяких рівнянь, які описують нелінійні коливання одновимірних середовищ / Б.І. Сокіл // Доповіді Національної академії наук України. — 1997. — № 1. — С. 55-58. **11.** Грицик В.В. Математичні моделі алгоритмів і реалізація Ateb-функції / В.В. Грицик, М.А. Назаркевич // Доповіді Національної академії наук України, *2007, № 12. –C. 37-42.*

Bibliography (transliterated): 1. Avramov K.V. Nelinejnaja dinamika uprugih sistem T.1. Modeli, metody, javlenija [Nonlinear dynamics of elastic systems T.1. Models, methods, phenomena] /

<u>Теоретична механіка</u>

K.V. Avramov, Ju.V. Mihlin – Moskva-Izhevsk: Institut komp'juternyh issledovanij, 2010. – 704 s. 2. Pukach P.Ya. Yakisni metody doslidzhennya neliniynykh kolyval'nykh system [Qualitative methods of nonlinear vibration systems] / P.Ya. Pukach -L'viv: L'vivs'ka politekhnika, 2014. - 288 s. 3. Cveticanin L. A review on dynamics of mass variable system / L. Cveticanin // Journal of the Serbian society for computational mechanics. -2012. - Vol. 6, No. 1. -P. 56-74. 4. Prudnikov A.P. Integraly i rjady [Integrals and series] / A.P. Prudnikov, Ju.A. Brychkov, O.I. Marichev // Jelementarnye funkcii. – M.: Nauka, 1981. – 800s. **5.** Janke E. Special'nye funkcii [Special Features]/ E. Janke, F. Jemde, F. Lesh – M.: Nauka, 1977. – 344s. 6. Panovko Ja.G. Osnovy prikladnoj teorii kolebanij i udara [Fundamentals of applied theory of oscillations and shock]/ Ja.G. Panovko – L. *Mashinostroenie*, 1976. – 320 s. 7. *Abramovic A. Spravochnik po special'nym funkcijam (s formulami,* grafikami i matematicheskimi tablicam) [Handbook of special functions (with formulas, graphs and mathematical tables)] / A. Abramovic, I. Stigan – M.: Nauka, 1979. – 832 s. 8. Senyk P.M. Pro Atebfunktsiyi [About Ateb-function] / P.M. Sennyk // Dopovidi AN URSR, ser. A. -1968. -#1. -S. 23-27. 9. Voznyy A.M. Zastosuvannya Ateb-funktsiy dlya pobudovy rozv"yazku odnoho klasu istotno neliniynykh dyferentsial'nykh rivnyan' [Application Ateb-function solution for building a class of essentially nonlinear differential equations] / A.M. Voznyy // Dopovidi AN URSR, ser. A. – 1970. – # 9. – S. 971-974. 10. Sokil B.I. Pro zastosuvannya Ateb-funktsiy dlya pobudovy rozv"yazkiv deyakykh rivnyan', yaki opysuyut' neliniyni kolyvannya odnovymirnykh seredovyshch [About Ateb-use features for building solutions of some equations describing nonlinear oscillations of one-dimensional environments]/ B.I. Sokil // Dopovidi Natsional'noyi akademiyi nauk Ukrayiny. – 1997. – # 1. – S. 55-58. 11. Hrytsyk V.V. Matematychni modeli alhorytmiy i realizatsiya Ateb-funktsiyi [Mathematical models and algorithms implementation Ateb-function] / V.V. Hrytsyk, M.A. Nazarkevych // Dopovidi Natsional'noyi akademiyi nauk Ukrayiny, 2007, #12. –S. 37-42.

Ольшанський В.П., Бурлака В.В., Сліпченко М.В., Малец О.М. ПРО КОЛИВАННЯ СУТТЄВО НЕЛІНІЙНОГО ОСЦИЛЯТОРА

Розглянуто вільні коливання істотно нелінійного осцилятора в припущенні, що сила пружності пропорційна п'ятому ступеню деформації його пружини. Отримано дві форми аналітичного рішення нелінійного диференціального рівняння, що описують рух осцилятора з використанням відомих таблиць неповного еліптичного інтеграла першого роду і складеної таблиці періодичних Ateb-функції.

Ольшанский В.П., Бурлака В.В., Слипченко М.В., Малец О.Н. О КОЛЕБАНИЯХ СУЩЕСТВЕННО НЕЛИНЕЙНОГО ОСЦИЛЛЯТОРА

Рассмотрены свободные колебания существенно нелинейного осциллятора в предположении, что сила упругости пропорциональна пятой степени деформации его пружины. Получены две формы аналитического решения нелинейного дифференциального уравнения, описывающего движение осциллятора с использованием известных таблиц неполного эллиптического интеграла первого рода и составленной таблицы периодических Ateb-функции.

V. Olshanskiy, V. Burlaka, M. Slipchenko, O. Malec

ABOUT OSCILLATIONS OF A ESSENTIALLY NON-LINEAR OSCILLATOR

Free oscillations of an essentially nonlinear oscillator are considered under the assumption that the elastic force is proportional to the fifth degree of deformation of its spring. Two forms of the analytical solution of the nonlinear differential equation that describe the motion of the oscillator in time using known tables of an incomplete elliptic integral of the first kind and using a compiled table of periodic Ateb-functions are obtained.

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

УДК 623.522.4/.6

Гращенков Г.П., Долженко И.Ю., к.т.н.; Оксенич Н.В., Мельник С.А., Лебедев В.А., Волох M.T.

ВОЗДЕЙСТВИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ НА СКОРОСТЬ ПОЛЕТА ПУЛИ

Постановка и актуальность задачи. В настоящее время, легкобронированная техника используется в локальных конфликтах, проходящих преимущественно в странах жарким Повышенная температура влияет климатом. на внешнебаллистические характеристики боеприпасов, a следовательно, на бронепробиваемость.

В связи с этим, представляет интерес рассмотреть воздействие температуры воздуха на скорость полета пули.

Задача определения воздействия температуры на скорость полета пули актуальна тем, что, оценив это влияние, в конечном итоге можно говорить о способности пробития пулей различных видов целей.

Температура влияет и на процесс горения порохового заряда в стволе оружия. Как известно, с повышением температуры скорость горения порохового заряда увеличивается, так как уменьшается расход тепла, необходимый для нагревания и воспламенения пороховых зерен. Следовательно, чем ниже температура воздуха, тем медленнее идет процесс нарастания давления газов. В результате уменьшается и начальная скорость пули.

Установлено, что изменение температуры воздуха на 1°С изменяет начальную скорость на 1 м/сек. Значительные температурные колебания между летом и зимой приводят к изменениям начальной скорости в пределах 50-60 м/сек.

В данной статье рассмотрен фактор влияния температуры окружающей среды на скорость полета пули калибра 12,7 мм.

При повышении температуры плотность воздуха уменьшается, а вследствие этого уменьшается сила сопротивления воздуха и увеличивается дальность полета пули. Чем ниже температура воздуха, тем больше его плотность. Пуля, летящая в более плотном воздухе, на своем пути встречает большое количество его частиц, поэтому и быстрее теряет начальную скорость. Следовательно, при низкой температуре дальность стрельбы уменьшается.

Государственное предприятие «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению имени А.А. Морозова» провело испытания по баллистическому отстрелу броневой преграды. В испытаниях использовался пулемет НСВТ-12,7 и боеприпасы калибра 12,7 мм с пулей Б-32 (Рис.1) одной партии изготовления У12-74-3, которые предохранялись от прямого воздействия солнечных лучей и выдержанные при одинаковых условиях хранения. Характеристики 12,7-мм патрона с бронебойно-зажигательной пулей Б-32 приведены в таблицах 1 и 2 [3].

Таблица 1

Характеристика патрона

жириктернетики питропи					
Калибр, мм	12,7×108				
Длина патрона, мм	145,7147,0				
Масса патрона, г	128,5137,4				

© Г.П. Гращенков, 2017

Характеристика пули

Тип пули	оболочечная					
Длина пули, мм	62,663,5					
Масса пули, г	47,449,5					



Рис. 1. 12,7-мм патроны с бронебойно-зажигательной пулей «Б-32»

Для измерения начальной скорости полета пули использовался поверенный измерительный комплекс оптоэлектронный ИБХ-731/3, погрешность измерения 0.5% на $1000\,$ м/с. Температура окружающего воздуха измерялась с помощью ртутного термометра ТЛ-2, диапазон измерений от минус 30° С до плюс 70° С, погрешность измерения $\pm 0.2^{\circ}$ С, цена деления 1° С (рис. 2).



Рис. 2. Аналогово-регистрационный блок оптоэлектронного комплекса ИБХ-731/3

Цель статьи. Оценка влияния температуры воздуха окружающей среды на скорость полета пули с целью внесения корректировок в стрельбе при температурах, отличающихся от нормальных условий (15°C) .

Основная часть. Стрельбовые испытания проводились при различной температуре окружающего воздуха. Перед стрельбой, на измерение начальной скорости пули, выполняли 3...5 прогревных выстрела, для лучшей работы автоматики пулемета HCBT-12,7 и прогрева канала ствола.

Прикладна механіка

Результаты определения средней скорости пули при различных температурах окружающего воздуха приведены в таблице 3, а зависимость начальных скоростей пуль калибра 12,7 мм от температуры окружающего воздуха, приведена на рисунке 3:

Начальные скорости пули при различных температурах воздуха.

Таблица 3

t=3	64°C	t=2	8°C	t = 3	8°C	t = MHH	ryc 2°C
V ₁ , м/c	846	V ₁ , м/с	830	V ₁ , м/с	819	V ₁ , м/с	817
V ₂ , м/c	852	V ₂ , M/c	830	V ₂ , м/c	822	V ₂ , м/c	821
V ₃ , м/c	855	V ₃ , м/c	836	V ₃ , м/c	832	V ₃ , м/c	816
V ₄ , м/c	845	V ₄ , м/c	829	V ₄ , _M /c	826	V ₄ , м/c	812
V ₅ , м/c	854	V ₅ , м/c	838	V ₅ , м/c	834	V ₅ , м/c	820
V_{CP} , M/c	850,4	V_{CP} , M/c	832,6	V_{CP} , M/c	826,6	V_{CP} , M/c	817,2

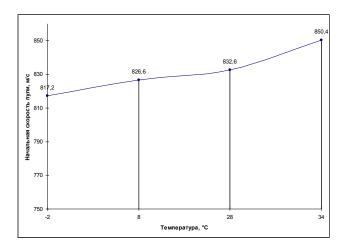


Рис. 3. Зависимость начальной скорости пули калибра 12,7 мм от температуры

В результате эксперимента видно, что при превышении нормальных условий (выше 15° C), разность средних скоростей составила 17.8 м/с, при разности температур 6° C. А эта разность при температурах ниже нормальных условий, составила 9.4 м/с и 10° C соответственно.

Таким образом, на практике для патронов калибра 12,7 мм с пулей Б-32 с увеличением температуры окружающей среды на 1°C, относительно нормальных условий (15°C), начальная скорость пули изменяется на 2,97 м/с. Для температур ниже нормальных условий – начальная скорость изменяется на 0,94 м/с.

При температурах, превышающих нормальные условия (15°C), увеличивается начальная скорость пули, что приводит к увеличению кинетической энергии и как следствие - бронепробития.

Зная массу пули и ее начальную скорость можно рассчитать кинетическую энергию пули на срезе ствола для температур выше и ниже нормальных условий по формуле:

$$E = \frac{m \cdot V^2}{2},$$

где m — масса пули, кг, V — начальная скорость пули, м/с. Для температур выше нормальных условий:

$$E_{34} = \frac{m \cdot V_{\tilde{N}D}^{2}}{2} = \frac{0,04845 \cdot 850,4^{2}}{2} = 17,519 (кДж);$$

$$E_{28} = \frac{m \cdot V_{\tilde{N}D}^2}{2} = \frac{0,04845 \cdot 832,6^2}{2} = 16,793$$
 (кДж).

Для температур ниже нормальных условий:

$$E_8 = \frac{m \cdot V_{\tilde{N}D}^2}{2} = \frac{0,04845 \cdot 826,6^2}{2} = 16,552 \text{ (кДж)};$$

$$E_{-2} = \frac{m \cdot V_{\tilde{N}D}^{2}}{2} = \frac{0,04845 \cdot 817,2^{2}}{2} = 16,178$$
 (кДж).

Из расчетов видно, что при увеличении температуры от минус 2°C до 34°C кинетическая энергия пули на срезе ствола увеличилась на 7,65 %.

На основании полученных данных можно построить зависимость кинетической энергии пули от температуры окружающей среды, приведенной на рисунке 4.

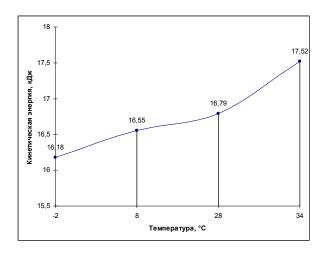


Рис. 4. Зависимость кинетической энергии пули калибра 12,7 мм от температуры

В качестве примера оценим возможность пробития брони высокой твердости толщиной S=15 мм при стрельбе из пулемета HCBT d=12,7 мм пулями E=32 на реальную дальность (расстояние -600 м), под углом встречи $\alpha=25^{\circ}$, который может соответствовать углу броневых листов для легкобронированной технике, при разных температурах. Масса пули $m_n=48,5$ г, высота оживальной части пули h=33,3 мм. Масса сердечника $m_c=29$ г, диаметр сердечника $d_c=10,9$ мм [2]:

- а) для скорости 850,4 м/с при температуре 34°С;
- б) для скорости 832,6 м/с при температуре 28°С;
- в) для скорости 826,6 м/с при температуре 8°C;
- г) для скорости 817,2 м/с при температуре минус 2°С.

Прикладна механіка

Для определения скорости пули на дистанции 600 м необходимо определить коэффициент формы i и баллистический коэффициент C.

Коэффициент формы i зависит от формы и размеров фигур, составляющих пулю, её начальной скорости и дальности стрельбы:

$$i = 1,1-0,343 \cdot \frac{h}{d} + 0,042 \cdot (\frac{h}{d})^2$$
 (по закону Сиаччи),

где h-высота оживальной части пули, мм; а d-диаметр пули, мм:

$$i = 1,1-0,343 \cdot \frac{33,3}{12,7} + 0,042 \cdot (\frac{33,3}{12,7})^2 = 0,49$$
.

Рассчитываем баллистический коэффициент, который учитывает тормозящее действие силы сопротивления воздуха на летящую пулю:

$$C = \frac{i \cdot d^2}{q_r},$$

где d – калибр пули, мм; q_i – вес пули, г; i – коэффициент формы пули:

$$C = \frac{0.49 \cdot 12.7^2 \cdot 10^{-6}}{48.5 \cdot 10^{-3}} \cdot 10^3 = 1.63.$$

Основное баллистическое уравнение имеет вид:

$$C \cdot X = D(V_c) - D(V_0),$$

где C – баллистический коэффициент, X – дальность полета снаряда, $D(V_c)$ и $D(V_0)$ – функции скорости, определяемые по таблицам внешнебаллистических расчетов.

Из этого уравнения мы можем рассчитать скорость у цели:

$$D(V_c) = C \cdot X + D(V_0).$$

Скорость пули у цели V_c определяется исходя из функции скорости $\mathrm{D}(\mathrm{V_c})$ по таблицам Сиаччи.

Чтобы оценить стойкость брони необходимо знать скорость, при которой возможно сквозное пробитие. Скорость рассчитываем по известной эмпирической формуле Жакоб де Мара:

$$V_{\Pi C\Pi} = K \cdot \frac{d_{cp\delta}^{0.75} \cdot S^{0.7}}{q_{cp\delta}^{0.5} \cdot \cos \alpha} \text{ (m/c)},$$

где K – коэффициент, характеризующий уровень прочности брони, K = 1600...1800 – для брони низкой твердости; K = 1800...2000 – для брони средней твердости;

K=2000...2200 — для брони высокой твердости; $d_{cp\partial}$ — диаметр сердечника, дм; S — толщина брони, дм; $q_{cp\partial}$ — вес сердечника, кг; α — угол встречи (угол между нормалью к поверхности брони и вектором скорости пули) [2].

Подставив в формулу Жакоб де Мара данные, определим скорость, при которой возможно сквозное пробитие брони толщиной 15 мм, высокой твердости [2]:

$$V_{\tilde{I}\tilde{N}\tilde{I}} = 2200 \cdot \frac{(0,109)^{0,75} \cdot (0,15)^{0,7}}{(0,029)^{0,5} \cdot 0,9} = 716,6 \text{ (m/c)}.$$

Следовательно, необходимо сравнить скорость у цели со скоростью, при которой возможно сквозное пробитие брони.

Воспользовавшись выше изложенным, рассчитаем возможность пробития брони при следующих температурах: минус 2° C, 8° C, 28° C и 34° C.

Определяя функции скорости у цели по таблицам внешнебаллистических расчетов [2], получаем:

$$D(V_{c34}) = 1,63 \cdot 600 + 6820 = 978 + 6824 = 7802,$$

 $D(V_{c28}) = 1,63 \cdot 600 + 6980 = 978 + 6970 = 7948,$
 $D(V_{\tilde{n}8}) = 1,63 \cdot 600 + 7023 = 978 + 7023 = 8001,$
 $D(V_{c-2}) = 1,63 \cdot 600 + 7106 = 978 + 7106 = 8084.$

Находим скорость пули у цели исходя из определенных функций скорости по таблицам внешнебаллистических расчетов:

$$V_{c34} = 740,6 \text{ m/c}; \ V_{c28} = 725,1 \text{ m/c}, \ V_{c8} = 719,5 \text{ m/c}, \ V_{c-2} = 710,8 \text{ m/c}.$$

При температурах 8°C, 28°C и 34°C скорость у цели больше: V_{c8} = 719,5 м/с > $V_{\~I\~N\~I}$, V_{c28} = 725,1 м/с > $V_{\~I\~N\~I}$, V_{c34} = 740,6 м/с > $V_{\~I\~N\~I}$, следовательно броня будет пробита, тогда как при температуре минус 2°C скорость составляет V_{c-2} = 710,8 м/с < $V_{\~I\~N\~I}$, т.е. пробития не будет.

В рассматриваемом случае приводится расчет для брони, использованной в открытой литературе [2], которая может использоваться на легкобронированной технике или применяться для огневых точек.

Выводы. В результате исследования получено, что при температурах превышающих нормальные условия (15°C), увеличивается начальная скорость пули калибра 12,7 мм. Как следствие, увеличивается кинетическая энергия и скорость пули у цели, что влияет на бронепробитие.

Поэтому, при использовании бронетехники в странах с жарким климатом, необходимо учитывать высокую температуру окружающей среды, которая влияет на увеличение дистанции, с которой может быть поражена техника.

При температурах ниже нормальных условий, тем более при очень низких, необходимо вводить поправку на сокращение дистанции, с которой может быть поражена цель.

Из вышеизложенных расчетов видно, что изменение начальной скорости (по отношению к табличной) и как следствие скорости у цели, приводит к сокращению

Прикладна механіка

дистанции на (4...8,5)% для условий ниже нормальных (в зависимости от температуры окружающей среды).

Литература: 1. Наставление по стрелковому делу. Основы стрельбы из стрелкового оружия. // Москва. Военное издательство. 1970 г. – 176 с. 2. Данилин Г.А. Основы проектирования патронов к стрелковому оружию. Учебник. / Г.А. Данилин, В.П. Огородников, A.Б. Заволокин // Балт. гос. техн. ун-т. СПб., $2005 \ \emph{г.} - 375 \ \emph{c.}$ 3. Коломийцев $\emph{A.B.}$ Справочное пособие по патронам. / А.В. Коломийцев, С.Н. Ларьков, И.С. Собкарь // Харьков: «Обериг», 2008 г. – 528 с. 4. Федосеев С.Л. Боевые машины пехоты: Иллюстрированный справочник. / С.Л. Федосеев. // Москва, ельство ACT», 2001. — 352 с.: ил. — (Военная техника). **5.** Отчет №30/21-ГП «ХКБМ» от 30.07.2015г. Результаты испытаний пулевым обстрелом макетных образцов (макетов БПИ), сваренных из броневых сталей: марки «Protection 500» производства финской компании «Miilux Ltd.», марки «Armsta/500» производства бельгийской фирмы «NLMK Clabecq» и марки 71 производства украинской корпорации «ИСД». // Харьков. ГП «ХКБМ», 2015г. **6.** Отчет №32/21-ГП «ХКБМ» от 30.07.15 г. Результаты испытаний пулевым обстрелом карт, вырезанных из листов стали марки Protection 500, изготовленной металлургической компанией Miilux Ltd., Финляндия и стали марки HB500MOD (Quardian 500), изготовленной металлургической компанией NLMK Clabecq, Бельгия. // Харьков. ГП «ХКБМ», 2015г.

Bibliography (transliterated) 1. Instruction on small business. The basics of shooting from small arms. // Moscow. Military publishing house. 1970 – 176 p. 2. Danilin G. A. bases of design of ammunition for small arms. Tutorial. G. A. Danilin, V. P. Ogorodnikov, B. A. Zavolokin // Balt. GOS. tehn. Univ. of Illinois St. Petersburg, 2005 – 375 p 3. Kolomiytsev A. V. Handbook of ammo. / V. A. Kolomiytsev, S. N. Stalls, I. S. Abkar // Kharkiv: "Oberig", 2008. – 528 p. 4. Fedoseev S. L. infantry Fighting vehicles: an Illustrated Handbook. / S. L. Fedoseev. // Moscow, Elista AST", 2001. – 352 s.: Il. – (Military equipment). 5. Report No. 30/21-SE 'KMDB' from 30.07.15 G. test Results of a bullet firing prototypes (mock-UPS BPI), welding of armour steels: grades of "Protection 500" producedby the Finnish company "Millux Ltd.", brand "Armsta/500" produced by Belgian company "NLMK Clabecq" and type 71 of production of the Ukrainian Corporation "ISD". // Kharkov. SE "KMDB", 2015. 6. Report No. 32/21-SE 'KMDB' from 30.07.15 G. test Results of bullet fire cards cut from sheets of steel brand Protection 500, manufactured iron and steel company Millux Ltd., Finland and the steel grade HB500MOD (Quardian 500), manufactured iron and steel company NLMK Clabecq, Belgium. // Kharkov. SE "KMDB", 2015.

Гращенков Г.П., Долженко І.Ю., Оксенич М.В., Мельник С.О., Лебедєв В.А., Волох М.Т.

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА НА ШВИДКІСТЬ ПОЛЬОТУ КУЛІ

Розглянуто питання щодо впливу температури навколишнього середовища на швидкість кулі кулемета НСВТ-12,7. Визначено, як теоретично, так і підтверджено на практиці зміну початкової швидкості кулі при різних температурах навколишнього середовища.

G. Grashchenkov, I. Dolzhenko, N. Oksenich, S. Melnyk, V. Lebediev, M.T. Volokh.

INFLUENCE OF ENVIRONMENT IS TEMPERATURE ON THE SPEED OF A BULLET

The question of the influence of environment is temperature on the speed of a bullet machine gun NSVT -12.7 was studied. The change of the initial velocity of the bullet at different environment is temperatures was defined theoretically and confirmed in practice.

ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ МАШИН

УДК: 539.3

Воробьев Ю.С. д-р техн. наук; Жондковски Р. д-р техн. наук; Берлизова Т.Ю., Овчарова Н.Ю.

КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ ТЕРМОУПРУГОГО И ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКОЙ ЛОПАТКИ С ВИХРЕВОЙ СИСТЕМОЙ ОХЛАЖДЕНИЯ

Введение и постановка задач. Необходимость использования охлаждаемых лопаток в газотурбинных двигателях (ГТД), вызвана возрастающими температурами газового потока. Возможность современных жаропрочных сплавов отстают от требований газотурбостроения [1]. Эффективные системы охлаждения такие, как вихревая и пленочная существенно усложняют конструкцию лопатки и вызывают концентрацию напряжений. Использование монокристаллических жаропрочных сплавов расширяет возможности ГТД, но требует учета неоднородности материала.

Лопатки сложной формы изготавливаются с помощью точного литья. Сложный технологический процесс охлаждения литья обеспечивает направленную кристаллизацию материала лопатки. Применение направленной кристаллизации позволяет сформировать в отливке структуру, состоящую из столбчатых зерен, границы которых в основном параллельны направлению главных растягивающих напряжений. Структура монокристалла с кристаллографической аксиальной ориентацией вдоль оси лопатки состоит из дендритных ветвей, которые параллельны этому направлению и ориентированы вдоль теплового потока. Структура таких сплавов представляет гранецентрированную кубическую решетку [2]. В таких монокристаллах имеется ряд кристаллографических направлений. Обычно выделяют три взаимоортогональные кристаллографические оси [001], [010], [100].

Кристаллографическая ориентация материала лопаток существенно влияет на их механические характеристики. Влиянию ориентации КГО на термоупругие и вибрационные свойства посвящен ряд работ. В большинстве работ рассматриваются лопатки с прямыми охлаждающими каналами, расположенными вдоль продольной оси лопатки. Так в работах [3, 4] рассматривается влияние изменения ориентации КГО на термоупругое состояние лопаток, а в работах [5 - 7] на их вибрационное состояние. В работе [8] показано влияние ориентации КГО на надежность и долговечность монокристаллических охлаждаемых лопаток также с прямыми охлаждающими каналами.

В работах авторов статьи рассматривается монокристаллическая охлаждаемая лопатка, с вихревой системой охлаждения, с использованием трехмерных моделей и метода конечных элементов. Рис. 1 дает представление о конструкции лопатки, системе охлаждающих каналов, расположения КГО относительно гранецентрированной кубической решетки материала. В работах [9, 10] проведены исследования сходимости вычислительного процесса при изменении числа и типа конечных элементов.

Для этой расчетной схемы решалась задача температурного состояния, что позволило перейти к анализу температурного и вибрационного состояния лопатки. Работы посвящены анализу влияния и изменения азимутальной ориентации КГО на термоупругое состояние лопатки и выявления концентрации напряжений. Поэтому в данной

© Ю.С. Воробъев, 2017

работе рассмотрено влияние изменение аксиальной ориентации кристаллографических осей на термонапряженное состояние лопатки.

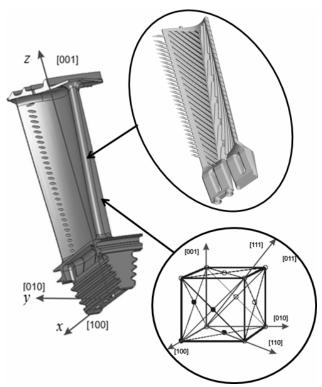


Рис.1. Охлаждаемая лопатка, ее система охлаждения и расположение КГО относительно гранецентрированной кубической решетки материала

Термоупругое напряжение лопатки при изменении аксиальной ориентации КГО. Для изготовления современных охлаждаемых лопаток используются, как уже отмечалось, жаропрочные монокристаллические сплавы, которые обладают анизотропными свойствами. В общем случае матрица податливости для монокристаллической лопатки является полностью заполненной [2]. В данном случае кристаллографические оси [100], [010], [001] совпадают с осями лопатки x, y, z.

Структура монокристалла таких сплавов представляет собой гранецентрированную кубическую решетку. Такой сплав имеет 3 независимые константы [2]. Тогда матрица податливости S имеет вид:

$$S = K^{-1} = \begin{bmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{12} & 0 & 0 & 0 \\ s_{12} & s_{11} & s_{12} & 0 & 0 & 0 \\ s_{12} & s_{11} & s_{12} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & s_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & s_{44} \end{bmatrix},$$

$$(1)$$

где S — матрица податливости, K — матрица жесткости, $\mathbf{S}_{\mathbf{i}\mathbf{j}}$ — коэффициенты матрицы податливости.

$$S_{11} = \frac{1}{E}, \ S_{12} = -\frac{v}{E}, \ S_{44} = G.$$

Динаміка та міцність машин

Здесь модуль упругости на растяжение E, модуль сдвига – G и коэффициент поперечной деформации v являются тремя независимыми константами.

Для оценки влияния изменения аксиальной ориентации кристаллографических осей проводились исследования изменения напряженно-деформированного состояния лопатки при повороте кристаллографической оси [001] вокруг осей x и y. Для примера на рис. 2 показано изменение температурных напряжений в наиболее характерном сечении при повороте кристаллографических осей вокруг оси y.

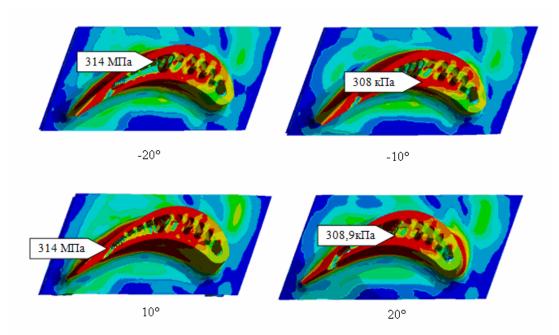


Рис. 2. Изменение полей интенсивностей напряжений в поперечных сечениях лопатки при повороте кристаллографических осей на -20° , -10° , 10° , 20° вокруг оси y

В табл. 1 показаны изменения максимальных термоупругих напряжений в зависимости от угла поворота кристаллографической оси [001].

 $\begin{tabular}{l} \begin{tabular}{l} \hline \begin{tabular}{l} \begin{t$

Угол поворота	$\sigma_{\text{max}, \text{M}\Pi a}^{x}$	$\sigma_{\text{max}, \text{M}\Pi a}^{y}$
40°	356	254
30°	351	265
20°	341	275
10°	272	253
0°	250	250
-10°	271	245
-20°	342	234
-30°	351	246
-40°	357	255

При изменении аксиальной ориентации кристаллографических осей, температурные напряжения могут возрасти на 80% (табл. 4), в то время как при изменении

азимутальной ориентации увеличение температурных напряжений не превышает 42% (табл. 5).

Наибольшие напряжения с учетом воздействий температурных полей и центробежных сил не превышает 500 МПа. Это значительно ниже статического предела прочности для монокристаллических материалов при температуре 800°C [2]. При этом наибольшие напряжения находятся в местах максимальных градиентов температур. Как правило, это соответствует местам на поверхности охлаждающих каналов и отверстий для выхода охлаждающего воздуха. Места локализации термоупругих напряжений часто совпадают с местами локализации вибрационных напряжений [9, 10], что создает дополнительную опасность. Поэтому для оценки прочностной надежности охлаждаемых монокристаллических лопаток необходимо проводить комплексный анализ их динамического напряженного состояния при колебаниях и статического термоупругого состояния. Целесообразно ограничить повышение термоупругих напряжений величиной 270 – 350 МПа (на 30%), что соответствует повороту кристаллографических осей на 12° - 15° [1]. При этом эквивалентные напряжений в характерных точках возле входной кромки имеют наименьшие значения, а возле выходной кромки наибольшие. Такие же ограничения на поворот кристаллографических осей рекомендуются для лопаток других конструкций [4, 5], а также соответствуют условиям разброса собственных частот лопаток не более чем на 8 - 10% [6, 7].

Анализ вибрационных характеристик монокристаллической лопатки. Использование монокристаллических материалов, обладающих анизотропными свойствами приводит к изменению собственных частот лопаток. Для оценки такого влияния были проведены исследования спектров частот лопаток из монокристаллического и поликристаллического материала. Модуль упругости поликристаллического материала был принят равным модулю упругости монокристаллического материала при ориентации материала [001] вдоль оси z. Сопоставления спектров собственных частот колебаний лопатки из поликристаллического и монокристаллического материалов приведены в таблице 6. В таблице представлены относительные различия собственных частот из данных материалов [9].

Таблица 2 Сравнение спектров собственных частот лопатки из поликристаллического и монокристаллического материалов

№ частоты	Значения собство лопаток из споликристал- лического	Относи- тельное различие частот, %	
1	576	609	5.8
2	1326	1478	11.3
3	1943	2916	50
4	2940	3261	10.9
5	4881	6477	32.7
6	6067	7510	23.8
7	6733	7817	16.1
8	7560	8646	14.4
9	8524	11152	30.8
10	8934	11319	26.7

Динаміка та міцність машин

Видно повышение собственных частот лопатки из монокристаллического материала, что следовало ожидать в связи с характером анизотропии материала с гранецентрированной кубической решеткой (рис.1). Наибольшее влияние анизотропия материала оказывает на преимущественно крутильные частоты. В связи с особенностями механических свойств монокристаллического материала следует ожидать, что отклонение кристаллографических осей от исходного состояния будет существенно влиять на частотные характеристики лопаток.

Для выявления влияния отклонения кристаллографических осей на параметры колебаний, проводилась серия расчетов частот собственных колебаний с варьированием отклонений кристаллографических осей материала от осей кристаллографической ориентации монокристалла.

Лишь на некоторых формах колебаний изменение азимутальной ориентации оказывает заметное влияние на собственные частоты. Для данной лопатки такими частотами являются шестая, девятая и десятая. В качестве примера приводятся влияние аксиальной и азимутальной ориентации на собственные частоты для шестой и девятой форм колебаний (табл. 3). Частоты имеют обозначение ω_k^x , ω_k^y , где нижний индекс показывает номер частоты, а верхний ось вокруг которой осуществляется поворот кристаллографических осей.

 Таблица 3

 Влияние аксиальной и азимутальной ориентации кристаллографических осей на шестую и девятую собственные частоты.

		71- 7-	COOCIDCIIIDIC			
Угол по- ворота	ω_{6}^{x} , Hz	ω_{6}^{y} , Hz	$\omega_{_{6}}^{^{z}}$, Hz	ω_{9}^{x} , Hz	ω_{9}^{y} , Hz	ω_{9}^{z} , Hz
45°	7825	7825	7501	11215	10650	10770
35°	7730	7850	7490	11170	10840	10710
25°	7605	7750	7470	11160	11010	10770
15°	7540	7610	7450	11090	11060	10870
5°	7470	7510	7471	11060	11150	11010
0°	7480	7480	7480	11055	11055	11055
-5°	7490	7410	7490	11055	10910	11105
-10°	7580	7420	7505	11080	10640	11150
-25°	7700	7550	7515	11120	10420	11070
-35°	7800	7720	7506	11180	10440	10900
-45°	7825	7825	7500	11205	10648	10775

Наибольшие отклонения собственных частот лопатки при повороте кристаллографических осей вокруг различных направлений приведены в табл. 4.

Tаблица 4 Наибольшие относительные отклонения собственных частот при варьировании ориентации кристаллографических осей относительно осей x, y, z

№ собственной час- тоты колебаний	Величина наибольшего относительного отклонения частот при повороте вокруг направлений $x, y, z, \%$				
	\boldsymbol{x}	y	z		
1	26	23	0,2		
2	21	12	0,01		
3	13	27	0,4		
4	17	19	0,2		
5	5,6	11	1,0		
6	4,7	5,8	1,1		
7	15	9	0,2		
8	17	16	1.6		
9	1,4	7,1	3,5		
10	1,6	5,6	0,8		

Наибольшее влияние на собственные частоты оказывает отклонение аксиальной ориентации кристаллографических осей. Причем максимальное влияние возникает при повороте кристаллографических осей вокруг направления y и достигает 27%, а при повороте вокруг оси x максимальное изменение частот достигает 26%. Отклонения азимутальной ориентации кристаллографических осей оказывает значительно меньшее влияние на собственные частоты лопатки. Эти результаты соответствуют данным, полученным в работах [5-7] для монокристаллических лопаток с другими системами охлаждения.

Из результатов подобных исследований можно сделать вывод, что при изготовлении серии монокристаллических лопаток для ограничения разброса их собственных частот не более 10% и, учитывая другие технологические отклонения, следует обеспечить соблюдение аксиальной ориентации кристаллографических осей с точностью до 10– 15° [1, 9]. Кристаллографическая ось [001] должна находиться в конусе с эллиптическим сечением параллельным плоскости xy, а углы отклонения этой оси изменяются от 10° до 15° .

Большой интерес представляют результаты анализа форм колебаний и распределения напряжений. Сложность геометрической формы охлаждаемых лопаток обуславливает и сложность форм их колебаний [9]. Но наибольший интерес вызывает анализ распределения относительных эквивалентных напряжений. Примеры расположения зоны локализации относительных интенсивностей напряжений представлены на рис. 3. Результаты численных исследований показывают, что зоны локализации относительных напряжений расположены не только на поверхности лопаток, но и на внутренней поверхности охлаждающих каналов и отверстий для выхода охлаждающего воздуха (рис. 6, 7) [9]. Эти обстоятельства следует учитывать, т.к. возможно возникновение повреждений в зонах, недоступных визуальному контролю и тензометрическим исследованиям.

Динаміка та міцність машин

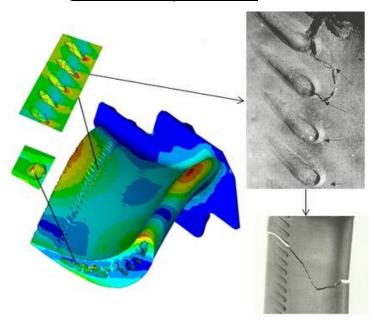


Рис.3. Зоны локализации напряжений при собственных колебаниях лопатки, возникновение трещин в этих зонах и разрушение лопатки

На этих же рисунках (рис.6 и 7) для сравнения приведены примеры возникновения трещин и повреждения в лопатках при их испытаниях на лабораторных стендах [9]. Видно, что зоны локализации вибрационных напряжений, полученные при численном анализе, являются местами зарождения трещин.

Выводы. Основной вклад в напряженно-деформированное состояние охлаждаемой лопатки вносят термоупругие напряжения. Напряжения от центробежных сил достигают значительно меньших значений и при повороте кристаллографических осей. Однако, суммарные максимальные интенсивности напряжений значительно ниже статического предела прочности для монокристаллических материалов.

Контроль напряжений на поверхности охлаждаемых каналов затруднен. Но систематические расчеты напряженно-деформированного состояния лопатки с учетом различных факторов позволяют связать напряжения на поверхности пера лопатки с напряжениями на поверхности охлаждаемых каналов, что позволяет судить о величине последних (рис.3). Это дает возможность контроля и диагностики максимальных напряжений.

Азимутальная ориентация кристаллографических осей оказывает существенное влияние на всю картину напряженно-деформированного состояния циклически повторяется при повороте кристаллографических осей на 90°. При этом максимальные напряжения существенно изменяются до 80%, поэтому требуется некоторое ограничение на отклонение кристаллографических осей. При изготовлении монокристаллических лопаток следует стремиться, чтобы поворот кристаллографических осей в плоскости *ху* не превышал 12° – 15°. Изменение аксиальной ориентации кристаллографических осей вызывает повышение термических напряжений на 42%. Следует стремиться к сглаживанию по-

<u>Динаміка та міцність машин</u>

верхности угловых форм в охлаждающих каналах и отверстиях для выхода охлаждающего воздуха.

Выявлены закономерности влияния кристаллографических осей материала лопаток на их собственные частоты относительно осей *х, у, z* в широком диапазоне углов отклонения. Изменение аксиальной ориентации (отклонение от направления оси *z*) оказывает наибольшее влияние на собственные частоты. Изменение азимутальной ориентации оказывает некоторое влияние на высшие частоты (особенно, начиная с девятой) собственных колебаний. Однако на напряженно-деформированное состояние лопатки, вызванное температурным полем, большое влияние оказывает изменение азимутальной ориентации. Общие ограничения на изменение кристаллографических осей с учетом термоупругих, вибрационных напряжений и спектра собственных частот схематически представлено на рис. 4 [11].

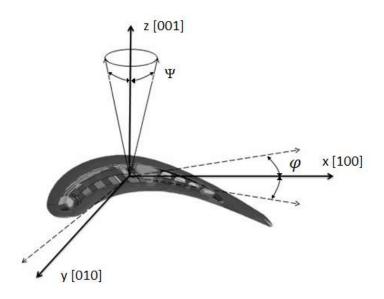


Рис. 4. Схема ограничений на изменение ориентации кристаллографических осей охлаждаемой лопатки

Кристаллографическая ось [001] не должна выходить за пределы конуса. Угол ψ составляет 14° – 15°. Угол ϕ меняется в пределах 12° – 15°.

Следует учитывать опасность возникновения зон локализации и повышения относительных вибрационных напряжений на внутренней поверхности охлаждающих каналов и отверстий для выхода охлаждающего воздуха, что ведет к повреждениям в местах, недоступных для визуального контроля.

Магистральные трещины в монокристаллических лопатках распространяются преимущественно вдоль кристаллографических осей, хотя распространение конкретных трещин может иметь более сложный характер.

Анализ особенностей колебаний и термоупругих напряжений монокристаллических лопаток является достаточно сложным и требует детальнейших исследований.

Динаміка та міцність машин

Окончательные требования к изготовлению конкретных охлаждаемых лопаток могут быть выявлены при совместной работе представителей научных организаций и промышленных предприятий [1, 3, 9, 12].

Литература: 1. Ножницкий Ю.А., Голубовский Е.Р. Монокристаллические рабочие лопатки высокотемпературных ΓIII //Авиационно-космическая техника и технология. -2006. -№9 (35). — С.117 — 123. 2. Шалин Р.Е. Монокристаллы никелевых жаропрочных сплавов / Р.Е.Шалин, И.Л.Светлов, Е.Б.Качанов и др. – М.:Машиностроение, 1997. – 336 с. 3. Maclachlan, D. W. and D.M. Knowles. 2002. The effect of materials behavior on the analysis of single-crystal turbine blade. Part II – component analysis. Fatigue & Engineering Materials & amp; Structures. 25: 399–409. 4. Придорожный Р.П. Оценка влияния азимутальной ориентации на напряженность монокристаллической охлаждаемой лопатки в системе перфорационных отверстий / Р.П. Придорожный, А.В.Шереметьев, А.П. Зиньковский // Вестник двигателестроениия. - 2013. - N_2 1. - C.53-57. **5.** Мельникова Г.В. Влияние кристаллографической ориентации монокристалла и ее технологического разброса на частотный спектр турбинных лопаток / Г.В.Мельникова, Б.Ф.Шорр, Л.А.Магеррамова, Д.А.Протопопова // Авиационно-космическая техника и технология. 2001. - Выпуск 26. — С. 140-144. **6.** Придорожный Р.П. Влияние кристаллографической ориентации на спектр собственных частот и форм колебаний монокристаллических рабочих лопаток турбин / Р.П.Придорожный, А.В.Шереметьев, $A.\Pi.3$ иньковский // Вестник двигателестроения -2006. - №2. -C. 42-48. 7. Придорожный $P.\Pi$. Влияние кристаллографической ориентации на спектр собственных колебаний и предел выносливости монокристаллических рабочих лопаток турбин / Р.П.Придорожный, А.В.Шереметьев, А.П.Зиньковский // Проблемы прочности. - 2008. - №5. - С.15-27. 8. Маггеррамова Л.А., Васильев Б.Е. Влияние азимутальной ориентации монокристалла на напряженно-деформированное состояние и прочность лопаток высокотемпературных газовых турбин // Вестник УГАТУ, Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки ЛА. — Уфа. — 2011. - №4(44). — С. 54-58. 9. Воробьев Ю.С. Особенности температурного и термоупругого состояния монокристаллической охлаждаемой лопатки ГТД / Воробьев Ю.С., Овчарова Н.Ю., Берлизова Т.Ю., Кулишов С.Б., Скрицкий А.Н. // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: НАКУ «XAII» – 2014. 10 (117). – C. 75 – 78. 10. Vorobiov, Iu.S., K.Yu. Dyakonenko, S.B. Kulishov, A.N. Skritskij and R. Zhondkovski. 2014b. Vibration characteristics of cooled single-crystal gas turbine blades. Journal of vibration engineering & technologies. 2(6): 537-541. 11. Воробьев Ю.С. Влияние ориентации кристаллографических осей на термонапряженное состояние монокристаллической охлаждаемой лопатки / Воробьев Ю. С., Берлизова Т. Ю., Овчарова Н. Ю. // Вісник Запорізького національного університету. — Запоріжжя. — 2017. - №1. — С. 57 — 64. **12**. Caron, P., F. Diologent and S. Drawin. 2011. Influence of chemistry on the tensile yield strength of nickel-based single crystal superalloys. Euro Superalloys 2010. Trans. Tech. Publication, Switzerland: Advanced Materials Research. 278:345-350.

Bibliography (transliterated): 1. Nozhnitskiy YU.A., Golubovskiy Ye.R. Monokristallicheskiye rabochiye lopatki vysokotemperaturnykh GDT //Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya. − 2006. - №9 (35). − S.117 − 123. 2. Shalin R.Ye. Monokristally nikelevykh zharoprochnykh splavov / R.Ye.Shalin, I.L.Svetlov, Ye.B.Kachanov i dr. − M.:Mashinostroyeniye, 1997. − 336 s. 3. Maclachlan, D. W. and D.M. Knowles. 2002. The effect of materials behavior on the analysis of single-crystal turbine blade. Part II − component analysis. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. 25: 399–409. 4. Pridorozhnyy R.P. Otsenka vliyaniya azimutal'noy oriyentatsii na napryazhennost' monokristallicheskoy okhlazhdayemoy lopatki v sisteme perforatsionnykh otverstiy / R.P. Pridorozhnyy, A.V.Sheremet'yev, A.P. Zin'kovskiy // Vestnik dvigatelestroyeniiya. − 2013. - №1. - S.53-57. 5. Mel'nikova G.V. Vliyaniye kristallograficheskoy oriyentatsii monokristalla i yeye tekhnologicheskogo razbrosa na chastotnyy spektr turbinnykh lopatok / G.V.Mel'nikova, B.F.Shorr, L.A.Magerramova, D.A.Protopopova // Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya. 2001. - Vypusk 26. − S. 140-144. 6. Pridorozhnyy R.P. Vliyaniye kristallograficheskoy oriyentatsii na spektr sobstvennykh chastot i form kolebaniy monokristallicheskikh rabochikh lopatok turbin / R.P.Pridorozhnyy, A.V.Sheremet'yev, A.P.Zin'kovskiy // Vestnik dvigatelestroyeniya − 2006. - №2. − S.

<u>Динаміка та міцність машин</u>

42-48. 7. Pridorozhnyy R.P. Vliyaniye kristallograficheskoy oriyentatsii na spektr sobstvennykh kolebaniy i predel vynoslivosti monokristallicheskikh rabochikh lopatok turbin / R.P.Pridorozhnyy, A.V.Sheremet'yev, A.P.Zin'kovskiy // Problemy prochnosti. - 2008. - №5. - S.15-27. 8. Maggerramova L.A., Vasil'yev B.Ye. Vliyaniye azimutal'noy oriyentatsii monokristalla na napryazhennodeformirovannoye sostoyaniye i prochnost' lopatok vysokotemperaturnykh gazovykh turbin // Vestnik UGATU, Teplovyve, elektroraketnyve dvigateli i energoustanovki LA. – Ufa. – 2011. - №4(44). – S. Vorob'yev YU.S. Osobennosti temperaturnogo i termouprugogo sostoyaniya monokristallicheskoy okhlazhdayemoy lopatki GTD / Vorob'yev YU.S., Ovcharova N.YU., Berlizova T.YU., Kulishov S.B., Skritskiy A.N. // Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya. – Khar'kov: NAKU «KHAI» – 2014. 10 (117). – S. 75 – 78. **10.** Vorobiov, Iu.S., K.Yu. Dyakonenko, S.B. Kulishov, A.N. Skritskij and R. Zhondkovski. 2014b. Vibration characteristics of cooled single-crystal gas turbine blades. Journal of vibration engineering & technologies. 2(6): 537–541. 11. Vorob'yev YU.S. Vliyaniye oriyentatsii kristallograficheskikh osey na termonapryazhennoye sostoyaniye monokristallicheskoy okhlazhdayemoy lopatki / Vorob'yev YU. S., Berlizova T. YU., Ovcharova N. YU. // Vísnik Zaporíz'kogo natsíonal'nogo universitetu. – Zaporízhzhya. – 2017. - №1. – S. 57 – 64. 12. Caron, P., F. Diologent and S. Drawin. 2011. Influence of chemistry on the tensile yield strength of nickel-based single crystal superalloys. Euro Superalloys 2010. Trans. Tech. Publication, Switzerland: Advanced Materials Research. 278:345–350.

Воробьев Ю. С., Жондковски Р., Берлизова Т. Ю., Овчарова Н. Ю. КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ ТЕРМОУПРУГОГО И ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЙ МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКОЙ ЛОПАТКИ С ВИХРЕВОЙ СИСТЕМОЙ ОХЛАЖЛЕНИЯ

Рассматривается монокристаллическая лопатка с вихревой системой охлаждения. Исследуется влияние изменения ориентации кристаллографических осей на вибрационные характеристики и термоупругое состояние лопатки. Используются трехмерная модель и метод конечных элементов. Выполнена оценка ограничений на изменение ориентаций кристаллографических осей.

Воробйов Ю. С., Жондковські Р., Берлізова Т. Ю., Овчарова Н. Ю.

КОМПЛЕКСНИЙ АНАЛІЗ ТЕРМОПРУЖНОГО ТА ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ МОНОКРИСТАЛІЧНОЇ ЛОПАТКИ З ВИХРОВОЮ СИСТЕМОЮ ОХОЛОДЖЕННЯ

Розглядається монокристалічна лопатка з вихровою системою охолодження. Досліджується вплив зміни орієнтації кристалографічних осей на вібраційні характеристики і термопружний стан лопатки. Використовуються тривимірна модель і метод скінчених елементів. Виконано оцінку обмежень на зміну орієнтацій кристалографічних осей.

Yu. Vorobiov, R. Zhondkovski, T. Berlizova, N. Ovcharova

COMPLEX ANALYSIS OF THERMO-ELASTIC AND VIBRATIONAL STATE OF A SINGLE-CRYSTAL BLADE WITH A VORTEX COOLING SYSTEM

A single-crystal blade with a vortex cooling system is considered. The effect of changing the orientation of the crystallographic axes on the vibrational characteristics and the thermoelastic state of the blade is investigated. The three-dimensional model and the finite element method are used. The bounds on the changes in orientations of the crystallographic axes are estimated.

УДК 539.3

Бондаренко М.А.

ЛИНЕАРИЗАЦИЯ И БИЛИНЕАРИЗАЦИЯ ПОВЕРХНОСТИ ОТКЛИКА В СЛУЧАЕ НЕЛИНЕЙНОГО ПОВЕДЕНИЯ ОПТИМИЗИРУЕМЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Введение. При оптимизации машиностроительных конструкций возникает нахождения функции отклика, которая устанавливает связь диагностическими показателями и конструктивными характеристиками. Обычно она решается методом аппроксимации. В статьях [1-3] рассмотрены методы линеаризации, билинеаризации поверхности отклика и аппроксимации функции отклика с использованием базисных функций Эрмита, которые выбираются в зависимости от требуемой точности. В данных статьях все они применялись для аппроксимации функций отклика, получаемых при решении линейных задач. Но, несмотря на очевидное упрощение задачи при решении ее в линейной постановке, столь же очевидно, что многие случаи требуют рассмотрения нелинейного поведения. Например, анализ конструкций при предельном нагружении включает в себя нелинейность материала и, в некоторых случаях, геометрическую нелинейность. А кузнечно-прессовый анализ, такой как ковка, и анализ ударопрочности должны включать оба эти аспекта нелинейности.

Аппроксимация функции отклика для таких задач имеет ряд особенностей. При линейной постановке задачи делается предположение, что деформация достаточно мала для того, чтобы влияние изменений в геометрической форме твердого тела могло быть проигнорировано, в то время как при нелинейной постановке величина деформации является неограниченной. Это влечет за собой включение более сложных нелинейных уравнений в математическую модель, которые для решения требуют применения другого математического аппарата, и, следовательно, увеличение времени расчета. Такое усложнение делает расчет нелинейной задачи еще более дорогим с точки зрения затрачиваемого времени и ресурсов, чем расчет линейной задачи [4]. Ввиду этого вопрос о применении в ходе оптимизации линейных или билинейных моделей поверхности отклика является дискуссионным. В то же время следует учесть, что функция отклика нелинейной системы может вести себя не так плавно, как в случае линейной системы. Линейные же модели поверхности отклика имеют ограниченное применение в этом случае. Их использование может привести к неточным результатам и существенным ошибкам при обосновании проектных решений. В частности, линейные модели используются для поиска области значений управляющих переменных x, обеспечивающих оптимальное значение функции отклика (выходной переменной у), так называемой почти стационарной области. Однако возможность детального анализа поверхности отклика в этой области и поиска оптимального решения с помощью линейной модели ограничена, поскольку в ней коэффициенты линейной регрессии становятся незначимыми, а модель – неадекватной.

Целью данной статьи является оценка возможностей применения линейной и билинейной моделей поверхности отклика для систем, поведение которых описывается нелинейными уравнениями на практике.

Применение метода линеаризации. В качестве тестовой задачи была выбрана задача синтеза конструктивных решений для кузова пассажирского автобуса по критериям прочности и жесткости. Значения напряжений при разных сочетаниях

© М.А. Бондаренко, 2017

некоторых параметров данного объекта были получены в результате численных расчетов при помощи метода конечных элементов [5]. Следует отметить, что поскольку предусматривалось решение целого множества задач анализа данной сложной машиностроительной конструкции, для расчета необходимо было использовать методологию исследований, которая дает возможность варьировать исследуемый объект. С этой целью была применена технология параметрического моделирования [6] и построена стержневая расчетная модель.

Моделировалось действие на крышу транспортного средства плоской плиты силой, равной полтора его снаряженного веса [7]. Нагружение конструкции производилось заданием для плиты перемещения вертикально вниз. Закрепление от смещения достигнуто жестким защемлением нижней части рамы (рис. 1).

Решение задач такого типа требует применения геометрически и физически нелинейной постановки. Таким образом, в математическую модель следует включить нелинейные уравнения поведения материала, геометрические соотношения, а также соотношения контактного взаимодействия [8, 9]:

$$d\sigma_{ij} = C_{ijkl} \cdot d\varepsilon_{kl}; \ i, j, k, l = 1, 2, 3; \tag{1}$$

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right); i, j, k = 1, 2, 3; \tag{2}$$

$$\left. \left(u_{v}^{(1)} + u_{v}^{(2)} \right) \right|_{S_{c}} \le \Delta \,,,\tag{3}$$

где u, ε, σ – компоненты вектора перемещений, тензоров деформаций и напряжений соответственно; C_{ijkl} – компоненты тензора переменных касательных моделей упругости материала; V – направление нормали к телам 1, 2.

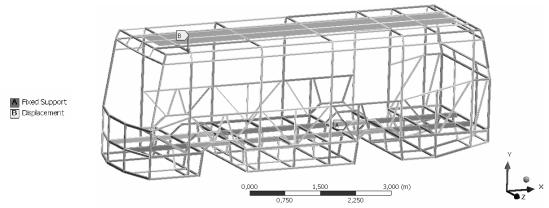


Рис. 1. Постановка граничных условий

Управляющими переменными были выбраны толщины стоек p_1 и перекладин крыши p_2 , а оцениваемой зависимой переменной — напряжения. Интервалы варьирования указанных параметров были разбиты на 4 подынтервала. Соответственно, было получено 25 решений задачи анализа напряженно-деформированного состояния. Поверхность отклика, определенную этими точками, в дальнейшем считали действительной, рис. 2.

Далее на основе предложенного в статье [3] подхода были построены линейная (рис. 3) и билинейная (рис. 4) аппроксимирующие функции для полученной

Динаміка та міцність машин

поверхности отклика. Также была оценена погрешность каждой из аппроксимаций, рис. 5, 6. Для данной функции отклика она находится в пределах от 0 до 0,6 % при линейной аппроксимации, и так же при билинейной. Также с целью решения задачи обоснования структурных параметров каркаса кузова пассажирского автобуса была выведена зависимость выдерживаемой им нагрузки от изменения толщин его конструктивных элементов (рис. 7).

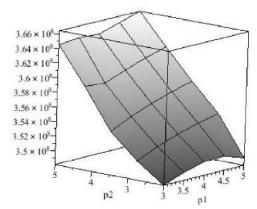


Рис. 2. Напряжения, Па

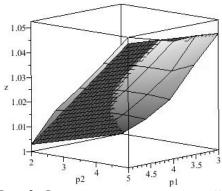


Рис. 3. Функция отклика и ее линейная аппроксимация (темным цветом)

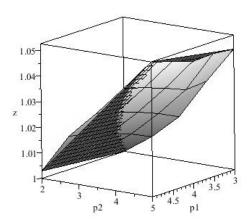


Рис. 4. Функция отклика и ее билинейная аппроксимация (темным цветом)

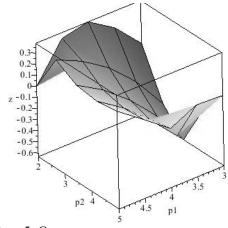


Рис. 5. Отклонение аппроксимирующей линейной функции от действительной, %

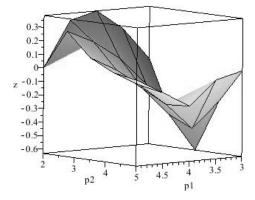
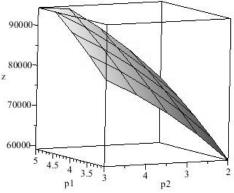


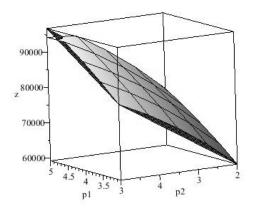
Рис. 6. Погрешность билинейной аппроксимации, % Метод линейной аппрок



нейной Рис. 7. Предельное усилие давления на крышу при изменении структурных параметров каркаса кузова аппроксимации описывает данную поверхность с

Динаміка та міцність машин

погрешностью 3 % (рис. 8, 9), а метод билинейной аппроксимации – с погрешностью 4 % (рис. 8, 9).



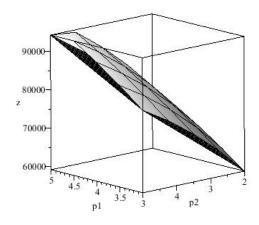
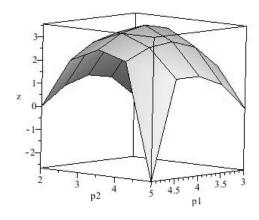


Рис. 8. Линеаризация поверхности отклика сил, Н

Рис. 10. Билинеаризация поверхности отклика сил, H



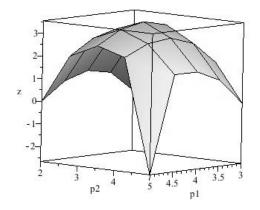


Рис. 9. Погрешность при линеаризации, %

Рис. 11. Погрешность при билинеаризации, %

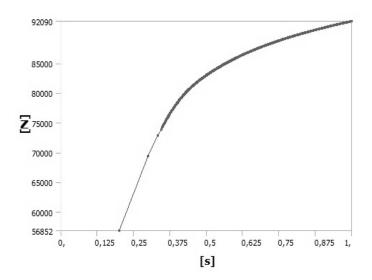


Рис. 12. Действующие силы, Н

Исходя из представленных графиков, линеаризованной функции отклика сил онжом определить, что оптимальным сочетанием параметров, которое позволяет конструкции крыши выдерживать регламентированную нормами нагрузку 90 κH, являются p_1 =4,5 мм; p_2 =4,6 мм. Если же проверить данный набор параметров расчетом, увидим, что сопротивление крыши автобуса при данном наборе толщин труб составляет около 92 кН (рис. 12), что больше на 2,2 %.

Выводы. В статье для задачи оптимизации объекта машиностроения, а именно кузова пассажирского автобуса, в случае его нелинейного поведения опробованы методы линеаризации и билинеаризации функции отклика. Определено, что погрешность, вносимая при использовании обоих методов, для данной задачи не превышает 4 %. Таким образом, можно сделать вывод о применимости этих методов для решения задач данного типа.

Литература: 1. Бондаренко М.А. Билинеаризация поверхности отклика в оптимизационных исследованиях тонкостенных элементов машиностроительных конструкций / М.А. Бондаренко, Р.И. Шейченко, Р.В. Граборов, Д.Г. Шинкин, Д.В. Киричук // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. — Харків: HTV «ХПІ», 2014. — № 1. — С. 18-23. 2. Чубань М. А. Аппроксимация поверхности отклика для использования в процессе параметрического синтеза машиностроительных конструкций / М. А. Чубань // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – 2015.– №43(1152). – С. 161–164. 3. Чубань М. А. Модели аппроксимации поверхности отклика в оптимизационных исследованиях машиностроительных конструкций / М. А Чубань, Р. И. Шейченко, Р. В. Граборов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. — (в печати). 4. Bonet J. Nonlinear continuum mechanics for finite element analysis. / J. Bonet, R.D.Wood. – New York: Cambridge University Press, 1997. – 283 p. 5. Flaherty J. E. Finite Element Analysis / J. E. Flaherty. – New York: Spring, 2000. – 323 p. 6. Ткачук Н. А. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н. А Ткачук., Г. Д. Гриценко, А. Д. Чепурной, Е. А. Орлов, Н. Н. Ткачук // Механіка та машинобудування. — 2006. – №1. – C.57-79 7. FMVSS 220: School bus rellover protection, effective April 1, 1977. 8. Бондаренко М. О. Дослідження напружено-деформованого стану каркасу кузова автобуса в умовах моделювання його тестового випробування на пасивну безпечність / М. О. Бондаренко // Вісник HTУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. — 2014.— №29(1072). — С. 13—17. 9. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности. / К. Васидзу. – М. *Mup*, 1987. − 542 c.

Bibliography (transliterated): 1 Bondarenko M.A. Bilinearizatsiya poverhnosti otklika v optimizatsionnyih issledovaniyah tonkostennyih elementov mashinostroitelnyih konstruktsiy / M.A. Bondarenko, R.I. Sheychenko, R.V. Graborov, D.G. Shinkin, D.V. Kirichuk // Mehanka ta mashinobuduvannya. Naukovo-tehnIchniy zhurnal. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. – No 1. – P. 18 23.

2. Chuban M. A. Approksimatsiya poverhnosti otklika dlya ispolzovaniya v protsesse parametricheskogo sinteza mashinostroitelnyih konstruktsiy / M. A. Chuban // Visnik NTU «KhPI». Seriya: Transportne mashinobuduvannya. – 2015. – No 43(1152). – P. 161–164. 3. Chuban M. A. Modeli approksimatsii poverhnosti otklika v optimizatsionnyih issledovaniyah mashinostroitelnyih konstruktsiy / M. A Chuban, R. I. Sheychenko, R. V. Graborov // Visnik NTU «KhPI». Seriya: Novi rishennya v suchasnih tehnologiyah. – (v pechati). 4. Bonet J. Nonlinear continuum mechanics for finite element analysis. / J. Bonet, R. D. Wood. – New York: Cambridge University Press, 1997. – 283 p. 5. Flaherty J. E. Finite Element Analysis / J. E. Flaherty. – New York: Spring, 2000. – 323 p. 6. Tkachuk N. A. Konechno-elementnyie modeli elementov slozhnyih mehanicheskih sistem: tehnologiya avtomatizirovannoy generatsii i parametrizovannogo opisaniya / N. A Tkachuk., G. D. Gritsenko, A. D. Chepurnoy, E. A. Orlov, N. N. Tkachuk // Mehanika ta mashinobuduvannya. – 2006. – No1. –

<u>Динаміка та міцність машин</u>

P.57-79 7. FMVSS 220: School bus rellover protection, effective April 1, 1977. 8. Bondarenko M. O. Doslidzhennya napruzheno-deformovanogo stanu karkasu kuzova avtobusa v umovah modelyuvannya yogo testovogo viprobuvannya na pasivnu bezpechnist / M. O. Bondarenko // Visnik NTU «KhPI». Seriya: Mashinoznavstvo ta SAPR. – 2014.– No29(1072). – P. 13–17. 9. Vasidzu K. Variatsionnyie metodyi v teorii uprugosti i plastichnosti. / K. Vasidzu. – Moscow. Mir, 1987. – 542 p.

Бондаренко М.О.

ЛІНЕАРИЗАЦІЯ ТА БІЛІНЕАРИЗАЦІЯ ПОВЕРХОНЬ ВІДГУКУ У ВИПАДКУ НЕЛІНІЙНОЇ ПОВЕДІНКИ КОНСТРУКЦІЙ, ЩО ОПТИМІЗУЮТЬСЯ

В інженерній практиці деякі задачі не можна розглядати в лінійній постановці, а доцільно врахувати одну з трьох основних можливих нелінійностей або навіть їх комбінацію. Виникає питання про застосовність лінійної та білінійної моделей поверхні відгуку в ході оптимізації машинобудівних конструкцій у разі їх нелінійної поведінки. Описано побудову даних моделей в задачі підбору раціональних параметрів конструкції кузова пасажирського автобуса. Оцінена похибка, що вноситься методами лінійної та білінійної апроксимації.

Бондаренко М.А.

ЛИНЕАРИЗАЦИЯ И БИЛИНЕАРИЗАЦИЯ ПОВЕРХНОСТИ ОТКЛИКА В СЛУЧАЕ НЕЛИНЕЙНОГО ПОВЕДЕНИЯ ОПТИМИЗИРУЕМЫХ КОНСТРУКЦИЙ

В инженерной практике некоторые задачи нельзя рассматривать в линейной постановке, а целесообразно учесть одну из трех основных возможных нелинейностей или даже их комбинацию. Возникает вопрос о применимости линейной и билинейной моделей поверхности отклика в ходе оптимизации машиностроительных конструкций в случае их нелинейного поведения. Описано построение данных моделей в задаче подбора рациональных параметров конструкции кузова пассажирского автобуса. Оценена погрешность, вносимая методами линейной и билинейной аппроксимации.

M. Bondarenko

LINEARIZATION AMD BILINEARIZATION OF RESPONSE SURFACE IN THE CASE OF NON-LINEAR BEHAVIOR OF THE OPTIMIZED STRUCTURES

In engineering practice, some problems can't be considered in the linear formulation, and it is advisable to take into account one of the three basic features of nonlinearities or a combination thereof. This raises the question of the applicability of linear and bilinear response surface model in the optimization of the engineering constructions in the case of their non-linear behavior. The construction of these models in the problem of the selection of rational parameters of the carcass of passenger bus is described. The error carried in by the methods of linear and bilinear approximation is evaluated.

УДК 623.438

Ткачук Н. А., д-р техн. наук; Заворотный А. В., Грабовский А. В., канд. техн. наук; Литвиненко А. В., д-р техн. наук; Климов В. Ф., канд. техн. наук; Богач А. С., канд. техн. наук; Храмцова И. Я.; Пархонюк И. П.

АНАЛИЗ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК БРОНЕКОРПУСОВ К ИЗМЕНЕНИЮ ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Введение. Как отмечается в ряде работ [1, 2, 3, 5, 7-9], при проектировании новых транспортных средств специального назначения (ТССН) типа бронетранспортеров (БТР), боевых машин пехоты (БМП), боевых машин десанта (БМД) и их модернизации возникает масштабный комплекс работ по проектированию, исследованию и технологической подготовке производства. При этом, как известно, преобладающей тенденцией современного бронетанкостроения является широкое применение CAD/CAE/CAM-систем как при проектировании элементов машин, так и при технологической подготовке их производства. Поскольку универсальные компьютерные системы, применяемые на большинстве отечественных предприятий, не всегда в полной мере дают возможность учитывать специфику конструкций БТР, БМП, БМД, технологической оснастки и оборудования отечественных предприятий бронетанкостроения, то возникает актуальная и важная задача интенсификации и повышения качества работ на этапах разработки и изготовления. Для решения получаемой задачи предлагается развитие подхода, описанного в работах [4,5].

Методы исследований. Отличительной особенностью сложившейся в настоящее время ситуации является акцентированное внимание, которое уделяется анализу влияния проектных параметров на характеристики элементов ТССН и на тактико-технические характеристики (ТТХ) машин в целом. При этом существенно меньшее внимание исследователей уделено выявлению влияния технологических режимов, возможностей оборудования, оснастки и условий производства на результирующие ТТХ, реально достигаемые на конкретных изделиях, хотя наличие и важность такого влияния очевидны. В связи с этим актуальной, важной и новой научно-практической проблемой является развитие подходов, методов, моделей, алгоритмов и программного обеспечения, которые предоставляют возможности не только увязать ТТХ проектируемых машин с множеством технологических и производственных факторов, но и создать основы решения задачи обоснования таких параметров, которые бы не ухудшали конструктивно заложенные показатели их TTX. Поскольку возникающая проблема выходит за пределы применимости известных подходов [7], а общие принципы, изложенные в этих работах, достаточно привлекательны и имеют значительный потенциал развития и обобщения, то в данной работе предлагается совершенствование обобщенного параметрического моделирования и адаптация на множество технологических и производственных факторов, влияющих на TTX проектируемых ЛБМ.

Отталкиваясь от подходов, изложенных в работе [10], рассматривается три типа факторов, обусловливающих ТТХ проектируемых машин. Во-первых, это проектные параметры $P_G^{(i)}$, $i=1,\ldots,N_G$, которые определяют общую компоновку машин, габаритные и присоединительные размеры отдельных элементов, свойства материалов и т.п. Во-вторых, это режимы боевого применения данных машин $P_B^{(k)}$, $k=1,\ldots,N_B$, которые в целом определяют виды и степени воздействий на элементы БТР, БМП, БМД. В-третьих, это технологические режимы изготовления элементов исследуемых машин $P_T^{(j)}$, $j=1,\ldots,N_T$. Последние © Н.А. Ткачук, 2017

порождаются типами обработки, видами технологических операций и назначенными технологическими режимами. В комплексе все три множества параметров $P_{\scriptscriptstyle G}, P_{\scriptscriptstyle B}, P_{\scriptscriptstyle T}$ образуют множество обобщенных параметров, в целом определяющих уровень достигаемых ТТХ:

$$T = T(p), \quad P = \{P_G, P_B, P_T\}^T.$$
 (1)

Здесь T – массив TTX, P – объединенное множество обобщенных параметров.

Естественно, что для многих компонент TTX установление связи (1) требует проведения анализа процессов и состояний, которые сопровождают все этапы жизненного цикла изделия, в особенности – в условиях боевого применения:

$$L(u, p, t) = f, (2)$$

где L — оператор процесса или состояния, u — массив переменных, описывающих исследуемый процесс или состояние, t — время, f — внешнее воздействие на исследуемый объект.

Например, в качестве системы (2) могут выступать уравнения теории упругости (для определения НДС массивных тел, оболочек, пластин или стержней), уравнения теории колебаний (для определения частот и форм колебаний или переходных процессов). В любом случае система уравнений (2) устанавливает (обычно в виде системы дифференциальных уравнений в частных производных) связь переменных состояния u с параметрами p, проявляющаяся в виде параметрического семейства:

$$u = u(f, p, t) \tag{3}$$

по итогам интегрирования (2).

Имея в распоряжении соотношения (2), можно ставить задачи обеспечения требуемых TTX

$$T^{(s)}(u(p)) \rightarrow \max(\min), s = 1, 2, \dots$$
 (4)

при некоторых ограничениях H_* на отдельные величины

$$H^{(q)}(u(p)) \le H_*^{(q)}, q = 1, 2, ...$$
 (5)

Так, например, в качестве критериев (4) могут выступать масса, скорость движения машины, степень деформирования ее отдельных элементов и т.п. Как ограничения могут фигурировать прочностные свойства используемых материалов, допустимые амплитуды или частоты колебаний и другие величины.

Таким образом, соотношения (1)-(5) формируют систему соотношений, позволяющих ставить и решать задачи параметрического анализа, чувствительности, а также структурного и параметрического синтеза. При этом, в отличие от традиционных подходов, пространство варьируемых параметров содержит также новое, ранее не учитываемое множество величин — технологические и производственные параметры P_T (см. выше). Это существенно расширяет возможности и результативность предлагаемого усовершенствованного подхода как в плане полноты математической модели, ее адекватности, так и в плане практической эффективности получаемых результатов исследований. Также важным вопросом является точность компьютерного моделирования, используемого для получения решений (2), способ-

ность бесконфликтного обмена информацией между этапами и системами геометрического моделирования (CAD), исследований (CAE) и технологической подготовки производства (CAM). Кроме того, не менее важной является проблема верификации параметров математической и численной моделей, описывающих исследуемый объект.

Все описанные выше задачи формально могут быть охвачены подходами, описанными в работе [10]. В то же время, как отмечалось выше, само множество определяющих параметров в настоящей работе расширено именно за счет неучитываемых ранее технологических и производственных факторов. Это составляет существенное дополнение с точки зрения решения конечной задачи обеспечения требуемых ТТХ проектируемых машин специального назначения.

Следует заметить, что в зависимости от типа исследуемого процесса или состояния (2), критериев и ограничений (4), (5) порядок и содержание решения возникающих при этом задач видоизменяются. В связи с этим предлагается проиллюстрировать некоторые этапы исследований на примере анализа изменения спектра собственных частот колебаний (СЧК) бронекорпусов транспортных средств специального назначения при изменении их проектнотехнологических параметров.

Анализ влияния толщины и свойств материалов элементов бронекорпусов на спектр собственных частот их колебаний. Рассмотрим бронекорпус транспортного средства специального назначения, определяемый проектно-технологическими его параметрами (форма и размеры бронепанелей в плане, карта распределения толщин листов и силовой структуры в проекциях, свойства материалов элементов бронекорпуса и сварных швов и т.п.). Поскольку корпус является основным элементом, объединяющим и интегрирующим все агрегаты и системы машины, то он в процессе эксплуатации и боевого применения подвергается множеству динамических воздействий (как от внешних, так и от внутренних источников). В связи с этим чрезвычайно важным является вопрос определения спектра собственных частот его колебаний, поскольку собственные частоты и формы колебаний во многом определяют наблюдаемые переходные и установившиеся колебательные процессы. В свою очередь это влияет, например, на точность стрельбы (за счет деформирования подбашенного листа), на прочность и жесткость элементов бронекорпуса (определяют уровень защищенности) и т.п. Более того, вследствие разброса технологических режимов изготовления бронекорпусов (получается вследствие разброса толщин листов-заготовок, поступающих от металлургических производств; вследствие применения тех или иных типов сварных швов и конкретных условий и качества выполнения сварки; вследствие разнородности микроструктуры, химического состава, твердости и прочности слоев материалов бронепанелей по толщине; вследствие изменения свойств материалов бронепанелей в зонах сварных швов и т.п.).

Учитывая, что данное варьирование накладывается на варьирование проектных параметров бронекорпусов, получаемое множество варьируемых величин сильно разрастается, приводя к лавинообразному росту объема исследований. В то же время можно отметить, что во многих случаях диапазон варьирования отдельных параметров незначителен. Так, массово-геометрические характеристики сварных конструкций изменяются в пределах 2-5 %; такой же порядок диапазона варьирования — для распределения толщины в плане в пределах бронепанелей, а также массы и моментов инерции размещаемых в/на бронекорпусе систем и агрегатов и т.п.

Таким образом, исходная задача модифицируется, приобретая характер анализа чувствительности исследуемых характеристик бронекорпусов на конечное, но малое изменение проектно-технологических параметров. Для ее решения предлагается применить подходы, предложенные к использованию для тонкостенных элементов конструкций в ряде работ [5, 8, 9] и развитые в работе в работе [10]. Следуя этому подходу, переходим от континуальной формулировки задачи (2) к дискретной ее форме. Применительно к задаче определения

спектра СЧК бронекорпусов наиболее эффективно применение метода конечный элементов (МКЭ) [6]. С учетом варьирования отдельных параметров получаем соотношения для определения собственных частот $\omega_i(p)$, где $p = \{p_1, \dots, p_n\}^T$. Разрешающая система уравнений принимает вид:

$$\det(K(p) - \omega^2 M(p)) = 0, \qquad (6)$$

где K, M — матрицы жесткости и масс конечно-элементных ансамблей, моделирующих исследуемые бронекорпуса.

В соотношениях (6) можно отвлечься от природы параметрических зависимостей, сконцентрировав внимание, например, на зависимости собственных частот ω_i от карты распределения толщин по панелям бронекорпуса:

$$h_{\mu} = h_{\mu}(p), \mu = 1, \dots, N_{n}.$$
 (7)

Здесь h_{μ} — реальная толщина элемента μ бронекорпуса (детализация — вплоть до размеров конечного элемента) как функция проектно-технологических параметров p. Как отмечалось выше, в силу действия множества факторов p, распределение h_{μ} представляет определенную функцию и учитываемых параметров p, и неучитываемых стохастических воздействий p; в результате чего

$$h_{\mu} = h_{\mu}^{0} - \Delta h_{\mu}(p, p^{\sim}), \tag{8}$$

где h_{μ}^{0} — распределение "номинальных" толщин (т.е. толщин для некоторого базового варианта бронекорпуса), Δh_{μ} — отклонения этих толщин в актуальном варианте по сравнению с базовым.

В уравнениях (8), как уже отмечалось, можно отвлечься на определенном этапе от природы возникновения Δh_{μ} , обратив внимание лишь на их малости:

$$\Delta h_{\mu}/h_{\mu} \ll 1 \forall \mu. \tag{9}$$

Применив используемые в работе [5] обозначения $\alpha_{\mu} = \Delta h_{\mu} / h_{\mu}$ и сформировав соответствующий массив относительных параметров $\alpha = \left\{\alpha_1,...,\alpha_{N_h}\right\}^T$, для определения собственных частот колебаний бронекорпусов можно применить следующий прием: СЧК представляются в виде зависимости

$$\omega_i(\alpha) \approx \omega_i^{(0)} \left(1 - \frac{1}{2} \left(\delta_K^G - \delta_M^G \right) \right), i = 1, 2, \dots,$$

$$(10)$$

где $\omega_i^{(0)}$ – решения (6) при $h_\mu = h_\mu^{(0)}$, а коэффициенты

$$\delta_K = \sum_k r_k \alpha_k; \qquad (11) \qquad \delta_M = \sum_k s_k \alpha_k , \qquad (12)$$

где r, s — некоторые коэффициенты линейных форм от массива параметров α .

41

Таким образом, соотношения (10) декларируют примерно линейную зависимость $\omega_i(\alpha)$. В то же время можно обратиться к существующим нормам на допустимое изменение толщин h_{μ} , что диктует справедливость соотношений

$$\alpha \le \alpha^*$$
, (13)

где α^* — предельно допустимое варьирование толщин отдельных элементов бронекорпуса на этапе проектирования и технологической подготовки производства.

С учетом этого предлагается также привлечь для вычисления чувствительности вместо соотношений (10)-(12) альтернативные конечно-разностные соотношения [5, 8, 9]:

$$\omega_i(\alpha_p^{\sim}) = \omega_i^{(0)} \left(1 - \sum_s \Delta_s \cdot \alpha^* \right), \tag{14}$$

где $\alpha_p^{'\sim} = \left\{0;0;\dots\alpha^*;\dots0\right\}^T$ — массив параметров, в котором ненулевым является только компонента α под номером $p,\,\Delta_s^{(i)}$ — компоненты чувствительности.

Определив из (14) $\Delta_{_S}^{(i)}$, для произвольного набора α получаем:

$$\omega_i(\alpha) = \omega_i^{(0)} \left(1 - \sum \alpha \cdot \Delta^{(i)} \right). \tag{15}$$

Соответственно, для определения величин $\Delta_s^{(i)}$ необходимо вычислять корни системы уравнений (6) при наборах параметров α_p^{\sim} . Учитывая высокие возможности современных программных комплексов, реализующих МКЭ, многовариантные расчеты спектров собственных частот $\omega_i(\alpha_p^{\sim})$ не составляют значительных затруднений. В силу этого получаемые решения дают возможность отслеживать тенденции и величины изменения СЧК при варьировании толщин элементов бронекорпусов. Таким образом, общие соотношения, изложенные в работе [10], получили свою удобную для алгоритмизации форму.

Структура специализированного программно-модельного комплекса (СПМК). Структура специализированного ПМК, реализующего заявленные исследования, предлагается в следующем виде (рис. 1). Отличительной особенностью функционирования данного СПМК является целенаправленное варьирование параметров на этапе 6 на основе данных о чувствительности, получаемых на этапе 5. Важно, что, в отличие от известных подходов, здесь реализована процедура "плавающего" набора реперных решений, т.е. он периодически изменяется, локализуясь и сужаясь. Это повышает точность решения задачи.

В качестве иллюстрирующего примера представлено исследование реакции спектра СЧК бронекорпуса МТ-ЛБ на изменение толщин бронепанелей. Общий вид модели бронекорпуса МТ-ЛБ и его конечно-элементная модель (КЭМ) (на основе Shell-элементов) представлены на рис. 2 (при толщинах элементов корпуса 6 мм), на рис. 3 приведены некоторые формы колебаний корпуса МТ-ЛБ, а на рис. 4 — зависимость собственных частот колебаний от толщины. Эти иллюстрации подтверждают возможность линеаризации зависимостей $\omega_S = \omega_S(\alpha)$ с сохранением точности до существенных значений α .

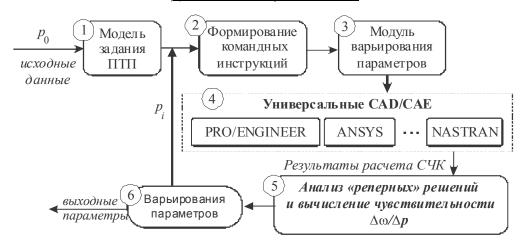


Рис. 1. Структура СПМК для анализа чувствительности вибращионных характеристик бронекорпуса (СЧК) на варьирование проектно-технологических параметров (ПТП)



Рис. 2. Общий вид корпуса МТ-ЛБ: *а* – модель корпуса бронетранспортера с одинаковой толщиной бронепанелей во всех проекциях; *б* – КЭМ (на основе Shell-элементов)

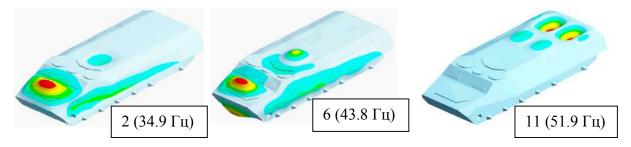


Рис. 3. Некоторые собственные формы колебаний корпуса МТ-ЛБ (при толщинах элементов корпуса 6 мм)

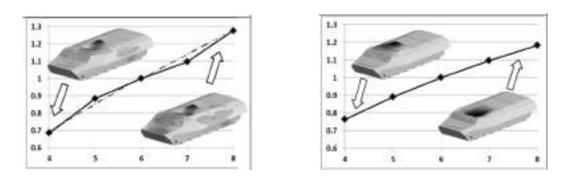


Рис. 4. Изменения собственной частоты, отнесенной к собственной частоте при толщине элементов корпуса 6 мм, и изменение соответствующей ей формы колебаний при варьировании толщин элементов корпуса в диапазоне 6±2 мм

Выводы. Можно заключить, что в работе описан новый подход к расчету бронекорпусов транспортных средств специального назначения путем анализа чувствительности характеристик вибровозбудимости бронекорпусов на варьирование проектно-технологическипроизводственных параметров. Получены следующие результаты.

- 1. Путем пополнения множества обобщенных параметров, определяющих ТТХ проектируемого и изготавливаемого ТССН, удается, в отличие от известных подходов, за счет неучитываемых ранее технологических и производственных факторов расширить постановку задачи об обосновании рациональных проектно-технологических параметров вновь создаваемой или модернизируемой машины.
- 2. На примере бронекорпусов машин типа МТ-ЛБ исследовано влияние варьирования толщин бронепанелей на изменения отдельных характеристик. При этом установлено, что малые степени изменения толщин оказывают близкое к линейному влияние на отдельные характеристики бронекорпуса. В частности, на примере спектра собственных частот бронекорпуса МТ-ЛБ подтверждены близкие к линейному закону тенденции изменения отдельных частот при малом, но конечном (в пределах ±33 %) утонении/утолщении его бронепанелей.
- 3. С учетом возможности линеаризации отклика характеристик бронекорпусов на варьирование толщин бронепанелей предложен новый подход к решению задач параметрического анализа и синтеза. Он состоит в том, что исходную задачу целесообразно решать в два этапа. На первом устанавливаются линеаризованные зависимости контролируемых характеристик от толщин бронепанелей h или степеней их угонения α , и по этим зависимостям решаются те или иные конкретные задачи в координатах h, α ; на втором этапе конкретизируются зависимости h, α от проектно-технологических параметров p, и решение переводится в эти координаты.
- 4. Предложенный подход с декомпозицией задач параметрического анализа и синтеза разделяет исходную постановку на 2 этапа, в которых соединяются: на первом сложные задачи анализа процессов и состояний, но линеаризованные упрощенные зависимости для задач параметрического анализа и синтеза; на втором сложные зависимости толщин от проектных параметров, но без необходимости решения сложных задач анализа процессов и состояний. Таким образом, находят рациональное сочетание требования к необходимым вычислительным ресурсам: задачи анализа и синтеза разнесены с использованием в качестве промежуточного параметра массива толщин бронепанелей.

Учитывая значительную актуальность задачи обоснования рациональных проектнотехнологических параметров, обеспечивающих заданные ТТХ перспективных ТССН, данный подход в дальнейшем обладает широкими возможностями при решении различных задач на этапах проектирования, исследования и ТПП этих машин, причем он распространяется на весь комплекс проектно-технологически-производственных параметров, а не только на толщины бронепанелей.

Литература: 1. Литвиненко А.В. Применение специализированных систем автоматизированного анализа и синтеза сложных механических конструкций: определение напряженнодеформированного состояния и обоснование параметров / Г.Д. Гриценко, А.В. Ткачук,
Н.А. Ткачук [и др.] // Вісник НТУ "ХПІ". — Харків: НТУ "ХПІ", 2008. — №14. — С. 17-25. 2. Литвиненко О.В. Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення / Є.В. Пелешко, М.А. Ткачук, С.Т. Бруль [и др.] // Вісник НТУ

"ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – № 39. – С. 116-131. 3. Литвиненко А.В. Совершенствование математических и численных моделей напряженно-деформированного состояния элементов бронекорпусов при действии ударной волны / А.В. Литвиненко, Н.А. Ткачук, А.Ю. Васильев [и др.] // Механіка та машинобудування. — Харків: НТУ "ХПІ", 2012. — № 1. — С. 155-161. 4. Литвиненко А.В. Общий подход к проектно-технологическому обеспечению защищенности бронекорпусов транспортных средств специального назначения / А.В. Литвиненко, Н.А. Ткачук, Б.Я. Литвин [и др.] // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – № 2. – С. 221-229. 5. Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-элементных моделей / Н.А. Ткачук, А.Ю. Танченко, А.Н. Ткачук, [и др.]// Вісник НТУ "ХПІ". Тем.вип.: Машинознавст-*Bo ma CAIIP. - 2012. - №22. - C. 147-169.* **6.** Zienkiewicz O.C. The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems / Zienkiewicz O.C., Taylor R.L. Mc Graw-Hill, London, 1989. – 725 р. 7. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н.А. Ткачук, Γ .Д. Гриценко, А.Д. Чепурной $[u \ \partial p] / M$ еханіка та машинобудування. — Харків: HTV "ХПІ", 2006. – № 1. – С. 57-79. 8. Танченко А.Ю. Связанная задача о напряженно-деформированном состоянии и коррозионном утонении тонкостенных элементов конструкций / A.Ю. Танченко // Механіка та машинобудування. — Харків: НТУ "ХПІ", 2010 - № 1. — С. 55-60. **9.** Танченко А.Ю. Напряженно-деформированное состояние пространственных тонкостенных конструкций с учетом утонения стенок несущих элементов / А.Ю. Танченко, Н.А. Ткачук, Ю.Б. Гусев // Вісник СевНТУ. Серія: Механіка, енергетика, екологія. — Севастополь, 2011. — Вип. 120. —С. 35-40. 10. Хлань А.В. Проектно-технологически-производственное обеспечение тактико-технических характеристик боевых бронированных машин: подходы, модели и методы/А. В. Хлань, А. Н. Малакей; Н. А. Ткачук [и др.] // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2017 - №1.

Bibliography (transliterated): 1. Litvinenko A.V. Primenenie spetsializirovannyih sistem avtomatizirovannogo analiza i sinteza slozhnyih mehanicheskih konstruktsiy: opredelenie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya i obosnovanie parametrov / G.D. Gritsenko, A.V. Tkachuk, N.A. Tkachuk [i dr.] // Visnyk NTU "KhPI". - Kharkiv: NTU "KhPI",2008. - #14. -S. 17-25. 2. Lytvynenko O.V. Kompleksne doslidzhennya mitsnosti ta zhorstkosti korpusiv transportnykh zasobiv spetsial'noho pryznachennya / Ye.V. Peleshko, M.A. Tkachuk, S.T. Brul' [y dr.] // Visnyk NTU "KhPI". - Kharkiv: NTU "KhPI", 2010. - # 39. - S. 116-131. 3. Litvinenko A.V. Sovershenstvovanie matematicheskih i chislennyih modeley napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya elementov bronekorpusov pri deystvii udarnoy volnyi / A.V. Litvinen-ko, N.A. Tkachuk, A.Yu. Vasilev [i dr.] // Mekhanika ta mashynobuduvannya. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. – # 1. – S. 155-161. 4. Litvinenko A.V. Obschiy podhod k proektno-tehnologicheskomu obespecheniyu zaschischennosti bronekorpusov transportnyih sredstv spetsialnogo naznacheniya / A.V. Litvinenko, N.A. Tkachuk, B.Ya. Litvin [i dr.] // Mekhanika ta mashynobuduvannya. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. – # 2. – S. 221-229. 5. Analiz chuvstvitelnosti prochnostnyih i dinamicheskih harakteristik mashinostroitelnyih konstruktsiy na osnove pryamogo vozmuscheniya konechno-elementnyih modeley / N.A. Tkachuk, A.Yu. Tanchenko, A.N. Tkachuk, [i dr.] // Visnyk NTU "KhPI". Tem.vyp.: Mashynoznavstvo ta SAPR. – 2012. – #22. – S. 147-169. 6. Zienkiewicz O.C. The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems / Zienkiewicz O.C., Taylor R.L. Mc Graw-Hill, London, 1989. – 725 p. 7. Konechno-elementnyie modeli elementov slozhnyih mehanicheskih sistem: tehnologiya avtomatizirovannoy generatsii i parametrizovannogo opisaniya / N.A. Tkachuk, G.D. Gritsenko, A.D. Chepurnoy [i dr.]// Mekhanika ta mashynobuduvannya. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2006. – # 1. – S. 57-79. 8. Tanchenko A.Yu. Svyazannaya zadacha o napryazhenno-

<u>Динаміка та міцність машин</u>

deformirovannom sostoyanii i korrozionnom utonenii tonkostennyih elementov konstruktsiy / A.Yu. Tanchenko // Mekhanika ta mashynobuduvannya. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2010 – #1. – S. 55-60. 9. Tanchenko A.Yu. Napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie prostranstvennyih tonkostennyih konstruktsiy s uchetom utoneniya stenok nesuschih elementov / A.Yu. Tanchenko, N.A. Tkachuk, Yu.B. Gusev // Visnyk SevNTU. Seriya: Mekhanika, enerhetyka, ekolohiya. – Sevastopol', 2011. – Vyp. 120. –S. 35-40. 10. Hlan A.V. Proektno-tehnologicheski-proizvodstvennoe obespechenie taktikotehnicheskih harakteristik boevyih bronirovannyih mashin: podhodyi, modeli i metodyi/A. V. Hlan, A. N. Malakey; N. A. Tkachuk [i dr.] // Mekhanika ta mashynobuduvannya. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017 – #1.

Ткачук М. А., Заворотний А. В., Грабовський А. В., Литвиненко О. В., Клімов В. Ф., Богач А. С., Храмцова І. Я., Пархонюк І. П.

АНАЛІЗ ЧУТЛИВОСТІ ВІБРАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БРОНЕКОРПУСІВ ДО ЗМІНИ ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

В роботі запропонована загальна структура, а також варіанти реалізації спеціалізованого програмно-модельного комплексу для оцінки та забезпечення захищеності, міцності, жорсткості, віброзбудливості бронекорпусів легкоброньованих машин. При цьому реалізований новий підхід до розв'язання задач синтезу проектно-технологічних рішень і параметрів бронекорпусів легкоброньованих машин і дослідження фізикомеханічних процесів і станів при їх бойовому використанні на основі результатів комп'ютерного моделювання.

Ткачук Н. А., Заворотный А. В., Грабовский А. В., Литвиненко А. В., Климов В. Ф., Богач А. С., Храмцова И. Я., Пархонюк И. П.

АНАЛИЗ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК БРОНЕКОРПУСОВ К ИЗМЕНЕНИЮ ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

В работе предложена общая структура, а также варианты реализации специализированного программно-модельного комплекса для оценки и обеспечения защищенности, прочности, жесткости, вибровозбудимости бронекорпусов ЛБМ. При этом реализован новый подход к решению задач синтеза проектно-технологических решений и параметров бронекорпусов легкобронированных машин и исследования физико-механических процессов и состояний при их боевом использовании на основе результатов компьютерного моделирования.

M. Tkachuk, A. Zavorotnyi, A. Grabovskiy, A. Lytvynenko, V. Klimov, A. Bogach, I. Khramtsova, I. Parkhoniuk

SENSITIVITY ANALYSIS OF ARMORED HULLS VIBRATION CHARACTERISTICS ON CHANGE OF DESIGN AND TECHNOLOGICAL PARAMETERS

The general structure and implementing options for specialized software and model complex are proposed. This complex is developed for evaluating and ensuring the security, strength, rigidity, vibration excitability of lightly armored vehicles hulls. At the same time, a new approach to the solution of synthesis problems of design and technological solutions and parameters of lightly armored vehicles hulls. This approach is based on computer modeling results of physical and mechanical processes and states during combat use of these vehicles.

ТРАНСПОРТНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 629.1.032.1

Бобер А.В., Герасименко В.И., Жадан В.А., Зарянов В.А.

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГЛУШИТЕЛЕЙ ДЛЯ СИСТЕМ ВЫПУСКА

Актуальность проблемы. Среди основных проблем современного общества шум является одной из наиболее злободневных проблем. Главными источниками шума являются транспортные средства, а точнее – их энергетические установки, базирующиеся на двигателях внутреннего сгорания. В наши дни экономически развитые страны расходуют на борьбу с шумом транспортных средств более одного процента своего бюджета. Однако шум растет, несмотря на то, что выхлопные системы становятся все эффективнее, а автомобили становятся все тише. Это объясняется повышением энергонасыщенности вновь разрабатываемых машин, ростом скоростей движения и повсеместным распространением моторизированной техники.

Начиная с 70-х гг. прошлого века разработаны нормы шумности для жилых помещений, городов, транспорта. Это усложнило работу и архитекторам, и строителям городской инфраструктуры, и автомобильным разработчикам. Конструкторы наряду с выполнением экологических предписаний обязаны обеспечивать выполнение стандартов шумности.

В настоящее время европейский стандарт ограничивает звук от работающего автомобиля 75 дБ, в ближайшее время эти требования должны еще ужесточиться. Чтобы добиться требуемого уровня шума, в автомобильной промышленности ежегодно внедряется много технических новшеств, реализующих различные принципы шумоподавления. Впрочем, главным и, пожалуй, единственным действенным средством борьбы с шумом выхлопа двигателя по-прежнему является глушитель.

Специалисты ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова» также принимают активное участие в решении проблемы шума силовых установок при создании новых образцов легкобронированной техники и по модернизации уже существующих. Одним из основных требований, предъявляемых к этим изделиям, является улучшение параметров подвижности, что требует применения мощных современных двигателей, а это, в свою очередь, ведет к увеличению шумового воздействия.

В проектируемых силовых установках широко используются хорошо зарекомендовавшие себя в эксплуатации автомобильные дизельные двигатели иностранного производства. Применение автомобильных двигателей требует использования автомобильных конструктивных решений при проектировании систем, обслуживающих двигатель. Так, например, возникает необходимость в разработке системы выпуска с глушителем в качестве основного средства снижения уровня шума.

Как правило, производитель двигателей дает рекомендации по выбору глушителей. Однако применение таких глушителей не всегда возможно из-за особенностей компоновки проектируемого изделия, поэтому возникает необходимость в самостоятельной разработке глушителей. С целью ускорения проектирования и снижения трудоемкости изготовления, обычно выбираются известные, хорошо зарекомендовавшие себя схемы глушителей. В большинстве случаев это комбинированные резонанснорасширительные глушители, эффективность которых доказана на многочисленных образцах мировой автопромышленности.

© А.В. Бобер, 2017

<u>Транспортне машинобудування</u>

Цель статьи. Целью настоящей статьи является отражение теоретических и экспериментальных исследований, позволяющих на стадии проектирования определять конструкцию и параметры глушителя с требуемыми акустическими характеристиками.

Основная часть. Глушитель является важным конструктивным элементом системы выпуска и предназначен для снижения уровня шума отработавших газов за счет преобразование энергии отработавших газов путем снижения их скорости, температуры и пульсации. Глушитель преобразует энергию звуковых колебаний в тепловую энергию, чем достигается снижение уровня шума до определенного значения. Вместе с тем применение глушителя в выпускной системе создает противодавление выпуску, которое приводит к некоторому снижению мощности двигателя.

По принципу действия глушители делят на активные глушители, реактивные и комбинированные.

В активных глушителях звуковая энергия превращается в тепло в звукопоглощающем материале, который размещают на внутренних полостях глушителя, в трубопроводах и вблизи их выходов в атмосферу. Поток газов в таких, т.н. «прямоточных», глушителях обычно направляется вдоль поверхности поглотителя, а их гидравлическое сопротивление в большинстве случаев относительно невелико.

Эффективная работа поглощающих конструкций в широком диапазоне частот обеспечивается при толщинах размещенных на них слоев звукопоглощающего материала порядка 1/4 длины волны заглушаемого звука. Для снижения уровня шума низкой частоты необходимые размеры поглощающих элементов становятся слишком большими, поэтому более эффективным оказывается применение реактивных глушителей.

Кроме того, к звукопоглощающим материалам, используемым в глушителях, предъявляются следующие требования:

- высокий коэффициент поглощения в нужном диапазоне частот;
- безвредность для человека;
- негорючесть;
- стабильность свойств при воздействии рабочих факторов;
- устойчивость к износу;
- невысокая стоимость и доступность.

Одновременное выполнение всех требований невозможно, требуется разумный компромисс при выборе материала. Поэтому глушители активного типа применяют в системах питания воздухом, а для систем выпуска отработавших газов широко применяют реактивные глушители.

Особенностью реактивных глушителей является резонансный характер их характеристик. При возбуждении реактивного глушителя широкополосным шумом большая часть энергии передается через него вблизи резонансных частот системы за счет возбуждения собственных колебаний газа, соответствующих собственным частотам, близким к частотам входного сигнала.

Существенным достоинством реактивных глушителей является отсутствие в них звукопоглощающих материалов, что особенно важно при использовании их в системах выпуска, где применение этих материалов осложнено их замасливанием и коксованием продуктов сгорания.

Если в спектре излучаемого шума имеются низкие и высокие частоты, то целесообразно применение комбинированных глушителей. Как правило, подобные глушителей.

тели шума выполняются в виде системы расширительных и резонансных камер, соединенных между собой с помощью сплошных или перфорированных труб.

В реактивных глушителях используется несколько принципов снижения уровня шума:

- расширение потока отработавших газов;
- изменение направления потока отработавших газов;
- интерференция звуковых волн.

Расширение потока выполнено за счет применения одной или нескольких камер разного объема, разделенных перегородками. Такое решение позволяет эффективно гасить низкочастотные звуковые колебания. Наряду с расширением в глушителе может осуществляться сужение потока с помощью диафрагменного отверстия (дросселя) для гашения высокочастотного шума.

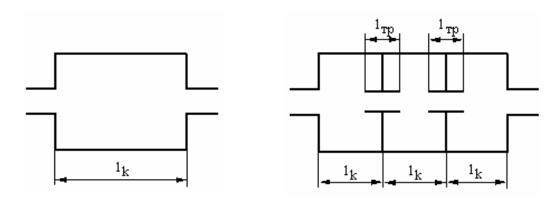


Рис. 1. Камерный глушитель

Рис. 2. Многокамерный глушитель

Простейший резонансный глушитель (см. рис. 1) представляет собой одиночную расширительную камеру. Его эффективность можно рассчитать по формуле:

$$\Delta L_k = 10 \ln[1 + 1/4(m - 1/m)^2 \sin^2 k l_k]$$
 (1)

где $m-S_2/S_I$ — отношение площади поперечного сечения расширительной камеры и соединительной трубы ячейки глушителя, м² соответственно; lk — длина расширительной камеры, м; $k-2\pi f/c$ — волновое число, м¹; f— частота, Γ ц; c — скорость звука газов, проходящих через глушитель, м/с.

Частотная характеристика затухания в камерном глушителе имеет ряд чередующихся максимумов, значение которых определяется значениями параметра m, а частота — длиной камеры расширения lk.

Заглушающее действие одиночных расширительных камер эффективно лишь при условии, что основной канал выхлопного тракта имеет поперечные размеры много меньше поперечного размера расширительной камеры.

Если однокамерный глушитель не обеспечивает достаточного снижения шума, используют многокамерные глушители. Эффективность таких глушителей шума растет с увеличением числа камер, которые соединяются друг с другом с помощью отверстий

в разделительных перегородках или с помощью внутренних или наружных соединительных труб.

Если N однокамерных камер длиной lk расположены «в цепочку» и соединены между собой трубками длиной lmp (см. рис. 2), то эффективность многокамерного глушителя определяется по формуле [1]:

$$\Delta L = 20N\lg\{|y| + \sqrt{y^2 + 1}\}, \, \text{дБ},$$
 (2)

где

$$y = 0.5\{[1+0.5(m+1/m)]\cos[k(l_k+l_{mp})]+[1-0.5(m+1/m)]\cos[k(l_k-l_{mp})]\}$$

 $m=S_2/S_1$; S_2 и S_1 – площади поперечного сечения расширительной камеры и соединительной трубы ячейки глушителя, м² соответственно; $lk\ u\ lmp$ – длина камер и труб, м.

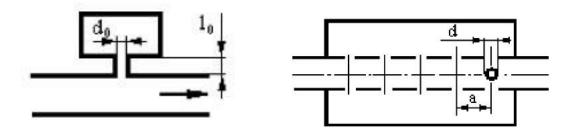


Рис. 3. Резонатор Гельмгольца

Рис. 4. Концентричный резонатор

Другим распространенным типом реактивных глушителей являются резонансные, частотная характеристика которых имеет ряд узких полос глушения вблизи собственных частот резонатора. Одиночный резонатор Гельмгольца (рис. 3) представляет собой полость, соединенную горловиной с трубопроводом. При возбуждении в резонаторе собственных колебаний звуковая энергия проходящей волны затрачивается на преодоление инерционности массы газа в горловине и упругости газа в полости.

Частота собственных колебаний резонатора Гельмгольца определяется выражением:

$$f_{\rm p} = c \sqrt{K_0/V} / (2\pi), \; {\rm II}$$
 (3)

где c – скорость звука, м/с; V – объем резонатора, м³; Ko = $S/(l_0 + \pi d_0/4)$ – проводимость горловины, м; S – площадь сечения горловины, м²; l_0 – длина горловины, м; d_0 – диаметр горловины, м.

Следует иметь в виду, что одиночный резонатор Гельмгольца редко используется для борьбы с шумом. Гораздо чаще используют концентричные резонаторы, которые образованы при помощи камеры, концентрично расположенной по отношению к трубопроводу, в котором выполнен ряд равномерно распределенных отверстий (рис.4).

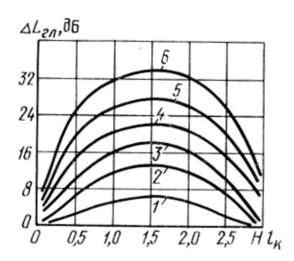
Величина глушения в однокамерном глушителе может быть определена, используя графики, приведенные на рис. 5, а в одиночном резонаторе – используя рис. 6. Максимальное глушение обеспечивается на частоте, при которой четверть длины волны

равна длине $l\kappa$, причем максимумы повторяются при нечетных числах четвертей волны $(n \lambda/4, \text{где } n=1, 3, 5, ...).$

В большинстве конструкций глушителей, за исключением прямоточных глушителей, предусматривается изменение направления движения потока отработавших газов. Угол поворота потока в подобных глушителях находится в пределах 90-360°, чем достигается глушение средне- и высокочастотных звуковых колебаний.

Интерференция звуковых волн, в зависимости от характера их наложения, приводит к увеличению или уменьшению амплитуды колебаний. Такой принцип глушения шума реализован путем использования перфорации в трубах и перегородках глушителя.

На эффективность снижения шума влияют геометрические параметры перфорации, такие, например, как относительный шаг расположения отверстий, диаметр отверстий, объем резонансной камеры и др. Изменяя диаметр отверстий, их расположение и количество, объем камеры, окружающей внутреннюю трубу и т.д., можно получить подавление звуковых колебаний в широком диапазоне частот.



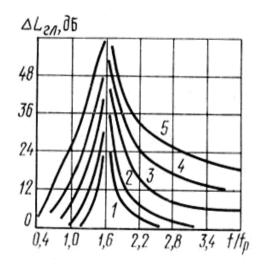


Рис. 5. Графики для расчета глушения камерными глушителями, при *m*: 1-4; 2-9; 3-16; 4-25; 5-49; 6-1000

Рис. 6. Графики для расчета глушения одиночными резонаторами, при $\sqrt{kV/2F}$: 1-0,1; 2-1; 3-10; 4-100; 5-1000

Уровень глушения на заданной частоте определяется выражением:

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

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, Γ ц; f_0 — частота, на которой определяется заглушение, Γ ц.

Акустическая проводимость отверстий, в свою очередь, определяется формулой:

$$C_0 = \frac{\frac{\pi}{4}d^2n}{l_c + \frac{\pi d}{4\varphi(\xi)}} \quad , \tag{5}$$

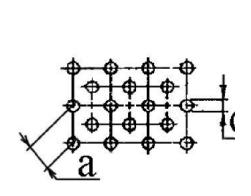
где d – диаметр отверстий, м; n – число отверстий; l_c – толщина стенки внутренней трубы, м; $\varphi(\xi)$ – функция Фока, которая характеризует присоединенную массу воздуха (отработавших газов) в районе отверстия.

Функция Фока определяется по формуле [2]:

$$\varphi(\xi) = \left(1 - 1,41\xi + 0,38\xi^3 + 0,068\xi^5\right)^{-1},\tag{6}$$

где $\xi = \frac{d}{a}$ – относительный шаг отверстий (см. рис. 7).

На рис. 8 приведен график функции Фока, которым пользуются на практике для упрощения расчетов.



 $\varphi(\xi)$

Рис. 7. Схема перфорации трубы

Рис. 8. График функции Фока

Частота настройки резонансного глушителя рассчитывается по формуле

$$f_0 = \frac{c_0 \sqrt{\frac{T}{273}}}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{V}},\tag{7}$$

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

Натурные испытания опытных образцов глушителей, сконструированных с учетом методик, изложенных в [1], [4] и [5], показали:

- где увеличение объема глушителя повышает эффективность шумоподавления;
- увеличение диаметра глушителя предпочтительнее увеличения его длины;
- эффективное глушение достигается применением перфорированных составных частей (труб и перегородок);
- с увеличением площади перфорации и длины пути, проходимого выхлопными газами, эффективность глушителя растет;
- для снижения низкочастотных составляющих шума выхлопа ДВС следует увеличивать объем глушителя;
- для снижения средне- и высокочастотных составляющих шума необходимо увеличивать площадь перфорации в глушителе;
- поворот потока газов перед выходом из глушителя увеличивает его эффективность;
 - поворот потока газов в глушителе более 360° нецелесообразен.

Заключение. При разработке системы выпуска, в том числе глушителя – как одного из основных элементов этой системы, проектировщику необходимо учесть и реализовать ряд основных требований, сформулированных в [2],[3], [5] и ряде других источников:

- высокая акустическая эффективность;
- минимальные габариты и масса;
- малое гидравлическое сопротивление;
- конструктивная и технологическая простота; при этом необходимо отметить,
 что конструкция системы выпуска, так же как и ее составных частей, в значительной мере определяется компоновочными и конструктивными решениями силовой установки и всего изделия;
 - долговечность и прочность конструкции;
 - герметичность и пожарная безопасность;
 - простота обслуживания в процессе эксплуатации;
 - невысокая стоимость.

Так, для любого двигателя может быть рассчитан и изготовлен глушитель камерного типа, имеющий необходимую акустическую эффективность и минимальное гидравлическое сопротивление. Однако глушитель такой конструкции имеет большие размеры, что практически исключает возможность его использования на силовой установке объектов БТТ.

Комбинированные глушители имеют приемлемые габаритные размеры и гидравлическое сопротивление. Активно-реактивные глушители со звукопоглощающими материалами для глушения шума системы выпуска применяют редко, так как в них происходит осмоление материала и ухудшается акустическая эффективность. Поэтому в качестве глушителей шума системы выпуска используют камерно-резонансные или камерные с перфорированными активными элементами глушители.

Анализ используемых систем глушения, с учетом области их применения, позволяет сделать вывод, что для снижения шума выхлопа ДВС в настоящее время наибольшее распространение нашли трех- или четырехкамерные реактивнорасширительные и/или комбинированные резонансно-расширительные глушители с изменением направления движения газового потока и применением составных частей с перфорацией. Глушители такого типа успешно используются в системах выпуска отработавших газов на изделиях БТР-4E, БТР-4B, ТБКМ «Дозор-Б».

Литература. 1. Бердников Л.А. Расчетные исследования влияния геометрических параметров резонансного (перфорированного) глушителя шума на эффективность снижения уровня шума / Л.А. Бердников, Д.А. Шишкин, Г.В. Пачурин // Фундаментальные исследования. — 2015. — № 2-4. — С. 701-703. 2. Борьба с шумом на производстве / Под общ. ред. Е.Я. Юдина.-М.: Машиностроение, 1985.- 400 с. 3.Колесников А.Е. Шум и вибрация / А.Е. Колесников. — Л.: Судостроение, 1988.— 248 с. 4.Техническая акустика транспортных машин / Под ред. Н.И. Иванова.— СПб: Политехника, 1992.— 365 с. 5. Иванов Н.И. Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах / М.: Транспорт, 1978. — 272 с. 6. Тузлов Л.В. Глушители шума в отечественном и зарубежном дизелестроении / Л.В. Тузов, М.А. Киселев, Л.Г. Егоров, А.В. Кныш, И.М. Чирков // - М.: Машиностроение, 1981, с.27-33.

Bibliography (transliterated): 1. Berdnikov L.A. Raschetnye issledovaniya vliyaniya geometricheskih parametrov rezonansnogo (perforirovannogo) glushitelya shuma na ehffektivnost' snizheniya urovnya shuma / L.A. Berdnikov, D.A. SHishkin, G.V. Pachurin // Fundamental'nye issledovaniya. − 2015. − № 2-4. − S. 701-703. 2. Bor'ba s shumom na proizvodstve / Pod obshch. red. E.YA. YUdina.-M.: Mashino-stroenie, 1985.- 400 s. 3. Kolesnikov A.E. SHum i vibraciya / A.E. Kolesnikov. − L.: Sudostroenie, 1988.− 248 s. 4. Tekhnicheskaya akustika transportnyh mashin / Pod red. N.I. Ivanova. − SPb: Politekhnika, 1992.− 365 s. 5. Ivanov N.I. Bor'ba s shumom i vibraciyami na putevyh i stroitel'nyh mashinah / M.: Transport, 1978. − 272 s. 6. Tuzlov L.V. Glushiteli shuma v otechestvennom i zarubezhnom dizelestroenii / L.V. Tuzov, M.A. Kiselev, L.G. Egorov, A.V. Knysh, I.M. Chirkov // - M.: Mashinostroenie, 1981, s.27-33.

Бобер А.В., Герасименко В.І., Жадан В.А., Зарянов В.А.

ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ГЛУШНИКІВ ДЛЯ СИСТЕМ ВИПУСКУ

Метою даної статті ϵ відображення теоретичних і експериментальних досліджень, що дозволяють на стадії проектування визначати конструкцію і параметри глушника з необхідними акустичними характеристиками.

Бобер А.В., Герасименко В.И., Жадан В.А., Зарянов В.А.

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГЛУШИТЕЛЕЙ ДЛЯ СИСТЕМ ВЫПУСКА

Целью настоящей статьи является отражение теоретических и экспериментальных исследований, позволяющих на стадии проектирования определять конструкцию и параметры глушителя с требуемыми акустическими характеристиками.

A. Bober, V. Gerasimenko, V. Zhadan, V. Zaryanov

DESIGN BASIS FOR EXHAUST SYSTEM MUFFLERS

The purpose of this article is to represent the theoretical and experimental researches, which make it possible to determine the design and parameters of muffler with required acoustic properties at the design stage.

Возгрин Ю.В., Жадан В.А., Зарянов В.А., Крот С.Г., Кузьминский В.А., Лазурко А.В.

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИ ВАРЬИРОВАНИИ ВХОДНЫХ ВЕЛИЧИН В ШИРОКОМ РАБОЧЕМ ДИАПАЗОНЕ МЕТОДАМИ КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Актуальность темы. За последнее десятилетие в ГП «ХКБМ» им. А.А. Морозова были спроектированы и изготовлены опытные образцы колесных бронетранспортеров (БТР), оснащенные современными системами вооружения отечественного производства, а также двигателями и автоматическими коробками передач (АП) как зарубежного, так и украинского изготовления. При проведении конструкторских разработок силовых установок БТР особое внимание уделялось возможности выполнения ими боевых задач в условиях жаркого климата, характерного для государств — потенциальных заказчиков, в особенности при температурах окружающего воздуха до + 55°С в тени.

Для реализации поставленной цели конструировались системы охлаждения (СО) двух типов: традиционные для ГП «ХКБМ» эжекционные системы охлаждения, примененные на БТР-60М, БТР-70М, БТР-3Е, БТР-4Е и обеспечивающие охлаждение радиаторов эжектированием окружающего воздуха за счет использования энергии выпускных газов двигателя на выходе из сопел ресивера; и вентиляторные системы охлаждения, в которых радиаторы охлаждаются потоком воздуха, создаваемым вентиляторами (на БТР-3ДА, БТР-3Е1, БТР-4А, БТР-4В и БТР-4Е-2). Но если в конкретных приведенных эжекционных системах охлаждения радиаторы охлаждаются воздухом из атмосферы, а моторно-трансмиссионная установка (МТУ) отделена от проникновения воздушных потоков, проходящих через радиаторы, то в разработанных вентиляторных системах охлаждения потоки воздуха проходят через моторно-трансмиссионное отделение (МТО), при этом существует два вида конструктива, имеющих преимущества и недостатки.

В первом варианте вентиляторы засасывают холодный атмосферный воздух в радиаторы, после них он нагревается, обдувает МТУ и выбрасывается через выходные жалюзи (БТР-4A, БТР-4B и БТР-4E-2). Положительный момент — радиаторы охлаждаются воздухом из атмосферы, отрицательный - значительный нагрев воздуха внутри МТО, что снижает работоспособность расположенных там гидравлических систем и увеличивает температуру в обитаемых отделениях, создавая некомфортные условия для членов экипажа.

Во втором варианте вентиляторы забирают уже подогретый двигателем и силовыми агрегатами воздух из отсека МТУ и направляют его в радиаторы системы охлаждения, после чего он выходит наружу (БТР-3ДА и БТР-3Е1). При этом положительным является то, что, двигатель, трансмиссия, топливные и масляные баки, гидравлические системы, расположенные в МТО, не нагреваются дополнительно горячим воздухом и сохраняются комфортные условия для экипажа, а отрицательным — снижается эффективность системы охлаждения, т.к. на вход в радиаторы поступает уже подогретый в МТО воздух.

Цель статьи. Оценка применяемых в настоящее время конструкций МТО в плане определения оптимальной схемы компоновки вентиляторной системы охлаждения для её работы с большей эффективностью при одинаковых энергозатратах, что в дальнейшем необходимо для проектирования перспективных БТР.

© Ю.В. Возгрин, 2017

Основная часть. В данной статье проанализируем существующие конструкции с помощью использования методов конечноэлементного моделирования физических процессов, в частности, процессов теплообмена в системе охлаждения современных образцов военной техники отечественного производства БТР-4А, БТР-4В и БТР-4Е-2. На основании данного анализа можно также оценить эффективность функционирования наиболее перспективной схемы компоновки вентиляторной системы охлаждения, когда по отдельному воздуховоду атмосферный воздух с помощью вентиляторов просасывается через радиаторы и выбрасывается обратно в атмосферу, не попадая в отсек МТУ. Такое моделирование позволит правильно оценить и выбрать систему охлаждения двигателя.

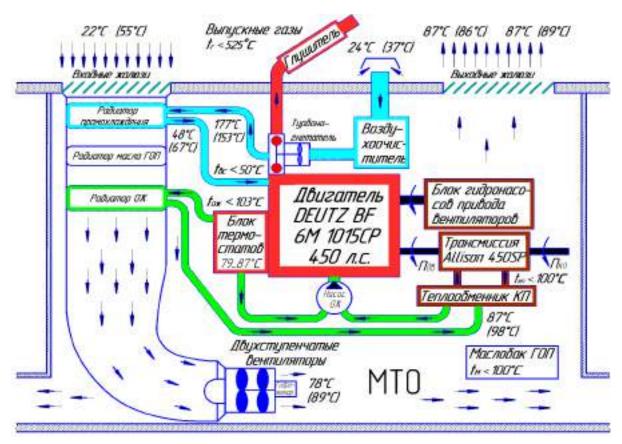


Рис. 1. Принципиальная схема вентиляторной системы охлаждения БТР-4В, систем воздухопитания и газоудаления силовой установки с двигателем DEUTZ (в скобках приведены значения температур воздуха и охлаждающей жидкости при подаче на радиаторы нагретого до +55°C воздуха)

На рис. 1 в качестве примера конструкция, при которой холодный воздух из атмосферы просасывается вентиляторами через радиаторы и поступает уже нагретым в МТО, приведена упрощенная принципиальная схема вентиляторной системы охлаждения БТР-4В. На данной схеме стрелками показано движение потоков воздуха и охлаждающей жидкости (ОЖ), а также приведены значения их температур, полученные при испытаниях. Так, например, при температуре воздуха на входе в радиаторы 22°С на выходе из вентиляторов (после радиаторов) он поступает в МТО нагретым до 78°С, после чего нагревается ещё и на выходе из отсека его температура уже составляет 87°С.

При температуре окружающего воздуха 55°C из вентиляторов в МТО поступает воздух, нагретый уже до 89°C (значения в скобках), а на выходе из выходных жалюзи его температура составляет 86...89°C. Таким образом, нагрев воздуха внутри МТО БТР-4В до температуры 80...90°C отрицательно влияет на работу гидравлических сис-

тем, а в случае негерметичности МТО создают не комфортные условия работы членам экипажа.

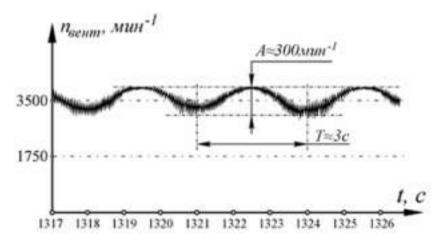


Рис. 2. Характеристика колебаний значения скорости вращения ротора вентилятора типовой системы охлаждения

Исходя из экспериментальных данных, при обдуве вентиляторами поверхности радиаторов турбулентный поток воздуха имеет волновой пульсационный характер (см. рис. 2). Поэтому при испытаниях различных конструкций кожуха, по которому движется воздушный турбулентный поток, пульсации скорости сосредотачивались в одном направлении. Имея экспериментальные данные по пульсационным характеристикам турбулентного потока, можно смоделировать движение воздуха в каждой точке области течения от выхода с вентилятора до фронтальной поверхности радиатора, если вентилятор работает на обдув, и наоборот, при работе на всасывание – от фронтальной поверхности до входа в вентилятор [1].

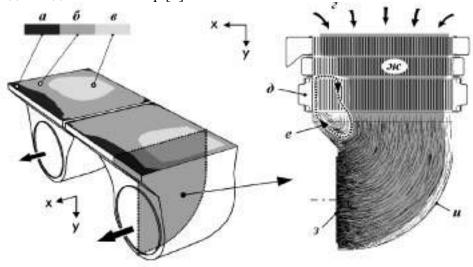


Рис. 3. Схема движения потока охлаждающего воздуха в системе охлаждения бронетранспортера БТР-4В на участке от входа до вентиляторного блока

Атмосферный воздух z просасывается через блок радиаторов $\boldsymbol{\delta}$ под действием разрежения, создаваемого вентилятором, установленным на фланец \boldsymbol{s} за блоком радиаторов, и спрямляется кожухом перед входом в вентилятор; таким образом производится обдув радиаторов (см. рис. 3).

Расчет показал, что распределение поля скоростей, как и ожидалось, носит далеко не равномерный характер. Воздушный поток имеет ядро \boldsymbol{e} (см. рис. 3), скорость течения в котором превышает расчетную, что связано с пониженной средней скоростью течения в зоне $\boldsymbol{\delta}$ при постоянном исходном расходе атмосферного воздуха [1]. Также неизбежно присутствует застойная зона a, состоящая из присоединённых вихрей [3], например, вихрь \boldsymbol{e} . Очевидно, что такая картина достаточно отличается от расчетной, при которой поле скоростей по сечению сердцевины радиатора имеет равномерное распределение, а сужения реального эквивалентного диаметра течения не учитывается. Очевидно введение коэффициента, учитывающего снижение коэффициента теплоотдачи при неполном отмывании теплоотдающих поверхностей радиатора δ , как это и предлагается в [2, 3].

Как видно из экспериментальных данных, появляются образования групп в переходных и турбулентных режимах течения, что приводит к новой кинетической теории по обобщению определения энтропии для неравномерных и неоднородных потоков. Это обобщение показывает, что при образовании в потоке газа групп молекул энтропия увеличивается, а это свидетельствует о более вероятном состоянии газа с турбулентными молями.

Исходя из этого анализа, необходима теория для построения турбулентности в более строгом приближении, рассматривая ламинарные течения стабилизированными и выявляя ряд других явлений.

При построении модели турбулентности необходимо гидродинамические характеристики турбулентного течения усреднять параметрами потока, учитывая, что в ламинарном потоке процесс выравнивая полей скорости u, температуры T, плотности потока ρ осуществляется за счет хаотического движения молекул со средней скоростью $u_{\rm сред}$ и средней длиной пробега λ .

При турбулентном обтекании в процессе выравнивания параметров потока участвуют не только отдельные молекулы, а целые группы молекул – моли, которые имеют одинаковые скорости и температуры, после чего смешиваются с основным потоком, изменяя при этом скорость.

Появление молекул молей в переходных и турбулентных потоках подтверждено в работах Филиппова [4].

Кроме того, исходя из принципов механики и теории вероятности, в работах Струминского [5, 6] показано, что при больших числах Рейнольдса появляются устойчивые группы молекул.

Если посмотреть на рис. 2, то видно, что неустойчивая область $c_i > 0$, а также, что две соседние амплитуды имеют противоположные направления скорости пульсаций u, образуя группы с противоположными направлениями скоростей потока. В таких потоках процесс перемешивания будет протекать гораздо интенсивнее, чем при ламинарных режимов течения. Поэтому при определении границ устойчивости ламинарных режимах течения, где малые значения числах Рейнольдса, необходимо определять начало пульсаций турбулентности, где происходит появление устойчивой группы молекул.

В работе Струминского [5], показано, что групповые функции удовлетворяют системе кинетических уравнений:

$$\frac{df_{s}}{dt} = \sum_{\tau=1}^{M} \iiint (f_{s}^{\prime} - f_{\tau}^{\prime} - f_{s} f_{\tau}) g_{\rho\tau} b db d \quad d\epsilon \ dU_{\tau}, \qquad (1)$$

где M — число групп в системе; f_s — функция распределения групп молекул системы, f_τ — функция распределения напряжения трения турбулентного потока системы, $g_{\rho\tau}$ — функция восстановления системы, зависящая от плотности и напряжения трения; Mexahika та машинобудування, 2017, Mexahika Mexahika та машинобудування, Mexahika Mexahi

 $b\ d$ — зоны ограничения системы, dU_{τ} — дифференциал пульсирующей скорости турбулентных напряжений, $d\varepsilon$ — суммарная турбулентность потока системы.

Решение этой системы методом Струминского привело к системе гидрадинамических уравнений, отличных от уравнений Навье-Стокса [6].

В связи с этим, при обобщении кинетической теории в силу значительных неоднородных неравновесных процессов вызванных пульсациями температурного потока, скачка уплотнения с пограничным слоем, разгонного движения в потоке, где присутствует достаточно большое количество групп молекул, энергия может меняться с изменением режимов течения. Эта кинетическая теория имеет большие возможности в аналитической форме решить задачи изменения структуры по движении турбулентного потока методом моделирования, применяя экспериментальные значения коэффициента теплоотдачи стенки, и дает возможность изучать тепловые процессы не только на всей поверхности обтекаемого тела, но и на исследующей части.

В любом равновесном изотермическом процессе с нулевой работой энергия расходуется на увеличение энтропии системы и выделяется при уменьшении энтропии. Данные состояния являются числом возможных микросостояний (способов), с помощью которых можно составить общее макроскопическое состояние. Этот постулат, названный Альбертом Эйнштейном принципом Больцмана, положил начало статистической механике, которая описывает термодинамические системы, используя статистическое поведение составляющих их компонентов. Принцип Больцмана связывает микроскопические свойства системы с одним из её термодинамических свойств. Согласно определению, энтропия является функцией состояния, то есть не зависит от способа достижения его, а определяется параметрами этого состояния.

С появлением групп в переходной области в системе изменяется энтропия и изменяется во времени. Рассмотрим группы, по теории Больцмана,

$$S_S = -kH_{S}, (2)$$

где S_{s-} энтропия системы, k- постоянная Больцмана, $H_{S}-$ функция распределения, введенная Больцманом.

$$H = \iiint f_1 \ln f_1 \, dV \tag{3}$$

Дифференцируем уравнение (2) по времени и получаем:

$$\frac{\partial S_s}{\partial t} = -k \iiint 1 + \ln F_s \frac{\partial F_s}{\partial t} dV_s, \qquad (4)$$

или

$$\frac{\partial S_s}{\partial t} = -k \sum_{\tau=1}^{M} \iiint 1 + \ln F_s J(F_s F_\tau) dV_s, \qquad (5)$$

где

 $J(F_s F_\tau)$ — функция распределения турбулентного потока, проходящего через область Vs поверхности в единицу времени.

<u>Транспортне машинобудування</u>

Выполняя интегрирование по области V_S определяем состояние всего вещества, заключенного в данном объеме при этом учитывая, что:

- область V_s параллельна оси Oz и не лежит на границе области S;
- вся область V_s проектируется на Оху области S;
- всякая часть области Vs параллельна любой из плоскостей (Oxy, Oxz, Oyz).

$$\frac{\partial S_{S}}{\partial t} = \frac{8 k}{m} \sum_{\tau=1}^{M} \frac{\rho_{\tau} \rho_{s} \Omega_{s\tau}^{-1,1}}{T_{S}} \left[(T_{\tau} - T_{s}) + \frac{2 m T_{s}}{T_{\tau} + T_{s}} (u_{\tau} - u_{s})^{2} \right], \quad (6)$$

где $\Omega_{s\tau}^{l,l}$ — параметр микросостояний коэффициента трения турбулентного пограничного слоя; m — постоянная пограничного слоя.

Из полученного выражения (6) видно, что энтропия групп молекул возрастает, и к этому приводит квадратичный член пульсации скоростей $(u_{\tau}-u_s)^2$, линейный член $(T_{\tau}-T_s)$ при $T_{\tau} > T_s$ энтропия $\partial S_{s/} \partial t > 0$, группы молекул положительные и охлаждают область S; а при $T_{\tau} < T_s$ энтропия $\partial S_{s/} \partial t < 0$, группы молекул отрицательные и нагревают область S.

Данное выражение описывает внутреннюю энтропию, скорость изменение внешней энтропии и температуру обменивающеюся между собой энергией групп молекул с разными входящими в систему и исходящими параметрами как правило отличающихся друг от друга.

Таким образом, проведенный анализ показывает, что образование молекулярных групп в турбулентном потоке приводит к увеличению его энтропии, и характеризует структуру системы, как способную к появлению более вероятных состояний. 1

Энтропию можно определить с помощью двух эквивалентных подходов – статистического и термодинамического. Статистическое определение основано на идее о том, что необратимые процессы в термодинамике вызваны переходом в более вероятное состояние, поэтому энтропию можно связать с вероятностью событий.

При росте энтропии имеет место явление, когда энтропия системы изменяется за счёт поступления теплоты при нагревании. В этом случае система всё более удаляется от прежнего состояния равновесия. Это видно из выражения (6) для статистического определения энтропии, когда рост энтропии сопровождается увеличением термодинамической вероятности макроскопического состояния системы. Однако при наличии значительной энергии полей в выражение (6) следует вводить поправки для энтропии полей. В настоящий момент экспериментальным исследованиям, подтверждённым результатами расчета, следует уделять большое внимание, и это приобретает ясное научное объяснение.

В то же время, составляя новые гидродинамические уравнения, можно с большой точностью предсказать начало появления неустойчивости системы, связанное с огромным числом групп молекул, некоторые из которых отклоняются от равномерного распределения. Параметры состояния не остаются строго постоянными, а испытывают большие колебания внутри своих равновесных состояний.

Поэтому мы можем подчеркнуть, что в рамках теории при учете появления групп молекул и различных возмущений в системе, создаваемых ими внутри пограничного слоя (как видно на рисунках 3 и 5), небольшие уступы приводит к дополнительным изменениям функции переменных, в которую входят большое количество допол-

нительных компонентов, создающих дополнительные возмущения в самой системе, что приводит к увеличению критического числа Рейнольдса.

Как видно, в неустойчивой области, где появляются группы молекул турбулентного режима течения, можно вычислить с помощью формул кинематику всей системы.

В плане улучшения конструктива компоновки МТО, направленного на изменение направления потоков воздуха внутри отсека, рассмотрим принципиальную схему усовершенствованной вентиляторной системы охлаждения БТР-4В, приведенную на рис.4. В данном случае атмосферный воздух, имеющий например, температуру 36°C, поступает в МТО, где в результате существующих тепловыделений двигателя, элементов трансмиссии и других работающих агрегатов происходит его нагрев до 52°C. С такой температурой воздух нагнетается вентиляторами в радиаторы системы охлаждения и выходит из них в атмосферу нагретым до температуры 93...98°C. В данном случае поступающий в МТО воздух способствует охлаждению наружных поверхностей работающих агрегатов МТО, но на вход в радиаторы он поступает уже нагретым с температурой на 16°C большей по сравнению с его температурой на входных жалюзи, что в общем снижает эффективность функционирования системы охлаждения при данной компоновке МТО. Следует отметить, что приведенные на рис. 4 значения температур были получены в ходе теплотехнических испытаний силовой установки БТР-4А с двигателем IVECO Cursor 10C10ENTC мощностью 430 л.с. с аналогичной компоновкой МТО и с вентиляторами той же производительности.

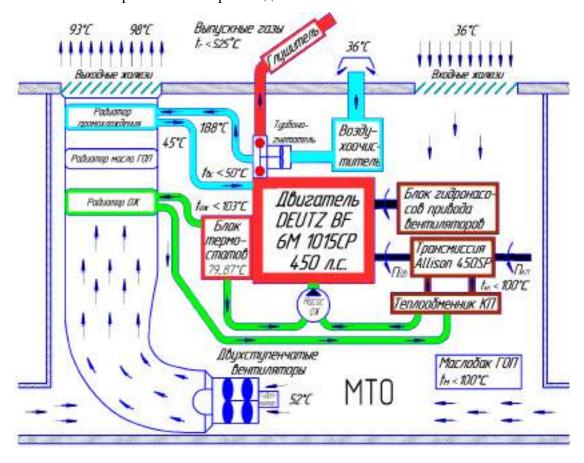


Рис. 4. Принципиальная схема усовершенствованной вентиляторной системы охлаждения БТР-4В и систем воздухопитания и газоотведения силовой установки с двигателем DEUTZ

Выводы: Рассмотренные два существующих варианта компоновки МТО с вентиляторной системой охлаждения силовой установки БТР не являются достаточно приемлемыми для обеспечения всех требований, предъявляемых к температурным условиям размещения гидросистем, других узлов и агрегатов внутри МТО, эффективности функционирования системы охлаждения силовой установки и обитаемости отделений. Проведенный анализ результатов измерений позволяет утверждать, что наиболее перспективен в плане минимизации существующих проблем рассмотренных компоновок МТО третий вариант – когда вентиляторный отсек с радиаторами герметичен и отделен от объёма МТО, то есть воздух забирается вентиляторами из атмосферы, охлаждает радиаторы и нагретый выбрасывается снова в атмосферу, а вентиляция МТО обеспечивается другими устройствами.

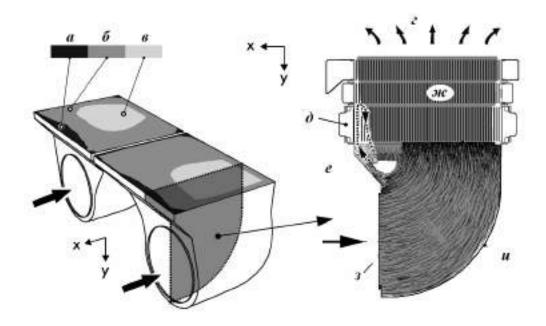


Рис. 5. Схема движения потока охлаждающего воздуха в усовершенствованной вентиляторной системе охлаждения бронетранспортера БТР-4В на участке от входа до вентиляторного блока

При расчетной оценке данного варианта компоновки МТО с вентиляторной системой охлаждения силовой установки однозначно созданная математическая модель тепловых потоков позволит с достаточной точностью определить эффективность предлагаемых мероприятий.

Литература: 1. Возгрин Ю.В., Ковалев М.С., Кузьминский В.А., Лазурко А.В., Мормило Я.М. «Комплексное исследование зависимости эффективности теплообмена в системе охлаждения от варьирования входных величин в широком рабочем диапазоне методами конечноэлементного моделирования» Науково — технічний журнал «МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ», №1, 2015, стор. 13-24. 2. Калинин Э.К. Интенсификация теплообмена в каналах / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, С. А. Ярко. — М.: Машиностроение, 1990. — 208с. 3. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. — М.: Наука, 1969. -411с. 4. Филипов Б.В., Струминский В.В. Экспериментальные исследования возникновения и раз-

вития турбулентности в трубках / Турбулентные течения. М.: Наука, 1970. 5. Струминский В.В. Кинетическая теория турбулентности: Предпр. СМНС АН СССР.М., 64с. 6. Струминский В.В. Кинетическая теория турбулентных течений / Проблемы турбулентных течений. М.:1987.c.14-32.

Bibliography (transliterated): 1. Vozgrin YU.V., Kovalev M.S., Kuz'minskij V.A., Lazurko A.V., Mormilo YA.M. «Kompleksnoe issledovanie zavisimosti ehffektivnosti teploobmena v sisteme ohlazhdeniya ot var'irovaniya vhodnyh velichin v shirokom rabochem diapazone metodami konechnoehlementnogo modelirovaniya» Naukovo − tekhnichnij zhurnal «MEKHANIKA TA MASHINOBUDUVANNYA», №1, 2015, stor. 13-24. 2. Kalinin EH.K. Intensifikaciya teploobmena v kanalah / EH.K. Kalinin, G.A. Drejcer, S. A. YArko. − M.: Mashinostroenie, 1990. − 208s. 3. SHlihting G. Teoriya pogranichnogo sloya / G. SHlihting. − M.: Nauka, 1969. -411s. 4. Filipov B.V., Struminskij V.V. EHksperimental'nye issledovaniya vozniknoveniya i razvitiya turbulentnosti v trubkah / Turbulentnye techeniya. M.: Nauka, 1970. 5. Struminskij V.V. Kineticheskaya teoriya turbulentnosti: Predpr. SMNS AN SSSR.M., 64s. 6. Struminskij V.V. Kineticheskaya teoriya turbulentnyh techenij / Problemy turbulentnyh techenij. M.:1987.s.14-32.

Возгрін Ю.В., Жадан В.А., Зарянов В.А., Крот С.Г., Кузьмінский В.А., Лазурко О.В.

ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛООБМІНУ У СИСТЕМІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПРИ ВАРЮВАННІ ВХІДНИХ ВЕЛИЧИН У ШИРОКОМУ РОБОЧОМУ ДІАПАЗОНІ МЕТОДАМИ СКІНЧЕНОЕЛЕМЕНТНОГО МОДЕ-ЛЮВАННЯ

В статті на основі математичних розрахунків та отриманих експериментальним шляхом даних проведено дослідження компоновочних рішень моторно-трансмісійного відділення (МТВ) бронетранспортера з вентиляторною системою охолодження. Дані матеріали мають практичну цінність і повинні використовуватися на початкових етапах проектування систем охолодження бронетранспортера з метою їх оптимізації та поліпшення характеристик.

Yu. Vozgrin, V. Zhadan, V. Zaryanov, S. Krot, V. Kuzminsky, O. Lazurko

COMPARATIVE EVALUATION OF HEAT EXCHANGE EFFICIENCY IN THE COOLING SYSTEM WITH VARIATION OF INPUT VALUES IN A WIDE OPERATING RANGE BY PROCEDURES OF FINITE ELEMENT MODELING METHODS

On the basis of mathematical calculations and experimental data the article studies the layout solutions for the power pack compartment (PPC) of armoured personnel carrier with fan cooling system. These materials serve a useful purpose and shall be used at the initial stages of APC cooling system design for the purpose of their optimization and improvement of characteristics.

УДК 623.2063

Волковой А.Н., Илларионов А. Н., Решетило В.И.

ПОВЫШЕНИЕ ОБЗОРНОСТИ ДЛЯ ЭКИПАЖА БОЕВЫХ МАШИН

Постановка проблемы.

Основными компонентами боевых машин являются: огневая система, защита и маневр. Откуда следует, что для выполнения этих трех компонент одним из основных условий является обзорность экипажа.

Анализ последних достижений.

Одним из слабых мест в современных боевых машинах является крайне низкая информативность обзора поля боя экипажем. Опыт ведения боевых действий, в том числе за последние годы, наглядно продемонстрировал актуальность этой проблемы. Результаты тактических учений показывают, что из-за отсутствия своевременного поступления к экипажу информации о боевой обстановке часть боевых машин выводится из строя раньше, чем экипаж сможет произвести хотя бы один прицельный выстрел.

Низкая информативность обзора через оптическую систему танка обусловлена конструктивными особенностями штатных перископических систем наблюдения.

По мнению украинских специалистов, основными недостатками такой системы являются углы обзора. Видимое поле значительно сужено, что ограничивает эффективность использования самого танка, особенно в населенных пунктах.

Анализ конструктивных недостатков оптических систем наблюдения, положен в основу новой концепции дополнительной информационной системы (ИТ-системы) с использованием новейших достижений электроники. [1]

Телевизионными системами обзора занимаются уже давно. С момента появления телевизионных камер их начали устанавливать на легковых автомобилях.

В современных условиях боя появилась необходимость устанавливать оптоэлектронные системы, обеспечивающие повышение обзора, и на боевых машинах. Так, на боевой машине пехоты (БМП) «Пума», производства Германии, для механикаводителя установлена камера заднего обзора для получения изображения в случае движения задним ходом, а командир в качестве системы обзора использует все телевизионные приборы, установленные на изделии [2], на бронетранспортере «Боксер» (Германия) для механика-водителя установлена теле-тепловизионная камера с полем зрения (ГН×ВН) 40°×30° производства фирмы Carl Zeiss OptronicsGmbh [3], на бронетранспортерах MRAP (США) также для механика-водителя установлена теле-тепловизионная камера с полем зрения (ГН×ВН) 52°×39° производства фирмы Selex ES Ltd [4], на танке АМХ-30В2 (Франция) монтируются низкоуровневые телевизионные (ТВ) обзорные системы [5], на М2 Bredley (М2АЗ, МЗАЗ) (США) установлена ТВ система обзора (с учетом всех ТВ приборов изделия) [6].

Цель и задача статьи. Предоставить концепцию необходимости установки системы кругового обзора на боевых машинах для повышения обзорности экипажу.

Основная часть.

В настоящее время на месте механика-водителя украинских боевых машин установлены оптические приборы, которые обеспечивают лишь частичный обзор механику-водителю (днем: до 140° по горизонту и 33° по вертикали, ночью: до 39° по

© А.Н. Волковой, 2017

горизонту и до 30° по вертикали с дальностью видения полотна дороги до 180м при EHO $(3\div5)\cdot10^{-3}$ люкс).

С развитием оптоэлектронной техники в бронетехнике стали использовать теле и тепловизионные приборы. Для улучшения обзорности и видимости днем (при неблагоприятных условиях) и ночью зарубежные производители бронетехники на месте механика-водителя стали устанавливать тепловизионные приборы (Таблица 1).

Таблица 1 Тепловизионные приборы механика водителя (Driver Vision Enhancer – DVE) бронетанковой техники (ТПВ БТТ) зарубежных производителей

Страна, фирма	Raytheon,	Carl Zeiss OptronicsGmbh,
изготовитель	США,	Германия
Обозначение:	AN/VAS-5	OPUS-F
Тип	тепловизионный	тепловизионный
Фотопрприемник	неохлажд, микроболом; 320 × 240	неохлажд, микроболом; 320 × 240
Спектральный диапазон	812 мкм	7,513,4 мкм
Поле зрения, ГН×ВН	40° × 30°	40° × 30°
Устанавливается на объекты:	M1A1; LAV; AAV; Bradley; HMMWV; M113	Leopard 2, Leopard 1; Marder; Fuchs; Fennek; BMP3; M1A1; LAV; Bradley; HMMWV; M113

Для улучшения обзора механику-водителю при движении задним ходом устанавливают ТВ камеры заднего вида (БМП «Пума», Германия).

Однако, установка отдельных ТВ камер (заднего обзора или впереди для механика-водителя) не даст экипажу и десантному составу полную информативность окружающей обстановки. Предлагаемая система кругового обзора (СКО) удобна для оценки окружающей обстановки и позволит:

- повысить управляемость машины, обеспечив механику-водителю в полиэкранном режиме круговой обзор на 360°, при выполнении маневров на местности с естественным рельефом и в условиях автомагистралей с учетом дорожных предупреждающих знаков, не зависимо от уровня естественной дневной и ночной освещенности;
 - увеличить объем видеоинформации по окружающей обстановке командиру;
- повысить уровень защищенности экипажа в связи с отсутствием сквозных проемов в корпусе под установку шахт оптических смотровых приборов. [5, 6]

Однако, в отличие от вышеуказанных приборов, устанавливаемых на месте механика-водителя, предлагаемая телевизионная система кругового обзора (далее по тексту СКО) обеспечит полный контроль обстановки вокруг машины, в разы превышая безопасность во время движения задним ходом, повороте и других маневрах.

СКО в составе боевых машин позволит:

для водителя:

-наблюдение на мониторе механика-водителя за окружающей обстановкой при движении по суше, так и на плаву с тепловизионной камеры, расположенной по курсу,

с четырех бортовых стационарных телевизионных камер (СТВК) цветного изображения в режиме квадратора, так и каждой камеры в отдельности, и с СТВК заднего вида.

Для десанта:

 наблюдение на мониторе десанта видеоинформации с четырех бортовых стационарных ТВК цветного изображения в режиме квадратора, так и каждой камеры в отдельности.

Для командира:

- возможность поиска, распознавания цели через прибор кругового обзора на дальностях до 1200м с выводом видеоинформации на монитор командира из состава системы управления огнем (СУО) и с возможностью целеуказания наводчику;
- наблюдение на мониторе командира дополнительной видеоинформации четырех бортовых с СТВК цветного изображения в режиме квадратора, так и каждой камеры в отдельности.

Кроме того, предлагаемая СКО позволяет командиру работать в нескольких режимах:

- «ОБЗОР» поиск целей с помощью прибора кругового обзора (ПКО);
- «ЦУ» целеуказание наводчику. В этом режиме производится поворот блока вооружения боевого модуля до совпадения линии визирования основного прицела с линией визирования ПКО;
- «ОБЗОР-К» командир получает изображения, транслируемые всеми оптикоэлектронными приборами, выводимые на видеомонитор в требуемом порядке.

Установка СКО дает механику-водителю следующие преимущества:

- установка тепловизионной камеры, по сравнению с применяемым ночным прибором наблюдения водителя ТВН-5 с электронно-оптическим преобразователем (ЭОП) прежде всего в дальности видения ночью (450...600м, вместо 180м);
- нет необходимости комплектовать боевую машину двумя приборами наблюдения (дневным и ночным), так как тепловизионный прибор круглосуточный;
- возможность получения видеоинформации окружающей обстановки с углом обзора по горизонту на 360°;
 - возможность уверенного вождения задним ходом.

В состав СКО входит:

- телевизионные камеры цветного изображения с полями зрения $80^{\circ} \times 60^{\circ}$;
- тепловизионная камера с полем зрения 40;
- прибор кругового обзора;
- видеомонитор водителя;
- видеомонитор десанта;
- пульт управления водителя;
- пульт управления командира;
- пульт управления десанта;
- монтажный комплект.

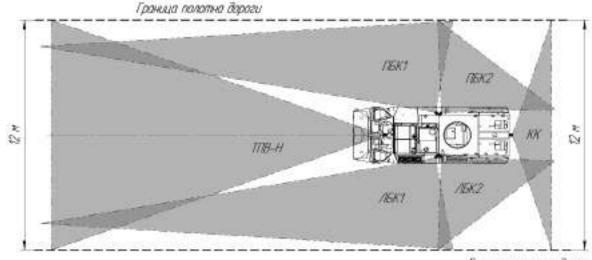
Видеоинформация выводится на экраны мониторов водителя, десанта и командира. Экран монитора либо делится:

 на четыре части, если информация идет с камер, находящихся на бортах (две слева и две справа);

– на две части по вертикали, при этом информация идет с двух задних бортовых камер (левой и правой), либо полноэкранное изображение с выбранной камеры.

Видеоинформация выводится на экраны мониторов с помощью пультов управления, на которых находятся органы управления для выбора того или иного режима отображения.

Расположение тепловизионной камеры и телевизионных камер, а также их широкоугольный обзор (угловое поле зрения четырех бортовых ТВ-камер: $80^{\circ}\times60^{\circ}$, ТВ-камеры заднего обзора: $144^{\circ}\times108^{\circ}$) и высокое разрешение позволит водителю, десанту и командиру получить полную информацию по окружающей обстановке (рис. 1)



Граница полопна дороги

Рис. 1. Расположение тепловизионной и телевизионных камер на изделии:

ТПВ-Н –тепловизионная камера, установленная в носовой части с полем зрения 40°;

ЛБК1 –ТВ-камера, установленная на левом борту с направлением вперед, с полем зрения по $\Gamma H \times BH$: $80^{\circ} \times 60^{\circ}$:

ЛБК2 – ТВ-камера, установленная на левом борту с направлением вперед с полем зрения по $\Gamma H \times BH$: $80^{\circ} \times 60^{\circ}$;

ПБК1 — ТВ-камера, установленная на правом борту с направлением вперед, с полем зрения по $\Gamma H \times BH$: $80^{\circ} \times 60^{\circ}$;

ПБК2 – ТВ-камера, установленная на правом борту с направлением назад, с полем зрения по $\Gamma H \times BH$: $80^{\circ} \times 60^{\circ}$;

КК–ТВ-камера (камера заднего вида) , установленная на корме, с полем зрения по $\Gamma H \times BH$: $144^{\circ} \times 108^{\circ}$

Выводы: На основании приведенного материала можно сделать вывод, что предлагаемая СКО дает возможность всему экипажу получить более полную информацию по окружающей обстановке и дает следующие преимущества:

- возможность командиру увеличить статический обзор до 360°;
- возможность круглосуточного вождения с увеличением дальности видения дорожного полотна;
 - возможность уверенного вождения задним ходом;
 - возможность получения десанту видеоинформации об окружающей обстановке.

Литература: 1. Арциховский В. «ИТ-система объединит танкистов в бою» Телеком. Наука мобильная версия CNews.ru, 23.03.2004. 2. Суворов С. Т-90 — Когда «Пума» встанет в строй рядом с «Леопардом» // Техника и вооружение. —М., 2014. — №9. —С. 11—21. 3. Рекламный проспект фирмы ZEISS. 4. Рекламный проспект фирмы Selex ES Ltd. 5. Харук А. —Основной боевой танк AMX-30B2. Операция «Дагэ» //. Боевые машины мира №12 — С.1—5. 6. М2 Bredley // Wikipedia, the free encyclopedia — 2016, C.6—25. 7. ГП «ХКБМ». Повышение характеристик бронетранспортера БТР-4. Аванпроект, Пояснительная записка —Харьков, 2011. — С.23—25. 8. Решетило Е. И., Зорькин М. Е. Создание перспективной боевой машины класса БТР, БМП// Інтегровані технології та енергозбереження/ Щоквартальний науково-практичний журнал. Харків: НТУ «ХПІ», 2015. — №4 — С.125-133.

Bibliography (transliterated): 1. Arcihovskij V. «IT-sistema ob"edinit tankistov v boyu» Telekom. Nauka mobil'naya versiya CNews.ru, 23.03.2004. 2. Suvorov S. T-90 − Kogda «Puma» vstanet v stroj ryadom s «Leopardom» // Tekhnika i vooruzhenie. −M., 2014. −№9. −S. 11−21. 3. Reklamnyj prospekt firmy ZEISS. 4. Reklamnyj prospekt firmy Selex ES Ltd. 5. Haruk A. −Osnovnoj boevoj tank AMX-30B2. Operaciya «Dageh» //. Boevye mashiny mira №12 − S.1−5. 6. M2 Bredley // Wikipedia, the free encyclopedia − 2016, S.6−25. 7. GP «HKBM». Povyshenie harakteristik bronetransportera BTR-4. Avanproekt, Poyasnitel'naya zapiska −Har'kov, 2011. − S.23−25. 8. Reshetilo E. I., Zor'kin M. E. Sozdanie perspektivnoj boevoj mashiny klassa BTR, BMP// Integrovani tekhnologiï ta energozberezhennya/ SHCHokvartal'nij naukovo-praktichnij zhurnal. Harkiv: NTU «HPI», 2015. − №4 − S.125-133.

Волковой А.Н., Илларионов А.Н., Решетило В.И.

ПОВЫШЕНИЕ ОБЗОРНОСТИ ДЛЯ ЭКИПАЖА БОЕВЫХ МАШИН

В статье приведена оценка необходимости установки системы кругового обзора для повышения обзорности экипажа.

Волковой О.М., Ілларіонов О.М., Решетіло В.І.

ПІДВИЩЕННЯ ОГЛЯДУ ДЛЯ ЕКІПАЖУ БОЙОВИХ МАШИН

В даній статті наведена оцінка необхідності встановлення системи кругового огляду для підвищення огляду екіпажу.

A. Volkovoy, A. Illarionov, V. Reshetilo

INCREASE OF OBSERVATION FOR CREW OF FIGHTING MACHINES

In the article the estimation of necessity of setting of the system of spin-scan is resulted for the increase of observation crew.

УДК 629.1.032

Глебов В.В., д-р техн. наук; Климов В.Ф., канд. техн. наук; Волосников С.А., Соболяк А.В.

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ НА БОЕВЫХ ГУСЕНИЧНЫХ ПЛАТФОРМАХ ГИБРИДНОЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ

Введение. По мере появления все более компактных и энергонасыщенных электрических машин, а именно мотор-генераторов (МГ) и тяговых электродвигателей (ТЭД), а также относительно компактных силовых преобразователей, растет интерес к применению электромеханической трансмиссии на боевых гусеничных платформах.

Электромеханические тяговые приводы являются относительно новыми устройствами для применения на боевых гусеничных платформах, поэтому основные принципы их проектирования, с учетом специфики применения, на сегодняшний день окончательно не устоялись. Это влечет за собой переосмысление многих принципиальных подходов. Попытки перехода от оформления исходных данных к конкретным параметрам устройств, с целью применения на боевых гусеничных платформах, в настоящее время основываются на опыте разработок подобных устройств применительно к другим сферам и областям применения.

В случае применения последовательной схемы построения системы, электрическая энергия, вырабатываемая МГ распределяется с помощью гибких электрических кабелей и таким образом: МГ, ТЭД, контроллеры и силовые преобразователи могут размещаться вне зависимости друг от друга, без наличия жесткой кинематической связи, что обеспечивает возможность конструкторам боевых гусеничных платформ создавать различные компоновочные схемы. При этом полная электрическая мощность в диапазоне (800...900) кВт, вырабатываемая МГ, должна распределяться точно и эффективно для быстрого и точного удовлетворения команд, задаваемых механиком - водителем по управлению силой тяги, а также переходной мощностью поворота и торможения. Также концепция гибридной боевой гусеничной платформы требует управления в распределении потоков мощности бортовым потребителям электрической энергии из состава комплекса вооружения, защиты, систем управления, кондиционирования и т.д.

Постановка проблемы. На сегодняшний день отсутствуют обоснованные методики и общепринятые процедуры выбора основных параметров (тип электродвигателя, частоту питания, энергетические параметры и т.д.) электромеханических устройств, для применения на гибридной боевой гусеничной платформе. Кроме того, отсутствуют критерии качества проектирования подобных систем для гусеничных платформ. Данные обстоятельства в значительной степени накладывают ограничения при разработке электрических машин (МГ и ТЭД) и электроприводов на их основе для применения на перспективных образцах боевых гусеничных платформ.

Анализ последних достижений и публикаций. В настоящее время в развитых зарубежных странах специалисты по разработке военной технике ведут работы по созданию и внедрению электромеханических трансмиссий в состав гусеничных платформ. Одним из основных преимуществ электромеханической трансмиссии является эффект

© В.В. Глебов, 2017

«бесступенчатой передачи», отсутствие механизмов сцепления и переключения передач с непрерывной подачей мощности к гусеницам, а мощность ТЭД подводится непосредственно на редуктора ведущих колес.

Немецкая фирма «Magnet Motor» применила электрическую трансмиссию на гусеничной боевой машине пехоты «Marder» [1,2]. Электрический привод представляет собой систему типа AC-DC-AC (переменный ток - постоянный ток - переменный ток) и имеет шесть уровней мощности, передаваемой через трансмиссию. Мотор-генератор соединяется с дизельным двигателем MB-833Ea500 фирмы MTU мощностью 440 кВт. При этом мощность мотор — генератора переменного тока составляла 420кВт (при 2250об/мин), а мощности двух бортовых тяговых электродвигателей переменного тока — по 750кВт (при 3500об/мин) каждый и соединялись с гусеницами через бортовые редукторы. При этом бортовые электродвигатели способны выполнять рекуперацию мощности с отстающей гусеницы на забегающую при повороте в случае перехода электродвигателя отстающего борта в генераторный режим. В источнике отмечается, что БМП «Магder» с электрической трансмиссией при массе 29,5т имеет максимальную скорость 72км/ч, что соответствует аналогичной серийной машине, а также является высокоподвижной и маневренной.

Компания BAE Systems, при разработке боевой гусеничной машины GCV, применила гибридный электрический привод с использованием на борту буферного накопителя энергии [3]. В источнике отмечается, что при ориентировочном весе гусеничной платформы GCV в пределах 70 тонн и мощности мотор-генератора порядка 1100 кВт, гибридные системы обеспечивают данному изделию большую скорость, скрытность, а также топливную экономичность в сравнении с аналогичными машинами данной весовой категории, имеющими механическую трансмиссию.

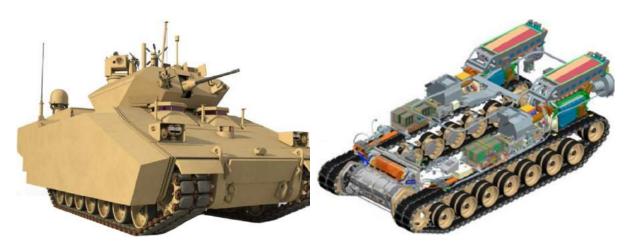


Рис. 1. Боевая гусеничная машины GCV фирмы BAE Systems

В источнике [4] сообщается об изготовлении опытного образца гусеничной платформы типа БМП-3 с электрической трансмиссией, выполненной по бортовой схеме. Генератор, мощностью 320кВт соединен непосредственно с дизельным двигателем, а два исполнительных вентильных электродвигателя, мощностью по 320кВт каждый, через бортовой редуктор с ведущими колесами. При этом обеспечивается возможность работы дизельного двигателя в наиболее оптимальных режимах при различных условиях движения гусеничной платформы с наиболее полным использованием мощности силовой установки.

Цель статьи. Целью статьи является оценка возможности применения гибрид-

ной электромеханической трансмиссии на боевых гусеничных платформах весовой категории 50 тонн, а также методика выбора типа применяемых электрических машин и других компонентов системы электропривода.

Основной материал. На сегодняшний день существует несколько основных направлений в создании электромеханических трансмиссий применительно к боевым гусеничным платформам. Рассмотрим основные варианты электромеханических трансмиссий, которые возможно применить для боевых гусеничных платформ:

- электромеханическая трансмиссия, выполненная по смещанной схеме;
- электромеханическая трансмиссия, выполненная по последовательной схеме;
- гибридный электрический привод, выполненный по последовательной схеме.

Электромеханическая трансмиссия, выполненная по смешанной (последовательно – параллельной) схеме совмещает в себе некий средний вариант между механической и электромеханической трансмиссией и представляет собой центральную трансмиссию со вторым потоком мощности от двигателя внутреннего сгорания (ДВС) [5,6]. Данное направление предусматривает создание параллельных потоков мощности на основе электрических машин, передающих лишь часть мощности ДВС. При этом большая часть мощности двигателя передается через основную механическую ветвь трансмиссии, сохраняя автоматичность электрической трансмиссии. К основному недостатку относится сохранение кинематической связи между двигателем и ведущими колесами гусениц, отсутствие гибкости в компоновке и создание определенных трудностей при установке в существующую боевую гусеничную платформу дополнительного оборудования (МГ, ТЭД, силовой преобразователь и т.д.).

Классическое рассмотрение электромеханической трансмиссии, выполненной по последовательной схеме применительно к боевым гусеничным платформам, допускает, что мотор-генератор приводится во вращение от ДВС, а два тяговых электродвигателя, расположенные по бортам, через бортовые редукторы приводят во вращение ведущие колеса гусениц левого и правого бортов. К недостатку такой трансмиссии необходимо отнести отсутствие источника дополнительной энергии для обеспечения потребностей выполнения боевой гусеничной платформой высокоманевренных действий и как следствие — применения МГ большей мощности. Таким образом, необходимо полное соответствие мощности энергии, вырабатываемой МГ на потребности ТЭД левого и правого бортов, с одновременным обеспечением питания для работы прочих потребителей энергии бортовой сети боевой гусеничной платформы.

В процессе движения гусеничной платформы в повороте с радиусом меньше свободного, забегающая гусеница, являясь ведущей по отношению к корпусу, обеспечивает его движение и перематывание отстающей гусеницы. Поэтому основная часть мощности N_2 забегающей гусеницы затрачивается на преодоление внешних сопротивлений, а часть ее, через корпус платформы, подводится к отстающей гусенице. Если не тормозить отстающую гусеницу, то поворот подвижной платформы будет происходить со свободным радиусом поворота, и мощность N_I отстающей гусеницы, небольшая по величине, будет затрачиваться на «холостое» перематывание гусеницы. Для более крутого поворота с радиусом, меньшим свободного, необходимо подтормаживать отстающую гусеницу. Поэтому мощность N_I будет частично или полностью расходоваться на преодоление трения в тормозе. Если бы тормоз отстающей гусеницы устанавливался на ведущем колесе танка, то затрачиваемая мощность была бы $N_1 \cdot \eta_{\it \Gamma\!\it I\!\!I}$ ($\eta_{\it \Gamma\!\it I\!\!I}$ — коэффициент, учитывающий потери мощности в гусеничном обводе). Так распределяется мощность при повороте, когда кинематическая связь между забегающей и отстающей гусеницами, например, при бортовых передачах и бортовых фрикционах - разрывается. Поэтому наиболее рациональными кинематическими схемами следует считать такие, ко-

гда происходит передача мощности с отстающей гусеницы на забегающую, то есть – с рекуперацией мощности. При этом только часть мощности отстающей гусеницы затрачивается в буксующем фрикционном устройстве. Такие механизмы поворота требуют меньшие затраты энергии и очевидно обладают лучшими динамическими показателями.

Трансмиссия объектов БТТ типа ОБТ Т-64 имеет механизм поворота, который сохраняет скорость прямолинейного движения Vo при повороте на оси симметрии забегающей гусеницы (Puc. 2a).

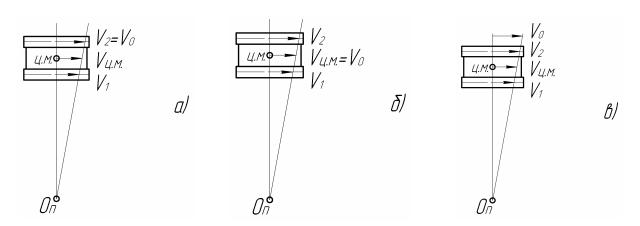


Рис. 2. Распределение скоростей для различных механизмов поворота

Такой механизм поворота требует сравнительно меньших затрат мощности, но при вхождении в поворот скорость центра масс машины снижается, и таким образом создается момент, разворачивающий машину вокруг ее центра масс. Очевидно, что на высоких скоростях движения такой механизм поворота способствует возникновению заноса и развороту гусеничной платформы при повороте.

Также существуют механизмы поворота гусеничных платформ, скорость которых при повороте Vy.m.=Vo, то есть точка, сохраняющая прямолинейную скорость движения находится в точке центра масс (Рис. 2б). Такому условию соответствует дифференциальная конструкция механизма поворота. Такие механизмы поворота установлены на танках M60A1 «Абрамс», «Леопард» и др.

Также применяются механизмы поворота, при которых точка сохраняющая скорость прямолинейного движения при повороте находится за забегающей гусеницей, следовательно, при повороте уменьшается скорость не только отстающей, но и забегающей гусениц, то есть V0 > V2 > V1 (Рис. 2в).

В случае, когда механизм поворота обеспечивает при любом радиусе поворота передачу всей мощности, с отстающей гусеницы на забегающую, его можно назвать идеальным механизмом поворота. В этом случае на любом радиусе поворота имеет место полная рекуперация мощности. Такой механизм может быть создан с использованием электромеханической трансмиссии. При этом рекуперационная мощность, получаемая от гусеницы отстающего борта гусеничной платформы непрерывно меняется, и в отличие от рекуперационной мощности, получаемой у аналогичных гусеничных платформ с механической трансмиссией, является независимой от скорости движения.

Высокие требования, предъявляемые по силе тяги гусеничной платформы, особенно в режиме осуществления поворота с минимальным подтормаживанием отстающего борта, влечет за собой усложнение конструкции системы электропривода и является определяющим при выборе типа применяемой электромеханической трансмиссии.

На сегодняшний день гибридный электрический привод рассматривается, как

один из наиболее перспективных вариантов для применения на боевых гусеничных платформах [7,8]. Как правило, он включает в себя следующие элементы: ДВС (дизельный двигатель), мотор-генератор, два тяговых электродвигателя по левому и правому борту, буферный накопитель энергии (БНЭ), блок силовой электроники. Для применения на боевой гусеничной платформе наиболее приемлемым вариантом является гибридный электрический привод, выполненный по последовательной схеме соединения элементов (с отсутствием жесткой кинематической связи) и наличием БНЭ на борту. Основным преимуществом применения БНЭ является обеспечение возможности компенсации разницы между средней и пиковой мощностями системы электропривода, требуемыми для движения и разгона боевой гусеничной платформы соответственно.

Физические требования к мощности МГ, ТЭД и системе их охлаждения, а также к БНЭ в основном связаны с необходимостью обеспечения максимальных требований тактико-технических характеристик боевой гусеничной платформы, в первую очередь — обеспечением выработки необходимого тягового усилия для движения, управление поворотом и осуществление маневрирования на высоких скоростях.

Отметим основные преимущества применения гибридного электропривода, выполненного по последовательной схеме, для боевой гусеничной платформы:

- возможность быстрого создания высокого крутящего момента на ТЭД при необходимости ускорении за счет одновременной работы МГ и БНЭ;
- способность накапливать в буферном накопителе энергию, создаваемую во время торможения гусеничной платформы и использовать ее при дальнейшем ускорении, осуществлении поворота, преодоления подъема, высокоманевренных и скрытных действий;
- уменьшение установочной мощности применяемой силовой установки (ДВС) на (20...30)% при равных тяговых характеристиках по сравнению с аналогичными машинами с механической трансмиссией;
 - уменьшение расхода топлива в процессе движения в пределах (10...15)%;
- возможность передвижения боевой гусеничной платформы на короткие расстояния в скрытом режиме с уменьшением заметности в инфракрасном свете на энергии буферного накопителя при неработающем основном двигателе;
- обеспечивается возможность работы боевой гусеничной платформы в качестве автономного источника электроэнергии мощностью порядка 800-900кВт;
- обеспечивается возможность накопление значительного количества энергии для перспективных видов вооружения;
 - снижение трудоемкости технического обслуживания и ее стоимости.

К основным недостаткам можно отнести:

- относительно большие размеры преобразователей, БНЭ, которые занимают значительную часть объема корпуса боевой гусеничной платформы;
- наличие на борту высокого напряжения требует введение дополнительных мер по защите членов экипажа, а также к герметичности корпуса изделия;
- требуется разветвленная система охлаждения для силовых электрических агрегатов (МГ, ТЭД, силового преобразователя).

Применяемые тяговые электродвигатели для боевых гусеничных платформ должны обладать способностью работать длительное время при достаточно высоких крутящих моментах на малых скоростях движения гусеничной машины. Кроме того, они должны обеспечивать движение гусеничной платформы на максимально возмож-

ных скоростях с обеспечением требуемой силы тяги, а также иметь необходимую дополнительную (резервную) мощность для осуществления маневров и поворотов.

Разработанные в настоящее время различные типы электродвигателей достаточно сильно отличаются по характеристикам и управляемости [9]. Электродвигатели, имеющие в своем составе постоянные магниты не могут вырабатывать электрическую энергии (генераторный режим) которая будет использоваться для передачи на забегающий борт, а также для заряда БНЭ при торможении и, кроме того, являются дорогостоящими.

На сегодняшний день наиболее предпочтительным вариантом для применения в системе электропривода (МГ, ТЭД) в боевых гусеничных платформах является асинхронный электродвигатель переменного тока с короткозамкнутым ротором, в котором отсутствуют подвижные контакты (нет щеток и контактных колец). Значительным преимуществом асинхронного электропривода, по отношению к другим типам электроприводов является то, что ограничение мощности обеспечивается путем ограничения напряжения питания асинхронного двигателя за счет соответствующего ослабления магнитного поля, что требует меньшую установленную мощность силовых преобразователей, а следовательно и удешевление системы привода в целом. При этом отсутствие подвижных контактов обеспечивает более высокую надежность и снижает требования к техническому обслуживанию. Также асинхронный электропривод характеризуется наилучшим соотношением цена — качество. Применение современных силовых преобразователей, максимальную выходную частоту которых можно регулировать в диапазоне до 500Гц, обеспечивает возможность уменьшение массы тяговых электродвигателей и мотор-генераторов без значительного снижения их КПД.

Основные требования к системе электрического привода для боевых гусеничных платформ весом до 50 тонн:

- силовая установка дизельный двигатель, мощностью (800...900) кВт;
- гибридный электропривод, выполненный по последовательной схеме с отсутствием жесткой кинематической связи между ДВС и ведущими колесами. При этом момент вращения, развиваемый на дизельном двигателе должен быть сопоставим с моментом МГ, который должен формироваться по рабочей области дизельного двигателя;
- мотор генератор асинхронный двигатель (двигатели) переменного тока с короткозамкнутым ротором, в котором отсутствуют подвижные контакты, суммарной мощностью (800...900)кВт с системой жидкостного охлаждения, подключаемые к выходному валу силовой установки;
- два тяговых электродвигателя асинхронные двигатели переменного тока с короткозамкнутым ротором, способные работать в генераторном режиме для обеспечения заряда БНЭ в режиме торможения боевой гусеничной платформы ориентировочной мощностью (400...450)кВт каждый, с системой жидкостного охлаждения, подключаемые к ведущим колесам через редуктор;
- буферный накопитель энергии выполнен на основе последовательно соединенных литий ионных аккумуляторов номинальной емкостью буферного накопителя 40Ач при номинальном напряжении 600В, что позволяет выполнить передвижение боевой гусеничной платформы на короткие дистанции в скрытом режиме без пуска основного двигателя;
- силовой преобразователь выполнен на IGBT транзисторах, позволяющий реализовывать изменение направления передачи мощности управление М Γ в режиме

двигателя при пуске силовой установки, а также управление генераторным режимом ТЭД при торможении гусеничной платформы или осуществлении поворота;

- преобразователь напряжения (600/28)В постоянного тока для питания низковольтного оборудования бортовой сети;
- бортовая система управления и контроля с отображением текущих параметров основных элементов системы электропривода (обороты, температура, напряжение, ток и т.д.) на панели приборов механика-водителя.

Программное обеспечение современных процессоров, при наличии соответствующих датчиков, позволяет реализовать алгоритмы управления по предупреждению возникновения юза и буксования гусениц при движении для различных дорожногрунтовых условий с целью улучшения характеристик разгона, торможения и поворота боевой гусеничной платформы.

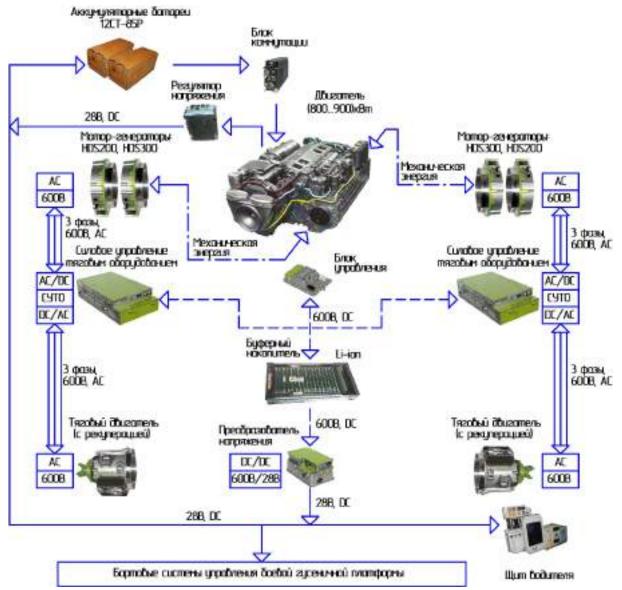


Рис. 3. Функциональная схема электрооборудования гусеничной платформы с гибридным электроприводом

Создание гибридного электропривода для боевой гусеничной платформы весом

50 тонн возможно из производимых серийно на сегодняшний день следующих компонентов:

1. В качестве силовой установки может быть использован дизельный двигатель 6ТД-2 мощностью 882кВт (1200л.с.). 2. В качестве мотор-генераторов могут быть применены генераторы HDS200, мощностью 200кВт и HDS300, мощностью 230кВт фирмы "BAE Systems", имеющие водяное охлаждение. Асинхронные генераторы переменного тока устанавливаются соосно с выходным валом силовой установки и могут работать, как в генераторном, так и в двигательном режиме, обеспечивая пуск силовой установки (дизельного двигателя). Суммарная мощность мотор-генераторов, не включая мощность штатного стартер-генератора силовой установки, составляет 860кВт. 3. В качестве тяговых двигателей могут быть использованы два асинхронных тяговых двигателя с жидкостным охлаждением, мощностью 450кВт каждый и подключаемые через редуктор к ведущим колесам гусениц по левому и правому бортам. 4. Буферный накопитель энергии 16 MI 40.41MFe производства фирмы "Saft" выполнен на базе последовательно соединенных литий – ионных аккумуляторов номинальным напряжением 630В и номинальной емкостью буферного накопителя 41Ач. 5. Силовое управления тяговым оборудованием можно разместить на надгусеничной полке по левому борту. Энергия буферного накопителя, предварительно пройдя через преобразователь напряжения (600/28)В постоянного тока, может подаваться для питания низковольтного оборудования бортовых потребителей боевой гусеничной платформы.

Выводы. 1. На боевых гусеничных платформах весом до 50 тонн возможно применение гибридной электромеханической трансмиссии, выполненной по последовательной схеме с отсутствием жесткой кинематической связи между ДВС и ведущими колесами, а также наличием буферного накопителя энергии на борту без значительного увеличения веса машины по отношению к аналогичным машинам с механической трансмиссией.

- 2. В качестве компонентов электропривода (МГ и ТЭД) предлагается использовать асинхронный двигатель (двигатели) переменного тока с короткозамкнутым ротором, в котором отсутствуют подвижные контакты, с возможностью работы как в двигательном, так и в генераторном режиме, а БНЭ выполненный на основе последовательно соединенных литий ионных аккумуляторов.
- 3. Предложенный состав электрооборудования для применения в качестве гибридного электрического привода на боевых гусеничных платформах выполнен на основе серийно изготавливаемых комплектующих.

Литература: 1. Огоркевич Р.М. Electric transmission progress in Germany // International defense review, No2, 1992, p. 153-154. 2. Б.Н. Гомберг, С.В. Кондаков, Л.С. Носенко и др. Имитационное моделирование движения быстроходной гусеничной машины с электрической трансмиссией // Вестник ЮУрГУ, Серия «Энергетика», Вып. 18, №37, 2012, с. 73-81. 3. Сергей Вэй. ВАЕ делает ставку на гибридный электрический привод для боевой машины. Электронный ресурс: режим доступа http://vpk.name/news/79572 bae delaet stavku na gibridnyii elektricheskii privod dlya boevoi mashinyi.html. 4. Тракторные заводы создают БМП с электротрансмиссией. Электронный ресурс: режим доступа http://warfiles.ru/show-104145-traktornye-zavody-sozdayut-bmp-s-elektrotransmissiey.html. 5. Исаков П.П. Электромеханические трансмиссии гусеничных тракторов: теория и расчет / П.П. Исаков, П.Н. Иванченко, А.Д. Егоров. – Л.: Машиностроение, 1981. – 302с. 6. Миллер М.Л. Месhanical Assistance for Electric Drives AMRC / Technion – Israel Institute of Technology, Haifa, Israel Advanced Development

Corp. TelAviv, Israel. Электронный pecypc: доступа режим http://btvt.narod.ru/4/electric mech trans.htm. 7. Сергей Вэй. Военное применение гибридных электроприводов. Электронный режим доступа http://www.armypecypc: guide.com/rus/article/article 435.html. 8. Filip Polak, Jerzy Walentynowics. Simulation of the hybrid propulsion system for the small unmanned vehicle // Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, № 1, 2011, P.471-478. **9.** Закладной А.Н. Энергоэффективный электропривод с вентильными двигателями: монография / А.Н. Закладной, О.А. Закладной. – Киев: Изд-во «Либра», 2012. - 190c.

Bibliography (transliterated): 1. Ogorkevich R.M. Electric transmission progress in Germany // International defense review, No2, 1992, p. 153-154. 2. B.N. Gomberg, S.V. Kondakov, L.S. Nosenko i dr. Imitatsionnoe modelirovanie dvizheniya byistrohodnoy gusenichnoy mashinyi s elektricheskoy transmissiey // Vestnik YuUrGU, Seriya «Energetika», Vyip. 18, #37, 2012, s. 73-81. 3. Sergey Vey. BAE delaet stavku na gibridnyiy elektricheskiy privod dlya boevoy mashinyi. Elektronnyiy resurs: rezhim dostupa http://vpk.name/news/79572 bae delaet stavku na gibridnyii elektricheskii privod dlya boevoi mashinyi.html. 4. Traktornyie zavodyi sozdayut BMP s elektrotransmissiey. Elektronnyiy resurs: rezhim dostupa http://warfiles.ru/show-104145-traktornye-zavody-sozdayut-bmp-<u>s-elektrotransmissiey.html.</u> 5. Isakov P.P. Elektromehanicheskie transmissii gusenichnyih traktorov: teoriya i raschet / P.P. Isakov, P.N. Ivanchenko, A.D. Egorov. – L.: Mashinostroenie, 1981. – 302s. 6. Miller M.L. Mechanical Assistance for Electric Drives AMRC / Technion – Israel Institute of Technology, Haifa, Israel Advanced Development Corp. Tel Aviv, Israel. Elektronnyiy resurs: rezhim dostupa http://btvt.narod.ru/4/electric mech trans.htm. 7. Sergey Vey. Voennoe primenenie gibridnyih elek-Elektronnyiy resurs: rezhim dostupa guide.com/rus/article/article 435.html. 8. Filip Polak, Jerzy Walentynowics. Simulation of the hybrid propulsion system for the small unmanned vehicle // Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, № 1, 2011, P.471-478. **9.** Zakladnoy A.N. Energoeffektivnyiy elektroprivod s ventilnyimi dvigatelyami: monografiya / A.N. Zakladnoy, O.A. Zakladnoy. – Kiev: Izd-vo «Libra», 2012. – 190s.

Глєбов В.В., Клімов В.Ф., Волосніков С.О., Соболяк О.В. ОЦІНКА МОЖЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ НА БОЙОВИХ ГУСЕНИЧНИХ ПЛАТФОРМАХ ГІБРИДНОЇ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ

Проведено оцінку можливості застосування гібридної електромеханічної трансмісії, виконаної за послідовною схемою, на гусеничній платформі ваговій категорії 50 тон із застосуванням компонентів системи гібридного електроприводу, що виробляються серійно

Глебов В.В., Климов В.Ф., Волосников С.А., Соболяк А.В.

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ НА БОЕВЫХ ГУСЕНИЧНЫХ ПЛАТФОРМАХ ГИБРИДНОЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ

Проведена оценка возможности применения гибридной электромеханической трансмиссии, выполненной по последовательной схеме, на гусеничной платформе весовой категории 50 тонн с применением серийно изготавливаемых компонентов системы гибридного электропривода

V. Glebov, V. Klimov, S. Volosnikov, A. Sobolyak

ESTIMATION OF POSSIBLE USING THE HYBRID ELECTROMECHANICAL TRANSMISSION IN COMBAT TRACKED VEHICLE

The article gives an estimation of possible using the hybrid electromechanical transmission performed as a series circuit in tracked vehicle of 50-ton weight category with using the series-manufactured components of hybrid electric drive system.

УДК 623.438.322

Гречко И.Л., Костин Ю.Н., Даньшин Ю.А., Дураченко В.В., Афонский П.В.

АНАЛИЗ ЗАЩИЩЕННОСТИ ТАНКА БМ «ОПЛОТ»

Постановка проблемы. Совершенствование бронебойных снарядов ударного действия и широкое распространение эффективных кумулятивных бронебойных средств, оснащение современных армий ядерным и ракетным оружием, повышают требования к защите танка. Появление тандемных боеприпасов еще более усложнило задачу защиты боевых машин. Проблема защиты также усложняется тем, что поражающее действие современных противотанковых средств основано на различных физических принципах и для противодействия им от защиты танка требуются исключительно высокие и разно-образные свойства. Бронирование любого танка является комплексом компромиссов, и, наряду с зонами максимальной защиты содержит довольно большой процент ослабленных зон, которые неизбежны в рамках существующей классической компоновки. Традиционно основные танки имеют максимальную защиту в диапазоне курсовых углов ± 30°, что обусловлено опытом предыдущих военных конфликтов.

Анализ последних достижений. Для обеспечения непробития в настоящее время имеется очень много различных типов комбинированной брони. Также высокий уровень дополнительной защиты танка обеспечивается комплексами динамической защиты. Во многих публикациях оценивается обеспечение комплексной защиты танков с методологических позиций, рассматриваются вопросы комплексной защиты основных боевых танков разных стран мира. Приводятся сведения о системах комплексной защиты серийных и перспективных образцов [1]. Оценивается состояние и тенденции развития как традиционных, так и новых систем защиты [2]. Рассматриваются различные подходы к решению проблем по повышению эффективности комплексной защиты [3, 4]. Комплексная защита рассматривается в широком понимании, охватывает защиту и от противотанковых средств, и от оружия массового поражения (ОМП).

Целью настоящей статьи является анализ защиты основного боевого танка БМ «Оплот».

Основная часть. Броневая защита — это совокупность изготовленных из специаль-ных сталей деталей корпуса и башни танка, обеспечивающих защиту экипажа и внутрен-него оборудования танка от ракетно-артиллерийского огня противника, ударной волны, теплового и светового излучения ядерных взрывов.

Корпус и башня танка БМ «Оплот» изготовлены из высокопрочной противоснаряд-ной броневой стали с оптимальным сочетанием прочности, твердости и вязкости.

Высокие механические свойства и бронестойкость сталей достигнуты посредством легирования стали определенным количеством таких химических элементов, как хром, молибден, никель, марганец, кремний, ванадий и др., а также определенной термической обработкой и упрочнением металла в результате проката броневых листов. Повышению противоснарядных и противокумулятивных свойств броневым сталям придают также снижение содержания серы и фосфора в металле и дополнительное удаление вредных примесей электрошлаковым переплавом (ЭШП).

С целью обеспечения служебных характеристик (бронестойкости) в конструкции танка БМ «Оплот» применены украинские броневые стали марок 21Ш, 22Ш и 24Ш, имеющие высокие механические свойства (σ_6 , σ_m , δ , ψ , KCV, HB) как прочностные, так и пластические.

© И.Л. Гречко, 2017

<u>Транспортне машинобудування</u>

Необходимая толщина и структура защитных конструкций корпуса и башни танка БМ «Оплот», защищающих экипаж и внутреннее оборудование от современных противотанковых средств (ПТС) определялись расчетным и проверялись опытным путем (боевыми полигонными испытаниями - БПИ) [6].

Конструкция корпуса и башни, а также танка в целом, рассчитывалась на необходимую степень ослабления проникающей радиации.

Одним из основных требований к конструкции корпуса и башни танка является минимизация количества сварных швов, люков и отверстий, необходимых для доступа к системам и механизмам танка. Энергия ПТС должна поглощаться монолитной броневой деталью или оптимальной структурой броневой защиты корпуса и башни без разрушения сварных швов. По данному требованию корпус и башня танка БМ «Оплот» (в т. ч. за счет применения деталей, выполненных методом броневого стального литья) превосходят конструкции предшествующих танков Т-84, Т-80, Т-72, Т-64 и др.

В соответствии с установленной классификацией противоснарядной брони танков, в конструкции танка БМ «Оплот» для оптимизации защитных свойств применены одно-двухпреградная, комбинированная и экранированная броня [5].

Для снижения массы танка БМ «Оплот» применена дифференцированная броневая защита, включающая в себя различные композитные материалы такие как стеклотекстолит, ячеистые блоки, заполненные квазиупругой жидкостью и др. Экономию массы танка при равной снарядостойкости обеспечивает применение наклонных броневых листов корпуса и башни танка. Например, верхняя лобовая деталь корпуса. Также наклонены и имеют углы подворота и другие детали броневой защиты: лицевой и лобовой листы башни, нижняя лобовая деталь корпуса, крыша башни, лицевые листы бортовых экранов и др. детали. Дифференцированность толщины деталей корпуса и башни (в местах соединения правой и левой проекции башни, бортов и днища, днища и кормы корпуса и др. узлов) достигается применением фасонного броневого литья, посредством которого также изготовлены кронштейны подвески и натяжения гусениц, опора пушки, поддоны картеров коробки передач и крышки бортовой передачи; бронемаска пушки и некоторые другие броневые детали, которые имеют сложную конфигурацию и различную защищающую способность по разным радиальным направлениям. Применение литых броневых деталей также усиливает прочность и жесткость конструкции.

Применение композитной брони (стеклотекстолита, ячеистых блоков и др.) а также разнесенной многослойной брони обеспечивает экономию массы танка до 5...10% (при равной бронестойкости танка) при незначительном увеличении габаритов танка.

Для предотвращения пробития корпуса и башни боеприпасами с тандемными боевыми частями, применена противотандемная встроенная динамическая защита (ПТВДЗ) нового поколения «Дуплет», снаряжаемая устройствами кумулятивной защиты (УКЗ) украинского производства типа ХСЧКВ различных модификаций. Кардинальное отличие ПТВДЗ от уже применяющихся ВДЗ заключается в многослойном чередовании элементов динамической защиты (ЭДЗ) с комбинированными элементами пассивной защиты.

ПТВДЗ состоит из трех составляющих:

- съемного защитного модуля, установленного на верхней лобовой детали корпуса (рис.1);
 - съемных бортовых защитных экранов, установленных по бортам танка (рис.2);
- башенных защитных броневых секций (съемных и несъемных) (рис.3) и броневых съемных башенных защитных контейнеров, установленных на крыше башни (рис.4 и 5).



Рис. 1. Лобовая проекция танка БМ «Оплот» с установленным съемным защитным модулем на верхней лобовой детали корпуса



Рис. 2. Защитные бортовые экраны танка БМ «Оплот»



Рис. 3. Башенные защитные броневые секции танка БМ «Оплот»



Рис. 4. Защитные контейнеры в передней части крыши башни танка БМ «Оплот»



Рис. 5. Защитные контейнеры в кормовой части крыши башни танка БМ «Оплот»

ПТВДЗ предназначена для обеспечения защиты танка БМ «Оплот» от поражения ПТС типа кумулятивных снарядов (КС), противотанковых управляемых реактивных снарядов (ПТУРС), кумулятивных гранат, кумулятивно-осколочных боевых элементов (КОБЭ) типа М42 и М46, выбрасываемых с кассетных артиллерийских снарядов (КАС) типа М483 и М864 и кассетных авиационных бомб (КАБ), как с обычными, так и с тандемными кумулятивными боевыми частями (БЧ), а также бронебойных подкалиберных снарядов (БПС) типа ЗВБМ17 «Манго».

Общий принцип действия ПТВДЗ заключается в срабатывании первого броневого слоя и слоя УКЗ после воздействия на них лидирующего предзаряда тандемного боеприпаса, полной или частичной ликвидации его воздействия. А затем срабатывании последующих слоев (броневых, композитных и УКЗ) ПТВДЗ, после воздействия на них основного заряда тандемного боеприпаса или сердечников кинетических боеприпасов, и полной или частичной ликвидации их воздействия. Остаточное воздействие ПТС ликвидирует пассивная защита танка БМ «Оплот».

Одним из важнейших требований к броневой защите является герметичность корпуса и башни танка, исключающая затопление танка в воде, и необходимая для защиты экипажа и внутреннего оборудования от поражения мелкими осколками, свинцовыми брызгами от пуль, горючими жидкостями, ударной волной, боевыми отравляющими, бактериологическими и радиоактивными веществами.

Это требование выполняется на танке БМ «Оплот» путем применения плотных сварных швов для неразъемных соединений деталей корпуса и башни, и установки уплотнительных прокладок под съемные броневые детали.

На танке БМ «Оплот» на высоком современном уровне обеспечена защита от средств разведки и систем наведения оружия. Для уменьшения обнаружения танка в оптическом, инфракрасном и радиолокационном диапазонах, в конструкции танка БМ «Оплот» применены ряд мероприятий:

- установлены на башне специальные щитки для маскирующего эффекта лобовых и кормовых углов башни, изменения характерного излома башни;
 - экранированная защита элементов ходовой части;
- экранированная защита силовой установки (в т. ч. вспомогательной силовой установки), направленная на снижение теплового контраста;
- наружные поверхности бортовых экранов имеют определенные углы наклона, направленные на уменьшение обнаружения танка в радиолокационном диапазоне;
 - оптимизированная архитектура наружных поверхностей корпуса.

Выводы. Танк БМ «Оплот» имеет комбинированную систему защиты, включающую в себя пассивную броню, противотандемную встроенную динамическую защиту и ряд других систем, повышающих выживаемость танка на поле боя. Модульная

конструкция ПТВДЗ «Дуплет» не нуждается в обслуживании, безопасна в обращении и предусматри-вает быструю замену элементов защиты при модернизации или повреждении.

В конструкции танка БМ «Оплот» значительно меньший процент ослабленных зон по сравнению с конструкциями предшествующих танков Т-84, Т-80, Т-72, Т-64 и др. ПТВДЗ «Дуплет» доказала свою эффективность в ходе многочисленных испытаний обстрелом с применением всей номенклатуры БПС калибра 125 мм, а также современных 120 мм боеприпасов иностранного производства, полностью подтвердив заявленные характеристики. Обеспечивается снижение характеристик бронебойных оперенных подкалиберных снарядов и кумулятивных средств поражения, в зависимости от типа, до 90% от штатной. Также обеспечивается защита от средств поражения типа «Ударное ядро». Защита танка БМ «Оплот» не уступает, а по некоторым параметрам, в частности защита от тандемных боеприпасов, превосходит зарубежные аналоги.

Литература: 1. Защита танков / В.А. Григорян, Е.Г. Юдин, И.И. Терехин и др.; Под ред. В.А. Григоряна. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. — 327 с. **2.** Теория и конструкция танка. — Т. 10. Кн. 2 Комплексная защита. — М.: Машиностроение, 1990. — 208 с. **3.** Тарасенко А. Комплексная защита бронетанковой техники. Украинский подход // Техника и вооружение. — 2007. — №2. — с. 10-16, — №3. — с. 34-38. **4.** Растопиин М. Пути повышения параметров защиты танков и эффективности противотанковых средств // Техника и вооружение. — 2002. — №9. — с.18-21. **5.** Противоснарядная и противокумулятив-ная стойкость брони средних танков /М. И. Маресев, И.И. Терехин, В.Н. Брызгов и др. — М.: ЦНИИ информации, 1982.— с.4-13. **6.** Результаты испытаний обстрелом броневой защиты усовершенствованного танка БМ «Оплот». — Харьков: КП ХКБМ, 2009.

Bibliography (transliterated): 1. Zashchita tankov / V.A. Grigoryan, E.G. YUdin, I.I. Terekhin i dr.; Pod red. V.A. Grigoryana. – M.: Izd-vo MGTU im. N.EH. Baumana, 2007. – 327 s. 2. Teoriya i konstrukciya tanka. – T. 10. Kn. 2 Kompleksnaya zashchita. – M.: Mashinostroenie, 1990. – 208 s. 3. Tarasenko A. Kompleksnaya zashchita bronetankovoj tekhniki. Ukrainskij podhod // Tekhnika i vooruzhenie. – 2007. – №2. – s. 10-16, - №3. – s. 34-38. 4. Rastopshin M. Puti povysheniya parametrov zashchity tankov i ehffektivnosti protivotankovyh sredstv // Tekhnika i vooruzhenie. – 2002. – №9. – s.18-21. 5. Protivosnaryadnaya i protivokumulyativ-naya stojkost' broni srednih tankov / M. I. Maresev, I.I. Terekhin, V.N. Bryzgov i dr. – M.: CNII informacii, 1982.- s.4-13. 6. Rezul'taty ispytanij obstrelom bronevoj zashchity usovershenstvovannogo tanka BM «Oplot». – Har'kov: KP HKBM, 2009.

Гречко И.Л., Костин Ю.Н., Даньшин Ю.А., Дураченко В.В., Афонский П.В. АНАЛИЗ ЗАЩИЩЕННОСТИ ТАНКА БМ «ОПЛОТ»

В данной статье представлены как общие, так и специальные требования к защите танка и пути их повышения, реализованные на танке БМ «Оплот»; проведен краткий анализ защиты танка БМ «Оплот» от средств поражения, в т. ч. тандемных боеприпасов, разведки и систем наведения оружия.

Гречко І.Л., Костін Ю.М., Даньшин Ю.О., Дураченко В.В., Афонський П.В. АНАЛІЗ ЗАХИЩЕНОСТІ ТАНКА БМ «ОПЛОТ»

В данній статті надані як загальні, так і спеціальні вимоги до захисту танку та шляхи їх підвищення, реалізовані на танку БМ «Оплот»; проведено короткий аналіз захисту танку БМ «Оплот» від засобів ураження, в т.ч. тандемних боєприпасів, розвідки та систем наведення зброї.

I. Grechko, Y. Kostin, Y. Danshin, V. Durachenko, P. Afonskii ANALYSIS OF THE PROTECTION OF THE TANK OF BM **«OPLOT»**

The article describes both general and special requirements for tank protection, and ways of their severization implemented in BM OPLOT tank, it offers brief analysis of BM OPLOT tank protection against various threats including tandem ammunition, reconnaissance and weapon guidance system.,

УДК 629.113.075

Гужва Ю.М., Стримовский С.В., канд. техн. наук; Безлепкин А.А., Ключка Р.В., Собко А.П.

ОСОБЕННОСТИ ПОСТРОЕНИЯ АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ НАПРАВЛЕНИЕМ КАЧЕНИЯ КОЛЕС НА ЧЕТЫРЕХОСНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЕ С УПРАВЛЯЕМЫМИ КОЛЕСАМИ НА ПЕРЕДНЕЙ И ЗАДНЕЙ ОСЯХ

Введение и актуальность темы. Увеличение длины шасси транспортных многоосных колесных машин (МКМ) специального назначения и количества осей на них приводит к ухудшению управляемости и маневренности данного вида машин при применении в их конструкции широко распространенных схем рулевого управления (РУ) с управлением направления качения колес на одной или нескольких передних осях [1]. Это связано с тем, что на этапе проектирования центр масс в МКМ с количеством осей четыре и более затруднительно расположить ближе к управляемым по направлению качения колесам передних осей. При этом у транспортных МКМ, предназначенных для перевозки неделимых грузов большой длины, центр масс загруженной машины смещается дальше от осей передних колес по отношению к его расположению на разгруженной машине. Также с увеличением длины шасси МКМ возрастает сопротивление повороту, создаваемое неуправляемыми колесами задних осей, и увеличивается величина минимального радиуса поворота машины.

Для улучшения управляемости и маневренности транспортных МКМ на них применяют схему РУ с управлением направления качения колес на передних и задних осях [2]. Она позволяет уменьшить сопротивление повороту, создаваемое задними колесами МКМ, и уменьшить величину минимального радиуса поворота почти в два раза по сравнению со схемой РУ с управлением направления качения колес только передних осей. Наименьшая величина радиуса поворота МКМ получается при изменении направления качения колес задней оси на угол, равный по величине максимальному углу поворота колес передней оси и противоположный его направлению. Однако на скоростях движения МКМ более 35 км/ч изменение направления качения колес задней оси в противоположном направлении по отношению к направлению качения колес передней оси приводит к снижению или потере устойчивости движения МКМ в зависимости от величины угла направления качения задних колес и скорости движения.

Повышают устойчивость движения МКМ с управляемыми по направлению качения колесами на передних и задних осях путем введения автоматического регулирования соотношения величин и направлений углов поворота колес передних и задних осей [3]. Также автоматическое регулирование коэффициента усиления в РУ с усилителем от скорости движения машины [4] улучшает устойчивость движения транспортных колесных машин на средних, высоких скоростях и их маневренность на малых скоростях. Это связано с тем, что с увеличением скорости движения колесной машины уменьшается сопротивление повороту колес, а с уменьшением скорости движения — сопротивление повороту колес увеличивается. Поэтому автоматическое управление усилителем в системе РУ позволяет обеспечить более легкое управление транспортной колесной машиной на малых скоростях движения и менее чувствительное на высоких скоростях.

Все выше сказанное свидетельствует об актуальности работ по автоматизации систем РУ на транспортных МКМ.

© Ю.М. Гужва, 2017

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является проведение анализа сил, действующих на 4-хосную колесную машину при выполнении поворота. Определение параметров, влияющих на устойчивость движения 4-хосной колесной машины в повороте, и возможности управления ими с помощью изменения направления качения колес на передней и задней осях.

Анализ сил, действующих на 4-хосную колесную машину в повороте. Для определения условий устойчивого движения 4-хосной колесной машины, выполняющей поворот, проведем анализ сил, которые действуют на машину в повороте. С этой целью рассмотрим на рис. 1 расчетную схему сил, действующих на 4-х осную колесную машину при движении в повороте.

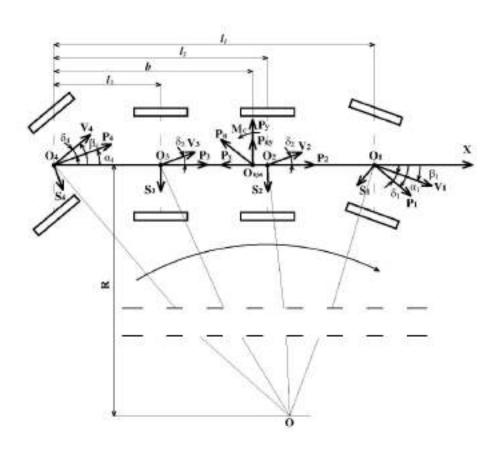


Рис.1. Расчетная схема сил, действующих на 4-хосную колесную машину при выполнении поворота

На рис.1. представлена схема 4-хосной колесной машины с управляемыми по направлению качения колесами на 1-ой и 4-ой осях. На схеме углы поворота управляемых колес и углы увода всех колес заменены углами поворота α_i и углами увода δ_i осей. Где i — номер оси от 1 до 4. Центры осей лежат на продольной оси X машины. Данное упрощение допустимо, поскольку движение всех точек МКМ определяется движением продольной оси X, а движение управляемых колес задается кинематической схемой рулевого привода и углом поворота рулевого колеса. Поэтому

мгновенный центр поворота т. О будет точкой пересечения перпендикуляров, проведенных к векторам скоростей V_i в центрах т. О $_i$ каждой оси машины.

Углы β_i направления векторов скоростей V_i в центрах осей т. O_i включают в себя угол поворота α_i и угол увода δ_i соответствующей оси и равны $\beta_i = \alpha_i \pm \delta_i$. Знак угла увода оси δ_i принимаем в зависимости от направления действия боковой силы на колеса оси, поскольку углы увода колес возникают в результате действия боковой силы. Направление угла увода оси δ_i совпадает с направлением действия боковой силы на колеса. Поэтому при совпадении направления действия боковой силы с направлением угла поворота оси α_i угол направления вектора скорости β_i будет представлять собой сумму угла α_i и угла увода δ_i , что справедливо для направления поворота 4-й оси на рис. 1. В случае действия боковой силы в противоположном направлении по отношению к направлению угла поворота оси α_i угол направления вектора скорости β_i будет представлять собой разность угла α_i и угла увода δ_i , что справедливо для направления поворота 1-й оси на рис. 1.

В качестве боковой силы, воздействующей на колеса МКМ, могут выступать: сила ветра, действующая на корпус МКМ; центробежная сила на повороте P_{u} ; поперечные составляющие силы тяжести машины; силы сопротивления качению колес на неровном или мягком грунте. Поскольку боковая сила представляет собой результирующее действие поперечной составляющей внешних сил, то на расчетной схеме она обозначается P_{y} и приложена к центру масс в точке $O_{\text{цм}}$. Результирующее действие всех внешних сил на машину показано в виде продольной P_{x} и поперечной P_{y} составляющих этих сил.

Также при выполнении поворота на МКМ действует момент сопротивления повороту M_c , который включает в себя момент сопротивления повороту шин; момент, возникающий от разности сил тяги на правых и левых колесах; момент инерции вращающихся частей трансмиссии машины.

В соответствии с расчетной схемой на рис.1 система уравнений динамического равновесия движения МКМ, выполняющей поворот, будет иметь вид:

$$\begin{cases} \sum_{1}^{5} P_{i} \cdot l_{i} \cdot \sin \alpha_{i} + \sum_{1}^{5} S_{i} \cdot l_{i} \cdot \cos \alpha_{i} + P_{y} \cdot b + M_{c} = 0 \\ \sum_{1}^{5} P_{i} \cdot \cos \alpha_{i} - \sum_{1}^{5} S_{i} \cdot \sin \alpha_{i} - P_{x} = 0 \\ \sum_{1}^{5} P_{i} \cdot \sin \alpha_{i} + \sum_{1}^{5} S_{i} \cdot \cos \alpha_{i} + P_{y} = 0 \end{cases}$$

$$(1)$$

где P_i – продольная реакция на і-той оси, S_i – поперечная реакция на і-той оси, l_i – расстояния от центра 4-й оси т. O_4 до точек приложения реакций в центрах каждой оси т. O_i ,

b — расстояние от центра 4-й оси т. О $_4$ до центра масс т. О $_{\text{ц.м.}}$, M_c — суммарный момент сопротивления повороту, P_x — продольная составляющая результирующего действия внешних сил, P_v — поперечная составляющая результирующего действия внешних сил.

Существенное влияние на управляемость и устойчивость движения МКМ оказывает центробежная сила P_{u} . Она возникает во время движения машины на повороте и направлена по радиусу от мгновенного центра поворота. Ее поперечная составляющая стремится опрокинуть машину или вызвать ее занос, и равна [5] $P_{uy} = m \cdot V^2 / R$, где m — масса машины, V — скорость движения, R — радиус поворота. Из приведенной зависимости видно, что чем больше масса, скорость движения машины и меньше радиус поворота, тем больше будет поперечная составляющая центробежной силы P_{uy} и хуже устойчивость МКМ на повороте. Причем при небольшом увеличении скорости движения машины существенно возрастает P_{uy} , так как она прямо пропорциональна квадрату скорости. Т.е. при увеличении V в 2 раза P_{uy} увеличится в 4 раза. Если P_{uy} будет превышать силы сцепления колес с дорогой, то возникнет занос МКМ.

Уменьшать величину P_{uy} при движении МКМ возможно или снижением скорости движения, или увеличением радиуса поворота машины. В связи с этим рассмотрим возможные варианты изменения направления качения колес на передних и задней осях МКМ при выполнении маневрирования.

В случае изменения направления качения управляемых колес на передней и задней осях в одном направлении на одинаковый угол величина радиуса поворота будет стремиться к бесконечности. Например, в соответствии с рис.1 при $\alpha_1=\alpha_4$ перпендикуляры, проведенные к векторам скоростей V_1 , V_4 в точках O_1 , O_4 , будут расположены параллельно относительно друг друга и не пересекаться при одинаковых величинах и направлениях углов увода колес передних и задней оси $\delta_1=\delta_4$. Получаем нейтральную поворачиваемость машины, наименьшую величину P_{uy} и наилучшую устойчивость движения. Величина радиуса поворота в данном случае зависит только от величин и направлений углов увода колес на передних и задней осях. Поскольку на дорогах с твердым покрытием углы увода колес имеют маленькую величину, то радиус поворота является бесконечно большой величиной. Однако при этом МКМ будет двигаться плоскопараллельно вбок. Получаем, так называемое, «крабовое» движение [6].

Если управляемые колеса на передних осях поворачивать на больший угол по отношению к повороту колес на задней оси в одном направлении $\alpha_1 > \alpha_4$, то 4-хосная колесная машина будет поворачивать в направлении поворота передних колес. При этом величина радиуса поворота будет существенно больше по отношению к повороту машины с прямо выставленными колесами на задней оси, т.е. $\alpha_4 = 0$. В результате получим уменьшение величины P_{yy} при выполнении поворота и увеличение устойчивости движения 4-хосной колесной машины.

Если управляемые колеса на задней оси будут повернуты на больший угол по отношению к повороту колес на передней оси в том же направлении $\alpha_4 > \alpha_1$, то 4-хосная колесная машина будет поворачивать в противоположную сторону по отношению к повороту колес на передней оси.

Поворот колес на задней оси в противоположную сторону, по отношению к повороту колес на передней оси, приводит к существенному уменьшению величины радиуса поворота и увеличению величины P_{uy} . Поэтому его применяют только при выполнении маневрирования МКМ на скоростях до 35 км/ч.

Также для анализа соотношения углов и направлений поворота колес на передних и задней осях МКМ рассмотрим критическую скорость прямолинейного движения по уводу. Она вычисляется по формуле [6]:

$$V_{\kappa p} = \sqrt{\frac{P_{y} \cdot g \cdot L}{G_{a} \cdot \left[\left(\alpha_{n} \pm \alpha_{3} \right) + \left(\delta_{3} - \delta_{n} \right) \right]}},$$
 (2)

где $V_{\kappa p}$ — критическая скорость прямолинейного движения по уводу, м/с; P_y — боковая сила, действующая на шасси, H; L — длинна шасси, м; g — ускорение свободного падения 9,81 м/с²; G_a — вес машины, H; α_n и α_s углы поворота колес на передней и задней осях; δ_n и δ_s углы увода колес на передней и задней осях.

В формуле (2) определения критической скорости прямолинейного движения по уводу величины углов поворота колес α_n и α_3 на передней и задней осях складываются $(\alpha_n + \alpha_3)$, если колеса на задней оси поворачиваются в противоположную сторону, по отношению к повороту колес на передней оси и вычитаются $(\alpha_n - \alpha_3)$, если колеса на задней и передней оси повернуты синфазно.

В результате видно, что при повороте колес на задней оси в противоположную сторону по отношению к направлению качения колес на передней оси и увеличении углов поворота α_n и α_3 величина критической скорости $V_{\kappa p}$ прямолинейного движения будет уменьшаться. Что приводит к снижению устойчивости движения МКМ в повороте.

При повороте колес на задней и передней оси в одном направлении и выполнении условия $\alpha_n > \alpha_3$ величина критической скорости $V_{\kappa p}$ прямолинейного движения будет возрастать. Что приводит к повышению устойчивости движения МКМ в повороте.

В результате проведенного анализа действия центробежной силы при выполнении поворота МКМ, а также изменения величины критической скорости $V_{\kappa p}$ прямолинейного движения по уводу в зависимости от величин и направлений улов поворота колес α_n , α_3 на передних и задней осях видно, что для обеспечения устойчивого движения в повороте МКМ необходимо управляемые колеса на задней оси поворачивать в том же направлении, что и колеса на передней оси. При этом должно

выполняться условие $\alpha_n > \alpha_3$. В источнике [6] говорится, что на высоких скоростях движения колеса на задней оси поворачиваются синфазно с колесами на передней оси на угол в пределах от 0.5° до 8° . При этом не указывается зависимость поворота колес на задней оси от величины угла поворота колес на передней оси, а также закон управления. Это свидетельствует о недостаточной изученности данного направления и необходимости проведения экспериментальных исследований.

Также следует отметить, что в правилах вождения автомобиля, при его заносе, т.е. возникновении бокового скольжения колес на задней оси и продолжающемся поступательном движении вперед, рекомендуется поворачивать колеса на передней оси в сторону начавшегося заноса. После прекращения заноса колеса на передней оси необходимо выровнять, чтобы занос автомобиля не начался в другом направлении. Для реализации данной функции в системе автоматического управления направлением качения колес на передних и задней осях потребуется дополнительно к датчикам углов положения управляемых осей ввести гироскопический датчик направления движения и разработать алгоритм управления корректирующим изменением угла поворота управляемых колес на передней и задней осях в зависимости от отклонения МКМ от заданного направления движения.

Выводы. 1. Для обеспечения устойчивого движения в повороте 4-хосной колесной машины с управляемыми колесами на передней и задней осях на скоростях движения более 35 км/ч система управления должна обеспечивать поворот колес на задней оси в направлении поворота колес на передней оси на угол, меньший по отношению к положению колес на передней оси.

- 2. Для обеспечения высоких маневренных свойств 4-хосной колесной машины с управляемыми колесами на передней и задней осях система управления должна обеспечивать поворот колес на задней оси в противоположном направлении поворота колес на передней оси при скорости движения до 35 км/ч.
- 3. Разработка алгоритма корректирующего изменения угла поворота управляемых колес на передней и задней осях требует проведения глубоких расчетных и экспериментальных исследований.

Литература: 1. 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. 2. Редчиц В.В. Сравнение показателей автомобилей с различными схемами расположения управляемых осей при входе в поворот / В.В. Редчиц, Е.В. Головина // Нові технології. — 2010. — №3(29). — С 126—131. 3. Оценка управляемости и устойчивости многоосных автомобилей при установившемся прямолинейном движении / М.А. Подригало, Д.М. Клец, В.И. Гацько и др. // Машиноприладобудування та транспорт. — 2013. — №143. — С 41—44. 4. Данов Б.А. Электронные системы управления иностранных автомобилей / Б.А. Данов — М.: Горячая линия — Телеком, 2002. — 224 с. 5. Подригало М.А. Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів / М.А. Подригало, В.В. Шелудченко — Суми: Сумський національний аграрний університет, 2015. — 213с. 6. Белоусов Б.Н. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет / Б.Н. Белоусов, С.Д. Попов — М.:МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. — 728 с.

Bibliography (transliterated): 1. Dinamika transportno-tyagovyh 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. 2. Redchic V.V. Sravnenie pokazatelej avtomobilej s razlichnymi skhemami raspolozheniya upravlyaemyh osej pri vhode v povorot / V.V. Redchic, E.V. Golovina // Novi tekhnologiï. – 2010. – №3(29). – S 126–131. 3. Ocenka upravlyaemosti i ustojchivosti mnogoosnyh avtomobilej pri ustanovivshemsya pryamolinejnom dvizhenii / M.A. Podrigalo, D.M. Klec, V.I. Gac'ko i dr. // Mashinopriladobuduvannya ta transport. – 2013. – №143. – S 41–44. 4. Danov B.A. EHlektronnye sistemy upravleniya inostrannyh avtomobilej / B.A. Danov – M.: Goryachaya liniya – Telekom, 2002. – 224 s. 5. Podrigalo M.A. Nove v teoriï ekspluatacijnih vlastivostej avtomobiliv ta traktoriv / M.A. Podrigalo, V.V. SHeludchenko – Sumi: Sums'kij nacional'nij agrarnij universitet, 2015. – 213s. 6. Belousov B.N. Kolesnye transportnye sredstva osobo bol'shoj gruzopod"emnosti. Konstrukciya. Teoriya. Raschet / B.N. Belousov, S.D. Popov – M.:MGTU im. N.EH. Baumana, 2006. – 728 s.

Гужва Ю.М., Стрімовський С.В., Безлепкін О.А., Ключка Р.В., Собко О.П. ОСОБЛИВОСТІ БУДУВАННЯ АЛГОРИТМА УПРАВЛІННЯ НАПРЯМКОМ КОЧЕННЯ КОЛІС НА ЧОТИРИВІСНІЙ КОЛІСНІЙ МАШИНІ З КЕРОВАНИМИ КОЛЕСАМИ НА ПЕРЕДНІЙ ТА ЗАДНІЙ ВІСЯХ

У статті здійснений аналіз сил, які діють на чотиривісну колісну машину під час виконання повороту. Визначені параметри, які впливають на стійкість руху багатовісних колісних машин під час виконання повороту, її маневреність та критичну швидкість прямолінійного руху по зміщенню. Видані рекомендації по управлінню кутами напрямку кочення коліс на передній та задній вісях у чотиривісній колісній машині.

Гужва Ю.М., Стримовский С.В., Безлепкин А.А., Ключка Р.В., Собко А.П. ОСОБЕННОСТИ ПОСТРОЕНИЯ АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ НАПРАВЛЕНИЕМ КАЧЕНИЯ КОЛЕС НА ЧЕТЫРЕХОСНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЕ С УПРАВЛЯЕМЫМИ КОЛЕСАМИ НА ПЕРЕДНЕЙ И ЗАДНЕЙ ОСЯХ

В статье выполнен анализ сил, действующих на 4-х осную колесную машину при выполнении поворота. Определены параметры, влияющие на устойчивость движения многоосной колесной машины в повороте, ее маневренность и критическую скорость прямолинейного движения по уводу. Выданы рекомендации по управлению углами направления качения колес на передней и задней осях в 4-хосной колесной машине.

U. Guzhva, S. Strimovskyi, A. Bezlepkin, R. Kluchka, A. Sobko CONSTRUCTION FEATURES OF CONTROL ALGORITHM COURSE ROLLING MOTION WHEELS ON TETRAAXIAL WHEELED VEHICLE WITH CONTROLLED WHEELS ON FRONTS AND BACK AXIS

In article the execute analysis forces effect on tetraaxial wheeled vehicle in turn. The parameters, which influence on stability of motion many axis wheeled vehicle in turn, her flexibility and critical speed in-line motion in deflection. Recommendations on control angles course rolling motion wheels on front and back axis in tetraaxial wheeled vehicle.

Дущенко В.В., д-р техн. наук; Маслієв А.О.

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ШАРНІРУ ІЗ МАГНІТОРЕОЛОГІЧНОГО ЕЛАСТОМІРУ ВАЖЕЛЯ КЕРОВАНОЇ ПІДВІСКИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Вступ. Одним із напрямків підвищення якісних показників підвіски транспортних засобів ϵ застосування керування характеристиками її пружних елементів та демпфіруючих пристроїв. На сьогоднішній день, при створенні керованої підвіски використовуються складні технічні рішення, що призводять до її низької надійності в складних умовах експлуатації, при цьому підвищується вартість та погіршується ремонтопридатність. Актуальною проблемою ϵ пошук та застосування нетрадиційних технічних рішень, з метою усунення недоліків, що стримують широке впровадження керованих підвісок на транспортних засобах.

Вирішити дані проблеми можна шляхом застосування альтернативних матеріалів, завдяки властивостям яких, досягається спрощення конструкцій вузлів підвіски, характеристиками яких керують, при цьому забезпечується необхідна швидкодія та незначне енергоспоживання. Одними з таких матеріалів є так звані «інтелектуальні матеріали», а саме — магнітореологічні еластоміри (МРЕ), що можуть змінювати свої модулі пружності, зсуву та втрат під дією керуючого магнітного поля.

Аналіз публікацій. У роботах [1,2] представлено методологію пошуку нових фізичних принципів дії і технічних рішень вузлів підвіски транспортних засобів, розроблену на основі проведених функціонально-фізичного і речовинно-польового аналізів. Зроблено висновок, що подальший розвиток вузлів підвіски має перспективу у переході від механічного поля до більш керованого електромагнітного поля та розробці нової «основної речовини» або введення «додаткової речовини», чутливої до керуючого електромагнітного поля. У роботі [3] розглянуто можливі напрямки використання електромагнітного поля для керування характеристиками вузлів систем підресорювання. У роботах [4,5,6] представлено результати досліджень по використанню інтелектуальних матеріалів (сплавів з ефектом пам'яті форми та речовин, які поглинають і речовин що поглинаються) для регулювання кліренсу та положення підресореного корпусу транспортного засобу. У роботах [7,8] проведено аналіз властивостей і характеристик МРЕ та доведено можливість їх використання у вузлах керованої підвіски транспортних засобів в якості пружних елементів і демпфіруючих пристроїв. При цьому, у першу чергу, оцінювалися діапазони можливого керування величинами модулів пружності, зсуву та втрат (в'язкості) МРЕ, а також енергоємність і швидкодія та наявність можливих побічних ефектів.

У роботі [11] для реалізації керування жорсткістю торсіонної підвіски колісного бронетранспортера було запропоновано пружні шарніри важелів з гумовими втулками замінити на спеціальні шарніри, що мають втулки з МРЕ. Процес керування відбувався шляхом створення у даних втулках магнітного поля, завдяки чому змінювався модуль пружності МРЕ, а отже й жорсткість підвіски у цілому. У наведених варіантах конструкцій шарнірів, котушки із струмом, що створюють магнітне поле, було розташовано в шарнірів. Перевагою що габарити межах такої схеми ϵ те, важеля © В.В. Дущенко, 2017

залишаються незмінними. Недоліки полягають у складності технології виготовлення та забезпечення належного з'єднання втулки із корпусом шарніру, обмеженні простору для розташування котушки з необхідною кількістю витків і проблемах із тепловідведенням.

Ціль та постановка задачі. Удосконалити конструкцію шарніру важеля підвіски, що виключить недоліки раніше розроблених конструкцій та забезпечить більш рівномірний розподіл магнітного поля і достатній рівень магнітної індукції у матеріалі втулок шарніру.

Матеріали досліджень. Для отримання рівномірного розподілу магнітного поля у втулці шарніру та досягнення більшої магнітної індукції, а отже і збільшення діапазону регулювання жорсткості було розроблено та досліджено конструкцію шарніру із зовнішнім розташуванням котушок які створюють магнітне поле у втулці. На дану конструкцію було оформлено заявку на патент та отримано позитивне рішення [12]. Схема підвіски, що розглядається, представлена на рис. 1.

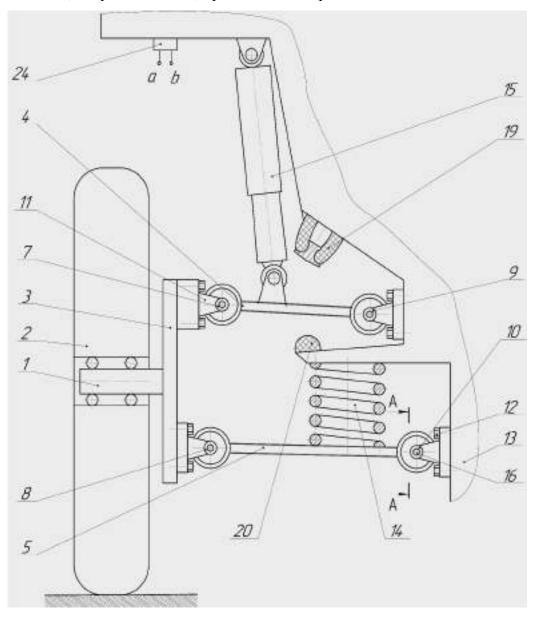


Рис. 1. Схема підвіски транспортного засобу

На рис. 2 зображено переріз А-А шарніру підвіски. На рис. 3 зображено схему підключення елементів керування.

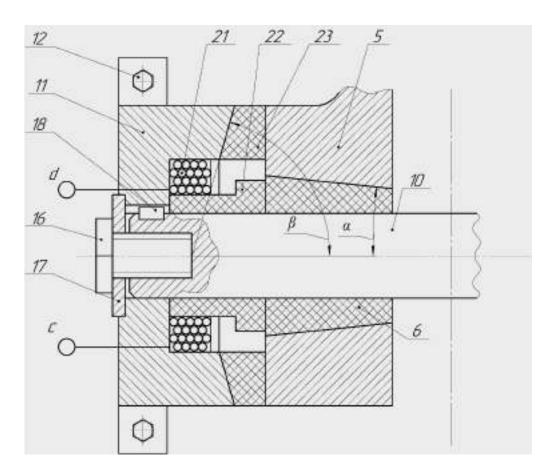


Рис. 2. Схема шарніру підвіски

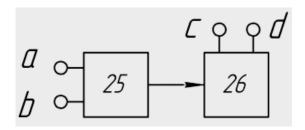


Рис. 3. Схема підключення елементів керування

Підвіска транспортного засобу містить на осі 1 колеса 2, поворотний кулак 3, верхній 4 та нижній 5 важелі, які містять на кожному кінці, виготовлені із пружного МРЕ, втулки 6 із осями 7, 8, 9,10, які за допомогою кронштейнів 11 та болтів 12 закріплено за до поворотного кулака 3 та до підресореного корпусу 13. Між підресореним корпусом 13 та нижнім важелем 5 встановлено пружний елемент 14, а між верхнім важелем 4 та підресореним корпусом 13 встановлено амортизатор 15.

Болти 16 із шайбами 17 встановлено на торцях осей 7, 8, 9, 10, кожна з яких містить також шпонку 18. Упори 19 та 20 закріплено на підресореному корпусі 13. У отво-*Механіка та машинобудування, 2017, № 1*

рі кронштейну 9 розміщено котушку 21, яку встановлено на виконаній із немагнітного матеріалу втулці 22, а між торцевими частинами кронштейнів 9 та торцевою частиною кожного з верхніх 4 та нижніх 5 важелів розміщено кільцеві втулки 23, один із торців кожної з яких виконано у формі конуса. Блок датчиків 24 встановлено на підресореному корпусі 13. Блок управління 25 та регульоване джерело струму встановлено на підресореному корпусі 13.

Підвіска транспортного засобу працює наступним чином. Рух транспортного засобу по нерівностям призводить до виникнення вертикальних, поздовжньо-кутових та поперечно-кутових коливань підресореного корпусу 13, що негативно впливає на людей та устаткування, які розміщено у ньому. Для ефективного зменшення негативного впливу коливань необхідно зменшувати (демпфірувати) їх амплітуди шляхом розсіювання енергії коливань у вигляді тепла у довкілля. Оскільки жорсткість підвіски визначаються як сума незмінної жорсткості втулок 6, а демпфірування амортизатора 15 визначаються як сума незмінної непружної сили амортизатора 15 та непружної сили втулок 6, то для поліпшення демпфірування коливань підресореного корпусу 13 впроваджується регулювання характеристик жорсткості та демпфірування втулок 6 за допомогою зміни струму, який надходить до котушок 21, що викличе зміну магнітного поля і активізує феромагнітні частинки у МРЕ втулок 6, що це призведе до зміни їх жорсткості та демпфірування, а отже і властивостей підвіски в цілому, відповідно до умов руху.

Зменшення амплітуд, швидкостей та пришвидшень коливань підресореного корпусу 13 на підвісці відбувається наступним чином. Найбільш небезпечними вважаються періодичні нерівності, які викликають резонансні коливання підресореного корпусу 13 на підвісці, коли амплітуди, швидкості та пришвидшення коливань стрімко зростають. При русі транспортного засобу по періодичним нерівностям, вони примушують колесо 2 переміщуватися по вертикалі із частотою слідування нерівностей і передають зміщення через ось 1 на кулак 3, через втулки 6 на верхній 4 та нижній 5 важелі, які при цьому обертаються відносно осей 7, 8, 9, 10, і викликають кутові деформації пружних втулок 6. При цьому, кутові деформації втулок 6 пропорційні до вертикальних переміщень підресореного корпуса 13 і, отже, і до вертикальних деформацій пружного елементу 14, а вертикальна лінійна жорсткість, яка обумовлена втулками 6, додається до жорсткості пружного елементу 14, що відповідно підвищує загальну жорсткість підвіски.

Аналогічно, до сили демпфірування, яку створює амортизатор 15, додається сила демпфірування, яку відтворюють втулки 6 при коливаннях підресореного корпусу 13 на підвісці. Котушки 21 живляться через клеми c, d струмом від регульованого джерела 26, причому, величина струму за програмою регулюється блоком управління 25, який отримує необхідну для цього інформацію через клеми a, b через відповідні клеми на блоку датчиків 24. Це дозволяє отримати оптимальну жорсткість та демпфірування втулок 6 і підвіски в цілому для даних умов руху транспортного засобу.

Наприклад, при збільшенні струму у котушці 21 його магнітне поле зросте, жорсткість і демпфірування втулок 6 відповідно збільшаться, що викличе зростання частоти власних коливань підресореного корпусу 13 на підвісці, тобто власна частота тепер буде відрізнятися від частоти слідування нерівностей на дорозі і резонансні коливання

підресореного корпусу 13 на підвісці зникнуть, що призведе до зменшення амплітуд, швидкостей і пришвидшень коливань підресореного корпусу 13. Завдяки властивостям МРЕ при цьому також зросте демпфірування у втулках 6, яке додасться до демпфірування амортизатора 15 і також сприятиме зменшенню амплітуд коливань підресореного корпусу 13. Болт 16, шайба 17 та шпонка 18 забезпечують жорсткий зв'язок осей 7, 8, 9, 10 із відповідними кронштейнами 9. Для забезпечення рівномірного розподілу магнітної індукції уздовж втулки 6 між торцевою частиною кронштейну 9 та торцевою частиною кожного з верхніх 4 та нижніх 5 важелів розміщено кільцеві втулки 23, що виготовлені із МРЕ, один із торців у кожної з яких виконано у формі конуса, а утворюючу конуса розміщено під кутом β до відповідної з осей 7, 8, 9, 10. Це забезпечує зменшення довжини розташованої далі від котушки 21 частини магнітного ланцюга, який утворюють кронштейн 9, кільцева втулка 23, верхній 4 та нижній важелі 5, втулка 6 та ось 10 – відповідне зменшення її магнітного опору.

Виконана із немагнітного матеріалу втулка 22 забезпечує рівномірний розподіл магнітної індукції у матеріалі втулки 6, та дозволяє за допомогою болта 16 та шайби 17 збільшувати натяг пружної втулки 6 у отворах верхнього 4 та нижнього 5 важелів. Виконання зовнішньої поверхні пружної втулки 6 під кутом α, що задається — до осі 10 покращує рівномірний розподіл магнітної індукції у матеріалі пружної втулки 6. Переміщення колеса 2 угору та долу обмежується упорами 19 та 20. Для регулювання кліренсу та положення підресореного корпусу 13, у відповідних підвісках транспортного засобу блок керування 25 змінить величину струму, який живить котушки 21, що призведе до зміни їх жорсткості і жорсткості підвіски в цілому, і вплине на величину кліренсу та положення підресореного корпусу 13.

Завдяки використанню швидкодіючого електричного керування така підвіска встигатиме спрацьовувати при усіх умовах руху транспортного засобу — на відміну, наприклад, від механічних або гідравлічних систем.

Для дослідження магнітного поля, що створюється у втулках шарнірів було застосовано середовище «Femm» (Finite element method magnetics). Дослідження у цьому середовищі проводиться за методом кінцевих елементів. Вихідними даними для дослідження були креслення об'єкту, фізичні характеристики матеріалів складових магнітного ланцюга, та магніторушійна сила (MPC, ампер-витки). Відносні магнітні проникності частин встановлюються за обраним матеріалом згідно відповідної кривої намагнічування. Відносна магнітна проникність втулки з MPE варіювалася в межах μ = 12...2300 [9]. Менше значення відповідає наповнювачу еластоміру порошком карбонільного заліза до 40 % від загального об'єму зразка. Більше - відповідає альтернативним наповнювачам, наприклад нікель, або пермалой. МРС варіювалася для досягнення необхідного результату, що полягає у отриманні найбільшої можливої величини індукції у втулці з MPE та її рівномірного розподілу у межах втулки [10]. Обмеження полягають у відсутності магнітних містків у магнітному ланцюзі та у щільності струму у дроті котушки, що не повинен перевищувати 10 А/мм², для запобігання перегріву.

Приклад результатів наведено на рис. 4.

94

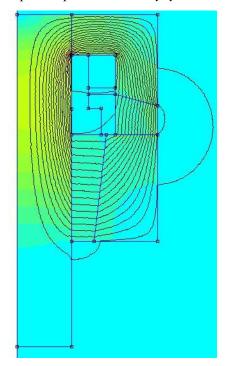


Рис. 4. Розподіл магнітного поля у шарнірі

У процесі досліджень варіювалися кути нахилу утворюючих поверхонь втулок, та було отримано раціональні значення кутів нахилу $\alpha = 5^{\circ}$, $\beta = 74^{\circ}$, при яких індукція в матеріалі втулок розподілена достатньо рівномірно із відхиленням від середнього значення у межах 10%, та досягає значення близько 1 Тл. Магнітні містки у шарнірі відсутні.

Висновки. Удосконалено конструкцію шарніру важеля підвіски, що містить втулку із МРЕ та забезпечує рівномірний розподіл магнітного поля та достатній рівень магнітної індукції у матеріалі даної втулки.

Мета досліджень досягається шляхом зовнішнього розташування котушок, що створюють магнітне поле у втулці. Отримано раціональні значення кутів нахилу $\alpha = 5^{\circ}$, $\beta = 74^{\circ}$, утворюючих поверхонь втулок, при яких індукція у їх матеріалі розподілена із відхиленням від середнього значення у межах 10%, та досягає значення близько 1Тл.

Завдяки торцевому гвинтовому кріпленню забезпечується надійне з'єднання втулки із металевим корпусом важеля та простота монтажу і обслуговування шарнірів.

Література: 1. Математическое моделирование процессов возмущенного движения агрегатов и систем бронетанковой техники / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.В. Дущенко, Харьков: НТУ «ХПИ». — 2012. — 354 с. 2. Дущенко В.В. Питання удосконалення методології аналізу та синтезу систем підресорювання військових гусеничних і колісних машин / Військово-технічний збірник Академії сухопутних військ ім. П. Сагайдачного. Львів, — 2012. — Вип. 1. — С. 26— 32. 3. Дущенко В.В. Использование электромагнитного поля для управления характеристками узлов подвески транспортных средств/ В.В. Дущенко, Н.И. Кумосин // Автомобильный транспорт. — 2011. — Вып. 28. — С. 27—31. 4. Пат. 37869 на корис. мод., Украина, МПК В60G 17/015. Система регулювання положення корпусу транспортного засобу / Дущенко В.В., Щербина О.О.; заявник і патентовласник Нац. Техн. Ун-т "Харків-й політехн. ін-т". — № и 200809281; заявл. 16.07.08; опубл. 10.12.08, Бюл. № 23. 5. Дущенко В.В. До питання використання ефекту адсорбції у системах регулювання

положення підресореного корпусу транспортних засобів / В.В. Душенко, О.М. Коц // Вісник HTV "ХПІ". Сб. наук. праць. Сер: Транспортне машинобудування. — 2010. — Вип. 39. — С. 38-43. 6. Дущенко В.В. Попередній розрахунок енергоспоживання системи регулювання положення корпусу транспортного засобу на основі використання ефекту адсорбції / В.В. Дущенко, І.В. Мусницька, О.М. Коц // Механіка та машинобудування. — 2010. — №1. — С. 108–113. 7. Дущенко В.В. Оцінка можливості використання магнітореологічних еластомірів в якості пружних елементів підвіски транспортних засобів / В.В. Дущенко, О.М. Агапов // Вестник НТУ "ХПИ". Сб. науч. трудов. Сер: Автомобиле-і тракторобудування — 2015. - Вып. . 8. - С. 121-126. **8.** Дущенко В.В. До питання використання магнітореологічних еластомірів в якості демпфіруючих пристроїв підвіски транспортних засобів / В.В. Душенко, О.М. Агапов // Вестник НТУ "ХПИ". Сб. науч. трудов. Сер: Автомобиле-і тракторобудування — 2015. — Вып. 9. — С. 108—113. 9. Chen L. Microstructures and viscoelas-tic properties of anisotropic magnet-orheological elastomers /L. Chen, X. L. Gong, W. H. Li// Smar Material and Structures. -2007. -N 16. -pp. 1–6. **10.** Böse H. Magnetorheological elastomers with high variability of their mechanical properties / H. Böse, R. Rödes // 11th Conf. on Electrorheological Fluids and Magnetorheological Suspensions. Journal of Physics. – 2009. – Series 149. – pp. 51–57. 11. Дослідження керуючого магнітного поля та вибір конструкції пружного шарніра з втулкою із магнітореологічного еластоміру підвіски колісного бронетранспортера / В.В. Дущенко, А.О. Маслієв // Вісник НТУ «ХПІ». 2017. № 5 (1227) — С. 173–178. 12. Підвіска транспортного засобу / А.О. Маслієв, В.В. Дущенко, Б.Г. Любарський, В.Г. Маслієв, позитивне рішення про видачу деклараційного патенту на корисну модель №26848/ЗУ/16 від 09.11.2016.

Bibliography (transliterated): 1. Matematy cheskoe modely rovany e processov vozmushhennogo dvy'zhe-ny'ya agregatov v' sy'stem broetan-kovoj tehny'ky'[Mathematical modeling of disturbed motion aggregates and systems of armoured vehicles] / E.E. Aleksandrov, D.O. Voloncevy'ch, V.V. Dushhenko, Kharkov: NTU «XPY'». – 2012. – 354 s. 2. Dushhenko V.V. Py'tannya udoskona-lennya metodologiyi analizu ta sy'nte-zu sy'stem pidresoryuvannya vijs'kovy 'x guseny 'chny 'x i kolisny 'x mashy 'n [The issues of improving the methodology of analysis and synthesis of suspension systems of military tracked and wheeled vehicles] / V.V. Dushhenko // Vijs 'kovotehnichny' j zbirny 'k Akademiyi suxoputny' x vijs 'k im. P. Sa-gajdachnogo. Lviv, – 2012. -Vy'p. 1. -S. 26–32. **3.** Dushhenko V.V. Y'spol'zovany'e elekt-romagny'tnogo polya dlya upravleny 'ya haraktery 'stikamy ' uzlov podvesky ' transportny 'h sredstv [The use of electromagnetic fields to control characteristics of the suspension units of vehicles] / V.V. Dushhen-ko, N.Y'. Kumosy'n // Avtomoby'l'ny'j transport. — 2011. — Vy'p. 28. — S. 27–31. 4. Pat. 37869 na kory's. mod., Ukray'na, MPK B60G 17/015. Sy'stema re-gulyuvannya polozhennya korpusu tra-nsportnogo zasobu [The position control of the vehicle body]/ Dushhenko V.V., Shherby 'na O.O.; zayavny 'k i patentovlasny 'k NTU "KhPI". – # u 200809281; zayavl. 16.07.08; opubl. 10.12.08, Byul. # 23. 5, Dushhenko V.V. Do py 'tannya vy 'kory 'stannya efektu adsorbciyi u sy'stemah regulyuvannya polozhennya pidresorenogo korpusu transportny'h zasobiv [To effect the use of adsorption in position control systems of the vehicle body] / V.V. Dushhenko, O.M. Kocz // Visny`k NTU ,,KhPI''. Sb. nauk. pracz`. Ser: Transportne mashy`nobuduvannya. – 2010. – Vy'p. 39. – S. 38–43. 6. Dushhenko V.V. Poperednij rozraxu-nok energospozhy'vannya sy'stemy' regulyuvannya polozhennya korpusu transportnogo zasobu na osnovi vy`kory`stannya efektu adsorbciyi [Preliminary calculation of power consumption of position control system of the vehicle body on the basis of the effect of adsorption]/ V.V. Dushhenko, I.V. Musny'cz'ka, O.M. Kocz // Mexanika ta mashy 'nobuduvannya. – 2010. – #1. – S. 108–113. 7. Dushhenko V.V. Ocinka mozhly vosti vy kory stannya magnitoreologichny x elastomiriv v yakosti pruzhny x ele-mentiv pidvisky' transportny'x zaso-biv [Evaluation of the possibility of using magnetorheological elastomers as elastic elements of the suspension of vehicles] / V.V. Dushhenko, O.M. Agapov // Vestny'k NTU "KhPI'". Sb. nauch. trudov. Ser: Avtomoby'le i trakto-robuduvannya – 2015. – Vy'p. . 8. – S. 121–126. **8.** Dushhenko V.V. Do py 'tannya vy 'kory 's-tannya magnitoreologich-ny 'h

elastomiriv v yakosti dempfiruyu-chy'h pry'stroyiv pidvisky' transport-ny'x zasobiv [To effect the use of magnetorheological elastomers as damping devices of the suspension of vehicles]/ V.V. Dushhenko, O.M. Agapov // Vestny'k NTU "KhPI'". Sb. nauch. trudov. Ser: Avtomoby'le i traktorobuduvannya – 2015. – Vy'p. 9. – S. 108–113. **9.** Chen L. Microstructures and viscoelas-tic properties of anisotropic magneto-rheological elastomers /L. Chen, X. L. Gong, W. H. Li// Smar *Material and structures.* -2007. -№ 16. -pp. I-6. 10. Böse H. Magnetorheological elasto-mers with high variability of their mechanical properties / H. Böse, R. Rödes // 11th Conf. on Electrorheolo-gical Fluids and Magnetorheological Suspensions. Journal of Physics. – 2009. – Series 149. – pp. 51–57. 11. Doslidzhennya keruyuchogo magnit-nogo polya ta vy'bir konstrukciyi pruzhnogo sharnira z vtulkoyu iz magnitoreologichnogo elastomiru pid-visky` kolisnogo bronetransportera [Investigation of the controlling magnetic field and the selection of an elastic hinge structure with a sleeve of magnetorheological elastomer for armoured vehicle's suspension] / V.B. Du-shhenko, A.O. Masliyev // Visny'k NTU «XPI». 2017. # 5 (1227) - C. 173-178. 12. Pidviska transportnogo zasobu [Suspension vehicle]/ A.O. Masliyev, V.V. Dushhenko, B.G. Lyubars ky j, V.G. Masliyev, pozy ty vne rishennya pro vy dachu deklaracijnogo patentu na kory`snu model` #26848/ZU/16 vid 09.11.2016.

Дущенко В.В., Маслієв А.О.

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ШАРНІРУ ІЗ МАГНІТОРЕОЛОГІЧНОГО ЕЛАСТОМІРУ ВАЖЕЛЯ КЕРОВАНОЇ ПІДВІСКИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Розглянуто питання керування характеристиками підвіски транспортного засобу з використанням шарнірів з магнітореологічних еластомірів. Запропоновано та досліджено удосконалену конструкцію шарніру важеля підвіски, що забезпечує досягнення необхідної величини індукції керуючого магнітного поля та її рівномірний розподіл у втулці шарніру.

Дущенко В.В., Маслиев А.О.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ШАРНИРА ИЗ МАГНИТОРЕОЛО-ГИЧЕСКОГО ЭЛАСТОМЕРА РЫЧАГА УПРАВЛЯЕМОЙ ПОДВЕСКИ ТРАНСПОР-ТНОГО СРЕДСТВА

Рассмотрены вопросы управления характеристиками подвески транспортного средства с использованием шарниров из магнитореологических эластомеров. Предложена и исследована усовершенствованная конструкция шарнира рычага подвески, обеспечивающая достижение необходимой величины индукции управляющего магнитного поля и его равномерное распределение во втулке шарнира.

V. Dushchenko, A. Masliev

IMPROVEMENT OF THE CONSTRUCTION OF HINGE USING MAGNETORHEOLOGICAL ELASTOMERS OF LEVER OF CONTROLED SUSPENSION OF THE VEHICLE

The problems of controlling the characteristics of suspension of a vehicle using hinges with magnetorheological elastomers that change their properties under the action of a control magnetic field are considered. An improved design of hinge of the suspension has been proposed and investigated that ensures the achievement of the necessary induction of the control magnetic field and its uniform distribution in the hinges bushing, and, therefore, provides the necessary variation of *rigidity* and damping.

УДК 629.331.064

Кайдалов Р.О., канд. техн. наук; Подригало М.А., д-р техн. наук

ОЦІНКА ЕКОНОМІЇ ЕНЕРГІЇ ГІБРИДНОГО АВТОМОБІЛЯ ПРИ СТАЛОМУ РУСІ

Вступ. Вимоги до енергетичної ефективності автотранспортних засобів у світі постійно зростають. Використання гібридних автомобілів (автомобілів з комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс) розширюється, що дає значний економічний ефект й покращення екологічної обстановки.

В статті запропонований метод оцінювання економії енергії автомобілів при сталому русі у разі використання комбінованого електромеханічного приводу ведучих коліс.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Вимоги щодо підвищення показників енергетичної ефективності автотранспортних засобів у світі постійно зростає [1 - 8], що призвело до необхідності розробки й впровадження електромобілів та автомобілів з комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс (гібридних автомобілів) [9 - 11]. За результатами проведених досліджень визначено, що в режимі розгону автомобіля й його руху в сталому русі при використанні тільки електричного приводу забезпечується економія енергії ц палива. Однак у відомих дослідженнях не розкрита фізична сутність й не проведено кількісної оцінки економії енергії й палива при русі автомобіля у сталому русі з одночасним використанням електричного й механічного (від ДВЗ) приводів ведучих коліс.

В роботі [12] показано, що резервом зниження непродуктивних витрат енергії й палива ϵ зниження нерівномірності тягової сили, що обумовлено нерівномірністю індикаторного крутного моменту ДВЗ. У разі сумісної роботи електричної й механічної (від ДВЗ) частин приводу ведучих коліс автомобіля відбувається зменшення амплітуди коливань тягової сили [13]. У роботі [13] проведено дослідження впливу співвідношень крутних моментів, які створюються електродвигунами й ДВЗ на ведучих колесах на зниження витрат енергії при сталому русі автомобіля. Однак у роботі [13] не проведено оцінювання економії енергії й палива гібридного автомобіля при сталому русі.

Мета й завдання дослідження. Метою дослідження ϵ удосконалення методів оцінювання економії енергії й палива гібридних автомобілів при сталому русі. Для досягнення поставленої мети необхідно провести оцінку економії енергії ДВЗ автомобіля з комбінованим електромеханічним приводом при сталому русі.

Виклад основного матеріалу. Оцінка економії енергії двигуна автомобіля з комбінованим електромеханічним приводом при сталому русі.

Розглянемо рух автомобіля на ділянці шляху, яка вимірюється з постійною швидкістю $\overline{V_a}=const$. Сумарний шлях S , який пройдений автомобілем можна розділити на три ділянки

$$S = S_1 + S_2 + S_3, (1)$$

де S_1 ; S_2 ; S_3 — ділянки шляху, який пройдений автомобілем при роботі тільки механічного, механічного й електричного та тільки електричного приводів ведучих коліс.

© P.O. Кайдалов, 2017

Витрата енергії на подолання сил дорожнього опору

$$W_{\partial.o.} = \left(m_a g \psi + \frac{C_x}{2} \rho F \overline{V_a}^2\right) S, \qquad (2)$$

де m_a – маса автомобіля; g – прискорення вільного падіння; ψ – сумарний коефіцієнт дорожнього опору; C_x – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору; ρ – густина повітря; F – площа лобового перерізу (мідель) автомобіля.

У разі нерівномірності дії крутного моменту ДВЗ [13] додаткові втрати енергії двигуна дорівнюють

$$\Delta W_e = \frac{K_1}{2\pi} \left(m_a g \psi + \frac{C_x}{2} \rho F \overline{V_a}^2 \right) S_{\partial G_3} \left(1 - K_{e\partial} \right), \tag{3}$$

де $K_{e\partial}$ – коефіцієнт використання електричного приводу;

$$K_{e\partial} = \frac{\sum M_{e\partial}}{\sum M_{\partial e\beta}}; \tag{4}$$

де $\sum M_{e\partial}$; $\sum M_{\partial e3}$ — сумарні моменти на ведучих колесах, що створюються механічною трансмісією від ДВЗ й електричним приводом, відповідно; K_1 — коефіцієнт нерівномірності крутного моменту ДВЗ;

$$K_1 = 0.08 + \frac{14.44}{i_{\nu}}; (5)$$

де i_{u} — число циліндрів ДВЗ; $S_{\partial 63}$ — шлях, який пройдений автомобілем при використанні енергії ДВЗ.

При русі автомобіля з використанням тільки ДВЗ ($S_{\partial G} = S_1$)

$$W_{e1} = \frac{W_{o.o.}}{\eta_{mp}} + \frac{\Delta W_{\kappa}}{\eta_{mp}} = \frac{m_a g \psi + \frac{C_x}{2} \rho F \overline{V_a}^2}{\eta_{mp}} \left(1 + \frac{K_1}{2\pi}\right) S_1.$$
 (6)

При русі автомобіля з використанням комбінованого електромеханічного приводу ($S_{\partial \mathcal{B}^3} = S_2$)

$$W_{e2} = \frac{W_{o.o.}}{\eta_{mp}} (1 - K_{eo}) + \frac{\Delta W_{\kappa}}{\eta_{mp}} = \frac{m_a g \psi + \frac{C_x}{2} \rho F \overline{V_a}^2}{\eta_{mp}} (1 - K_{eo}) \left(1 + \frac{K_1}{2\pi}\right) S_2.$$
 (7)

Енергія, що витрачається електричним приводом

$$W_{en.n2} = \frac{W_{o.o.}}{\eta_{en.n}} K_{eo} = \frac{m_a g \psi + \frac{C_x}{2} \rho F \overline{V_a}^2}{\eta_{en.n}} K_{eo} \cdot S_2, \tag{8}$$

де $\eta_{en.n}$ – коефіцієнт корисної дії електричного приводу.

При русі автомобіля з використанням лише електричного приводу ($S = S_3$)

$$W_{en.n3} = \frac{W_{o.o.}}{\eta_{en.n}} = \frac{m_a g \psi + \frac{C_x}{2} \rho F \overline{V_a}^2}{\eta_{en.n}} \cdot S_2.$$
 (9)

На зарядку акумуляторів також витрачається енергія ДВЗ

$$\Delta W_{e} = \frac{W_{e\pi.n2} + W_{e\pi.n3}}{\eta_{3ap}} = \frac{m_{a}g\psi + \frac{C_{x}}{2}\rho F\overline{V_{a}}^{2}}{\eta_{e\pi.n} \cdot \eta_{3ap}} \cdot (K_{e\partial} \cdot S_{2} + S_{3}). \tag{10}$$

Сумарна витрата енергії двигуна

$$W_{e} = W_{e1} + W_{e2} + \Delta W = \frac{m_{a}g\psi + \frac{C_{x}}{2}\rho F\overline{V_{a}}^{2}}{\eta_{mp}} \left(1 + \frac{K_{1}}{2\pi}\right) S_{1} + \frac{m_{a}g\psi + \frac{C_{x}}{2}\rho F\overline{V_{a}}^{2}}{\eta_{mp}} \left(1 + \frac{K_{1}}{2\pi}\right) (1 - K_{e\partial}) \times \\ \times S_{2} + \frac{m_{a}g\psi + \frac{C_{x}}{2}\rho F\overline{V_{a}}^{2}}{\eta_{eqn} \cdot \eta_{sqn}} \cdot (K_{e\partial} \cdot S_{2} + S_{3})$$
(11)

Після перетворень отримаємо

$$W_{e} = \frac{m_{a}g\psi + \frac{C_{x}}{2}\rho F\overline{V_{a}}^{2}}{\eta_{mp}} \left(1 + \frac{K_{1}}{2\pi}\right) S \left\{1 - \left[1 - \frac{\eta_{mp}}{\eta_{en.n} \cdot \eta_{3ap}\left(1 + \frac{K_{1}}{2\pi}\right)}\right] \times \left(\frac{S_{2}}{S}K_{eo} + \frac{S_{3}}{S}\right)\right\}$$
(12)

При використанні тільки механічного приводу рівняння (6) при ($S_1=S$ й $W_{e1}=W_e$) прийме вигляд:

$$W_{e}^{|} = \frac{m_{a}g\psi + \frac{C_{x}}{2}\rho F \overline{V_{a}}^{2}}{\eta_{mp}} \left(1 + \frac{K_{1}}{2\pi}\right) S.$$
 (13)

Економія енергії при використанні комбінованого електромеханічного приводу

$$E_{w} = W_{e} - W_{e}^{\dagger} = \frac{m_{a}g\psi + \frac{C_{x}}{2}\rho F \overline{V_{a}}^{2}}{\eta_{mp}} \left(1 + \frac{K_{1}}{2\pi}\right) S \times \left[1 - \frac{\eta_{mp}}{\eta_{en.n} \cdot \eta_{sap} \left(1 + \frac{K_{1}}{2\pi}\right)}\right] \cdot \left(\frac{S_{2}}{S} K_{eo} + \frac{S_{3}}{S}\right)$$
(14)

Відносна економія енергії

$$\delta_{w} = \frac{E_{w}}{W_{e}^{|}} = \left[1 - \frac{\eta_{mp}}{\eta_{en.n} \cdot \eta_{3ap} \left(1 + \frac{K_{1}}{2\pi}\right)}\right] \cdot \left(\alpha_{2} \cdot K_{e\partial} + \alpha_{3}\right), \tag{15}$$

де α_2 ; α_3 – відносні частини шляху, які пройдені автомобілем при використанні комбінованого електромеханічного й електричного приводів ведучих коліс, відповідно;

$$\alpha_2 = \frac{S_2}{S}; \tag{16}$$

$$\alpha_3 = \frac{S_3}{S}.\tag{17}$$

У рівнянні (15) виділимо функцію

$$F = \alpha_2 K_{e\partial} + \alpha_3, \tag{18}$$

максимальне значення якої може приймати значення, що дорівнює одиниці. У цьому випадку рівняння (15) прийме вигляд

$$\delta_{ew} = F \left[1 - \frac{\eta_{mp}}{\eta_{e\pi,n} \cdot \eta_{3ap} \left(1 + \frac{K_1}{2\pi} \right)} \right]. \tag{19}$$

Економія енергії, як видно із рівняння (19), можлива при виконанні умови

$$1 - \frac{\eta_{mp}}{\eta_{en.n} \cdot \eta_{3ap} \left(1 + \frac{K_1}{2\pi} \right)} > 0. \tag{20}$$

Звідки визначимо:

$$K_1 > 2\pi \left(\frac{\eta_{mp}}{\eta_{e\pi,n} \cdot \eta_{sap}} - 1 \right). \tag{21}$$

Після підстановки виразу (5) у нерівність (21) отримаємо

$$i_{y} < \frac{7,22}{\pi \left(\frac{\eta_{mp}}{\eta_{e_{\pi,n}} \cdot \eta_{3ap}} - 1\right) - 0,04}$$
 (22)

Нерівність (22) виражає умову отримання економії енергії (палива) автомобіля при русі у сталому режимі з використанням комбінованого електромеханічного приводу ведучих коліс.

Із рівняння (18) визначимо умову отримання $\delta_{ew} = (\delta_{ew})_{\max}$, що забезпечується при F=1 .

$$K_{e\partial} = \frac{1 - \alpha_3}{\alpha_2} \,. \tag{23}$$

Після підстановки виразу (5) у рівняння (19)

$$\delta_{ew} = \left\{ 1 - \frac{\eta_{mp}}{\eta_{en.n} \cdot \eta_{3ap} \left[1 + \frac{1}{\pi} \left(0.04 + \frac{7.22}{i_u} \right) \right] \right\} F. \tag{24}$$

В таблиці наведено результати розрахунку показника δ_{ew} при: F=1; $\eta_{mp}=0.8$; $\eta_{aap}=0.9$ й $\eta_{en.n}=0.9$.

Результати розрахунку $\left(\delta_{ew}\right)_{\mathrm{max}}$

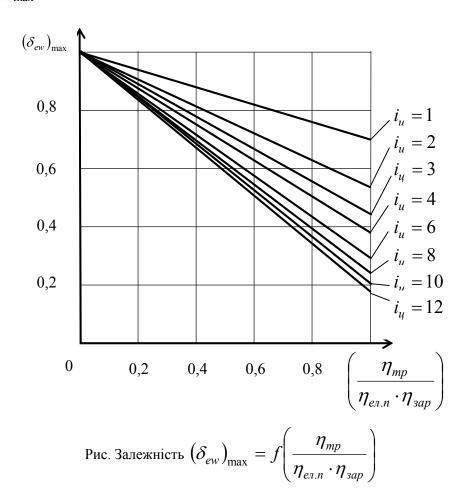
Таблиця

i_{y}	1	2	3	4	6	8	10	12
$(\delta_{ew})_{\max}$	0,70	0,54	0,44	0,38	0,29	0,24	0,20	0,18

Аналіз результатів розрахунку, які наведені у таблиці, показує, що для автомобілів з комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс при русі у сталому режимі максимальна економія енергія палива (в залежності від числа циліндрів ДВЗ) може знаходитись у межах від 18% до 70%. Для легкових автомобілів, які мають

 $i_u = 3-6\,$ вказана економія може складати 29% — 44%. Для вантажних автомобілів з числом циліндрів $i_u = 6-8\,$ відносна економія енергії (палива) складає 24% — 29%.

На рисунку наведено графіки залежності $\left(\delta_{ew}\right)_{\max} = f\left(\frac{\eta_{mp}}{\eta_{en.n}\cdot\eta_{sap}}\right)$, що побудовані при різному значенні параметра i_{u} . В межах зміни величини $\left(\frac{\eta_{mp}}{\eta_{en.n}\cdot\eta_{sap}}\right)$ [0;1] величина $\left(\delta_{ew}\right)_{\max}$ змінюється в межах [1;0,2].



Висновки. 1. Запропоновано метод оцінки економії енергії гібридного автомобіля при сталому русі, який дозволяє проводити оцінювання економії енергії (палива) автомобілів з комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс у сталому режимі руху.

- 2. Проведені розрахунки економії енергії автомобіля з комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс з $\eta_{mp}=0.8$; $\eta_{sap}=0.9$ й $\eta_{en.n}=0.9$ дозволили визначити наступне:
- відносне зниження енергії, що затрачується на сталий рух автомобіля в залежності від числа циліндрів двигуна може знаходитись в межах від 18% до 70%

(менше значення – при числі циліндрів $i_{u}=12$, а більше – при $i_{u}=1$);

- для легкових автомобілів, які мають $i_{y} = 3-6$ вказана економія може складати величину, яка знаходиться у межах 29% 44%.
- для вантажних автомобілів з числом циліндрів $i_{u}=6-8$ відносна економія енергії (палива) складає 24% 29%.

Jimepamypa. 1. Harnesk, D. (2016). A Review of Energy and Transport in Green Transition: Challenges In **Perspectives** Ecomodernity. Sustainability, 4(2) 10.12924/cis2016.04020015. 2. Directive 2009/33/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the promotion of clean and energy-efficient road transport vehicles // Official Journal of the European Union (L120). -15.05.2009. Р. 5-13.3. Нагайцев М.В. Современные мировые требования к энергетической эффективности автотранспортных средств и пути её обеспечения в России / М.В. Нагайцев // Журнал автомобильных инженеров. – М.: ООО «Издательский Дом ААИ Пресс». — 2014. — N = 4. — С. 32 - 37. 4. Козлов А.В. Современные требования к уровню энергетической эффективности автотранспортных средств / А.В. Козлов, А.С Теренченко // Журнал автомобильных инженеров. – М.: OOO «Издательский Дом ААИ Пресс». — 2014. — №1 (84). — С. 28 — 33. **5**. Нагайцев М.В. Современные мировые требования к энергетической эффективности автотранспортных средств и пути её обеспечения в России Часть 2. Формирование и реализация требований в ЕС / М.В. Нагайцев // Журнал автомобильных инженеров. — M.: OOO «Издательский Дом ААИ Пресс». — 2014. — №5 (88). - C. 18 - 24. 6. BenDor, Todd K. 2012. «The System Dynamics of U.S. Automobile Fuel Economy». Sustainability 4, no. 5: 1013-1042. 7. Ramon Peres-Galvez, Jose R. Fuentes-Vega, Juan B. Cogollos-Martines, Antonio Toledo-Dorrego. Evalucation de la eficiencia energetica de vehiculos pesados en ciclo: Ingenieria Mecanica. 2010; 13(1): p. 49 – 58. 8. Эткин Д.М. О топливной экономичности массовых автомобилей в США, её регулирование и путях повышения (по материалам публикаций). Д.М. Эткин. Журнал автомобильных инженеров, 2009. Вып. №5(88). C.~10-15.~9.~ Синергетичний автомобіль. Теорія і практика. О.В. Бажинов, О.П. Смирнов, С.А. Сєріков, В.Я. Двадненко. Харків: Вид-во ХНАДУ, 2011. 236 с. 10. Гібридні автомобілі. О.В. Бажинов, О.П. Смирнов, С.А. Сєріков, А.В. Гнатов, А.В. Колесніков. Харків: Вид-во ХНАДУ, 2008. 327 с. 11. Щетина В.А. Электромобиль: техника и экономика. В.А. Щетина, Ю.Я. Морговский, Б.И. Центер, В.А. Богомазов. Ленинград: Машиностроение, 1987. 236 с. 12. Подригало М.А. Оценка дополнительных энергетических потер при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин. М.А. Подригало, Н.П. Артёмов, Д.В. Абрамов, М.Л. Шуляк. Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць, 2015. Вип. №9 (1118). С. 98 – 107. 13. Кайдалов Р.О. Дослідження можливості зниження енергетичних втрат автомобіля при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс. Р.О. Кайдалов. Системи обробки інформації, 2016. Вип. № 9. С. 13 – 17.

Bibliography (transliterated): 1. Harnesk, D. (2016). A Review of Energy and Transport in Green Transition: Perspectives on Ecomodernity. Challenges In Sustainability, 4(2) 15-16. doi: 10.12924/cis2016.04020015. 2. Directive 2009/33/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the promotion of clean and energy-efficient road transport vehicles // Official Journal of the European Union (L120). – 15.05.2009. P. 5 – 13. 3. Nagaytsev M.V. Sovremennyie mirovyie trebovaniya k energeticheskoy effektivnosti avtotransportnyih sredsty i puti eYo

obespecheniya v Rossii / M.V. Nagaytsev // Zhurnal avtomobilnyih inzhenerov. - M.: OOO «Izdatelskiy Dom AAI Press». – 2014. – #4. – S. 32 – 37. 4. Kozlov A.V. Sovremennyie trebovaniya k urovnyu energeticheskoy effektivnosti avtotransportnyih sredstv / A.V. Kozlov, A.S Terenchenko // Zhurnal avtomobilnyih inzhenerov. – M.: OOO «Izdatelskiy Dom AAI Press». – 2014. – #1 (84). – S. 28 – 33. 5. Nagaytsev M.V. Sovremennyie mirovyie trebovaniya k energeticheskoy effektivnosti avtotransportnyih sredstv i puti eYo obespecheniya v Rossii Chast 2. Formirovanie i realizatsiya trebovaniy v ES / M.V. Nagaytsev // Zhurnal avtomobilnyih inzhenerov. – M.: OOO «Izdatelskiy Dom AAI Press». – 2014. – #5 (88). – S. 18 – 24. **6**. BenDor, Todd K. 2012. «The System Dynamics of U.S. Automobile Fuel Economy». Sustainability 4, no. 5: 1013-1042. 7. Ramon Peres-Galvez, Jose R. Fuentes-Vega, Juan B. Cogollos-Martines, Antonio Toledo-Dorrego. Evalucation de la eficiencia energetica de vehiculos pesados en ciclo: Ingenieria Mecanica. 2010; 13(1): p. 49 – 58. 8. Etkin D.M. O toplivnoy ekonomichnosti massovyih avtomobiley v SShA, eYo regulirovanie i putyah povyisheniya (po materialam publikatsiy). D.M. Etkin. Zhurnal avtomobilnyih inzhenerov, 2009. Vyip. #5(88). S. 10 - 15. 9. Sinergetichniy aytomobil. Teoriya I praktika. O.V. Bazhinov, O.P. Smirnov, S.A. SErikov, V.Ya. Dvadnenko. HarkIv: Vid-vo HNADU, 2011. 236 s. 10. GIbridnI avtomobIlI. O.V. Bazhinov, O.P. Smirnov, S.A. SErIkov, A.V. Gnatov, A.V. KolesnIkov. HarkIv: Vid-vo HNADU, 2008. 327 s. 11. Schetina V.A. Elektromobil: tehnika i ekonomika. V.A. Schetina, Yu.Ya. Morgovskiy, B.I. Tsenter, V.A. Bogomazov. Leningrad: Mashinostroenie, 1987. 236 s. 12. Podrigalo M.A. Otsenka dopolnitelnyih energeticheskih poter pri ustanovivshemsya rezhime dvizheniya transportno-tyagovyih mashin. M.A. Podrigalo, N.P. ArtYomov, D.V. Abramov, M.L. Shulyak. VIsnik natsIonalnogo tehnIchnogo unIversitetu «HPI». ZbIrnik naukovih prats, 2015. Vip. #9 (1118). S. 98 – 107. 13. Kaydalov R.O. DoslIdzhennya mozhlivostI znizhennya energetichnih vtrat avtomobllya pri vikoristannI gIbridnogo elektromehanIchnogo privodu veduchih kolIs. R.O. Kaydalov. Sistemi obrobki InformatsIYi, 2016. *Vip.* # 9. *S.* 13 − 17.

Кайдалов Р.О., Подригало М.А.

ОЦІНКА ЕКОНОМІЇ ЕНЕРГІЇ ГІБРИДНОГО АВТОМОБІЛЯ ПРИ СТАЛОМУ РУСІ

В статті запропонований метод оцінювання економії енергії автомобілів при сталому русі у разі використання комбінованого електромеханічного приводу ведучих коліс.

Кайдалов Р.О., Подригало М.А.

ОЦЕНКА ЭКОНОМИИ ЭНЕРГИИ ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ ПОСТОЯННОМ ДВИЖЕНИИ

В статье предложен метод оценки экономии энергии автомобилей при постоянном движении с использованием комбинированного электромеханического привода ведущих колес.

R. Kaydalov, M. Podrygalo

ESTIMATION OF ENERGY SAVINGSHYBRID VEHICLE WITH CONSTANT MOTION

In the article the method of estimation of energy saving of cars at constant motion is offered in case of use of combined electromechanical drive of driving wheels.

УДК 632.38.32

Климов В.Ф., канд. техн. наук; Глебов В.В., д-р техн. наук; Колбасов А.Н., канд. техн. наук; Михайлов В.В.; Шипулин A.A.

ЗАЩИТА СИЛОВЫХ УСТАНОВОК ТАНКОВ ОТ ПОРАЖЕНИЯ С ВЕРХНЕЙ ПОЛУСФЕРЫ

Актуальность темы. Защита танков от поражения любыми видами оружия – одна из основных задач при создании либо модернизации танков на современном уровне. При этом защита танков всегда являлась технически сложной задачей с учетом постоянного совершенствования средств поражения – более высокая бронепробиваемость танковых пушек и управляемых ракет.

Постоянно разрабатываются различные виды противотанковых средств поражения, используется авиация, системы залпового огня, наземная артиллерия. Наименее защищенные части танка — днище корпуса, крыша и башня. Особое внимание в этом случае следует уделять защите крыши и моторно-трансмиссионному отделению. Живучесть танка определяет силовая установка. Выход из строя двигателя либо систем его питания — системы охлаждения либо воздухопитания приводит к потере возможности движения [1-2]. В этом случае танк становится мишенью для любого вида оружия противника.

Для обеспечения работы двигателя любого танка необходима связь с атмосферой — для питания двигателя воздухом и забора воздуха для отвода теплоты от двигателя. Почти все танки имеют защиту от поражения с верхней проекции, но не имеют защиты от возгорания. Так на танках «Леопард» система охлаждения выполнена в виде тора с размещением теплообменников по периметру, вентилятор располагается в центре тора. Однако и в этом случае нет защиты теплообменников от попадания пламени в случае возгорания. На танках М-60 забор воздуха для питания двигателя осуществляется с бортов. Однако конструктивно такая компоновка связана с рядом трудностей.

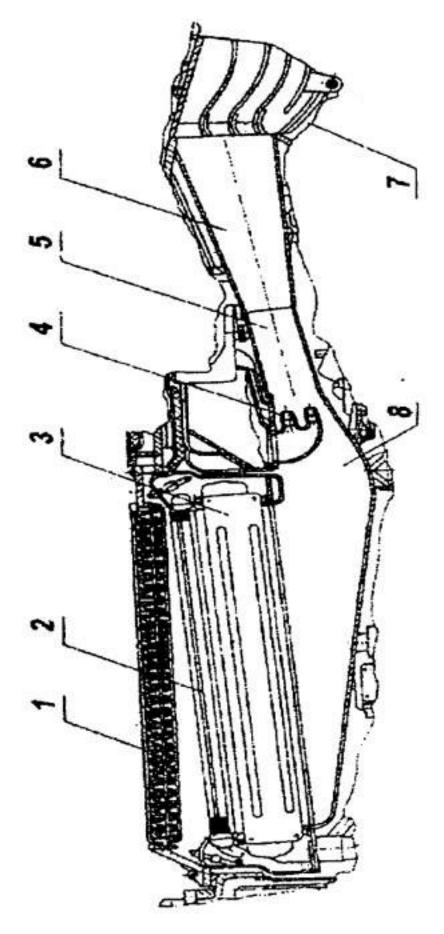
Таким образом, в настоящее время практически все современные танки не имеют надежной защиты теплообменников от возгорания. Все работы по защите силовых отделений направлены на исключение поражения от механических повреждений.

Цель работы. Целью данной статьи является анализ конструктивных особенностей защиты силовых отделений танков и разработка рекомендаций по повышению защищенности силовых установок от поражения с верхней полусферы.

Основная часть. Танки, разработанные в ГП «ХКБМ» имеют одинаковое конструктивное исполнение силового отделения. Общим для них является эжекционная система охлаждения (рис.1). Отличительными особенностями является величина фронта радиаторов, параметры самого эжектора и мощность двигателя.

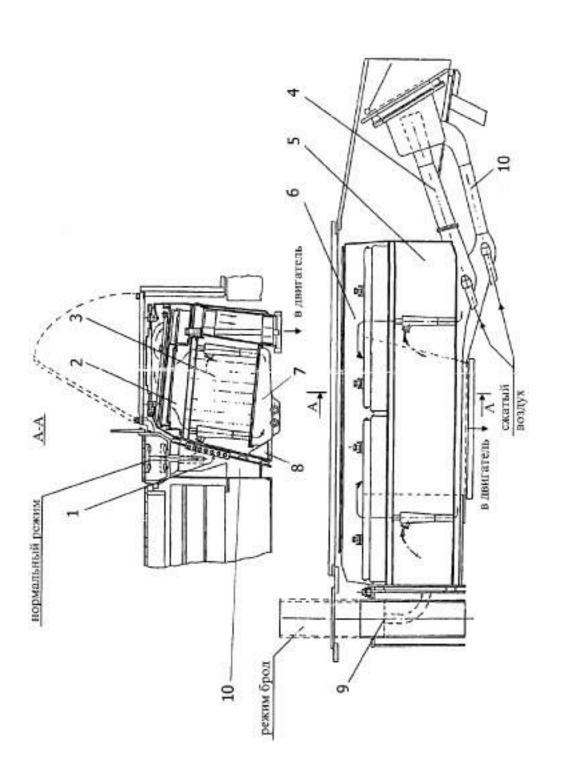
Система воздухопитания (рис. 2) также по своим компоновочным особенностям не имеет принципиального отличия для всех танков разработки ГП «ХКБМ». Для системы охлаждения и воздухопитания забор воздуха осуществляется с верхней проекции.

Фронт теплообменников танка Т-64 и его модификаций составляет 0.87 м^2 а последующих танков Т-80УД, Т-84, БМ «Оплот» — 1.12м^2 . Расход воздуха через © В.Ф. Климов, 2017



1 – жалюзи защитные; 2 – радиаторы системы смазки; 3 – радиаторы системы охлаждения; 4 – сопловой аппарат; 5 – камера смешения; 6 – диффузор; 7 – жалюзи выходные; 8 – подрадиаторное пространство Рис. 1. Эжекционная система охлаждения танка «Оплот»

Механіка та машинобудування, 2017, № 1



1 – бункер с инерционной решёткой; 2 – кассета; 3 – циклонный аппарат; 4 – эжектор циклонного аппарата; 5 – воздухоочиститель; 6 - головка воздухоочистителя; 7 - пылесборник циклонного аппарата; 8 - пылесборник инерционной решётки; 9 - труба ВЗУ; Рис. 2. Система очистки воздуха танка «Оплот» 10 – эжектор инерционной решётки

радиаторы составляет 5.2 кг/с для танков Т-64 и 7,5 кг/с для танков Т-80УД, Т-84 и БМ «Оплот». Таким образом, скорость воздушного потока перед фронтом теплообменников для всех танков примерно одинаковая и составляет 5,0..5,5 м/с.

В эжекционных системах охлаждения теплообменники изолированы от МТО, однако уже на входе при взрыве емкостей с зажигательной смесью температура всасываемого воздуха превышает необходимую температуру для возгорания. Уязвимым местом является и собственно воздухоочиститель. Вход воздуха в воздухоочиститель располагается в непосредственной близости к забору воздуха для охлаждения теплообменников. Конструктивно воздухоочистители танков выполнены либо в циклонном варианте, либо циклонный аппарат с кассетами. И в том и другом случае разрушение циклонного аппарата под воздействием потока воздуха с высокой температурой происходит по припайке циклонов со стороны головки чистого воздуха и со стороны пылесборника.

Во всех случаях танк становится неработоспособным из-за выхода из строя либо воздухоочистителя, либо теплообменников из-за потери охлаждающей жидкости и поступлению в двигатель неочищенного воздуха.

Для защиты теплообменников и воздухоочистителя от возможного возгорания на танках Т-64 защита выполнялась в виде двух бронированных пластин, одна из которых подвижная, другая неподвижная. Однако, как показал опыт эксплуатации первых машин, такая система не обеспечивает герметичность при переводе в режим изоляции от воздушного потока и через негерметичность вполне вероятно проникновение горячего воздуха в теплообменники и систему очистки воздуха.

Для устранения подобных явлений необходим комплекс конструктивных мероприятий, обеспечивающих защиту от расплавления теплообменников и циклонов воздухоочистителя.

Для защиты теплообменников от возгорания необходима герметизация защитных жалюзи с полной изоляцией от воздействия воздуха с высокой температурой.

По системе очистки воздуха наиболее приемлемым может быть вариант перевода в режим движения в случае преодоления водных преград глубиной до 1,8 м. В этом случае воздухозаборная труба автоматически переводится в верхнее положение с одновременным закрытием входных тарелок, которые обеспечивают достаточную герметичность от возможного попадания горячего воздуха. В этом режиме повышается гидравлическое сопротивление примерно в 1,5 раза и достигает на максимальной частоте двигателя 20,0 кПа [3]. В таком режиме величина сопротивления превышает предельно допустимое значение для срабатывания датчика, фиксирующего аварийный режим, поэтому система защиты двигателя отключается.

Это один из вариантов защиты силовой установки от возгорания и предотвращение разрушения теплообменников и воздухоочистителя.

Как вариант защиты воздухоочистителя может быть изменение места забора воздуха через борт танка. Однако здесь необходима капитальная переделка всей системы очистки воздуха и моторно-трансмиссионного отделения. Режим преодоления глубоких водных преград не исключает попадания горячего воздуха к теплообменникам системы охлаждения. Поэтому требуется комплексное решение защиты теплообменников системы.

Защищенность танка определяется многими факторами – компоновкой, конструкцией броневой защиты, специальными системами, снижающими действие попадающих в танк снарядов и предотвращающими возникновение пожара.

Большое значение имеют средства маскировки и ослепления противника, снижение эффективности поражающего действия ПТС [1, 4, 5]. Комплексный подход к обеспечению живучести состоит в рациональном сочетании взаимодополняющих друг друга различных систем защиты с целью получения максимального эффекта при минимальном увеличении массы танка. Комплексная защита решает три основные задачи:

- снизить вероятность обнаружения танка техническими средствами разведки и датчиками цели самонаводящихся боевых частей противника;
- уменьшить вероятность попадания в танк артиллерийских снарядов, ПТУР и суббоеприпасов;
- обеспечить заданный уровень стойкости танка к воздействию поражающих факторов попавших в него боеприпасов.

В состав комплексной защиты могут входить технические средства, обеспечивающие снижение контраста и маскировку, оптико-электронное противодействие и активную защиту, защиту приборов, наружного и внутреннего оборудования от осколков, а также внутреннего оборудования и экипажа от ударных нагрузок без пробития брони.

Техническими требованиями задается вероятность поражения танка, обеспечивающая работоспособность танковых подразделений за счет снижения заметности, комплекса активной защиты, средств защиты наружного оборудования, броневой защиты, защиты внутреннего оборудования.

Рассматривая защиту танков от поражения, следует отметить недостаточный уровень защиты танка и силовой установки от поражения любыми видами снарядов с верхней проекции. Доля ПТС атакующих танк сверху составляет 30% от общего потока поражающих воздействий.

Учитывая высокий уровень вероятностного поражения танка с верхней проекции, разработка технических мероприятий по защите силового отделения является актуальной для сохранения танка в целом [6].

В то же время практически на всех современных танках отсутствует защита силовых установок.

Конструкция современных танков, в том числе и отечественных, предусматривает лобовую и бортовую защиту. В бортовую проекцию танка попадает более 60% всех противотанковых управляемых ракет (ПТУР), кумулятивных снарядов, противотанковых гранат.

Оправдана установка комплекса активной защиты, так как обеспечивает почти в два раза вероятность непробития бронированных листов. На отечественных танках реализованы последние достижения по защите бортовых листов танка. Конструктивное исполнение активной защиты позволили практически без увеличения массы за счет уменьшения толщины броневых листов уменьшить вероятность поражения танка с бортов 1,5-1,8 раза.

Выводы. 1. Силовое отделение танков — наименее защищенное от поражения боеприпасами с верхней полусферы. Наиболее вероятные случаи — возгорания в районе

теплообменников либо на входе в воздухоочиститель, что приводит к потере охлаждающей жидкости и расплавлению теплообменников либо разрушению воздухоочистителей, что приводит к абразивному износу двигателя. В обоих случаях танк становится не работоспособен.

- 2. Одним из вариантов борьбы с подобными явлениями может быть перевод заборной трубы для питания двигателя в режим «брод» и введение регулируемых входных жалюзи над теплообменниками в режим «закрыто».
- 3. Комплексным решением защиты силового отделения от поражения с верхней полусферы является применение активной защиты, снижение заметности и разработка маскировочных средств.

Литература: 1. Гайсин А.М. Пути повышения эффективности активной защиты танка в верхней полусфере / А.М. Гайсин, М.К. Гайфутдинов Р.П. Завалишин, Ю.П. Кравцов // Вестник бронетанковой техники. — 1987. — №7, — c.20-26. 2. Шпак Ф.П. Оценка подвижности танков на марше и в условиях боя / Ф.П. Шпак // Вестник бронетанковой техники. — 1988 — №1, c.9...12. 3. К вопросу воздухопитания двигателей бронетанковой техники при преодолении водных преград / В.А Зарянов. Ю.П. Иванов, В.Ф. Климов та ін. // Інтегровані технології та енергозбереження. — 2010. — №3 — C.44-50. 4. Основные проблемы и направления развития защиты боевых бронированных машин с использованием систем обнаружения электромагнитного излучения / В.В. Глебов // Механіка та машинобудування, HTV «ХПІ». — 2012. — №2 — C.84-99. 5. Оценка Советских танков, Вестник бронетанковой техники. — 1988. — № — C.3-6. 6. Метод оценки эффективности автоматических средств защиты танков / А.М. Гайсин Б.Н.Епифаниев, Т.Т. Иванов // Вестник бронетанковой техники. — 1987. — №6. — C.23-26.

Bibliography (transliterated)1. Gajsin A.M. Puti povysheniya ehffektivnosti aktivnoj zashchity tanka v verhnej polusfere / A.M. Gajsin, M.K. Gajfutdinov R.P. Zavalishin, YU.P. Kravcov // Vestnik bronetankovoj tekhniki. 1987. — №7, — s.20-26. 2. SHpak F.P. Ocenka podvizhnosti tankov na marshe i v usloviyah boya / F.P. SHpak // Vestnik bronetankovoj tekhniki. — 1988-№1, s.9...12. 3. K voprosu vozduhopitaniya dvigatelej bronetankovoj tekhniki pri preodolenii vodnyh pregrad / V.A Zaryanov. YU.P. Ivanov, V.F. Klimov ta in. // Integrovani tekhnologiï ta energozberezhennya. — 2010.-№3-S.44-50. 4. Osnovnye problemy i napravleniya razvitiya zashchity boevyh bronirovannyh mashin s ispol'zovaniem sistem obnaruzheniya ehlektromagnitnogo izlucheniya / V.V. Glebov // Mekhanika ta mashinobuduvannya, NTU «HPI». — 2012.-№2-S.84-99. 5. Ocenka Sovetskih tankov, Vestnik bronetankovoj tekhniki. — 1988.-№-S.3-6. 6. Metod ocenki ehffektivnosti avtomaticheskih sredstv zashchity tankov / A.M. Gajsin B.N.Epifancev, T.T. Ivanov // Vestnik bronetankovoj tekhniki. — 1987.-№6.-S.23-26.

Клімов В.Ф., Глебов В.В., Колбасов О.М., Михайлов В.В.; Шипулін О.О. ЗАХИСТ СИЛОВИХ УСТАНОВОК ТАНКІВ ВІД УРАЖЕННЯ З ВЕРХНЬОЇ ПІВСФЕРИ

У статті проведено аналіз рівня захисту танків від ураження силових установок танків та приведені основні напрямки поліпшення захисту силових установок з верхньої напівсфери.

V. Klimov, V. Glebov, A. Kolbasov, V. Mikhaylov, A. Shipulin PROTECTION OF TANK POWER PACKS AGAINST DEFEAT IN THE TOP PROJECTION

The article analyzes the level of protection of tank power packs against defeat and lists the main trends in improvement of power pack protection in the upper semi-sphere.

Липовец В.В., Федоров А.В., Клименко И.В., Беспалов Р.И., Саенко Д.В., Поторока А.В.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ТРАНСМИССИИ БРОНЕТРАНСПОРТЕРА БТР-4Е ПРИ ДВИЖЕНИИ ЗАДНИМ ХОДОМ ЗА СЧЕТ ОБЕСПЕЧЕНИЯ СМАЗКИ РАЗДАТОЧНОЙ КОРОБКИ

Введение. Одной из важнейших тактико-технических характеристик военных легкобронированных машин является их проходимость и подвижность. Данные качества изделия позволяют экипажу выполнять поставленные боевые задачи в назначенное время с минимальными затратами ресурсов. Движение военных машин в тяжелых условиях в сильной мере нагружает трансмиссию, учитывая это, необходимо предъявлять к узлам трансмиссии высокие требования по надежности.

Одной из систем, обеспечивающих надежную работу трансмиссии, является система гидроуправления, смазки и охлаждения трансмиссии [1] (далее по тексту – гидросистема трансмиссии).

Гидросистема трансмиссии бронетранспортера БТР-4E — комплексная система, включающая в себя элементы, позволяющие с помощью рабочей жидкости как управлять переключением передач в коробке передач, так и смазывать трущиеся части узлов трансмиссии и отводить от них тепло. Схема гидравлическая принципиальная гидросистемы трансмиссии бронетранспортера БТР-4E приведена на рис.1.

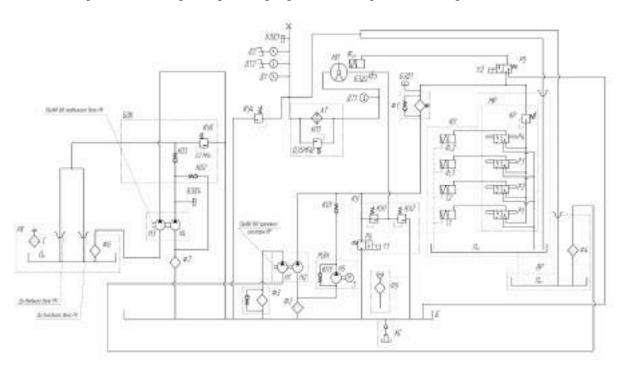


Рис. 1. Схема гидравлическая принципиальная гидросистемы трансмиссии бронетранспортера БТР-4E

В состав гидросистемы входит автономный контур смазки и охлаждения раздаточной коробки [2]. Данная схема позволяет использовать для смазки раздаточной коробки и коробки передач единый бак, что уменьшает сами габариты этих узлов, что в свою очередь дает преимущества при компоновке изделия.

© В.В. Липовец, 2017

Реализация данной схемы смазки раздаточной коробки позволила решить основные задачи по обеспечению ее надежного функционирования в различных режимах эксплуатации.[3,4]

Как видно из схемы, смазка трансмиссии происходит только на режимах движения бронетранспортера вперед. В случае же движения в режиме «заднего хода» смазка раздаточной коробки отсутствует. Из этого следует, что при длительном движении «задним ходом» раздаточная коробка может выйти из строя.

Постановка проблемы. Вопросу повышения надежности работы систем, обеспечивающих проходимость и подвижность, всегда уделялось большое внимание, как на этапе разработки, так и на этапе доводки изделия. Продолжаются эти работы и во время серийного производства. Учитывая войсковой опыт эксплуатации бронетранспортеров БТР-4Е в различных условиях, возникла необходимость в разработке гидросистемы трансмиссии обеспечивающей смазку раздаточной коробки на всех режимах движения бронетранспортера и повышение надежности трансмиссии в целом за счет полной или частичной автономизации систем[5,6,7].

Цель статьи. Целью статьи является: Определение путей повышения надежности бронетранспортера БТР-4Е за счет обеспечения смазки раздаточной коробки при движении «задним ходом» и определения перспективы разделения гидросистем на систему смазки и управления КП и систему смазки и охлаждения РК.

Основной материал. Рассмотрим работу контура смазки раздаточной коробки системы гидроуправления, смазки и охлаждения трансмиссии, устанавливаемой на изделии БТР-4E, гидравлическая схема которого приведена на рис.2

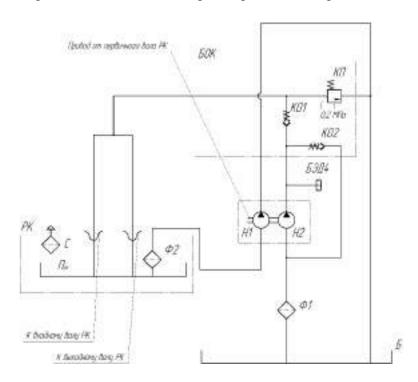


Рис. 2. Схема гидравлическая принципиальная контура смазки раздаточной коробки трансмиссии БТР-4E

Работа гидросистемы происходит следующим образом [8,9]:

– масло из трансмиссионного маслобака Б насосом H2, имеющим привод от первичного вала раздаточной коробки, подается на ее смазку. Давление масла, подаваемого на смазку, определяется настройкой клапана смазки КП. Откачку масла из картера раздаточной коробки производит насос H1, который вращается синхронно с насосом H2. Обратные клапана КО1 и КО2, расположены в блоке клапанов.

При движении бронетранспортера задним ходом из-за разрежения в магистрали закрывается обратный клапан КО1, при этом открывается клапан клапан КО2 и насос Н2 работает сам на себя. Смазка раздаточной коробки не происходит.

На рис. 3 представлена принципиальная гидравлическая схема автономной системы смазки раздаточной коробки [10].

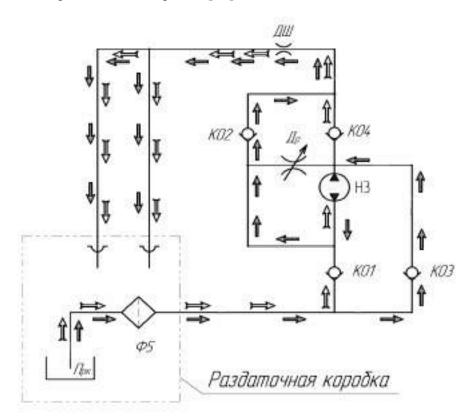


Рис. 3. Схема гидравлическая принципиальная автономной системы смазки раздаточной коробки: Др — регулируемый дроссель; ДШ — дроссельная шайба; КО1, КО2, КО3, КО4 — обратные клапана; Н3 — нагнетательный насос; Прк — поддон картера раздаточной коробки; Ф5 — всасывающий фильтр раздаточной коробки; движение масла на смазку раздаточной коробки при движении бронетранспортёра вперёд; движение масла на смазку раздаточной коробки при движении бронетранспортёра задним ходом

Работа автономной системы смазки раздаточной коробки происходит следующим образом:

- масло из поддона раздаточной коробки Прк насосом Н3 подается в нагнетающую магистраль. Открыв обратный клапан КО4 масло проходит через дроссельную шайбу ДШ и поступает к трущимся поверхностям раздаточной коробки, после чего стекает в поддон картера Прк. Далее цикл повторяется. Излишки масла через дроссель Др возвращается во всасывающую магистраль насоса Н3. При реверсировании насоса Н3, при включении заднего хода в коробке передач, работа системы смазки происходит следующим образом:
- из-за разрежения в магистрали закрывается обратный клапан KO4, при этом открывается клапан KO3. Масло под давлением открывает обратный клапан KO2 и че-

рез него поступает к смазываемым узлам раздаточной коробки, после чего стекает в поддон Прк.

Блок обратных клапанов (КО1...КО4) обеспечивает смазку раздаточной коробки на всех режимах работы трансмиссии.

К недостаткам данной схемы смазки можно отнести необходимость применения специального реверсивного насоса и отсутствие функции охлаждения РК

Приведенная на рисунке 4 гидравлическая схема позволит устранить недостатки вышеупомянутых систем. Согласно этой схеме блок клапанов БК состоящий из клапанов обратных (КО1...КО8) обеспечивает смазку раздаточной коробки на всех режимах движения бронетранспортера. Охлаждение масла гидросистемы обеспечивается за счет рассеивания тепла поверхностями масляного бака [11,12]. При необходимости возможна установка в систему дополнительно радиатора. Данная схема может быть реализована на всех узлах трансмиссии мобильных машин, которые работают в реверсивном режиме (мосты, редукторы приводов и т.д.). Так же, с целью унификации узлов, такая схема применима и к нереверсивным редукторам (входным редукторам).

Выводы. Предлагаемая в данной работе автономная система смазки раздаточной коробки позволяет:

- обеспечить смазку раздаточной коробки на всех режимах работы трансмиссии.
- использование предлагаемой схемы в составе других элементов трансмиссии позволит повысить эксплуатационную надежность БТР-4E.

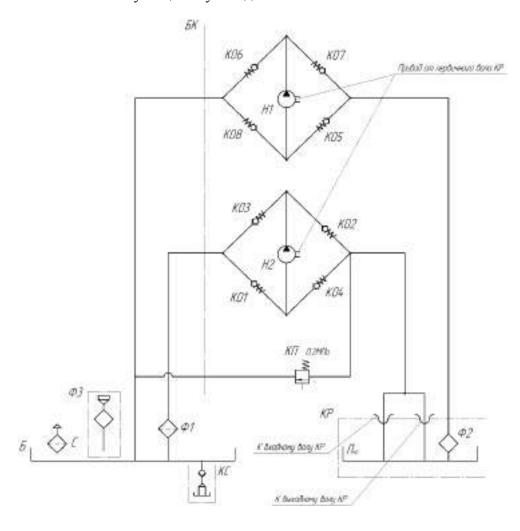


Рис. 4. Схема гидравлическая принципиальная контура системы смазки раздаточной коробки трансмиссии БТР-4E с блоком клапанов

Литература: 1. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления.— М.: Машиностроение, 1972. —376с. 2. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. — Киев.:Техніка, 1977. — 320с. 3. Слюсаренко Ю.А. к.т.н., 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.— Механика и машиностроение №2 за 2012 г. 120с. 4. Бердников В.В. Прикладная теория гидравлических цепей.— М.: Машиностроение, 1977. —172с. 5. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин.— Л.: Машиностроение, 1975. —480с. 6. Ковалевский В.Ф., Железняков Н.Т., Бейлин Ю.Е. Справочник по гидроприводам горных машин.— М.:Недра, 1967. — 336с. 7. Техническая записка №163/ХКБМ от 19.08.2011г. 8. Саенко Д.В., Гращенков Г.П., Поторока А.В., Липовец В.В., Литвин-Попович И.А. Повышение надёжности работы трансмиссии колёсного бронетранспортёра БТР-4 за счёт применения автономной системы смазки раздаточной коробки. — Механика и машиностроение №1 за 2013 г. 120с. 9. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро и пневмосистем.— М.:Машиностроение, 1982. —504с. 10. Акт №111/ХКБМ от 17.06.2011г. 11. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. — М.:Машиностроение, 1971.— 672с. 12. Научно-технический отчет №62/ХКБМ от 22.03.2011г.

Bibliography (transliterated): 1. Gamynin N.S. Gidravlicheskij privod sistem upravleniya.— M.: Mashinostroenie, 1972. –376s. 2. Abramov E.I., Kolesnichenko K.A., Maslov V.T. EHlementy gidroprivoda. – Kiev.:Tekhnika, 1977. – 320s. 3. Slyusarenko YU.A. k.t.n., Pochatovskij S.V., Galushka YU.V. Povyshenie nadyozhnosti transmissii kolyosnogo bronetransportyora BTR-4E za schyot vvedeniya v gidrosistemu avtonomnogo kontura smazki i ohlazhdeniya razdatochnoj korobki.— Mekhanika i mashinostroenie №2 za 2012 g. 120s. 4. Berdnikov V.V. Prikladnaya teoriya gidravlicheskih cepej.— M.: Mashinostroenie, 1977. –172s. 5. Antonov A.S. Silovye peredachi kolesnyh i gusenichnyh mashin.— L.: Mashinostroenie, 1975. –480s. 6. Kovalevskij V.F., ZHeleznyakov N.T., Bejlin YU.E. Spravochnik po gidroprivodam gornyh mashin.— M.:Nedra, 1967. – 336s. 7. Tekhnicheskaya zapiska №163/HKBM ot 19.08.2011g. 8. Saenko D.V., Grashchenkov G.P., Potoroka A.V., Lipovec V.V., Litvin-Popovich I.A. Povyshenie nadyozhnosti raboty transmissii kolyosnogo bronetransportyora BTR-4 za schyot primeneniya avtonomnoj sistemy smazki razdatochnoj korobki. — Mekhanika i mashinostroenie №1 za 2013 g. 120s.УДК 621.85.52. 9. Popov D.N. Dinamika i regulirovanie gidro i pnevmosistem.— M.:Mashinostroenie, 1982. –504s. 10. Akt №111/HKBM ot 17.06.2011g. 11. Bashta T.M. Mashinostroitel'naya gidravlika. — M.:Mashinostroenie, 1971.— 672s. 12. Nauchno-tekhnicheskij otchet №62/HKBM ot 22.03.2011g.

Липовец В.В., Федоров А.В., Клименко И.В., Беспалов Р.И., Саенко Д.В., Поторока А.В.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ТРАНСМИССИИ БРОНЕТРАНС-ПОРТЕРА БТР-4Е ЗА СЧЕТ ОБЕСПЕЧЕНИЯ СМАЗКИ РАЗДАТОЧНОЙ КОРОБКИ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЗАДНИМ ХОДОМ

Предложен способ обеспечивающий смазку раздаточной коробки при движении бронетранспортера БТР-4Е задним ходом. Предложена схема гидросистемы обеспечивающая смазку трансмиссии мобильных машин, которые работают в реверсивном режиме (мосты, редукторы приводов и т.д.).

Липовець В.В., Федоров О.В., Клименко І.В., Беспалов Р.І., Саенко Д.В., Поторока А.В. ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ ТРАНСМІСІЇ БРОНЕТРАНСПОРТЕРА БТР-4Е ПРИ РУСІ ЗАДНІМ ХОДОМ ЗА РАХУНОК ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗМАЩЕННЯ РОЗДАВАЛЬНОЇ КОРОБКИ

Запропонований спосіб, що забезпечує змащення роздавальної коробки при русі бронетранспортера БТР-4Е заднім ходом. Запропонована схема гідросистеми, що забезпечує змащення трансмісії мобильних машин, що працюють в реверсивному режимі (мости, редуктори приводів і т.д.).

V. Lipovets, A. Fedorov, I. Klimenko, R. Bespalov, D. Saenko, A. Potoroka. INCREASING THE RELIABILITY OF BTR-4E ARMOURED PERSONNEL CARRIER TRANSMISSION OPERATION TROUGH LUBRICATION OF TRANSFER CASE WHEN MOVING IN REVERSE

The method that ensures lubrication of the transfer case, when the armoured personnel carrier BTR-4E moves in reverse has been proposed. A hydraulic system scheme that provides lubrication of the mobile vehicles transmission that operate in the reversible mode (axles, gearheads, etc.) has been proposed.

Мормило Я.М., Бобер А.В., Крот С.Г., Лазурко А.В., Фолунин С.А., Кривохижа С.В.

АНАЛИЗ ПРИЧИН ШУМА БРОНЕТРАНСПОРТЕРА БТР-4E И КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕТОДЫ ПО ЕГО СНИЖЕНИЮ

Актуальность проблемы. В настоящее время специалисты ГП ХКБМ им. А.А. Морозова ведут работы по разработке новых типов различных объектов лег-кобронированной техники и по модернизации уже существующих. Одним из основных требований, предъявляемых к этим изделиям, является повышение показателей подвижности, что влечет за собой необходимость применения более мощных двигателей. Это, в свою очередь, приводит к возрастанию их звуковой мощности и ухудшению акустических характеристик. Уровень шума двигателя служит одним из параметров, по которым оценивают качество машины в целом, культуру производства и уровень развития применяемых технологий. Кроме того, отдельные характеристики шума, издаваемого двигателем, такие как спектральный состав, уровень звукового давления и уровень звуковой мощности, используют в качестве диагностических параметров.

Таким образом, борьба с шумом является важной задачей. Ведущие фирмыпроизводители легкобронированной техники, из США, Германии, Италии, Франции, России и других стран, в своих разработках стараются использовать передовые решения и современные технологии, применяя в качестве основы для силовых установок хорошо зарекомендовавшие себя дизельные двигатели гражданского назначения или адаптированные для «военного» использования. Эти двигатели отличаются высокими мощностными и массо-габаритными характеристиками, невысоким уровнем шума и высокими экологическими показателями.

ЦЕЛЬЮ данной статьи является попытка провести анализ причин повышенного шума бронетранспортера БТР-4E, а также определить возможные пути по снижению шума.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ. Вождение боевых машин по пересеченной местности и особенно на маршах, связано с большими психологической и физической нагрузками в первую очередь на механика-водителя. Однако остальные члены экипажа (десанта) после длительных маршей, вследствие действия ряда неблагоприятных факторов также испытывают значительное физическое и психологическое утомление, сопровождающиеся снижением работоспособности (боеготовности). К таким факторам относятся вибрации, колебания, шум, а также микроклимат в обитаемых отделениях.

Вибрации и колебания машины, возникающие при работе двигателя на холостом ходу (на стоянке), носят достаточно ритмичный характер, а их амплитуда относительно невелика. Гораздо более неблагоприятное влияние оказывают колебания при движении боевых машин по пересеченной местности. Колебания носят сложный характер и имеют различную направленность. Амплитуда и ускорение колебаний часто достигают таких величин, что люди могут получить ушибы и даже ранения. Колебания вызывают утомление членов экипажа и десанта, существенно усложняют условия работы экипажа, создают помехи для ведения прицельного огня на ходу, мешают пользоваться оптическими приборами, могут вызвать укачивание.

© Я.М. Мормило, 2017

Наиболее сильно влияет на психологическое состояние человека и его работоспособность шумовое воздействие. Кроме того, повышенный уровень шума для военной техники является серьезным демаскирующим фактором и может оказаться причиной, препятствующей выполнению боевой задачи.

Степень неблагоприятного воздействия шума зависит от его интенсивности и спектрального состава, а также от исходного функционального состояния организма, подвергающегося шумовому влиянию.

Шумом называется сочетание звуковых колебаний различной частоты и интенсивности. Звуковые колебания – акустические колебания, лежащие в диапазоне частот от 16 Гц до 22 кГц (см. рис 1).

Важнейшими характеристиками звука являются [1]:

- звуковое давление p переменная часть давления, возникающая при прохождении звуковой волны в среде; эта величина воспринимается человеческим ухом, Π a;
- сила звука I- количество звуковой энергии, прошедшее через единичную площадь, перпендикулярную направлению распространения звука, Bt/m^2 ;
- звуковая мощность W общее количество энергии, излучаемой двигателем в окружающее пространство в виде звука и прошедшей через поверхность полусферы радиуса r в единицу времени, Bт;
- уровень звукового давления десятичный логарифм отношения силы звука к пороговому значению $I_0=10^{-12}~{\rm BT/m^2}$ или двадцатикратный логарифм отношения звукового давления к пороговому значению $p_0=2\times10^{-5}~{\rm \Pia}$. Его измеряют в децибелах (дБ):

$$L = 10\lg(I/I_0) = 20\lg(p/p_0) \tag{1}$$

- уровень звуковой мощности

$$Lw = 10\lg(W/Wo), \tag{2}$$

где пороговое значение $W_0 = 10^{-12} \text{ Bt.}$

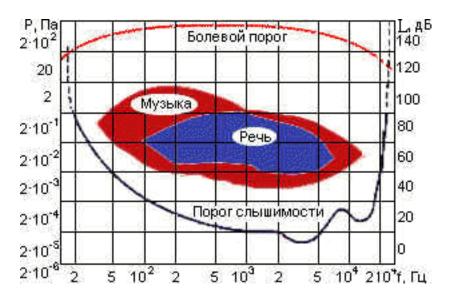


Рис. 1. Область слышимости

Различают три степени воздействия шума на человека:

- раздражающее воздействие;
- воздействие шума на принимаемые решения, что важно, например, для механика-водителя или оператора боевого модуля при быстрой смене обстановки в боевых условиях. Специальными контрольно-войсковыми испытаниями установлено, что от 30% и более отказов боевой техники происходит из-за человеческого фактора (случайные или ошибочные действия личного состава);

– ухудшение состояния здоровья (устойчивое понижение остроты слуха, заболевания желудочно-кишечного тракта, расстройства центральной нервной системы, изменения в сердечно-сосудистой системе и др.).

Уже после суточного марша на 250-300 км появляются факторы, ухудшающие состояние личного состава. К ним относятся: ослабление внимания, ухудшение памяти, снижение мышечного тонуса, повышение порога слышимости, ухудшение точности наводки при стрельбе, увеличение числа ошибок при вождении и т. п. Экспериментально установлено [5], что внимание членов экипажа может снизиться на 70%, кратковременная память на цифровые символы снижается на 60%, а время ответных реакций на внешние световые и звуковые раздражители увеличивается на 5-10%

Особенно ответственным и напряженным видом боевой деятельности является выполнение огневых задач, а также непосредственное боевое столкновение. В этом случае к шумам от источников внутри боевой машины (в нашем случае, бронетранспортера) добавляются наружные шумы от взрывов, выстрелов из стрелкового оружия и пушек, от ударов по броне пуль, осколков, камней и др. В таблице 1 приведены уровни шума от некоторых источников в различных условиях [1], [4].

Таблица 1

№ пп	Источник шума	Слышимость (физиологические ощущения)	Шумовая характеристика, дБА
1	сельская местность вдали от дорог	тихо	25
2	тихий разговор, офис без явных источников шума, уровень звукового фона днём в городском помещении с закрытыми окнами	хорошо слышно	40
3	обычный разговор, обычная обстановка для офисов	шумно	60
4	крики; мотоцикл с глушителем; работающий двигатель грузового автомобиля	повышенный шум	80
5	пневматический отбойный молоток, дви- гатель тяжёлого дизельного грузовика, движущийся грузовой вагон	очень шумно	90
6	шум работающего трактора на расстоянии 1 м, громкая музыка, двигатель вертолёта	крайне шумно	110
7	гром, сирена, шум клёпки котлов, ору- дийный выстрел	почти невыносимо — болевой порог	125
8	взлёт реактивного самолёта на расстоянии 25 м, максимальная громкость музыки на рок-концерте	шок, возможна трав- ма внутреннего уха	140
9	выстрел из винтовки близко от уха; ударная волна от сверхзвукового самолёта или взрыва давлением 0,002 МПа	шок, травмы, возмо- жен разрыв барабан- ной перепонки	160

10	светошумовая граната, воздушная ударная волна давлением 0,02 МПа,	длительный звук вызывает баро <u>травмы</u> и даже смерть	180
11	взрыв заряда взрывчатого вещества, максимальное давление 61 МПа	шок, <u>травмы</u> , конту- зия, смерть	249,7

Медицинские исследования определили, что после стрельбы острота слуха снижается на 15...20 дБ, а в отдельных случаях — на 70 дБ, что может в течение нескольких часов сопровождаться шумом и звоном в ушах.

При измерении шума [7] бронетранспортера БТР-4Е были получены следующие результаты (см. табл. 2).

Таблица 2

	Стационарные испытания, п, мин -1			Разгон до	Фон,	
Зона	1200	2000	2000+ФВУ	2700	50-100 км/ч, L, дБА	Доп, L, дБА
1	91	96	96	100	101	35
2	89	93	93	97	103	24
3	84	90	94	96	100	22

Зона 1 – отделение управления, между командиром и механиком – водителем

Зона 2 – между оператором боевого модуля и десантником

Зона 3 – в районе задних дверей между десантниками

Очевидно, что уровень шума значительно превышает допустимый уровень шума в 80 дБА [3]. В чем же причина такого шума?

В любой подвижной машине существует, как правило, несколько источников шума, среди которых выделяется несколько доминирующих. Обычно эффективное снижение шума до определенного уровня получают при частичном подавлении шума именно от этих доминирующих источников.

При определении общего уровня шума от нескольких источников принято пользоваться формулой

$$L = 10 \lg \sum_{i=1}^{n} 10^{\frac{L_i}{10}}, \tag{3}$$

где Li — уровень звуковой мощности, излучаемой отдельным источником, кВт; n — количество отдельных источников.

На практике, для упрощения расчетов, можно воспользоваться графиком (рис. 2), на котором по оси абсцисс отсчитывают разность L_1 - L_2 , а по оси ординат — определяется величина Δ L, которую следует прибавить к большему уровню L_1 .

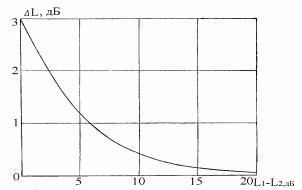


Рис. 2. График определения суммарного звукового уровня

В бронетранспортере, как и в любом транспортном средстве, существует несколько основных источников шума, которые можно условно разделить на две группы: а) первичные:

- двигатель со вспомогательными агрегатами;
- система забора воздуха и система выпуска отработавших газов двигателя;
- трансмиссия;
- взаимодействие между движителем и поверхностью грунта (шум движения);

б) вторичные:

- металлические панели корпуса;
- крупногабаритные детали интерьера (панель приборов, двери и люки, листы пола, накладки, панели облицовки и пр.);
- небольшие металлические конструкции (клапаны, различные вспомогательные механизмы, электродвигатели, пневмо– и гидроцилиндры и т.п.).

Очевидно, что основным источником шума является двигатель и его системы. В БТР-4Е установлен двигатель 3ТД-3А, который представляет собой трехцилиндровый однорядный с горизонтальным расположением цилиндров и встречно движущимися поршнями двухтактный многотопливный турбопоршневой дизель, с непосредственным смесеобразованием и прямоточно-щелевой продувкой, мощностью 500 л.с.

Важными факторами, влияющими на интенсивность и характер шума любого двигателя, являются [2]:

- тип двигателя;
- мощность и тактность двигателя;
- частота вращения коленчатого вала двигателя;
- число цилиндров;
- тип охлаждения двигателя;
- конструктивные особенности двигателя (материал для цилиндро-поршневой группы, конструкция поршня, блока цилиндров, величины зазоров, типы применяемых подшипников и др.);
 - тип применяемой системы выпуска отработавших газов.

Наиболее «весомыми» в спектре шума двигателя являются следующие ряды составляющих:

$$f_I = \frac{kn}{60},\tag{4}$$

$$f_2 = \frac{knm}{60\tau},\tag{5}$$

$$f_3 = \frac{knzi}{60},\tag{6}$$

где k — натуральный числовой ряд (k = 1, 2, 3 ...); n — частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹; m — число цилиндров; i — передаточное отношение; τ — тактность двигателя (τ = 1 — для двухтактных , τ = 2 — для четырехтактных двигателей); z — число зубьев шестерен.

Первый ряд возникает из-за неуравновешенности вращающихся деталей, второй ряд определяется шумами, которые возникают в процессе сгорания и при работе впу-

скных и выпускных систем, а третий ряд определяет шумы, возникающие при работе зубчатых передач.

У двухтактного двигателя открытие выпускных окон происходит более резко и при большем давлении в цилиндре, чем у четырехтактного (см. рис. 3). Этим объясняется различие шума двух этих типов двигателя.

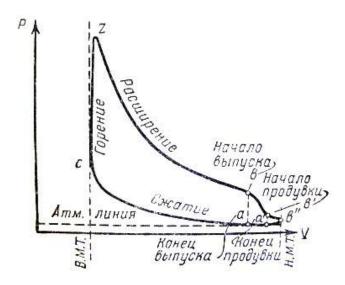


Рис. 3. Индикаторная диаграмма двухтактного дизельного двигателя

Шум от **процесса сгорания** проявляется в наиболее акустически и физиологически неблагоприятной высокочастотной (свыше 1000 Гц) области частотного спектра, поэтому снижение шума от указанного источника существенно влияет на уровень шума.

Установлено [4], что наибольшее влияние на уровень шума процесса сгорания имеет тип смесеобразования. Наименее шумным являются дизельные двигатели с пленочным (М-процесс) и послойным смесеобразованием, а также с разделенной камерой сгорания. Благодаря особенностям образования топливо-воздушной смеси в разделенной камере сгорания происходит как бы двухступенчатое сгорание топлива. Это снижает нагрузку на поршневую группу, а также делает звук работы двигателя более мягким.

Также возможно снизить уровень шума дизельного двигателя за счет оптимизация процесса горения топливо-воздушной смеси, при которой обеспечивается высокая точность дозирования и точность момента впрыскивания. Сделать это можно, только подняв давление впрыска топлива и применив электронное управление процессом топливоподачи. Хорошие результаты дает использование насос-форсунок или применение системы подачи топлива типа Common Rail (топливо поступает из общей топливной магистрали на электромагнитные форсунки и впрыскивается по команде электронного блока управления).

В настоящее время, благодаря возможности электронного управления процессом дозирования топлива, удалось оптимизировать процесс сгорания топливной смеси также в дизелях с непосредственным впрыском, что позволило снизить уровень шума.

Применение сложных законов подачи топлива, однако, не обеспечивает снижение уровня шума на всех скоростных и нагрузочных режимах без повышения показателей дымности и ухудшения показателей топливной экономичности, что для военных машин является одними из основных требований.

Шум **топливоподающей аппаратуры** вносит значительный вклад в общую картину шума. При испытаниях различных топливных насосов высокого давления было определено, что уровни их шума достаточно отличаются по величине и могут достигать значений до 106-107 дБ, в то время как менее шумные из них создают шум на уровне 95-98 дБ.

Источниками шума топливных насосов являются изгибные колебания кулачкового вала и неравномерность реактивного момента, действующего на корпус насоса.

Уровень шума от **форсунки** также весьма высок и находится в пределах 99-102 дБ. Шум возникает от истекания струи топлива, от вибрации пружин и от ударов иглы об седло. Снижение уровня шума может быть достигнуто снижением массы иглы и уменьшением жесткости пружины.

В системе впуска шум возникает в результате пульсации воздуха. Колебания столба воздуха состоят из вынужденных и собственных колебаний. Частота вынужденных колебаний определяется числом впусков в секунду (см. формулу (4)), а частота собственных колебаний в трубе, открытой с одного конца, определяется по формуле

$$f_c = (2k-1)\frac{c}{4(l+\pi r/2)},$$
 (7)

где c — скорость звука, м/с; l — длина трубы, м; r — радиус трубы, м; k — числовой ряд (k=1,3,5,7...).

При перетекании воздуха через впускные окна возникает также «щелевой шум», частота $f_{\rm m}$ которого определяется по формуле

$$f_{uq} = \operatorname{Sh} \frac{u}{d} k, \tag{8}$$

где Sh — критерий Струхаля (принимается Sh ≈ 0.05); u — скорость потока воздуха, м/с; d — геометрический размер щели, м; k — числовой ряд (k = 1, 2, 3, 4...).

Если на двигателе установлен нагнетатель, то в этом случае добавляется тональный шум, связанный с вращением лопастей ротора. Частота этого шума определяется по формуле

$$f_m = k \frac{n_n z}{60} \,, \tag{9}$$

где n_H – частота оборотов вала ротора, мин⁻¹; z – число лопастей ротора; k – числовой ряд (k = 1, 2, 3, 4...).

«Вклад» системы впуска в картину общего шума достигает 8-12 дБ. Для понижения уровня шума системы применяют глушители шума впуска. Для БТР-4Е была разработана система воздухоочистки с эффективным трехступенчатым воздухоочисти-

телем, которая помимо очистки и подачи воздуха в цилиндры, является также глушителем шума впуска.

Для бронетранспортера БТР-4Е была спроектирована эжекционная система охлаждения, скомбинированная с системой выпуска. Такая конструкция традиционна для изделий с двухтактным двигателем, которые разрабатываются специалистами ГП ХКБМ. Наряду с рядом положительных свойств, этой конструкции присущи также недостатки, основным среди которых является повышенный уровень шума. Это связано с тем, что в системе выпуска отработавших газов (самом мощном источнике шума двигателя) глушитель отсутствует, а выпуск отработавших газов происходит с помощью соплового аппарата ресивера через проточную часть эжекторной коробки, которая состоит из плоских листов большой площади; при этом имеется свободная связь с атмосферой. В результате, поток отработавших газов из турбины двигателя разделяется на множество отдельных мелких газовых струй, равномерно распределенных по сечению проточной части эжекторной коробки. Смешение струй газа с атмосферным воздухом является основным источником шума выпуска двигателя.

Известно, что в структуре струи газа различают явно выраженные участки (рис. 4). Область струи, содержащая ядро постоянной скорости протяженностью около пяти диаметров сопла, называется начальным участком струи. В этой части потока при удалении от среза сопла происходят сужение ядра постоянной скорости и нарастание толщины пограничного слоя. Далее на участке струи протяженностью еще пять диаметров, где полностью исчезает след ядра постоянной скорости, начинается интенсивное падение скорости струи. Этот участок струи называется переходным. При дальнейшем удалении от среза сопла (на участке длиной более десяти диаметров сопла) наряду с уменьшением осевой скорости продолжает также увеличиваться ширина струи. В этой зоне пограничный слой струи заполняет поперечное сечение, и этот участок струи называется основным, или областью полностью развитого потока.

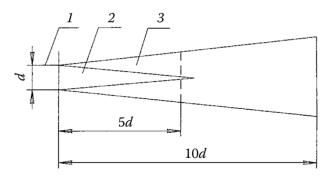


Рис. 4. Схема образования шума в струе: 1- срез сопла; 2- ядро струи; 3- область смешения струи с окружающим воздухом

После выхода струи из сопла между движущимся потоком и окружающей воздухом образуется кольцевая зона смешения, где образуются турбулентные завихрения, определяющие шумовые характеристики струи. Небольшие вихри возле сопла являются источником высокочастотного шума, а более крупные, образующиеся ниже по потоку, рождают низкочастотный шум.

Схема распределения акустической мощности объема струи протяженностью от среза сопла до произвольного сечения представлена на рис. 5, откуда следует, что на

начальном участке акустическая мощность струи не зависит от ее расположения относительно среза сопла. На переходном и основном участках акустическая мощность резко падает. Установлено, что начальный участок струи излучает примерно 65% акустической мощности струи. Вся акустическая мощность струи излучается на участке протяженностью около 10 диаметров сопла от его среза. Максимальное звуковое излучение наблюдается в направлении, составляющем 30 - 50° с осью струи.



Рис. 5. Распределение акустической мощности

В соответствии с теорией турбулентных струй [6], акустическая мощность W, излучаемая цилиндрической струей газа, пропорциональна скорости струи в 6-8 степени (в зависимости от величины скорости), квадрату плотности газа в струе и квадрату диаметра струи:

$$W = 0.9 \text{ x} 10^{-5} \frac{\rho_c^2 v^6 d^2}{\rho_0 v_{36}^3}, \qquad \text{при} \qquad \frac{v}{v_{36}} \le 0.5$$
 (10)

$$W=3.0 \text{ x}10^{-5} \frac{\rho_c^2 v^8 d^2}{\rho_0 v_{36}^5}, \qquad \text{при} \qquad \frac{v}{v_{36}} = 0.5...1,0, \tag{11}$$

где W — акустическая мощность, Вт; ρ_c — плотность газа в струе, кг/м³; v — скорость струи газа, м; d — диаметр струи, м; ρ_0 — плотность воздуха в окружающей среде, кг/м; v_{36} — скорость звука в окружающем пространстве, м/с.

Анализ формул (10) и (11) показывает, что добиться снижения шума газовых струй можно следующими способами:

- снижением скорости струи;
- уменьшением плотности газа в струе и ее диаметра;
- изменением структуры струи таким образом, чтобы преобразовать газовую струю с ярко выраженной направленностью в размытое газовое «облако».

Наиболее эффективный способ снижения шума газовой струи – уменьшение ее скорости. Экспериментальные исследования показали, что уменьшение скорости струи в два раза вызывает снижение ее шума приблизительно на 20-40 дБ.

Определенный эффект дает применение специальных шумозаглушающих сопел многолепестковой конструкции и звукопоглощающей облицовки эжекторной коробки. Такое сопло, за счет подсоса окружающего воздуха, интенсифицирует процесс смешения и укорачивает высокоскоростной участок струи, а эжекторная коробка за счет об-

лицовки звукопоглощающими покрытиями (ЗПП) поглощает акустическое излучение. Замеры показывают, что шум струи снижается на 20 дБ при коэффициенте эжекции k = 2,5...3.

На практике неравномерность потока газо-воздушной смеси на выходе эжектора и излучение акустической энергии из объема, закрытого эжектором, ведет к ухудшению акустических показателей. Условия размещения двигателя в бронетранспортере БТР-4Е, плотность компоновки МТО и ряд конструктивных требований к изделию, накладывают ограничения на длину эжектора и площадь его сечения, а также на размер и конструкцию сопел. Укорачивание эжектора повышает неравномерность потока на выходе, уменьшает площадь ЗПП и ухудшает возможности экранирования источников шума. Уменьшение проходной площади эжектора ухудшает характеристики смешения, что приводит к снижению эффективности работы системы охлаждения.

Сложность изготовления качественного ЗПП эжекторной коробки заключается в том, что требуется материал, который должен обладать несколькими взаимоисключающими свойствами:

- обладать высоким коэффициентом поглощения в необходимом частотном диапазоне и быть достаточно легким;
 - иметь высокую пористость и быть устойчивым к износу;
 - быть стойким к замасливанию и обладать негорючестью;
 - иметь низкую гигроскопичность и высокую биологическую стойкость;
 - иметь невысокую стоимость и быть недефицитным;
 - быть не опасным для человека и быть простым в использовании.

Очевидно, что одновременное выполнение всех требований весьма затруднено, поэтому необходим разумный компромисс при решении данной проблемы.

Зубчатые передачи также являются главным источником вибраций и шума в разнообразных агрегатах. С повышением скорости зубчатых передач проблема снижения вибраций и шума приобретает все большее значение. Уровень шума зубчатых передач является одним из важнейших эксплуатационных показателей.

Уровень шума зубчатых передач определяется точностью зубчатых зацеплений, инерционными и жесткостными параметрами системы. Погрешности зацепления являются возбудителями вынужденных колебаний, а инерционные и жесткостные параметры определяют собственные колебания системы.

Обычно фактические размеры основных шагов ведущего и ведомого колес различны. Это приводит к ударам сопряженных зубьев, когда они входят в зацепление. Сила удара находится в прямой зависимости от величины погрешности зацепления, которая определяется разностью основных шагов ведущего и ведомого колес и их окружной скоростью. При возрастании скорости вращения вала соответственно возрастает и интенсивность шума.

$$L=L_0+10\lg u^k, (12)$$

где L_0 — начальная составляющая шума (обычно принимается L_0 =35...50 дБА); u — окружная скорость зубчатого колеса, м/с; k — коэффициент (обычно принимается k=1,5...3).

Возрастание уровня шума в зависимости от передаваемой нагрузки выражается следующей зависимостью

$$L=L_0+20\lg N, \tag{13}$$

где N – передаваемая мощность, кBт.

Другой причиной вибраций и шума зубчатых передач является мгновенное изменение жесткости зубчатого зацепления при переходе от двухпарного зацепления зубьев к однопарному, а также изменение направления силы трения, действующей между рабочими профилями зубьев в полосе зацепления.

Погрешности профиля зубьев, возникающие в процессе их нарезки, а также огранка профиля зубьев в результате прерывности процесса резания вызывают ударные импульсы. Эти погрешности обусловливают неудовлетворительную форму пятна контакта между сопрягающимися зубьями, что также способствует повышению шума и вибраций.

Возникновению повышенного шума способствуют погрешности расточки базовых отверстий в корпусе зубчатой передачи. Даже при качественном изготовлении зубчатых колес перекосы валов, на которых они монтируются, могут привести к результатам, аналогичным тем, какие получаются при погрешностях самих зубчатых колес.

Снижение вибраций и шума зубчатых передач можно достигнуть следующими способами:

- изменение формы зубьев;
- фланкирование профилей зубьев для компенсации погрешностей при изготовлении и монтаже зубчатых колес, а также для уменьшения влияния деформации зубьев при их работе под нагрузкой;
 - введение операции шевингования зубьев, повышающей плавность зацепления.
 - применением отделочной операции (притирки зубьев).

Способы снижения шума зубчатых передач с помощью некоторых конструктивных, эксплуатационных и наладочных мероприятий представлены в табл. 3

Таблииа 3

	Снижение
Наименование мероприятий	уровня
	шума, дБ
Ликвидация <u>погрешностей</u> в зацеплении шестерен	10
Замена прямозубых зубчатых колес на косозубые (угол наклона	5
зубьев 2045°)	3
Совершенствование геометрии зуба	3 5
Применение свободной посадки вместо плотной	12
Замена зубчатой передачи на клиноременную	15
Применение шумозаглушающего кожуха	9 15
Применение высококачественной смазки	5 10
Замена подшипников качения на подшипники скольжения	15
Замена металлических корпусов на пластмассовые:	
в области высоких частот	7–15
в области средних частот	2–6
Качественная сборка с использованием регулировки подшипнико-	5
вых опор	3

ВЫВОДЫ. Таким образом, в процессе проведения стендовых и полевых испытаний, а также во время эксплуатации бронетранспортера БТР-4Е было установлено, что уровень шума превышает допустимые нормы. Как показали натурные замеры, основным источником шума является двигатель 3ТД-3А.

Двигатели семейства ЗТД разработаны на базе танковых двухтактных дизелей 5ТДФ, 6ТД-1 и 6ТД-2, которые по своим характеристикам не уступают лучшим зарубежным образцам, а по некоторым параметрам и превосходят их. Как и его предшественники, двигатель ЗТД-3А обладает рядом положительных свойств, таких как:

- отсутствие газораспределительного механизма;
- высокая компактность;
- достаточно низкая теплоотдача;
- высокая литровая мощность;
- высокая эффективность наддува и возможность использования энергии отработавших газов;
- возможность эксплуатации при температурах окружающей среды от минус 50°С до плюс 55 °С;
 - возможность работы на различных видах топлива и их смесях.

Впрочем, двигателям семейства ЗТД присущи и недостатки, такие как:

- повышенный расход масла и неполное сгорание рабочей смеси (образуется более дымный и токсичный выхлоп);
 - высокая чувствительность двигателя к пыли;
 - повышенный шум.

Шум дизельного двигателя является следствием целого ряда факторов — типа рабочего процесса, конструкции механизмов и систем двигателя, конструкции нагруженных и ненагруженных корпусных деталей, наличия звукоизолирующих кожухов или экранов, качества изготовления и сборки, степени доводки и пр. Улучшение виброакустических характеристик двигателя может быть осуществлено воздействием как комплексно на все вышеперечисленные факторы, так и по отдельности на некоторые из них.

Так, наряду с совершенствованием процесса сгорания, необходимо рациональное конструирование узлов и систем двигателя, что позволит уменьшить акустическую энергию, излучаемую основными источниками шума.

Одновременно специалистами ГП «ХКБМ» разрабатываются и внедряются конструктивные мероприятия, направленные на уменьшение акустической энергии для изделия БТР-4Е в целом, например:

- использование качественно отбалансированных малошумных агрегатов и элементов трансмиссии и ходовой части;
- более точный подбор характеристик эластичных элементов подвески силового агрегата, трансмиссии и ходовой части;
- оптимизация конструкции систем воздухоочистки и выпуска отработавших газов, топливной системы и системы смазки двигателя;
 - повышение общей жесткости корпуса бронетранспортера и др.

Применяются также пассивные методы борьбы с шумом, которые предусматривают уменьшение количества акустической энергии, проходящей от источника шума к органам слуха оператора. К ним можно отнести:

- широкое применение шумо- и виброизоляционных материалов в обитаемых отделениях, которые позволяют снизить структурные шумы;
 - применение эффективных защитных кожухов над шумящими агрегатами;
- использование личным составом экипажем и десантом индивидуальных средств защиты органов слуха (наушники, шлемофоны).

Таким образом, можно сделать следующие выводы:

- дизельный двухтактный двигатель 3ТД-3А, который используется в силовой установке бронетранспортера БТР-4Е, позволяет достичь требуемых характеристик подвижности; при этом особое внимание следует уделить вопросам снижения шума этого двигателя и уменьшению расхода масла;
- применение танкового, по своей сути, двигателя требует разработки силового отделения с использованием танковых конструктивных решений, таких как «двухэтаж-

ная» компоновка MTO, эжекционная система охлаждения двигателя, воздухоочиститель циклонного типа и др.:

- использование систем и агрегатов, применяемых в бронетанковой технике, позволяет ускорить подготовку производства, упростить и удешевить серийное изготовление бронетранспортера БТР-4E. Такой подход отличается от мировой практики изготовления легкобронированной техники на базе автомобильных агрегатов гражданского назначения, но позволяет облегчить процесс освоения бронетранспортера БТР-4E в войсках, упростить его техническое обслуживание, а также снизить расходы на эксплуатацию и ремонт;
- производство большинства комплектующих на производственных площадях основного изготовителя $-\Gamma\Pi$ «ЗиМ» экономит время и снижает расходы на транспортировку, а также позволяет оперативно решать возникающие вопросы;
- применение комплектующих отечественного производства позволяет производить БТР-4E по замкнутому циклу.

Литература: 1. Под ред. проф. Юдина Е.Я «Борьба с шумом». М., Стройиздат, 1964 г., 702. с. 2. «Борьба с шумом мототранспорта» //Обзор статей, М., НИИАВТОПРОМ, 1967 г., 26 с. 3. ГОСТ В 21950-76 Система «человек-машина». Стабильный акустический шум на рабочем месте человека-оператора. М., Издательство стандартов, 1976 г., 16 с. 4. Под ред. С.П. Алексева и А.В. Кузнецова «Борьба с шумом на транспорте». М., ГОСИНТИ, 1960 г., 441 с. 5. Ефремов А. С. «Пути улучшения условий боевой работы экипажа танка Т-80» «Техника и вооружение» №2, 2013 г., 2-6 с. 6. Голованов В. И. «Акустические характеристики большерасходного глушителя шума газовых струй» / Голованов В. И., Славянинов В. Н., Федоров В. К. // Электронный журнал «Техническая акустика» № 2, 2002г., с 9.1-9.6. 7. Акт державних випробувань № 157 від 19.06.2012 р., ГП ХКБМ, Харьков, 2012 г.

Bibliography (transliterated): 1. Pod red. prof. YUdina E.YA «Bor'ba s shumom». M., Strojizdat, 1964 g., 702. s. 2. «Bor'ba s shumom mototransporta» //Obzor statej, M., NIIAVTOPROM, 1967 g., 26 s. 3. GOST V 21950-76 Sistema «chelovek-mashina». Stabil'nyj akusticheskij shum na rabochem meste cheloveka-operatora. M., Izdatel'stvo standartov, 1976 g., 16 s. 4. Pod red. S.P. Alekseeva i A.V. Kuznecova «Bor'ba s shumom na transporte». M., GOSINTI, 1960 g., 441 s. 5. Efremov A. S. «Puti uluchsheniya uslovij boevoj raboty ehkipazha tanka T-80» «Tekhnika i vooruzhenie» №2, 2013 g., 2-6 s. 6. Golovanov V. I. «Akusticheskie harakteristiki bol'sheraskhodnogo glushitelya shuma gazovyh struj» / Golovanov V. I., Slavyaninov V. N., Fedorov V. K. // EHlektronnyj zhurnal «Tekhnicheskaya akustika» № 2, 2002g., s 9.1-9.6. 7. Akt derzhavnih viprobuvan' № 157 vid 19.06.2012 r., GP HKBM, Har'kov, 2012 g.

Мормило Я.М., Бобер А.В., Крот С.Г., Лазурко О.В., Фолунін С.О., Кривохижа С.В. АНАЛІЗ ПРИЧИН ШУМУ БРОНЕТРАНСПОРТЕРА БТР-4Е ТА КОНСТРУКТИВНІ ЗАХОДИ ПО ЙОГО ЗНИЖЕННЮ.

У статті наведено теоретичні та експериментальні дослідження щодо визначення складових підвищеного шуму в бронетранспортері БТР-4Е й машин на його базі, в яких встановлено двигун ЗТД-3А, та здійснена спроба визначити основні напрямки конструкторських заходів по зменшенню шуму.

Ya. Mormilo, A. Bober, K. G.rot, A. Lazurko, S. Folunin, S. Kryvokhyzha ANALYSIS OF THE CAUSES OF NOISE OF BTR-4E APC AND DESIGN METHODS TO REDUCE IT

The article describes theoretical and experimental studies regarding constituents of increased noise in the armoured personnel carrier BTR-4E and vehicles of its family, which are equipped with engine 3TD-3A and the attempt to find out the main directions of design works to reduce the noise has been made.

УДК 623.454.714

Сакун О.В., канд. біол. наук

ОБҐРУНТУВАННЯ ТАКТИКО-ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОГНЕМЕТНОЇ УСТАНОВКИ ДО БОЙОВОЇ ВОГНЕМЕТНОЇ МАШИНИ

Постановка проблеми. Тенденцією, притаманною локальним війнам та іншим збройним конфліктам останніх 30-40 років, є поступове підвищення ролі вогнеметних засобів у загальновійськовому бою. Одну з лідируючих позицій в світі стосовно розвитку вогнеметної зброї займає Російська Федерація (РФ) [1]. Арсенал вогнеметної зброї цієї країни представлений реактивними піхотними вогнеметами РПО-А «Шмель», РПО ПДМ-А «Шмель-М», легкими піхотними вогнеметами ЛПО-97, малогабаритними реактивними вогнеметами МРО-А, струменевими піхотними вогнеметами СПО «Варна», важкими реактивними вогнеметними системами залпового вогню ТОС-1 «Буратіно» та ТОС-1А «Солнцепек». Як засіб транспортування та вогневої підтримки вогнеметниками армії РФ використовуються бойові машини вогнеметників БМО-Т й БМО-1. Крім того, ведуться розробки нових вогнеметних систем озброєння. Зокрема, керівництвом збройних сил РФ заявлено про концепцію створення новітньої важкої вогнеметної системи ТОС-2 на базі важкої уніфікованої платформи «Армата» [2].

Значною кількістю реактивних піхотних вогнеметів володіють незаконні збройні формування на території Донецької та Луганської областей. Про це свідчить масштабне застосування вогнеметів противником під час бойових дій та захоплення збройними формуваннями України, як трофеїв, реактивних піхотних вогнеметів РПО-А «Шмель» виробництва СРСР та Російської Федерації. Відомо також про перебування на територіях вказаних областей, підконтрольних незаконним збройним формуванням, у 2014 році до 9 пускових установок та транспортно-заряджальних машин важкої реактивної вогнеметної системи залпового вогню ТОС-1А «Солнцепек» [3].

Основним озброєнням вогнеметних підрозділів Збройних Сил України є реактивний піхотний вогнемет РПО-А «Шмель». Вогнеметник, озброєний РПО-А, спроможний знищувати живу силу й вогневі засоби, що розташовані відкрито або у фортифікаційних спорудах, легкоброньовану техніку (БМП, БТР), спеціальну техніку, автомобілі, обслуги гармат, мінометів, протитанкових ракетних комплексів, інші цілі, що є найбільш важливими й небезпечними.

Висока бойова ефективність 93-мм реактивних піхотних вогнеметів РПО-А була підтверджена під час їх застосування військовослужбовцями Збройних Сил України в ході антитерористичної операції на сході нашої держави. Разом із цим, в ході ведення бойових дій чітко окреслилися недоліки цієї зброї: недостатня прицільна дальність стрільби — не більше 600 м; велика маса вогнемету, який переноситься — 11 кг; наявність демаскуючого фактору, такого як спалах від пострілу на кінцях труби контейнера вогнемету; утворення позаду вогнемету під час пострілу зон підвищеного тиску — до 30 кПа, температури — до 200° С та розльоту частин, що вилітають [4]. Існування з боку тильного кінця труби вогнемету небезпечних для людини зон робить неможливим ведення вогню з РПО-А безпосередньо із заброньованого простору бойових машин.

© О.В. Сакун, 2017

Наявність приведених недоліків реактивних піхотних вогнеметів РПО-А не дозволяє вогнеметникам збройних формувань України забезпечувати виконання завдань з вогневого ураження противника вогнеметними засобами на достатньому рівні. Відсутність на озброєнні збройних формувань України броньованих машин, оснащених вогнеметами, які забезпечують можливість стрільби безпосередньо із заброньованого простору, вказує на обмеженість бойових можливостей вогнеметних підрозділів нашої держави. Отже, розробка та створення вогнеметних систем до бронетехніки для збройних формувань України є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основою для створення новітніх зразків вогнеметної зброї можуть слугувати досягнення в області розробок систем метання газодетонаційного типу [5, 6, 7]. Доцільність застосування для метання боєприпасів з термобаричним складом зарядів, які вміщують суміші горючих газів, що детонують, обумовлена їх перевагами над традиційними пороховими зарядами:

- можливість зміни дальності пострілу за постійного значення кута підвищення ствола вогнемету шляхом дозування кількості горючої газової суміші, яка використовується як метальний заряд;
- відсутність небезпечної зони з тильного боку вогнеметної установки, що пояснюється запиранням каналу її ствола (рис. 1);
- знижена помітність пострілу та менший рівень токсичності продуктів згорання газодетонаційних метальних зарядів за рахунок відсутності в їх складі високотоксичного для людини чадного газу;
 - мала залежність енергії пострілу від початкової температури заряду;
 - відсутність в конструкції боєприпасів гільзи чи реактивного двигуна.

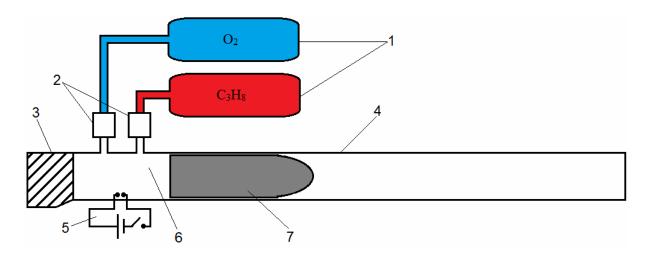


Рис. 1. Принципова схема вогнеметної установки газодетонаційного типу: *1* – балони з горючим газом та окиснювачем; *2* – електричні клапани для дозування компонентів суміші газів, що детонує; *3* – механізм запирання каналу ствола; *4* – ствол вогнемету; *5* – електророзрядний пристрій для ініціювання детонаційного згорання газового заряду; *6* – газодетонаційна камера; *7* – капсула з термобаричним складом

Приведеними перевагами забезпечується можливість створення спеціального

бойового модуля до легкоброньованої техніки, основним озброєнням якої виступатиме газодетонаційний вогнемет.

Метою статті є: обгрунтування тактико-технічних характеристик новітньої вогнеметної установки з метальним зарядом газодетонаційного типу, яка входить до комплексу озброєння броньованих бойових машин.

Основна частина. Дослідження перспективного зразка вогнеметного озброєння доцільно виконати на основі принципів комплексного підходу до розвитку систем озброєння Сухопутних військ, основними з яких ϵ [5]:

- відповідність систем озброєння завданням Сухопутних військ;
- скорочення типажу та номенклатури однотипних зразків OBT;
- незалежність від закордонних держав у розробці та виробництві OBT;
- інформаційна та технічна сумісність окремих зразків у системі озброєння
 Сухопутних військ;
- підвищення захищеності ОВТ, живучості бойових машин під час застосування по них різних засобів ураження;
 - надійність ОВТ на рівні сучасних вимог.

Формування тактико-технічних характеристик перспективної вогнеметної установки можливо здійснити із урахуванням основних напрямів подальшого розвитку вогнеметної зброї у арміях провідних країн на найближчі 10-15 років, котрі приведені авторами роботи [2]:

- збільшення ефективної дальності стрільби;
- досягнення високої точності ураження;
- забезпечення вогнеметних засобів оптико-електронними прицілами цілодобового та всепогодного застосування.

Показник ефективної дальності стрільби вогнеметної зброї має перевищувати відповідні показники зразків стрілецького озброєння, якими оснащуються укріплені вогневі точки та легкоброньована техніка передових у військовому відношенні країн. Отже, новітні вогнеметні засоби повинні забезпечувати ефективне ураження цілей на відстані понад 1500 м.

Висока точність ураження вогнеметними засобами може бути досягнута у разі застосування для їх прицілювання оптико-телевізійних прицільних комплексів, зокрема, оптико-телевізійного прицільного комплексу вітчизняного виробництва ОТП-20. Цей комплекс входить до складу бойових модулів об'єктів легкоброньованої техніки, які виробляються нашою державою.

Сучасний стан розвитку систем озброєнь, дія яких основана на метанні боєприпасів, дозволяє найбільш повно реалізувати приведені вище принципи комплексного підходу до розвитку систем озброєння Сухопутних військ із урахуванням сучасних напрямів розвитку вогнеметної зброї шляхом створення на базі легкоброньованого шасі вітчизняного виробництва бойової вогнеметної машини, оснащеної вогнеметом з метальним зарядом газодетонаційного типу.

Розраховано, що для забезпечення дальності пострілу 2000 м за значення кута підвищення $\alpha=15^\circ$ із урахуванням впливу атмосфери початкова швидкість капсули, яка метається, має становити U=237 м/с.

3 роботи [6] отримане рівняння, за яким розраховується значення усередненого

тиску продуктів детонації газового заряду (суміші пропан-бутану технічного (СПБТ) з киснем у стехіометричному співвідношенні) за певних параметрів пострілу в газодетонаційній установці метання:

$$p = \frac{2U^2 \cdot m \cdot (n-1) \cdot \varepsilon}{\pi \cdot d^2 \cdot L \cdot \left(1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{n-1}\right) \cdot 10^5},$$
(1)

де U — початкова швидкість тіла, що метається; m — маса тіла, що метається; n — показник політропи; ϵ — ступінь розширення горючого газового заряду; d — калібр ствола газодетонаційної установки метання; L — довжина ствола газодетонаційної установки метання.

Розрахунок залежності усередненого тиску продуктів детонації газового горючого заряду від ступеня його розширення під час пострілу й довжини ствола газодетонаційної вогнеметної установки за виразом (1) приведений на рисунку 2. Прийнято, що постріл здійснюється капсулою з термобаричним складом, яка застосовується в реактивному піхотному вогнеметі РПО-А. Тому в розрахункових параметрах маса тіла, яке метається, дорівнює m=3,2 кг, а калібр вогнемету d=93 мм. Значення показника політропи, що відповідає продуктам згорання, прийняте n=1,33, початкова швидкість капсули становить U=237 м/с.

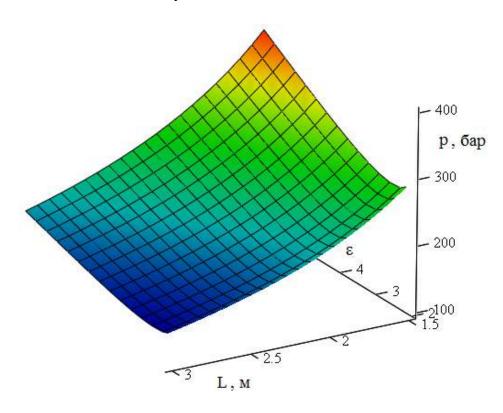


Рис. 2. Залежність усередненого тиску продуктів детонації газового горючого заряду (р) від ступеня його розширення під час пострілу (ε) і довжини ствола (L) газодетонаційної вогнеметної установки бойової вогнеметної машини

Аналіз тактико-технічних характеристик та конструкційних особливостей бронетранспортеру вітчизняного виробництва БТР-4 вказує на доцільність його застосування як базового шасі для бойової вогнеметної машини з газодетонаційним вогнеметом модульного типу. З графіку (рисунок 2) маємо, що для довжини ствола газодетонаційної вогнеметної установки $L=2\,$ м, тиск продуктів детонації горючого газового заряду становить $p=239\,$ бар.

На рисунку 3 приведено результати розрахунку залежності усередненого тиску продуктів детонації заряду від ступеня його розширення під час пострілу за різних значень початкової швидкості тіла, що метається та довжини ствола метальної установки газодетонаційного типу. Графік має форму параболи, екстремум якої відповідає значенню ступеня розширення заряду під час пострілу $\varepsilon = 2,4$. Дані отримані за сталих значень: m = 3,2 кг, d = 93 мм, n = 1,33.

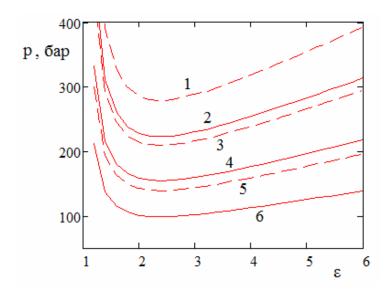


Рис. 3. Залежність усередненого тиску продуктів детонації газового горючого заряду (р) від ступеня його розширення під час пострілу (є): а — за довжини ствола L=2 м та початкової швидкості тіла, що метається: 1-U=300 м/с, 3-U=250 м/с, 5-U=200 м/с; 6-3 початкової швидкості тіла, що метається U=237 м/с та довжини ствола:

$$2 - L = 1.5 \text{ m}, 4 - L = 2 \text{ m}, 6 - L = 3 \text{ m}$$

За даними графіками можливо визначити мінімальний тиск продуктів детонації, за якого досягається задана початкова швидкість тіла, що метається за певних параметрів установки.

Початковий (підвищений) тиск газодетонаційного заряду досягається за рахунок інерції руху капсули з термобаричним складом під час імпульсного заповнення газодетонаційної камери. Технічна реалізація такого режиму заповнення газодетонаційної камери можлива у діапазоні значень початкового тиску заряду $p_0 = 1{\text -}15$ бар. Методика розрахунку початкового тиску газового горючого заряду, який детонує, представлена в роботі [9].

Із урахуванням співвідношення пропану до бутану в СПБТ як $1\div 1,5$ [10], реакція згорання пропан-бутану технічного з киснем у стехіометричному співвідношенні описується хімічним рівнянням:

$$4(C_3H_8 + 1.5C_4H_{10}) + 59O_2 = 36CO_2 + 46H_2O + Q,$$
 (2)

де Q – енергія, яка виділяється в результаті реакції.

3 довідкових даних, питома теплота згорання вуглеводнів, що входять до складу СПБТ, становить: пропану — $46919~\rm kДж/кг$; бутану — $46500~\rm kДж/кг$. Тому, з урахуванням молекулярних мас компонентів пального, представлених у лівій частині рівняння 2, значення енергії, яка виділяється в результаті цієї реакції, дорівнює $Q = 24439.7~\rm kДж$.

Зважаючи на надзвукову швидкість протікання детонації заряду, припускаємо, що процес відбувається за постійного об'єму, а вся теплота реакції витрачається на нагрівання продуктів вибуху. Тоді можна представити рівняння [9]:

$$Q = \sum_{1}^{n} M_{i} \cdot \Delta E_{Ti} , \qquad (3)$$

де n – кількість компонентів продуктів вибуху; M_i – молярна масса i – го компоненту продуктів вибуху; E_{Ti} – зміна внутрішньої енергії i – го компоненту продуктів вибуху в інтервалі температур 273 К – T_{euo} (K).

3 довідкових даних щодо відповідності внутрішньої енергії продуктів вибуху температурі вибуху [9], за умови дотримання рівності (3), отримуємо значення температури вибуху суміші пропан-бутану технічного з киснем у стехіометричному співвідношенні $T_{eu\delta}=530~\mathrm{K}.$

Динаміка розширення продуктів детонації заряду визначається тиском, значення якого розраховується за рівнянням [11]:

$$p_1 = R \cdot T_{eu6} \cdot \rho / M_{npod} , \qquad (4)$$

де R — універсальна газова стала; ρ — щільність продуктів детонації; $M_{npo\partial}$ — молярна маса продуктів детонації.

Підставивши у вираз (4) отримане раніше значення температури вибуху, знаходимо усереднене значення тиску продуктів детонації $p_1 = 19,6$ бар. Розрахунок цієї величини здійснений за умови, що початковий тиск газодетонаційного заряду дорівнює $p_0 = 1$ бар. Значення початкового тиску метального заряду газодетонаційного вогнемету, за якого забезпечується необхідна початкова швидкість капсули, визначається відношенням:

$$p_0 = p/p_1. (5)$$

3 рівняння (5) отримуємо значення початкового тиску, за якого формується газодетонаційний заряд $p_0 = 12$ бар.

Хімічна енергія суміші вуглеводнів, які входять до складу метального заряду, визначається добутком:

$$E_{\text{chem}} = Q_{v} \cdot V_{\text{zar}} \cdot p_0 , \qquad (6)$$

де $Q_{\rm v}$ – об'ємна питома енергія заряду; $V_{\rm zar}$ – об'єм заряду.

Підставивши у рівняння (6) значення початкового тиску заряду, що розраховане раніше, отримуємо величину повної енергії газодетонаційного метального заряду $E_{\rm chem}$ = 677,4 кДж.

Коефіцієнт корисної дії газодетонаційної установки визначається виразом:

$$\eta = 100 \cdot E_{\rm kin} / E_{\rm chem} \,, \tag{7}$$

де $E_{\rm kin}$ – кінетична енергія капсули, яка метається.

3 рівняння (7) отримуємо, що коефіцієнт корисної дії газодетонаційного вогнемету під час стрільби на максимальну дальність дорівнює $\eta=13,8$ %. Із урахуванням питомої енергії суміші СПБТ з киснем у стехіометричному співвідношенні, яка становить 15,8 кДж/л, для здійснення п'ятдесяти пострілів на максимальну дальність необхідно витратити не менше ніж 6 л зрідженого пропану та 160 літрів газоподібного кисню, що за тиску 2 МПа розміститься у балоні об'ємом 8 л. Через неповну витрату горючого та окиснювача у балонах, фактичний розмір балонів необхідно збільшити.

На основі результатів проведених розрахунків сформованы тактико-технічні характеристики вогнеметної установки з метальним зарядом газодетонаційного типу, яка призначена для оснащення бойової вогнеметної машини на базі БТР-4 (таблиця 1).

Таблиця Тактико-технічні характеристики вогнеметної установки бойової вогнеметної машини

машини					
№ 3/П	Параметр	Характеристика			
1	Вид установки	Бойовий модуль спеціального призначення			
2	Базове шасі	БТР-4			
3	Маса вогнемету, кг	до 200			
4	Довжина ствола, м	2			
5	Кут підвищення, град	15 – за настильною траєкторією;			
		45 – за навісною траєкторією.			
6	Калібр, мм	93			
7	Тип метального заряду	Газовий детонаційний – пропан-бутан			
		технічний з киснем у			
		стехіометричному співвідношенні			
8	Маса капсули з термобаричним	3,2			
	зарядом, кг				
9	Прицільна дальність (кут	20* - 2000			
	підвищення $\alpha = 15^{\circ}$), м				
10	Дальність пострілу за навісною	20* - 4000			
	траєкторією (кут підвищення α =				
	45°), м				
11	Боєкомплект, шт.	50			

^{*}Примітка: мінімальна дальність пострілу обмежується умовою уникнення ураження екіпажу та вогнеметників, розміщених у бойовій вогнеметній машині, дією

вибуху термобаричного заряду.

Приведені розрахунки підтверджують технічну досяжність вказаних у таблиці 1 тактико-технічних характеристик вогнеметної установки. Цим доводиться практична можливість створення газової детонаційної установки метання капсул з термобаричними складами до бойової вогнеметної машини.

Висновки. Забезпечення тактико-технічних характеристик новітнього вогнеметного озброєння на сучасному рівні можливе у разі створення бойового модуля спеціального призначення з газодетонаційним вогнеметом та оснащення ним бронетранспортеру вітчизняного виробництва БТР-4:

- 1. Для метання капсул масою 3,2 кг з термобаричним складом на дальність від 20 м до 4000 м як заряд доцільно використовувати суміш пропан-бутану технічного з киснем у стехіометричному співвідношенні за початкового тиску горючого газового заряду 12 бар, ступеня розширення продуктів детонаційного згорання заряду, рівного 4 та тиску продуктів детонації 239 бар.
- 2. Дозуванням газодетонаційного метального заряду за значення кута підвищення 15° можливо змінювати дальність пострілу в діапазоні від 20 м до 2000 м та за значення кута підвищення 45° в діапазоні від 20 м до 4000 м.

Література: 1. Концепция создания и применения гранатометных средств ближнего боя и реактивных пехотных огнеметов до 2020 года. – М.: ГШ ВС РФ, 2007.– С. 41-44. 2. Казмірчук B.O.Emanu тенденції розвитку вогнеметної зброї ma В.О. Казмірчук, Б.Є. Саврун, С.А. Цибуля // Військово-технічний збірник. – Львів: Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, 2015. - 13/2015. - C. 41 - 45.3. Інформаційний бюлетень з РХБ захисту у ході проведення АТО у Донецькій та Луганській областях. – К.: ГУОЗ. – 2014. – 37 с. **4.** Наставление по стрелковому делу. 93-мм реактивный пехотный огнемёт (РПО-А) / [Введено в действие приказом главнокомандующего Сухопутными войсками от 12 ноября 1987 г. № 74]. 5. Експериментальне дослідження прототипу газодетонаційної установки метання контейнерів з вогнегасними речовинами / К.В. Коритченко, О.В. Сакун, Ю.І. Кістерний та ін. // Проблемы пожарной безопасности. – 2015. Вып. 37. – с. 108 – 115. **6.** Параметри пострілу газодетонаційної системи метання / К.В. Коритченко, О.В. Сакун, Ю.В. Хілько та ін. // Системи обробки інформації. — 2015. — № 10 (135). – С. 63-67. 7. Сакун О.В. Експериментальне дослідження системи метання газодетонаційним зарядом / О.В. Сакун, Ю.В. Хілько, К.В. Коритченко та ін. // Механіка та машинобудування, 2015. - № 1. - C. 128 - 134. 8. Середенко М.М. Проблеми збалансованості та перспективи розвитку системи озброєння Сухопутних військ Збройних Сил України / М.М. Середенко, Г.В. Єфімов // Військово-технічний збірник. – Львів: Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, 2014. – 2 (11). – С. 46 – 51. **9.** Баум Ф. А. Физика взрыва / Ф. А. Баум, К. П. Станюкович, Б. И. Шехтер – М.: Изд. физ.мат. лит., 1959. - 800 с. **10.** Термодинамические свойства пропана : справочник / [авт.-сост. Васьков Е. Т.] –Ленинград: Недра, 1985. – 17 [1] с. 11. Дубровский И. М. Справочник по физике / И. М. Дубровский, Б. В. Егоров, К. П. Рябошапка – К.: Наукова думка, 1986. – 557 с.

Bibliography (transliterated): 1. Koncepciya sozdaniya i primeneniya granatometnyh sredstv blizhnego boya i reaktivnyh pekhotnyh ognemetov do 2020 goda. – M.: GSH VS RF, 2007.– S. 41-44.

2. Kazmirchuk V.O. Etapi ta tendenciï rozvitku vognemetnoï zbroï / V.O. Kazmirchuk, B.E. Savrun, S.A. Cibulya // Vijs'kovo-tekhnichnij zbirnik. – L'viv: Nacional'na akademiya suhoputnih vijs'k imeni get'mana Petra Sagajdachnogo, 2015. – 13/2015. – S. 41 – 45. 3. Informacijnij byuleten' z RHB

zahistu u hodi provedennya ATO u Donec'kij ta Lugans'kij oblastyah. – K.: GUOZ. – 2014. – 37 s. 4. Nastavlenie po strelkovomu delu. 93-mm reaktivnyj pekhotnyj ognemyot (RPO-A) / [Vvedeno v dejstvie prikazom glavnokomanduyushchego Suhoputny-mi vojskami ot 12 noyabrya 1987 g. № 74]. 5. Eksperimental'ne doslidzhennya prototipu gazo-detonacijnoï ustanovki metannya kontejneriv z vognegasnimi rechovinami / K.V. Koritchenko, O.V. Sakun, YU.I. Kisternij ta in. // Problemy pozharnoj bezopasnosti . – 2015. Vyp. 37. – s. 108 – 115. **6.** Parametri postrilu gazodetonacijnoï sistemi metannya / K.V. Koritchenko, O.V. Sakun, YU.V. Hil'ko ta in. // Sistemi obrobki informaciï. – 2015. – № 10 (135). – S. 63-67. 7. Sakun O.V. Eksperimental'ne doslidzhennya sistemi metannya gazo-detonacijnim zaryadom / O.V. Sakun, YU.V. Hil'ko, K.V. Koritchenko ta in. // Mekhanika ta mashinobuduvannya, 2015. – N_2 1. – S. 128 – 134. **8.** Seredenko M.M. Problemi zbalansovanosti ta perspektivi rozvitku siste-mi ozbrocnnya Suhoputnih vijs'k Zbrojnih Sil Ukraïni / M.M. Seredenko, G.V. Efimov // Vijs'-kovo-tekhnichnij zbirnik. – L'viv: Nacional'na akademiya suhoputnih vijs'k imeni get'mana Pet-ra Sagajdachnogo, 2014. – 2 (11). – S. 46 – 51. **9.** Baum F. A. Fizika vzryva / F. A. Baum, K. P. Stanyukovich, B. I. SHekhter – M.: Izd. fiz.-mat. lit., 1959. – 800 s. 10. Termodinamicheskie svojstva propana : spravochnik / [avt.-sost. Vas'kov E. T.] –Leningrad: Nedra, 1985. – 17 [1] s. 11. Dubrovskij I. M. Spravochnik po fizike / I. M. Dubrovskij, B. V. Egorov, K. P. Ryaboshapka – K.: Naukova dumka, 1986. – 557 s.

Сакун А.В.

ОБОСНОВАНИЕ ТАКТИКО-ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОГНЕМЁТНОЙ УСТАНОВКИ К БОЕВОЙ ОГНЕМЁТНОЙ МАШИНЕ

Обоснована техническая возможность создания газодетонационного огнемёта к боевой огнемётной машине. Рассчитаны параметры выстрела газодетонационной установки метания для стрельбы по настильной и навесной траекториям на определённую дальность. Установлено, что в газодетонационном огнемёте как метательный заряд целесообразно использовать смесь пропан-бутана технического с кислородом в стехиометрическом соотношении.

Сакун О.В.

ОБҐРУНТУВАННЯ ТАКТИКО-ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОГНЕМЕТНОЇ УСТАНОВКИ ДО БОЙОВОЇ ВОГНЕМЕТНОЇ МАШИНИ

Обгрунтована технічна можливість створення газодетонаційного вогнемету до бойової вогнеметної машини. Розраховані параметри пострілу газодетонаційної установки метання для стрільби за настильною і навісною траєкторіях на визначену дальність. Встановлено, що в газодетонаційному вогнеметі як метальний заряд доцільно використовувати суміш пропан-бутану технічного з киснем у стехіометричному співвідношенні.

O. Sakun

JUSTIFICATION OF TECHNICAL AND TACTICAL FEATURES OF FLAMETHROWER FOR A COMBAT FLAMETHROWER ARMORED VEHICLE

The technical possibility of creating a gas detonation flamethrower for an armored vehicle is justified. The parameters of a shot by a gas detonation throwing unit for shooting at a flat and trajectory over for a certain distance were calculated. The practicability of using of a mixture of propane-butane technical with oxygen at a stoichiometric ratio as a propellant charge in a gas detonation flamethrower is established.

Слюсаренко Ю.А., канд. техн. наук; Шигин Я.В.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ГАРАНТИЙНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ БРОНЕТРАНСПОРТЕРОВ БТР-4Е И МАШИН НА ЕГО БАЗЕ В 2014 ÷ 2016 ГОДАХ

Постановка задачи. На протяжении последних лет, на Государственном предприятии «Харьковское конструкторское бюро им. А.А. Морозова» (ГП «ХКБМ») разработан колесный бронетранспортер нового поколения БТР-4Е и ряд машин на его базе (Бронированная медицинская машина — БММ-4С, Бронированная ремонтно-эвакуационная машина — БРЭМ-4РМ, Командирский бронетранспортер — БТР-4К), организовано серийное производство этих машин для нужд Министерства Обороны Украины (МОУ) и Национальной Гвардии Украины (НГУ).

ГП «ХКБМ» систематически проводит работы по усовершенствованию конструкции, повышению надежности, качества и тактико-технических характеристик бронетранспортера БТР-4Е и изделий на его базе. Конструкторские подразделения предприятия постоянно проводят работы по усовершенствованию конструкции узлов и систем бронетранспортеров. В период с 2012 года по настоящее время ГП «ХКБМ» в сотрудничестве с Министерством обороны Украины выполнило более 190 доработок, которые внедрены в конструкцию данных изделий.

При получении Уведомлений от эксплуатирующих организаций (воинских частей МОУ и НГУ) гарантийные бригады ГП «ХКБМ» осуществляют гарантийный ремонт изделий БТР-4Е и машин на его базе в местах их постоянной дислокации.

В гарантийных случаях наступления отказов покупных комплектующих изделий бронетранспортеров, ГП «ХКБМ» оперативно привлекает представителей предприятий поставщиков дефектных комплектующих в состав своих выездных обеспечения гарантийного с целью организации оперативного восстановления боевой техники. В ГП «ХКБМ» непрерывно и методично выполняется работа предприятиями-поставщиками некачественных c комплектующих, а так же поиск и замена их альтернативными.

По данным о проведении гарантийных ремонтов, приведенным в технических отчетах гарантийных бригад, отдел надежности предприятия регулярно проводит структурный анализ результатов гарантийной эксплуатации бронетранспортеров в воинских частях МОУ и НГУ, систематизирует причины и количество конструктивных, производственных, эксплуатационных отказов, а так же отказов покупных комплектующих изделий (ПКИ); разрабатывает ежегодные отчеты об отказах и мероприятия по их устранению, с целью повышения качества и надежности, как отдельных систем, так и изделия в целом.

Таким образом, анализ результатов гарантийной эксплуатации изделий БТР-4Е и машин на его базе является актуальной задачей.

Анализ, результатов гарантийной эксплуатации изделий БТР-4Е и машин на его базе в воинских частях МОУ и НГУ в 2014÷2016 годах. В ГП «ХКБМ» работы по гарантийному ремонту и авторскому надзору в период гарантийной эксплуатации изделий организованы в соответствии с государственными стандартами и действующей на предприятии Системы управления качеством, базирующейся на ДСТУ ISO 9001 с использованием методик системы качества [1-3], разработанных на предприятии. При исследовании причин выхода из строя бронетранспортеров

© Ю.А. Слюсаренко, 2017

или их систем, согласно ГОСТ 27.002-89, имеет место следующая классификация отказов:

Конструктивный отказ — это отказ, возникший по причине, связанной с несовершенством или нарушением установленных правил и (или) норм проектирования и конструирования.

Производственный от каз - это от каз, возникший по причине, связанной с несовершенством или нарушением установленного процесса изготовления или ремонта, выполненного на предприятии.

Отказ ПКИ — это отказ, возникший по причине, связанной с несовершенством или нарушением установленного процесса изготовления или ремонта, выполненного на предприятии-поставщике, обусловленный неисправностями комплектующего изделия, не связанный с монтажом и функционированием систем основного объекта и устраняемый путем замены, ремонта или регулировки отказавших ПКИ.

Эксплуатационный отказ — это отказ, возникший по причине, связанной с нарушением установленных правил и (или) условий эксплуатации.

Боевые повреждения — это повреждения (отказы), возникшие в боевой обстановке, в результате внешнего воздействия поражающих средств противника.

Для проведения анализа результатов гарантийной эксплуатации изделий БТР-4Е и машин на его базе использовались материалы ежегодных отчетов отдела надежности – статистика отказов, имевших место в период с 2014 по 2016 год включительно.

Анализ гарантийной эксплуатации бронетранспортеров БТР-4E в воинских частях Национальной Гвардии Украины. Количество отказов, проявившихся в процессе гарантийной эксплуатации изделий БТР-4E и машин на его базе в воинских частях Национальной Гвардии Украины в 2014÷2016 годах, приведено на рисунке

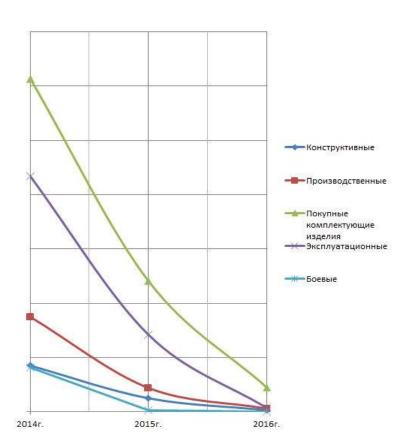


Рис. 1. Количество отказов, проявившихся в процессе гарантийной эксплуатации изделий в в/ч Национальной Гвардии Украины в 2014÷2016 годах

Динамика изменения усредненного значения количества отказов на одно изделие, проявившихся в процессе гарантийной эксплуатации изделий БТР-4Е и машин на его базе в воинских частях Национальной Гвардии Украины в 2014÷2016 годах, приведены на рисунке 2.

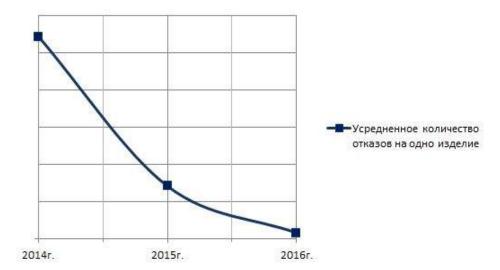


Рис. 2. Усредненное количество отказов на одно изделие в в/ч Национальной Гвардии Украины в $2014 \div 2016$ годах

Анализ гарантийной эксплуатации бронетранспортеров БТР-4Е в воинских частях Министерства Обороны Украины. Количество отказов, проявившихся в процессе гарантийной эксплуатации изделий БТР-4Е и машин на его базе в воинских частях Министерства Обороны Украины в 2014÷2016 годах, приведено на рисунке 3.

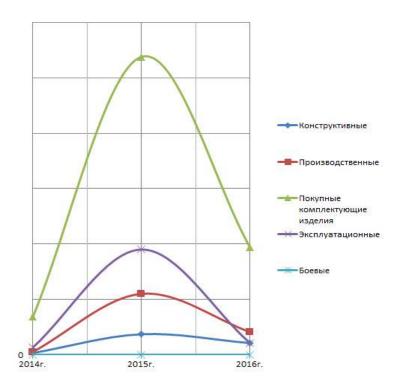


Рис. 3. Количество отказов, проявившихся в процессе гарантийной эксплуатации изделий в в/ч Министерства Обороны Украины в 2014÷2016 годах

Динамика изменения усредненного значения количества отказов на одно изделие, проявившихся в процессе гарантийной эксплуатации изделий БТР-4Е и машин на его базе в воинских частях Министерства Обороны Украины в 2014÷2016 годах приведены на рисунке 4.

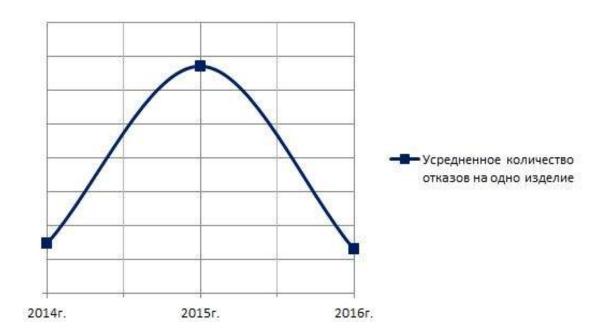


Рис. 4. Усредненное количество отказов на одно изделие в в/ч Министерства Обороны Украины в 2014÷2016 годах

Анализ уточнений конструкторской документации изделий БРТ-4Е и машин на его базе и оценка их влияния на снижение количества отказов в процессе гарантийного периода эксплуатации изделий в воинских частях МОУ и НГУ в 2014÷2016 году. По результатам изготовления и эксплуатации изделий конструкторскими подразделениями ГП «ХКБМ» были выпущены извещения об уточнении конструкторской документации бронетранспортера БТР-4Е и машин на его базе (БРЭМ-4РМ, БММ-4С, БТР-4К).

Доработке подверглись следующие основные узлы и системы:

- замена штатного двигателя на двигатель DEUTZ BF6M1015CP;
- модернизация гидросистемы привода вентиляторов системы охлаждения;
- замена штатной коробки передач на коробку передач Allison 4500 SP;
- замена штатной коробки раздаточной на коробку раздаточную NDGS TC2004;
- замена штатного гидротрансформатора на гидротрансформатор TC-541;
- усиление конструкции колесных редукторов и карданных передач;
- усовершенствование технологии сварки деталей корпуса;
- доработка электрооборудования корпуса;

и др.

В конструкцию изделия введены новые элементы:

- установка энергоагрегата для обеспечения применения вооружения при неработающем основном двигателе;
 - установка противоминной защиты;
- установка дополнительной защиты боевого модуля;
 и др.

После внедрения вышеуказанных извещений об уточнении конструкторской документации по доработанным узлам и системам количество конструктивных отказов уменьшилось в 6,3 раза по итогам эксплуатации в 2016 году.

По результатам структурного анализа количества и типов отказов узлов и систем изделий, находящихся в войсковой гарантийной эксплуатации, в ГП «ХКБМ» в 2016 году разработана и утверждена «Программа доработки и усовершенствования бронетранспортеров БТР-4 и машин на его базе».

Выводы. Большое количество эксплуатационных отказов и отказов ПКИ в 2014÷2015 годах в воинских частях НГУ, а так же их увеличение в 2015 году в воинских частях МОУ, было связано в основном с необходимостью решения задачи импортозамещения комплектующих российского производства и повышения уровня подготовки личного состава эксплуатирующих организаций.

Анализ данных об отказах за три года гарантийной эксплуатации бронетранспортеров показывает снижение в 2016 году количества отказов всех типов; при этом в том же 2016 году имеет место снижение усредненного количества отказов из расчёта на одно изделие, при непрерывном увеличении количества изделий БТР-4Е и машин на его базе, эксплуатируемых в гарантийный период в воинских частях Министерства Обороны Украины и Национальной Гвардии Украины.

Снижение в 2016 году общего количества отказов и усредненного значения количества отказов из расчёта на одно изделие БТР-4 на фоне непрерывного увеличения общего количества бронетранспортеров, переданных в гарантийную эксплуатацию, обусловлено разработкой и внедрением мероприятий в ГП «ХКБМ» по повышению качества и надежности выпускаемой продукции, таких как:

- «Программа доработки и усовершенствования бронетранспортеров БТР-4 и машин на его базе»;
- «План-график устранения замечаний по результатам эксплуатации БТР-4 в войсковых частях Министерства обороны Украины и Национальной Гвардии Украины в 2015 году»;
- усиление входного контроля и работа с поставщиками покупных комплектующих изделий;
- обучение личного состава эксплуатирующих организаций силами гарантийных бригад ГП «ХКБМ».

Количество конструктивных отказов после внедрения уточнений конструкторской документации в сравнении с 2014÷2015 годом уменьшилось в 6,3 раза по итогам гарантийной эксплуатации изделий БТР-4E и машин на его базе в 2016 году.

Литература: 1. МСК 20-2007 «Методика системы качества. Рассмотрение и удовлетворение рекламаций. Основные положения», ГП «ХКБМ», 2007г. 2. МСК 53-2009 «Методика системы качества. Организация входного контроля материалов и покупных изделий, ГП «ХКБМ», 2009г.». 3. МСК 59-2014 «Методика системы качества. Порядок исследования и анализ причин отказов продукции, выявленных в эксплуатации», ГП «ХКБМ» 20014г.

Bibliography (transliterated): 1. MSK 20-2007 «Metodika sistemy kachestva. Rassmotrenie i udovletvorenie reklamacij. Osnovnye polozheniya», GP «HKBM», 2007g. **2.** MSK 53-2009 «Metodika sistemy kachestva. Organizaciya vhodnogo kontrolya materialov i pokupnyh izdelij, GP «HKBM», 2009g.». **3.** MSK 59-2014 «Metodika sistemy kachestva. Poryadok issledovaniya i analiz prichin otkazov produkcii, vyyavlennyh v ehkspluatacii», GP «HKBM» 20014g.

Слюсаренко Ю.А., Шигин Я.В.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ГАРАНТИЙНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ БРОНЕТРАНСПОРТЕРОВ БТР-4Е И МАШИН НА ЕГО БАЗЕ В 2014 ÷ 2016 ГОДАХ В статье проведен анализ результатов гарантийной эксплуатации бронетранспортеров с целью повышения надежности изделий БТР-4Е и машин на его базе.

Слюсаренко Ю.О., Шигін Я.В.

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ГАРАНТІЙНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ БРОНЕТРАНСПОРТЕРІВ БТР-4E ТА МАШИН НА ЙОГО БАЗІ У 2014 ÷ 2016 РОКАХ

В статті проведено аналіз результатів гарантійної експлуатації бронетранспортерів з метою підвищення надійності виробів БТР-4Е та машин на його базі.

J. Sljusarenko, J. Shegin

THE ANALYSIS RESULTS OF GUARANTEE OPERATION ARMORED TROOP-CARRIER BTR-4E AND CARS ON ITS BASE IN 2014 ÷ 2016

In article the analysis of results of guarantee operation armored troop-carrier for the purpose of increase of reliability of products BTR-4E and cars on its base is carried out.

УДК 629.113 (075.8)

Стримовский С.В., канд. техн. наук

ВЫБОР ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ НА ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫЕ КОЛЕСНЫЕ ВОЕННЫЕ МАШИНЫ

Введение и актуальность темы. Возможности электрической трансмиссии: индивидуальное управление мощностью, подводимой к каждому ведущему колесу транспортной машины; накопление рекуперативной энергии торможения в аккумуляторы электрической энергии и дальнейшее ее использование, а также выполнение движения транспортной машины на аккумуляторах с более низким уровнем шума, тепловыделения и токсичных выбросов в сравнении с движением при работающем двигателе внутреннего сгорания обуславливают актуальность проведения научно-технических работ в направлении создания электрических трансмиссий, совершенствования их конструкций и внедрения на транспортные колесные машины разного назначения [1]. Это связано с тем, что перечисленные свойства позволяют повысить проходимость, маневренность транспортных колесных машин, улучшить их курсовую устойчивость на высоких скоростях движения, увеличить запас хода, а также повысить незаметность передвижения. Все эти характеристики являются важными для военных машин.

В настоящее время уже серийно выпускается большое разнообразие легковых и грузовых автомобилей, автобусов, тракторов, которые имеют электрический привод ведущих колес [2]. Некоторые образцы военных машин с электрической трансмиссией и гибридной энергетической установкой: SEP-Wheeled Шведской фирмы BAE Systems Hagglund, AHEAD и Shadow RST-V Американской фирмы General Dynamics Land Systems, HEMTT-A3 Американской фирмы Oshkosh Truck, Panhard Французской фирмы Panhard совместно с Rheinmentall Landsysteme и Giat Industries, HED Нишуее Американской фирмы DRS Technologies совместно с UQM Technologies выпускаются небольшими партиями. Ведутся дальнейшие работы по совершенствованию конструкций опытных образцов военных машин с электрической трансмиссией [3].

Одним из главных узлов электрической трансмиссии является тяговый электродвигатель (ТЭД). Его выбор является важным этапом в начале проектирования электрической трансмиссии для любого вида транспортной машины, поскольку ТЭД в дальнейшем определяет тягово-скоростные и массово-габаритные характеристики проектируемой машины.

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является определение требуемых механических характеристик ТЭД и поиск наиболее подходящей модели из выпускаемых ТЭД для проектирования электрической трансмиссии на легкобронированных колесных военных машинах (ЛКВМ) с индивидуальным приводом ведущих колес.

Расчет и анализ требуемых механических характеристик ТЭД. Для определения требуемых величин механической мощности и крутящего момента ТЭД проведем анализ массовых показателей ЛКВМ отечественного производства и предъявляемых к ним тактико-технических требований.

В результате анализа значений полной массы изделий Дозор-Б, БТР-3 и БТР-4, изготавливаемых в Украине, можно выделить три весовые категории ЛКВМ с колёсной формулой 8х8. Это машины с полной массой до 18 т, 20 т и 24 т. Соответственно для ЛКВМ с колесной формулой 4х4 эти значения будут вполовину меньше (до 9т, 10т и 12т).

Исходя из анализа тактико-технических характеристик рассматриваемых машин, они должны двигаться с максимальной скоростью по шоссе не менее 100 км/ч, преодолевать максимальный подъем по грунту в 30°, вертикальную стенку высотой не менее 0,5 м и иметь минимальную скорость движения в диапазоне 3..5 км/ч.

© С.В. Стримовский, 2017

Необходимую силу тяги машины для преодоления максимального подъема и выполнения движения с максимальной скоростью определим из уравнения тягового баланса движения машины [4]:

$$P_{mazu} = (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot 9.81 \cdot m + k_{g} \cdot F \cdot \left(\frac{\upsilon_{M}}{3.6}\right)^{2} + m \cdot \delta \cdot \gamma, \tag{1}$$

где $P_{\mathit{мяги}}$ — сила тяги на ведущих колесах машины, H; f — коэффициент сопротивления качению; α — угол наклона дороги к горизонту, град; m — масса машины, кг; k_{g} — коэффициент сопротивления воздуха, H·c²/м⁴; F — площадь лобовой проекции машины, м²; $\upsilon_{\mathit{м}}$ — скорость движения машины, км/ч; δ — коэффициент учета вращающихся масс; γ — ускорение машины м/с².

Для вычисления необходимой силы тяги машины при движении на подъем под углом $\alpha=30^\circ$ примем f=0.045 и скорость $\upsilon_{_M}=5$ км/ч. При движении по прямой дороге $\alpha=0^\circ$ примем f=0.015 и скорость $\upsilon_{_M}=110$ км/ч. При этом $k_{_{\cal B}}=0.8125$ ${\rm H\cdot c^2/m^4},\ F=4.48\ {\rm m^2}$ и $\gamma=0$ м/с 2 (в случае равномерного движения машины).

Расчет выполним для ЛКВМ с колесной формулой 8х8.

При условии равномерного распределения мощности между ведущими колесами необходимая сила тяги на одном колесе будет равна $P_{\kappa} = P_{mg,zu} / 8$.

Крутящий момент на одном колесе транспортной машины вычислим по формуле:

$$M_{\kappa} = P_{\kappa} \cdot R_{\kappa} \,, \tag{2}$$

где M_{κ} – крутящий момент на одном колесе, Н·м; P_{κ} – сила тяги на одном колесе, Н; R_{κ} – радиус колеса, м. Примем R_{κ} = 0,53 м.

Необходимую механическую мощность на одном колесе транспортной машины и на валу ТЭД вычислим по формулам [4]:

$$N_{\kappa} = \frac{1}{3.6} \cdot P_{\kappa} \cdot \nu_{M}, \qquad N_{T \ni \mathcal{I}} = \frac{N_{\kappa}}{\eta_{\kappa D}}, \qquad (3)$$

где N_{κ} — мощность на одном колесе, Вт; P_{κ} — сила тяги на одном колесе, Н; $\upsilon_{\scriptscriptstyle M}$ — скорость движения машины, км/ч; $N_{T\!\supset\!\!\!\!/\!\!\!\!/}$ — механическая мощность на валу ТЭД, Вт; $\eta_{\kappa p}$ — КПД колесного редуктора. Примем $\eta_{\kappa p}\approx 0.96$, поскольку величина передаточного отношения планетарного колесного редуктора предполагается в диапазоне от 9 до 15.

Результаты расчетов при условии преодоления ЛКВМ подъема с наибольшим углом и выполнения движения с максимальной скоростью на прямой дороге приведены в таблице 1.

Таблииа 1

Весовая	Значения при движении на подъем с				Значения при движении по прямой			
категория	y	$\alpha = \alpha$	$30^{\circ}, f = 0,$	045	дороге $\alpha = 0^{\circ}, f = 0.015$			
машины, т	$v_{M} = 5 \text{ км/q}$				и $v_{\scriptscriptstyle M}$ = 110 км/ч			
	P_{κ} , H	M_{κ} Н·м	N_{κ} , к B т	$N_{T \! \! \! \! \! \! \! \! \! \! \! \! \! \! \! \! \! \! \!$	P_{κ} , H	M_{κ} , Н·м	N_{κ} , к B т	$N_{T\!\!-\!\!\!/\!\!\!/\!\!\!/}$, к B т
18	11885	6299	16,5	17,2	756	401	23,1	24,1
20	13206	6999	18,4	19,2	792	420	24,2	25,2
24	15847	8399	22	22,9	866	459	26,5	27,6

Из анализа результатов вычислений в таблице 1 следует, что наибольшая величина механической мощности ТЭД требуется для выполнения движения ЛКВМ с максимальной скоростью на прямой дороге, и наибольшая величина крутящего момента на колесе требуется для преодоления подъема по грунту с уклоном в 30°. При этом следует учитывать, что данные значения мощности и крутящего момента ТЭД на каждом колесе ЛКВМ должны поддерживать длительное время.

В соответствии с расчетами, которые представлены в источнике [5], для преодоления ЛКВМ с колесной формулой 8x8 вертикальной стенки высотой 0,5 м требуются значения силы тяги и крутящего момента на ведущих колесах меньшие по величине, чем для преодоления подъема с уклоном $\alpha = 30^{\circ}$. Поэтому требуемые значения максимальной силы тяги и крутящего момента на каждом ведущем колесе машины будем определять из условия преодоления подъема с уклоном $\alpha = 30^{\circ}$.

Также следует учитывать, что в конце преодоления подъема на его вершине перед переваливанием на противоположную сторону у ЛКВМ с колесной формулой 8х8 кратковременно (до 30 с) становятся оторванными от грунта два передних колеса и суммарная сила тяги машины создается шестью колесами. Поэтому для завершения преодоления подъема машиной ТЭД должен кратковременно обеспечивать пиковый крутящий момент на колесе равный значению:

$$M_{\kappa_{-}nu\kappa} \ge \frac{8}{6} \cdot M_{\kappa_{-}\max}, \tag{4}$$

где $M_{\kappa_{-}nu\kappa}$ – кратковременный пиковый крутящий момент на одном колесе в течение 30с, H·м; $M_{\kappa_{-}max}$ – длительный максимальный крутящий момент на одном колесе, H·м.

В статье [6] представлен расчет требуемой механической мощности ТЭД на каждом колесе ЛКВМ массой 25 т с колесной формулой 8x8. Основные результаты расчета приведены в таблице 2.

Таблииа 2

			Tuonugu 2	
		Требуемая механиче-		
№		ская мощность		
п/п	Условия движения машины	1-го ТЭД на машине	Примечание	
11/11		25т с колесной фор-		
		мулой 8х8, кВт		
1	Движение на прямой дороге со	30	Требуется длительное	
	скоростью 110 км/ч		время	
2	Преодоление подъема углом $\alpha =$	23,5	Требуется длительное	
	30° со скоростью 5 км/ч		время	
3	Выполнение разгона до 30 км/ч за	32,5	Требуется кратковре-	
	5 c		менно	
4	Выполнение разгона до 70 км/ч за	37,5	Требуется кратковре-	
	25 c		менно	
5	Выполнение разгона до 110 км/ч за	42,5	Требуется кратковре-	
	75 c		менно	

Из таблицы 2 следует, что максимальная величина длительной механической мощности ТЭД равна 30 кВт (п.1). Приведенные величины механической мощности в п.3, 4, 5 превышают величину в п.1 и требуются кратковременно. Однако в виду того, что кратковременная пиковая механическая мощность у большинства моделей современных ТЭД может поддерживаться до 30 с, то для обеспечения динамичного разгона ЛКВМ до максималь-

ной скорости движения целесообразно выбирать ТЭД с максимальной длительной механической мощностью 42,5 кВт, что в 1,417 раз больше механической мощности, которая необходима для движения машины с максимальной скоростью (п.1).

Таким образом получаем, что для проектирования электрической трансмиссии по схеме передачи мощности от ТЭД на каждое колесо ЛКВМ массой от 18 т до 25 т с колесной формулой 8х8 следует рассмотреть модели ТЭД из диапазона от 24,5 кВт до 42,5 кВт выходной номинальной механической мощности.

Проведем анализ характеристик существующих ТЭД из данного диапазона мощностей.

Анализ характеристик изготавливаемых ТЭД. В настоящее время ТЭД для тягового электропривода на транспортные колесные машины изготавливаются компаниями Brusa (Швейцария), Zytek, Yasa Motors Ltd, GKN Driveline (Англия), Magnet-Motor (Германия), Enstroj (Словения), UQM Technologies (Америка), Golden Motor (Китай). Проведем анализ характеристик некоторых моделей ТЭД от разных производителей.

В рассматриваемом диапазоне мощностей компанией Brusa выпускается ТЭД HSM1-10.18.04 синхронного типа с постоянными магнитами, 3-х фазный, переменного тока, длительной механической мощности 28 кВт. Его внешний вид и характеристики изменения механической мощности, крутящего момента представлены на рис.1 [7].

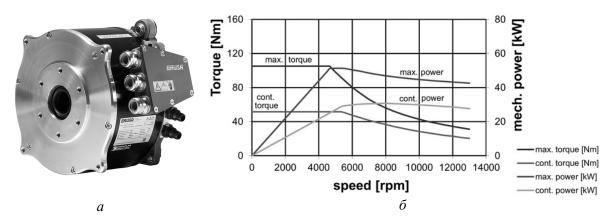


Рис.1. Тяговый электродвигатель HSM1-10.18.04 компании Brusa: a — внешний вид ТЭД; δ — зависимости изменения выходной механической мощности и крутящего момента от частоты вращения вала двигателя

Данный двигатель применяется с инвертером DMC514 на 360..450 В, имеет длительную механическую мощность 28 кВт в диапазоне скоростей 6000...10000 мин⁻¹, длительный крутящий момент 52 Н·м в диапазоне скоростей 0...5200 мин⁻¹, максимальную частоту вращения 13000 мин⁻¹ с крутящим моментом на валу 20 Н·м, коэффициент полезного действия (КПД) 95%, массу 26 кг, габаритные размеры 294x323x181 мм, рабочий диапазон температур от - 40 до + 80°C, жидкостное охлаждение и степень защиты IP67. Может развивать в течение 30 с пиковую механическую мощность 51 кВт в диапазоне скоростей 4500...6000 мин⁻¹ и пиковый крутящий момент 98 Н·м в диапазоне скоростей 0...4500 мин⁻¹.

Величина длительного крутящего момента ТЭД HSM1-10.18.04 меньше необходимых величин крутящих моментов на ведущих колесах ЛКВМ, требуемых для преодоления подъема по грунту с уклоном в 30° и движения с максимальной скоростью на прямой дороге. Для выполнения этих условий между ТЭД и ведущим колесом машины устанавливают колесный редуктор. Передаточное число колесного редуктора и необходимую частоту вращения вала ТЭД вычислим по формулам [4]:

$$i_{\kappa p} = \frac{M_{\kappa}}{M_{T \ni \mathcal{I}} \cdot \eta_{\kappa p}}; \qquad n_{T \ni \mathcal{I}} = \frac{\upsilon_{M} \cdot i_{\kappa p}}{0.3768 \cdot R_{\kappa}}, \qquad (5)$$

При расчете передаточного числа колесного редуктора примем $\eta_{\kappa p} \approx (0.96)^2 \approx 0.9216$, поскольку значения передаточного числа превышают 15 и редуктор будет состоять из двух планетарных передач.

Для обеспечения движения ЛКВМ со скоростью 110 км/ч потребуется $i_{\kappa p}=21,76$ при крутящем моменте 20 Н·м на валу ТЭД. Данное передаточное число можно получить также в результате последовательного соединения 2-х передач с передаточными числами 11,465 и 1,898. При этом должна быть $n_{TЭД}=11986\,$ мин⁻¹, что не превышает максимальной частоты вращения вала ТЭД.

Таким образом, в случае применения ТЭД HSM1-10.18.04 на ЛКВМ массой до 18 т потребуется между ТЭД и ведущим колесом установить колесный редуктор, состоящий из двух передач: двухступенчатого планетарного ряда с передаточными числами 11,465 и 1,898 и последовательно соединенной с ним одноступенчатой передачей с передаточным числом 11,465.

В результате выше изложенных расчетов по формулам (5), для ЛКВМ массой до 20 т с ТЭД HSM1-10.18.04 на каждое колесо потребуется между ТЭД и ведущим колесом установить также две передачи: двухступенчатый планетарный ряд с передаточными числами 12,085 и 1,885 и последовательно соединенная с ним одноступенчатая передача с передаточным числом 12,085.

На ЛКВМ массой 24 т с ТЭД HSM1-10.18.04 на каждое колесо движение с максимальной скоростью 110 км/ч выполняться не будет. Поскольку установка двух последовательно соединенных передач приводит к снижению КПД передачи мощности от 0,96 до 0,9216. В этом случае для обеспечения движения ЛКВМ со скоростью 110 км/ч необходима длительная механическая мощность ТЭД не менее 28,75 кВт, что превышает данное значение у ТЭД HSM1-10.18.04.

Величина пикового крутящего момента у ТЭД HSM1-10.18.04 в 1,8846 раза больше максимального значения длительного крутящего момента, что удовлетворяет условию (4).

Также следует отметить, что ранее компания Brusa выпускала модель ТЭД HSM6.17.12 длительной механической мощностью 37 кВт массой 53 кг. С развитием технологии изготовления ТЭД синхронного типа компании Brusa удалось увеличить выходную механическую мощность, не увеличивая массы двигателя. Например, модели HSM1-6.17.12 и HSM1-10.18.13 длительной механической мощностью 70 и 93 кВт имеют массу до 52 кг. Это положительно влияет на массово-габаритные показатели

проектируемых транспортных машин с электрическим приводом. Однако применение ТЭД с длительной механической мощностью более 42,5 кВт для электрических трансмиссий рассматриваемого класса ЛКВМ с передачей мощности от ТЭД на колесо приведет к невозможности реализации этой мощности. Поскольку суммарная потребляемая мощность всех ТЭД в машине будет превышать общую мощность, вырабатываемую энергетической установкой и отдаваемую накопителями электрической энергии (с учетом потерь в ТЭД, в электронных блоках системы управления, генераторе). Поэтому модель HSM1-6.17.12 можно применять при реализации передачи механической мощности от ТЭД в мост. В этом случае потребуется четыре ТЭД длительной механической мощностью 70 кВт вместо восьми, что обеспечит выполнение энергетического баланса между источниками и потребителями электрической энергии.

Компания Brusa также выпускает асинхронный ТЭД ASM1-6.17.12 с длительной механической мощностью 45 кВт и массой 55,9 кг и синхронный ТЭД с токовым возбуждением SSM1-6.17.10 мощностью 60 кВт и массой 49 кг. Однако их длительные механические мощности превышают величину допустимого максимального значения.

Компания Zytek выпускает бесколлекторный (бесщеточный) ТЭД постоянного тока с постоянными магнитами IDT 120-55 с длительной механической мощностью 42 кВт. Его внешний вид и характеристики изменения механической мощности, крутящего момента представлены на рис.2 [8].

Данный двигатель применяется с инвертером EPF2-3 на 250..400B, имеет длительную механическую мощность 42 кВт в диапазоне скоростей 4300...12000 мин⁻¹,



а

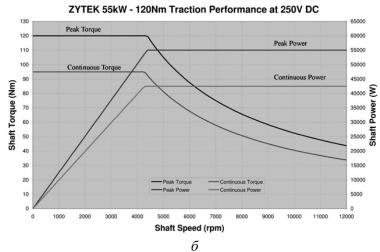


Рис. 2. Тяговый электродвигатель IDT 120-55 компании Zytek: a — внешний вид ТЭД; δ — зависимости изменения выходной механической мощности и крутящего момента от частоты вращения вала двигателя

длительный крутящий момент 95 H·м в диапазоне скоростей 0...4300 мин⁻¹, максимальную частоту вращения 12000 мин⁻¹ с крутящим моментом на валу 32 H·м, массу 62 кг из них инвертор 12 кг, габаритные размеры 313x361x433 мм вместе с инвертором, рабочий диапазон температур от -20 до +65°C (хранение до -40°C), жидкостное охлаждение и степень защиты IP67. Может развивать в течение 30 с пиковую механическую мощность 55 кВт в диапазоне скоростей 4500...12000 мин⁻¹ и пиковый крутящий момент 120 H·м в диапазоне скоростей 0...4500 мин⁻¹.

В результате выполнения расчетов по формулам (5) было получено, что для ЛКВМ массой 18 т необходимо между ТЭД IDT 120-55 и ведущим колесом установить колесный редуктор, состоящий из двух передач: двухступенчатого планетарного ряда с передаточными числами 6,276 и 1,14 и последовательно соединенной с ним одноступен-

чатой передачей с передаточным числом 11,465.

Для ЛКВМ массой 20 т потребуется установить также две передачи: двухступенчатый планетарный ряд с передаточными числами 6,615 и 1,14 и последовательно соединенная с ним одноступенчатая передача с передаточным числом 12,085.

Для ЛКВМ массой 24 т потребуется установить тоже две передачи: двухступенчатый планетарный ряд с передаточными числами 7,949 и 1,236 и последовательно соединенная с ним одноступенчатая передача с передаточным числом 12,085.

Масса ТЭД IDT 120-55 больше массы HSM1-10.18.04 на 24 кг. При этом передаточные числа двухступенчатого планетарного ряда для IDT 120-55 существенно меньше, чем для HSM1-10.18.04, что свидетельствует об уменьшении массы колесного редуктора.

Величина пикового крутящего момента у ТЭД IDT 120-55 в 1,263 раза больше максимального значения длительного крутящего момента, что не удовлетворяет условию (4) и ЛКВМ с колесной формулой 8х8 не сможет завершить преодоление подъема с уклоном в 30°. Поэтому ТЭД IDT 120-55 можно применять только на ЛКВМ с колесной формулой 4х4.

Также в рассматриваемом диапазоне мощностей компанией Zytek изготавливается коробка передач с двумя моторами, имеющими длительную механическую мощностью 15 кВт. В сумме получается 30 кВт длительной механической мощности от ТЭД. Данная конструкция представлена на рис.3 [8].

Масса одного ТЭД равна 12,8 кг. Масса коробки передач 11 кг. В результате общая масса составляет 36,6 кг. При этом коробка передач имеет четыре передачи с передаточными числами I-31,1; II-21,9; III-15,6; IV-11,1.

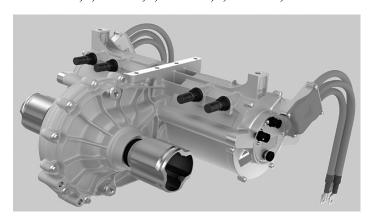


Рис. 3. Внешний вид коробки передач компании Zytek с двумя ТЭД длительной механической мощностью по 15 кВт

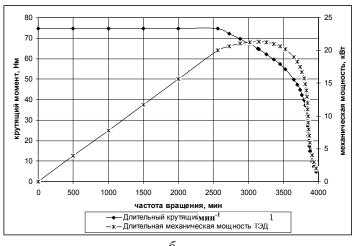
ТЭД синхронного типа с постоянными магнитами, 3-х фазные, переменного тока, длительной механической мощностью 15 кВт каждый (в диапазоне скоростей 3000...14000 мин⁻¹), длительным крутящим моментом 47 Н·м (в диапазоне скоростей 0...3000 мин⁻¹), максимальной частотой вращения 14000 мин⁻¹ при крутящем моменте на валу 10 Н·м могут развивать в течение 30 с пиковую механическую мощность 25 кВт в диапазоне скоростей 4000...14000 мин⁻¹ и пиковый крутящий момент 64 Н·м в диапазоне скоростей 0...3900 мин⁻¹. Величина пикового крутящего момента в 1,36 раза больше максимального значения длительного крутящего момента, что удовлетворяет условию (4).

В случае разработки конструкции колесного редуктора с передачей механической мощности от 2-х ТЭД длительной мощности до 21 кВт на колесо заслуживает внимания ТЭД HPM-20kW с длительной механической мощностью в диапазоне 20...25 кВт, изготавливаемый компанией Golden Motor. Его внешний вид и характеристики изменения длительной механической мощности, крутящего момента представлены на рис.4 [9].

Данный двигатель представляет собой бесколлекторный ТЭД постоянного тока с посто-

янными магнитами. Он работает от напряжений 72В, 96В и 120В. При 96В может вырабатывать длительную механическую мощность $21 \, \mathrm{kBT}$ в диапазоне скоростей $2850...3360 \, \mathrm{muh}^{-1}$, длительный крутящий момент $74,7 \, \mathrm{H} \cdot \mathrm{m}$ в диапазоне скоростей $0...2560 \, \mathrm{muh}^{-1}$, максимальную частоту вращения $3911 \, \mathrm{muh}^{-1}$ с крутящим моментом на валу $9,74 \, \mathrm{H} \cdot \mathrm{m}$. При напряжении $120 \, \mathrm{B}$ может вырабатывать в течение $30 \, \mathrm{c}$ пиковую механическую мощность $50 \, \mathrm{kBT}$ и пиковый крутящий момент $160 \, \mathrm{H} \cdot \mathrm{m}$. Имеет массу $39 \, \mathrm{kr}$, габаритные размеры $300 \times 300 \times 250 \, \mathrm{mm}$, КПД до 90%. Величина пикового крутящего момента в $2,14 \, \mathrm{p}$ раза больше максимального значения длительного крутящего момента, что удовлетворяет условию (4).





а

152

Рис. 4. ТЭД HPM-20kW компании Golden Motor:

a — внешний вид ТЭД; δ — зависимости изменения длительной механической мощности и крутящего момента от частоты вращения вала двигателя

В результате выполнения расчетов по формулам (5) было получено для ЛКВМ массой 18 т необходимо между ТЭД и ведущим колесом установить колесный редуктор, состоящий из двух передач: двухступенчатого суммирующего планетарного ряда с передаточными числами 8,16 и 1 и последовательно соединенной с ним одноступенчатой передачей с передаточным числом 5,61.

Для ЛКВМ массой 20 т потребуется установить также две передачи: двухступенчатый суммирующий планетарный ряд с передаточными числами 8,646 и 1 и последовательно соединенная с ним одноступенчатая передача с передаточным числом 5,88.

Для ЛКВМ массой 24 т потребуется установить тоже две передачи: двухступенчатый планетарный ряд с передаточными числами 9,52 и 1 и последовательно соединенная с ним одноступенчатая передача с передаточным числом 6,42.

Таким образом, в сравнении с предыдущими моделями ТЭД двигатель HPM-20kW имеет диапазон изменения скоростей от 0 до 4000 мин⁻¹. Два ТЭД HPM-20kW обеспечивают длительный крутящий момент 149,4 H⋅м, что позволяет уменьшить общее передаточное число колесного редуктора, а соответственно его массу и габаритные размеры. Более низкий уровень рабочих напряжений данного ТЭД позволяет упростить конструкцию энергетической установки для его питания и подбор элементов накопления электрической энергии.

К недостаткам модели ТЭД HPM-20kW мощностью 20...25 кВт компании Golden Motor можно отнести его массу. Масса 2-х ТЭД будет составлять 78 кг, что на 28 кг больше модели IDT 120-55 с длительной механической мощностью 42 кВт, но при этом разность в весе может компенсироваться уменьшением массы колесного редуктора и в результате общая масса ТЭД с колесным редуктором может незначительно отличаться в рассмотренных вариантах.

Новое перспективное направление в изготовлении ТЭД освоили компании Yasa *Механіка та машинобудування*, 2017, № 1

Мотогя Ltd (Англия) и Enstroj (Словения). Несколько лет назад они начали серийное изготовление вентильных индукторных ТЭД с аксиальным (независимым) возбуждением. Данный тип ТЭД обладает хорошими массово-габаритными характеристиками, высокой надежностью, перегрузочной способностью, большим диапазоном регулирования крутящего момента. Однако он имеет сложную технологию изготовления.

Компания Yasa Motors Ltd изготавливает ТЭД с длительной механической мощностью от 50 до 100 кВт. Компания Enstroj выпускает ТЭД с длительной механической мощностью от 20 до 120 кВт.

В диапазоне до 42 кВт выпускаются модели ТЭД EMRAX 207 и EMRAX 228. Они имеют длительную механическую мощность 20...35 кВт и 30...50 кВт соответственно в диапазоне скоростей 3000...5000 мин⁻¹. Максимальный длительный крутящий момент 75 Н·м и 125 Н·м соответственно в диапазоне скоростей 1500...4000 мин⁻¹. Кратковременный пиковый крутящий момент 150 Н·м и 240 Н·м соответственно в диапазоне скоростей 0...2100 мин⁻¹. КПД 93...96% и массу 9,4 кг и 12,3 кг соответственно.

На рис.5 представлены внешний вид и характеристики изменения механической мощности, крутящего момента ТЭД EMRAX 228 [10].



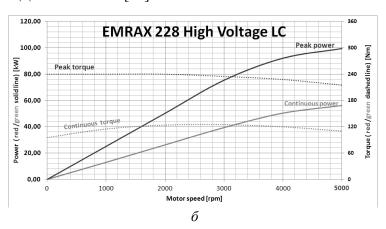


Рис. 5. Тяговый электродвигатель EMRAX 228 компании Enstroj: a — внешний вид ТЭД; δ — зависимости изменения выходной механической мощности и крутящего момента от частоты вращения вала двигателя

Данный двигатель имеет три варианта исполнения по питанию: High Voltage 50..600 B, Medium Voltage 50..450 B и Low Voltage 24..150 B. Может быть воздушного, жидкостного и комбинированного охлаждения со степенью защиты IP21 и IP67. Развивает длительный крутящий момент на 30 H·м больше, чем у модели IDT 120-55 с длительной механической мощностью 42 кВт. При этом масса EMRAX 228 на 37,7 кг меньше массы IDT 120-55. Это позволяет уменьшить массу электрической трансмиссии для ЛКВМ с колесной формулой 8х8 на 301,6 кг в сравнении с применением ТЭД модели IDT 120-55 компании Zytek.

Модель ТЭД EMRAX 228 является наиболее подходящей для проектирования мотор-колес для рассматриваемого класса ЛКВМ.

Заключение. Проведенные расчеты и анализ требуемых механических характеристик ТЭД для электрической трансмиссии на ЛКВМ с индивидуальным приводом ведущих колес показали:

1. Для схемы индивидуального привода ведущих колес на ЛКВМ следует применять ТЭД с длительной механической мощностью величиной не менее значения, которое необходимо для движения машины с максимальной скоростью с учетом КПД колесного редуктора, и подводимой электрической мощностью величиной, которая для

всех ТЭД не должна превышать общего значения вырабатываемой электрической мощности энергетической установкой и отдаваемой мощности накопителями электрической энергии.

- 2. Наибольшая величина длительного кругящего момента ТЭД через колесный редуктор должна обеспечивать преодоление машиной подъема с уклоном в 30° .
- 3. Величина пикового крутящего момента у ТЭД должна быть не менее чем в 8/6 раз больше максимального значения длительного крутящего момента для обеспечения ЛКВМ колесной формулой 8x8 завершения преодоления подъема с уклоном в 30° .
- 4. Для обеспечения динамичного разгона ЛКВМ до максимальной скорости следует применять ТЭД с максимальной длительной механической мощностью в 1,417 раз больше механической мощности, которая необходима для движения с максимальной скоростью.

Также из анализа характеристик выпускаемых ТЭД следует:

5. Для получения допустимых массово-габаритных характеристик колесных редукторов для установки на ЛКВМ с электрической трансмиссией по схеме индивидуального привода ведущих колес необходимо выбирать TЭД с длительным кругящим моментом не менее $100~H\cdot m$ и диапазоном скоростей от 0 до $5000~muh^{-1}$.

Выводы. 1. Для проектирования электрической трансмиссии по схеме индивидуального привода ведущих колес на ЛКВМ массой от 18 т до 25 т с колесной формулой 8х8 или массой от 9 т до 12,5 т с колесной формулой 4х4 следует выбирать ТЭД из диапазона от 30 до 42,5 кВт выходной длительной механической мощности.

- 2. В случае применения схемы электрической трансмиссии с передачей механической мощности от ТЭД в мост на ЛКВМ массой от 18 т до 25 т с колесной формулой 8х8 или массой от 9 т до 12,5 т с колесной формулой 4х4 следует выбирать ТЭД из диапазона от 60 до 85 кВт выходной длительной механической мощности.
- 3. Для схемы индивидуального привода ведущих колес с установкой ТЭД на базу ЛКВМ по своим характеристикам наиболее подходящими являются бесколлекторные (вентильные) ТЭД постоянного тока с постоянными магнитами и вентильные индукторные ТЭД с аксиальным (независимым) возбуждением.
- 4. Для разработки мотор-колеса в схеме индивидуального привода ведущих колес наиболее подходящим по большинству параметров является вентильный индукторный ТЭД с аксиальным возбуждением.

Литература: 1. Стримовский С.В. Перспективные направления повышения тяговоскоростных и топливо-экономичных характеристик военных машин / С.В. Стримовский // Механіка та машинобудування. — $2012. - N = 2. - C \cdot 165 - 177.$ 2. Конструктивные схемы автомобилей с гибридными силовыми установками: Учебное пособие / [С.В. Бахмутов, А.Л. Карунин, А.В. Круташов и др.] – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 71 С. 3. Стримовский С.В. Анализ трансмиссий современных легкобронированных колесных военных машин и их влияние на параметры подвижности / С.В. Стримовский, Ю.А. Слюсаренко, В.М. Соловьев // Інтегровані технології та енергозбереження. -2014. $-N_{2}3$. -C. 97-107. 4. Александров Е.Е. Тягово-скоростные характеристики быстроходных гусеничных и полноприводных колесных машин. / Е.Е. Александров, В.В. Епифанов, Н.Г. Медведев, А.В. Устиненко. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2007. – 124 с. 5. Селифонов В.В. Теория автомобиля: Учебное пособие. / В.В. Селифонов, А.Ш. Хусаинов, В.В. Ломакин. – М.: $M\Gamma TV$ «МАМИ», 2007. – 102 С. **6**. Волонцевич Д.О. Тяговый баланс перспективного колесного бронетранспортера с электромеханической трансмиссией / Д.О. Волонцевич, Е.А. Веретенников, Я.М. Мормило, та ін. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : HTV «ХПІ», 2017. – № 42 (948). – С. 17–22. 7. Technical Specifications HSM1-10.18.04 — Режим доступа http://www.brusa.biz/en/products/drive/motor-400-v/hsm1-101804.html — Дата обращения: 25.02.2017. 8. Standard Products Zytek IDT 120-55 — Режим доступа http://www.zytekautomotive.co.uk/products/electric-engines/55kw — Дата обращения: 25.02.2017. 9. BLDC безщеточный мотор постоянного тока 20 кВт 96В жидкостное охлаждение – Режим http://goldenmotor.ua/product/bldc-bezshetochnyj-motor-postojannogo-toka-20kvt-96vдоступа zhidkostnoe-ohlazhdenie – Дата обращения: 25.02.2017. 10 EMRAX 228 motors/ generators – Режим доступа <u>http://www.enstroj.si/Electric-products/emrax-228-motorsgen.html</u> — Дата обращения: 25.02.2017.

Bibliography (transliterated): 1. Strimovskiy S.V. Advanced direction increase tractive, velocity and fuel-efficient characteristics military vehicles— S.V Strimovskiy // Mehanika ta mashinobuduvannya. -2012. - N2. - P. 165-177. 2. Structural schemes vehicles hybrid power units: Teaching aid / [S.V. Bahmytov, A.L. Karunin, A.V. Krutashov and other] - M.: MGTU «MAMI», 2007. - 71 P. 3. Strimovskij S.V. The analysis of transmissions modern easy-armour wheel military vehicles and their influence on mobility parameters / S.V Strimovskiy, J.A. Sljusarenko, V.M. Solovjov // Integrovani texnologii ta energozberegennia . -2014. -N23. -P. 97–107. **4.** E.E. Aleksandrov, V.V. Epifanov, N.G. Medvedev, A.V. Ustinenko Tjagovo-skorostnye harakteristiki bystrohodnyh gusenichnyh i polnoprivodnyh kolesnyh mashin [Trailer-speed characteristics of high-speed track and four-wheel drive wheeled vehicles]. Kharkiv, NTU "KhPI" publ., 2007, 124 p. 5. Selifonov V.V. Theory vehicle: Teaching aid / V.V. Selifonov, A.Sh. Husainov, V.V. Lomakin. - M.: MGTU «MAMI», 2007. - 102 P. **6.** Volontsevich D. Ö. Traction balance for perspective wheeled armored personnel carrier with electromechanical transmission / D. O. Volontsevich, E. A. Veretennikov, Ya. M. Mormilo, A. S. Yaremchenko, V. O. Karpov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (948). – P. 17–22. 7. Technical Specifications HSM1-10.18.04 – Available at http://www.brusa.biz/en/products/drive/motor-400-v/hsm1-101804.html – Accessed: $\overline{8}$. Standard Products \overline{Zy} tek IDT 120-55 – Available at http://www.zytekautomotive.co.uk/products/ electric-engines/55kw – Accessed: 25.02.2017. 9. BLDC Brushless DG Motor 20 κW 96V Liquid cooling Available at http://goldenmotor.ua/product/bldc-bezshetochnyj-motor-postojannogo-toka-20kvt-96vzhidkostnoe-ohlazhdenie – Accessed: 25.02.2017. 10 EMRAX 228 motors/ generators – Available at http://www.enstroj.si/Electric-products/emrax-228-motorsgen.html - Accessed: 25.02.2017.

Стрімовський С.В.

ВИБІР ТЯГОВОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ НА ЛЕГКОБРОНЬОВАНІ КОЛІСНІ ВІЙСЬКОВІ МАШИНИ

У статті виконано розрахунок і аналіз необхідних механічних характеристик тягового електродвигуна для проектування електричної трансмісії на колісні військові машини. Проведено порівняльний аналіз характеристик тягових електродвигунів, що випускаються різними виробниками, та обрано тип тягового електродвигуна і модель, яка по більшості параметрів підходить для проектування електричної трансмісії на колісні військові машини з індивідуальним приводом ведучих коліс.

Стримовский С.В.

ВЫБОР ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ НА ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫЕ КОЛЕСНЫЕ ВОЕННЫЕ МАШИНЫ

В статье выполнены расчет и анализ необходимых механических характеристик тягового электродвигателя для проектирования электрической трансмиссии на колесные военные машины. Проведен сравнительный анализ характеристик тяговых электродвигателей, которые выпускаются разными производителями, и выбран тип тягового электродвигателя и модель, которая по большинству параметров подходит для проектирования электрической трансмиссии на колесные военные машины с индивидуальным приводом ведущих колес.

S. Strimovskiy

THE CHOICE DRIVE MOTOR FOR DESIGNING ELECTRIC TRANSMISSION ON EASY-ARMOUR WHEELED MILITARY VEHICLES

In article the execute calculation and analysis necessary mechanical characteristic drive motor for designing electric transmission on wheeled military vehicles. The carrying out comparative analysis characteristic drive motors, which is produced different company's, and to decide type drive motor and model, which on most features approach for designing electric transmission on wheeled military vehicles with individual drive driving-wheels.

УДК 539.3

Хлань А.В., Малакей А.Н., Ткачук Н.А., д-р техн. наук; Зарубина А.А., канд. техн. наук; Грабовский А.В., канд. техн. наук; Танченко А.Ю., канд. техн. наук; Васильев А.Ю., канд. техн. наук; Литвиненко А.В., д-р техн. наук; Посохов В.В.; Кохановская О.В.; Набоков А.В.

ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИ-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТАКТИКО-ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК БОЕВЫХ БРОНИРОВАННЫХ МАШИН: ПОДХОДЫ, МОДЕЛИ И МЕТОДЫ

Введение. Бронетанкостроение Украины сложилось как одна из основных отраслей военно-промышленного комплекса. При этом в свое время для обеспечения тактико-технических характеристик (ТТХ) военных гусеничных и колесных машин (ВГКМ) действовала стройная система, охватывающая все этапы жизненного цикла изделий – от формирования тактико-технических требований Вооруженными Силами до полигонных испытаний и боевого применения. В этой сложившейся системе важнейшими этапами, на которых закладываются, обеспечиваются и воплощаются ТТХ боевых бронированных машин (ББМ), являются соответственно их конструирование, технологическая подготовка и производство. Все эти этапы нуждаются в соответствующем научном сопровождении. Аналогичная ситуация была и в других странах-производителях бронетехники.

В то же время, анализируя сегодняшнее состояние всех упомянутых выше звеньев обеспечения ТТХ военных гусеничных и колесных машин в бронетанкостроении Украины, можно сделать заключение, что на протяжении десятков лет основное внимание уделялось проектным разработкам новой техники и ее изготовлению. Это обусловлено тем, что в Украине действуют флагманы отечественного и бывшего советского бронетанкостроения – ГП "Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова" (ГП "ХКБМ им. А.А. Морозова") и ГП "Завод им. В. А. Малышева". Вместе с тем гораздо меньшее внимание уделялось технологической подготовке производства (ТПП) и научному сопровождению всех этапов разработки новой техники. В результате образовался определенный перекос во всем цикле создания новых объектов бронетанковой техники с высокими ТТХ. Ниша, занимаемая научно-исследовательскими технологическими институтами, с одной стороны, и другими институтами оборонной промышленности – с другой, в настоящее время функционально не заполнена на необходимом уровне.

Исходя из того, что ТТХ военных гусеничных и колесных машин требуют соблюдения баланса затрат, квалификации и уровня деятельности на проектном этапе, при исследованиях, технологической подготовке производства и непосредственно при их изготовлении, можно сделать вывод о том, что одной из важнейших проблемных компонент является как раз технологическая подготовка и научное сопровождение разработок ВГКМ.

Также следует принять во внимание, что отечественное бронетанкостроение сравнительно недавно начало развивать разработку и изготовление легкобронированных машин (ЛБМ), в частности, колесных, для которых, в отличие от боевых машин тяжелой категории по массе, возникают свойственные только им проблемные вопросы. Во-первых, это связанность многих компонент ТТХ, которые для тяжелых машин разделялись. Так, массивная и пассивная бронезащита последних принципиально покрывала потребности в жесткости и прочности корпуса как несущего элемента конструкции, замыкающего на себе силовые потоки от усилий подвески, от реактивных усилий при стрельбе из собственных систем вооружения, от действия силовых, весовых и инерционных нагрузок со стороны трансмиссии двигателя, И Т.Π. Таким образом, составляющие деформируемости и точности ведения огня, прочности при динамических и импульсных

воздействиях и т. п. разнесены для этих машин в последовательности проектного обеспечения конечных ТТХ. Однако для легкобронированных машин эти вопросы в силу тонкостенности конструкции взаимосвязаны непосредственно. Например, защищенность обуславливается распределением бронелистов по проекциям корпуса, тем самым определяя прочностные и жесткостные характеристики, а также объем и конфигурацию заброневого пространства — важные компоненты обитаемости, массу и форму внешних обводов, которые влияют на характеристики подвижности и т. п. Таким образом, все эти компоненты ТТХ следует обеспечивать согласованно. При этом первичной по-прежнему остается проблема защищенности и прочности как отправного элемента при разработке ЛБМ.

В то же время углублялись также и проблемные вопросы по элементам тяжелых боевых машин. Это обусловлено возросшими нагрузками на узлы, системы и агрегаты этих машин, интенсифицированными воздействиями поражающих факторов и исчерпанием ресурса развития традиционных технических решений. В этих условиях становятся неприменимыми традиционные методики расчета проектно-технологически-производственных решений.

Кроме того, все составляющие тактико-технических характеристик проявляются на этапе боевого применения при действии комплекса поражающих факторов, что сопровождается различными физико-механическими процессами. Таким образом, еще одной проблемной стороной обеспечения заданных ТТХ является их органическая связь с процессами и состояниями, определяемыми режимами боевого применения боевых бронированных машин, а также проектно-технологически-производственными решениями, параметрами и условиями производства машин. Соответственно, на этапе разработки получить определенное представление об уровне ТТХ боевых машин можно только расчетным путем. Учитывая, что поражающие факторы имеют тенденцию к росту интенсивности и увеличению разнообразия их типов, применяемые новые материалы бронекорпусов, а также других элементов, систем и агрегатов, характеризуются послойной неоднородностью свойств, а реализуемые физико-механические процессы характеризуются существенной нелинейностью, то речь может идти о компьютерном моделировании. В то же отработанные устоявшиеся методики компьютерного моделирования совокупности процессов и состояний, в полной мере решающие весь комплекс возникающих задач, в настоящее время отсутствуют. Существующие исследования Центрального научноисследовательского института вооружения и военной техники ВСУ, Национального университета обороны Украины, ХКБМ им. А.А. Морозова, Национальной академии сухопутных войск им. гетмана Петра Сагайдачного, Национального технического университета "Харьковский политехнический институт" посвящены отдельным аспектам моделирования физико-механических процессов в увязке с достижением тех или иных составляющих ТТХ. Это, например, защищенность от действия кумулятивных боеприпасов, воздействие взрывов мин, динамика движения по пересеченной местности и нагружение элементов подвески и т. п. В то же время не нашли своего завершенного решения задачи обоснования проектно-технологически-производственных решений, определяющих уровень защищенности и прочности корпусов ЛБМ, элементов подвески, двигателя и трансмиссии. В доступных зарубежных публикациях также отсутствует комплексная постановка и решение таких проблем.

Принимая во внимание комплекс перечисленных аспектов, можно сделать вывод, что в настоящее время сложилось определенное противоречие между возросшими потребностями бронетанкостроения в научно обоснованных проектно-технологически-производственных решениях по обеспечению ТТХ объектов бронетанковой техники, с одной стороны, и недостаточно развитой теоретической основой исследований, — с другой. Для разрешения этого противоречия необходим комплекс масштабных разработок, на одну из составляющих которых направлена данная работа.

Целью работы является разработка научных основ проектно-технологически-производственного обеспечения защищенности и прочности военных гусеничных и колесных машин легкой и тяжелой категорий по массе на основе результатов математического моделирования физико-механических процессов и состояний их элементов при действии средств поражения с учетом технологических и производственно-технологических факторов для обоснования на их основе рациональных проектно-технологически-производственных решений.

Методология исследований. Для создания теоретических основ проектнотехнологического обеспечения защищенности объектов бронетанковой техники был привлечен метод обобщенного параметрического моделирования сложных механических систем, дополненный описанием проектно-технологических решений как варьируемых обобщенных параметров. Формирование математических моделей физико-механических процессов и состояний осуществлено на базе аппарата механики сплошной среды, в том числе – теории упругости и пластичности, уравнений газодинамики, теории колебаний. Дискретизация разрешающих уравнений производится в основном методом конечных элементов (МКЭ). Основное русло исследований является продолжением и развитием подходов, изложенных в [1-6].

Общий подход к проектно-технологическому обеспечению защищенности и прочности бронекорпусов транспортных средств специального назначения. Как отмечалось выше, применение некомплексного подхода к анализу процессов и состояний от воздействия поражающих факторов на элементы боевых бронированных машин, а тем более - к синтезу проектно-технологических решений, режимов и параметров не может дать в современных условия приемлемых результатов. Это обусловлено возросшей мощью применяемого вооружения, а также прогрессирующим их многообразием и расширяющимся спектром условий применения и повышением интенсивности режимов эксплуатации и боевого использования. Данные факторы образуют множество режимов действия поражающих факторов (РДПФ). С другой стороны, объект, находящийся под действием поражающих факторов (например, бронекорпус), является продуктом не только проектных разработок, но и следствием принятия тех или иных технологических решений, а также результатом приложения конкретных производственных условий изготовления. оборудования, материалов, инструмента и режимов обработки. Речь идет в данном случае о том, что при формировании расчетных ТТХ тех или иных объектов ББМ 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, состоящие из внешних панелей с внутренним силовым каркасом. И свойства материала панелей по толщине, в плане, в зоне сварных соединений, и места расположения сварных швов, и способ раскройки 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 [1]. Другим ярким примером могут быть торсионные валы подвески, на условия работы которых накладывается технологическая наследственность после операций заневоливания. При этом напряженное состояние от эксплуатационной нагрузки складывается с остаточным состоянием после изготовления. В результате требуется найти баланс различных составляющих при обосновании технических решений, идущий от уровней нагрузок, с одной стороны, и от требований по подвижности, – с другой. Такой же характер ситуации – при оценке стойкости стволов танковых пушек, прочности и

жесткости высокооборотных элементов двигателей. Соответственно, эти факторы необходимо учитывать во множестве проектно-технологически-производственных факторов ($\Pi T \Pi \Phi$).

Таким образом, тактико-технические характеристики ББМ являются функцией и РДПФ, и ПТПФ.

Что касается ПТПФ, 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, заложенные в проекте машины, и тем самым потенциально аналогичных отношениях находятся 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) находятся, как правило, в отношениях сужающего по отношению к любому из компонентов предыдущего. В данном случае для получения изделия с наилучшими ТТХ следует применять компромиссную стратегию с гармонизаций (сбалансированностью) требованийограничений на каждом этапе и в пределах каждого среза отношений (т.е. по любому сочетанию связей компонент из разных уровней).

В этой ситуации требуется разработать некоторую стратегию обеспечения ТТХ вновь создаваемых или модернизируемых машин путем обоснования проектнотехнологических решений для их элементов, в т.ч. для ЛБМ — бронекорпусов. При этом для их конкретного использования требуется введение некоторых раздельных управляющих, оценочных, критериальных величин. В приложении к проблеме обеспечения защищенности это 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. по толщине и в плане, в зоне сварных швов (предел выносливости, предел прочности, предел текучести, твердость, плотность и т.п.); скорость кондиционного поражения; избыточное давление, вызывающее разгерметизацию корпуса или неработоспособнось систем и агрегатов машины; зона расположения сварных швов и их типы и т.д. В приложении к обеспечению огневой мощи речь идет, например, о прочности и стойкости танковых стволов. В аспекте подвижности можно исследовать вопросы работоспособности и выносливости торсионных валов подвески.

В целом эти группы величин можно объединить в группы РДП Φ , ПТП Φ и ТТХ соответственно [1]

$$\mathbf{P} = \left\{ P_{1}, P_{2}, ..., P_{N_{p}} \right\}^{T}; \quad \mathbf{\Pi} = \left\{ \Pi_{1}, \Pi_{2}, ..., \Pi_{N_{H}} \right\}^{T}; \quad \mathbf{T} = \left\{ T_{1}, T_{2}, ..., T_{N_{T}} \right\}^{T}. \tag{1}$$

В данном представлении определенные компоненты массивов Р, П, Т могут представлять собой не только численные, 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 [6], 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 [6], однако распространенные на новый класс факторов (технологические и производственные, причем в сочетании с проектными).

С учетом "декомпозиции" ${\bf P}$, ${\bf \Pi}$, ${\bf T}$ вместо "односрезных" отношений ${\bf T}$, ${\bf P}$, ${\bf \Pi}$ появляются многие срезы отношений компонент " ${\bf T}_k - {\bf P}_i - {\bf \Pi}_j$ ", что, однако, не меняет их сути, а

лишь переводит точки пространства **T, P**, **П** из трехмерного в многомерное. Используя введенные обозначения, можно провести следующую классификацию множеств параметров P и Π [1]:

$$P = P_{\Pi} \cup P_{V} = P_{K} \cup P_{B}; \qquad (2) \qquad \Pi = \Pi_{\Pi} \cup \Pi_{T} \cup \Pi_{M}. \qquad (3)$$

Здесь $P_{\rm д}, P_{\rm y}$ соответствуют подмножеству дополняющих и усиливающих факторов; $P_{\rm K}, P_{\rm B}$ – кинетическим боеприпасам и ударной волне, а $\Pi_{\rm \Pi}, \Pi_{\rm T}, \Pi_{\rm M}$ – проектные, технологические и производственные факторы.

Введем, следуя [1], следующие критерии.

Критерий наиболее рационального удовлетворения требований по различным компонентам ТТХ и технических решений формализуется следующим образом:

$$\max \left\| \Pi_k(T^*, P_{yi}^*) - \Pi_k(T^*, P_{yj}^*) \right\| \to \min \forall i \neq j, \ \forall k;$$
 (4)

$$\max I_I \Big[\Pi_k (T^*, P_i^*) \Big] \rightarrow \min(\max). \tag{5}$$

Здесь в виде $\|*\|$ записана введенная некоторым образом, зависящим от специфики решаемой задачи, псевдонорма в пространстве Π [1,6]. В качестве оптимизируемой величины здесь выступает критерий I_I , объединяющий те или иные требования по компонентам TTX с учетом типа действующего поражающего фактора и его характеристик.

Критерий минимальных рассогласований проектных, технологических и производственных решений, обеспечивающих требуемый уровень ТТХ, может быть представлен в виде [1]:

$$\|\Pi_{\Pi}^* - \Pi_{T}^*\| \to \min; \quad \|\Pi_{T}^* - \Pi_{u}\| \to \min.$$
 (6)

Здесь также присутствуют псевдонормы в рассматриваемом пространстве $\|*\|$.

Следующий критерий поиска устойчиво-предпочтительного решения можно записать в виде [1]:

$$\Pi^{**}, P^{**} : \left\| T^{**}(\Pi^{**}, P^{**}) - T^{*}(\Pi^{*}, P^{*}) \right\| \le \varepsilon; \quad T(P^{**} + \Delta P, \Pi^{**} + \Delta \Pi) \ge T^{\wedge};
\left\| T(\Pi^{**} + \Delta \Pi, P^{**} + \Delta P) \right\| \le \delta; \quad \forall (\Pi^{**} + \Delta \Pi, P^{**} + \Delta P) \in \Omega^{**} \right\}.$$
(7)

В данном выражении присутствуют: ε — допустимый уровень ухудшения оптимальных характеристик T^* ; (Π^{**}, P^{**}) — псевдооптимальное решение, отличающееся, с одной стороны, близостью T^{**} к T^* , а с другой, — устойчивостью ТТХ при варьировании (P, Π) в заданной окрестности $(\Delta P, \Delta \Pi)$, т.е. изменение $T(P^{**} + \Delta P, \Pi^{**} + \Delta \Pi)$ не превышает заданную величину δ . Область, содержащая искомое решение и упомянутую окрестность $(\Delta P, \Delta \Pi)$, обозначена в (7) через Ω^{**} .

Последовательное применение формализованных критериев и ограничений (4)-(7) как раз сопровождается пошаговым приближением к рациональному техническому решению Π^{**} , при некоторых режимах действия поражающих факторов P^* обеспечивающему

уровень ТТХ не хуже заданного: $T^{**} \geq T^{\wedge}$.

Предложенный в работе подход, методология действий, формулировка критериев и ограничений резко отличают и сам процесс поиска рационального решения, и его результат от традиционных [7,8]. Во-первых, вводимые пространства варьируемых факторов являются обобщенными [1,6]. Во-вторых, фигурирующие здесь псевдонормы $\|*\|$ и функционалы I_I являются потенциально уточняемыми в ходе самого процесса проектирования, технологической подготовки и собственно производства. При этом их вид зависит от учета весовых коэффициентов тех или иных критериев. И, в-третьих, в отличие от оптимального решения Π^* , искомое решение Π^{**} 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 ВКГМ, а также принципиально отличая его от традиционных методов параметрического и структурного синтеза [9,10].

Кроме того, в отличие от работы [1], в предложенном подходе особое внимание уделено как раз сочетанию производственно-технологических факторов, влияющих на ТТХ ББМ наравне с проектными решениями.

Таким образом, изложена структура исследований, в завершении которых формируются научно обоснованные рекомендации по проектно-технологически-производственному обеспечению TTX.

Общие методы и модели для решения поставленной проблемы. Предложенный выше общий подход к проектно-технологическому обеспечению ТТХ боевых бронированных машин, декларирующий значительные преимущества обобщенного параметрического моделирования сложных механических систем, тем не менее неизбежно должен быть интегрирован в математические и компьютерные модели физико-механических процессов и состояний исследуемых объектов. Действительно, этот подход как раз тем и ценен, что создает единую методологическую платформу для решения возникающих задач анализа и синтеза. Ниже описана эта часть решения проблемы в развитие работ [1,6,11].

Как отмечалось выше, одной из ключевых проблем, сопровождающих проектирование, технологическую подготовку и изготовление новых ББМ легкой и тяжелой категории по массе, является проектно-технологически-производственное обеспечение их такти-ко-технических характеристик. Это обусловлено тем, что, во-первых, только за счет конструктивных решений нельзя обеспечить требуемый уровень ТТХ, — требуется и их технологическое обеспечение. Во-вторых, операции и технологические режимы напрямую влияют на механические и физико-механические характеристики материалов, из которых изготавливается то или иное изделие, а, значит, и на его ТТХ. При этом, с одной стороны, необоснованный выбор технологических параметров может привести к общему снижению уровня ТТХ (не говоря уже о влиянии качества выполнений технологических операций, что относится уже к этапу производства). С другой стороны, для выявления такого влияния требуется на этапе исследований в расчетные модели элементов ББМ закладывать технологические параметры, чтобы путем их варьирования определять влияние на ТТХ.

Развернутое теоретическое обоснование путей определения проектнотехнологических решений при ТПП элементов конструкций новых ББМ в настоящее время в общем виде отсутствует. Это обстоятельство определяется тем, что данному аспекту традиционно уделялось недостаточное внимание при разработке новых видов вооружения и военной техники. Кроме того, технологические аспекты изготовления элементов ББМ обладают той особенностью, что их описание сопряжено, с одной стороны, с конструктивным их описанием, а с другой стороны, — с необходимостью учета экономико—организационно—

технологических особенностей того предприятия, на производственных площадях и оборудовании которого планируется их изготовление. Таким образом, эти "технологически-производственные" стороны исследовательских моделей элементов ББМ не являются независимыми: при изменении конструкторской документации (КД) они изменяются соответственно, они также диктуются условиями конкретного производства (УКП) и подстраиваются под него, а, кроме того, само определение рациональных технологических решений (или определение невозможности их рационализации), в свою очередь, может потребовать либо корректировки КД, либо переоснащения (модернизации) УКП.

Все отмеченные обстоятельства формируют новую актуальную и важную научнопрактическую проблему разработки и реализации теоретических основ обоснования проектно-технологических решений для обеспечения заданных ТТХ новых ББМ путем исследования влияния на их свойства технологических операций при их изготовлении.

При формировании теоретических основ для решения поставленной проблемы целесообразно привлекать метод обобщенного параметрического моделирования сложных механических систем [6] (см. выше). Этот метод предполагает, что исследуемый объект (например, бронекорпус ВГКМ) идентифицируется неким набором обобщенных конструктивных и технологических параметров (P_G и P_T соответственно). Кроме того, любое моделирование сопряжено с введением обобщенных параметров P_M , определяющих особенности и свойства данной модели. Отсюда следует, что полное обобщенное пространство параметров P формируется путем объединения подпространств:

$$P = P_G \cup P_T \cup P_M. \tag{8}$$

Если в число рассматриваемых величин ввести режимы боевого применения R (скорость движения, масса, скорострельность, усилия отдачи и т.п.), то действующие на элементы ББМ f нагрузки определяются как функции R и P:

$$f = f(R, P, t), \tag{9}$$

где t — время.

Физико-механические процессы, протекающие во время боевого применения ВГКМ в элементах ББМ, в операторном виде представимы следующим образом:

$$L(u, R, P, f, t) = 0.$$
 (10)

Здесь L — оператор задачи, например, описывающий динамическое напряженно-деформированное состояние в элементах ББМ, а u — переменные состояния, например, перемещения точек элементов ББМ вследствие их деформации.

Решение задачи (10) каким-либо способом (например, путем численного моделирования при помощи МКЭ [12]) дает информацию для определения компонент T и H тактикотехнических характеристик:

$$T = T(u), H = H(u). \tag{11}$$

В качестве таких характеристик могут выступать, например, напряжения (определяют прочность, защищенность) или перемещения (углы наклона подбашенных листов в процессе деформирования от действия усилий отдачи — определяют точность ведения огня из скорострельных артиллерийских систем, которыми оснащаются боевые модули современных ЛБМ) и т.п.

Соотношения (8)–(11) составляют описание задачи анализа физикомеханических процессов, протекающих в элементах ББМ при действии различных видов усилий в процессе их боевого применения. В то же время на этапах проектирования

и ТПП новых элементов ББМ требуется решение задачи синтеза, т.е. определения таких обобщенных параметров P_G^* и P_T^* , которые обеспечивают либо максимизацию (минимизацию) отдельных характеристик, либо их ограничение:

$$T_i(u, P_G^*, P_T^*) \to \max(\min), i = 1, ..., N_1,$$
 (12)

$$H_{j}(u, P_{G}^{*}, P_{T}^{*}) \le H_{j}^{*}, j = 1, ..., N_{2}.$$
 (13)

Основная сложность задачи синтеза (8)-(13) в рассматриваемой постановке состоит в том, что критерии и ограничения (12), (13) оказываются связанными по параметрам P_G , P_T , причем определение рациональных сочетаний P_G^* , P_T^* нельзя осуществлять раздельно, а только взаимосвязано. Кроме того, дополнительной связью P_G , P_T является диктуемый технологией изготовления способ геометрического описания элементов ББМ. В связи с этим этапы формирования геометрической и расчетной моделей оказываются зависимыми не только от P_G , P_M , R, но и от технологических параметров P_T и производственных P_{Man} . Таким образом, взаимосвязь "технологически-производственного" среза параметров P с другими аспектами описания исследуемого объекта присутствует не только на этапах собственно синтеза, но и на этапах анализа. Соответственно, в данном случае для решения задачи (8)-(13) требуется адаптация и развитие метода обобщенного параметрического моделирования [1,6] физико-механических процессов в бронекорпусах ЛБМ с целью обоснования рациональных *проектно-технологически-производственных решений* по критерию обеспечения заданных ТТХ.

В связи с этим для решения задачи формирования таких моделей целесообразно привлекать подход, предложенный в работах [1,6] и развитый выше в данной работе. В частности, отмечается, что для решения возникающей проблемы необходимо привлечение подходов, обеспечивающих *единое* моделирование разнородных, разнотипных структур, параметров, характеристик, объединяющихся в различные классы (ТТХ, проектные параметры, режимы боевого применения). Часть из элементов этого множества являются критериальными величинами, часть — варьируемыми искомыми, часть — ограничительными и т.д. При этом в процессе проектирования может происходить "миграция" элементов из группы в группу, само множество и его подмножества могут пополняться или сокращаться [1,6]. В развитие предложенного подхода новым является дополнение множества варьируемых параметров за счет подмножеств P_T и P_{Man} . Однако такое пополнение является не механическим "вмонтированием" нового слоя параметров, а представляет собой органическое соединение определяющих проектных и технологических параметров во множество проектнотехнологически-производственных параметров, элементы которого находятся в прямой или опосредованной связи друг с другом.

Далее исходная задача трансформируется в задачу описания объекта переменной структуры и состава, с изменяемыми проектными критериями и ограничениями. Наилучшим образом для описания таких объектов, как уже отмечалось, подходит обобщенный параметрический подход [1,6]. Он позволяет формализовать процедуры структурного и параметрического описания проектируемого объекта, нечувствителен к типу, виду элементов формируемого обобщенного параметрического пространства. Более того, он позволяет распространить формальные операции параметрического анализа и синтеза не только на этапы описания, но и на этапы физического, математического и численного моделирования физико-механических процессов в элементах боевых машин.

Важно при этом отметить, что каждый срез из реализуемого набора физико-

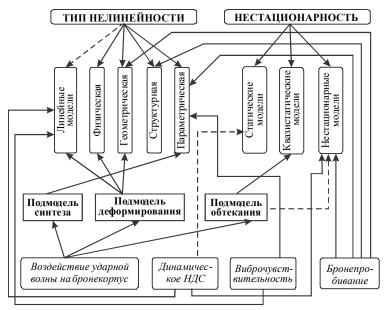


Рис. 1. Структурные особенности математических моделей исследуемых процессов и состояний на примере исследования защищенности бронекорпусов ЛБМ

механических процессов характеризуется своими особенностями физической сути и математических моделей для их описания. В частности, во многом это отражается в характере линейности или нелинейности математической модели и других ее свойств, которые необходимы для отражения адекватного моделируемых процессов, состояний или операций.

На рис. 1 на примере бронекорпусов ЛБМ схематически представлены некоторые учитываемые свой-

ства создаваемых математических моделей (описанных далее).

Математическая модель упругопластического деформирования бронекорпусов при прохождении ударной волны. Одной из актуальных научно-практических проблем при проектировании и технологической подготовке производства боевых бронированных машин является обоснование таких конструктивных и технологических решений, которые бы в наибольшей степени обеспечивали защищенность их бронекорпусов от воздействия поражающих факторов. Среди данного множества факторов выделяется, в частности, ударная волна. Она осуществляет распределенное по всей поверхности подвижное воздействие на бронекорпус. Численному и экспериментальному исследованию реакции бронекорпуса на данное воздействие посвящены работы [6,13-15]. В ходе проведенных исследований установлено, что для описания реакции корпусов на волновое воздействие требуется существенное совершенствование математических моделей данного процесса, для чего были модифицированы модели газодинамического обтекания ударной волной бронекорпусов и упруго-пластического деформирования элементов корпуса.

Проведенные на примере корпуса машин серии МТ-ЛБ расчеты продемонстрировали, что уже достаточно низкие уровни избыточного давления во фронте ударной волны приводят к появлению пластических деформаций, в первую очередь – в элементах внутреннего силового каркаса. Это заставило обратиться к проблеме концептуальных формулировок проектных критериев защищенности бронекорпусов. Очевидно, что критерий появления первых пластических деформаций таковым быть не может, т.к. в основном корпус сразу после достижения этого состояния сохраняет сопротивляемость внешним нагрузкам, герметичность и форму.

Таким образом, требуется поиск уточненных решений. С этой целью было исследовано поведение материалов элементов бронекорпусов при дальнейшем росте нагрузки. Оказалось, что критерий сохранения герметичности бронекорпуса при получении значительных местных пластических деформаций дает возможность практически вдвое увеличить допустимую величину избыточного давления.

В то же время практически не изучен вопрос поведения элементов бронекорпусов при дальнейшем возрастании нагрузки. Эта проблема упирается, с одной стороны, в развитие математических моделей процесса, а с другой, — в модификацию действующих критериев защищенности бронекорпусов. В связи с этим в данной работе уделяется внимание этим задачам, определяя ее цель как разработку методологических основ дальнейших исследований. Ниже они рассмотрены на примере бронекорпусов ЛБМ.

Уровни и критерии защищенности при действии ударной волны на бронекорпуса боевых бронированных машин легкой категории по массе. При анализе быстропротекающих

процессов поведение конструкционных материалов (и броневых панелей из спецсталей, и элементов каркаса из углеродистой стали) становится зависимым от скорости деформирования (рис. 2). В этом случае необходимо рассматривать в качестве определяющей зависимости не кривую « $\sigma - \epsilon$ », а поверхность « σ » в координатах « $\epsilon - \dot{\epsilon}$ ». Кроме того, при этом смещаются участки упругого деформирования I, развития упруго-пластических деформаций II и упрочнения III (см. рис. 2).

В дополнение к данным обстоятельствам при повышенных скоростях деформирования может изменяться и механизм разрушения различных материалов. Например,

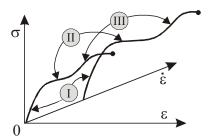


Рис. 2. Характер зависимостей « $\sigma - \mathcal{E} - \dot{\mathcal{E}}$ » при скоростном деформировании

могут сменять друг друга критерии предельных состояний по максимальной деформации, по максимальной интенсивности напряжений, по главным максимальным напряжениям и т.п. Первые из них характерны для пластического материала, последний — для хрупкого. Следовательно, следует принимать в расчет не только уровень напряжений, но и вид напряженного состояния, т.е. соотношение различных компонент тензора напряжений.

Следует также учитывать и различные свойства и характеристики материалов бронепанелей, а также элементов внутреннего силового каркаса (рисунок 3). Деформирование элементов бронекорпусов в целом происходит совместно, однако уровень действующих напряжений различен. Это обстоятельство дополняется тем, что различные элементы бро-

некорпусов переходят на разные участки I-III при разных уровнях нагрузок. В первую очередь в упруго-пластическое состояние переходит, как правило, материал элементов внутреннего силового каркаса. Если для его изготовления используется обычная конструкционная сталь, то этот материал может пройти все участки I, II и III вплоть до разрушения, в то время как материал бронепанелей останется на участке I либо только перейдет на начало участка II.

Учитывая, что в силу высоких механических свойств материалов бронепанелей они (см. выше), как правило, переходят на участки II, III по-

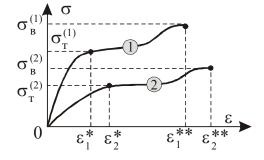


Рис. 3. Диаграммы « $\sigma - \varepsilon$ » для материалов бронепанелей 1 и внутреннего силового каркаса 2

сле материала внутреннего силового каркаса, сформулирована следующая последовательность критериев уровней защищенности, которая используется при проектных численных исследованиях бронекорпусов.

А. Критерий недопущения пластического деформирования:

$$\sigma_{\text{MKB}}^{(2)} \le \sigma_{\text{T}}^{(2)},\tag{14}$$

где индекс «2» относится к материалу элементов внутреннего силового каркаса, а величина

 $\sigma_{_{9KB}}$ соответствует актуальному механизму связи « $\sigma - \epsilon$ » (т.е. эквивалентные напряжения по той или иной теории прочности).

В. Критерий сохранения герметичности бронекорпуса:

$$\varepsilon^{(2)} \le \delta,\tag{15}$$

где $\epsilon^{(2)}$ — деформации элементов внутреннего силового каркаса (в основном — их пластическая составляющая), а δ — предельно допустимый уровень остаточных деформаций, определяемый условиями сохранения герметичности бронекорпуса и зависящий от конструктивного его исполнения.

С. Критерий сохранения цельности элементов бронекорпуса:

$$\sigma_{\text{3KB}}^{(2)} \le \sigma_{\text{B}}^{(2)}. \tag{16}$$

Он определяет момент начала разрушения элементов внутреннего силового каркаса (см. рис. 3). После начала этого процесса дальнейший рост нагрузки может привести к лавинообразному процессу потери бронекорпусом какой-либо функциональности. Именно на интервале между выполнением равенства в критерии (15) и до выполнения равенства в критерии (16) происходит ощутимый рост пластических деформаций в материале 2 и могут появляться пластические деформации в материале 1. Для описания поведения всей исследуемой конструкции требуется привлечение и адаптация соответствующего математического аппарата.

Математические модели для описания процесса деформирования бронекорпусов. Для адекватного описания процессов деформирования бронекорпусов в зоне больших и развивающихся пластических деформаций предпочтительным является применение теории инкрементального типа [23], связывающей скорости (приращения) деформаций и напряжений при активном нагружении соотношениями

$$d\varepsilon_{ij} = \frac{1 - 2\nu}{E} d\sigma \delta_{ij} + \frac{ds_{ij}}{2G} + \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} d\sigma_{ij} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varepsilon}_{ij}} d\dot{\varepsilon}_{ij}; i, j = 1, 2, 3.$$
 (17)

Здесь $\sigma = \frac{1}{3} \sigma_{ii}$ — шаровая (гидростатическая) часть тензора напряжений; $s_{ij} = \sigma_{ij} - \delta_{ij} \sigma$ — девиаторная его часть соответственно; E, G, ν — модули упругости I и II рода и коэффициент Пуассона соответственно; δ_{ij} — символ Кронекера, а $\Phi(\sigma_{ij}, \dot{\epsilon}_{ij}) = 0$ — поверхность текучести.

Уравнение (17) можно обратить

$$d\sigma_{ij} = \frac{E}{1 - 2\nu} d\varepsilon \delta_{ij} + 2G de_{ij} + \alpha_{ijkl} d\varepsilon_{kl} + \beta_{ijkl} d\dot{\varepsilon}_{kl}; i, j, k, l = 1, 2, 3.$$
 (18)

Здесь $\varepsilon = \frac{1}{3} \varepsilon_{ii}$ – шаровая (гидростатическая) часть тензора деформаций; $e_{ij} = \varepsilon_{ij} - \delta_{ij} \varepsilon$ – девиаторная часть тензора деформаций, а α_{ijkl} , β_{ijkl} – коэффициенты, получаемые из обращения уравнения (17).

Таким образом, уравнения (18) содержат 3 компоненты: первые два слагаемых соот-*Механіка та машинобудування, 2017, № 1*

ветствуют упругим деформациям, третье описывает приращение напряжений, вызванное приращением пластических деформаций, а четвертое вызвано изменением скоростей деформаций.

Принимая во внимание существенную зависимость параметров данной поверхности

 Φ от скорости деформирования, зависимость приращения напряжений при активном нагружении

$$\Delta \sigma_{\rm T} = \Delta \sigma_2 = \Delta \sigma_1 + \Delta \sigma' \tag{19}$$

содержит компоненту $\Delta\sigma_1$, вызванную приращением деформаций, и $\Delta\sigma'$, вызванную приращением скорости деформаций (рис. 4, здесь σ_+, ϵ_+ — приращения напряжений и деформаций при активном нагружении, а σ_-, ϵ_- — приращения напряжений и деформаций при разгрузке).

Учитывая наличие в конструкции больших деформаций, справедлива нелинейная связь компонент тензора деформаций и вектора перемещений ${\bf u}$

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(u_{i,j} + u_{j,i} + u_{k,i} u_{k,j} \right). \tag{20}$$

Условия равновесия в дифференциальном виде

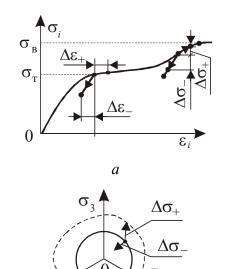
$$\sigma_{ij,j} + f_i(r,t) = \rho \ddot{u}, \qquad (21)$$

где ρ – плотность материала.

Соотношения (20), (21), переписанные в приращениях или скоростях, образуют начальнокраевую задачу. Эта система замыкается соотношениями (17), (18), а также соответствующими начальными и краевыми условиями:

$$\mathbf{u}(r,0) = \mathbf{u}_0(r); \ \dot{\mathbf{u}}(r,0) = \dot{\mathbf{u}}_0(r);$$
 (22)

$$\mathbf{u}(r\big|_{S_n}, t) = 0; \, \mathbf{\sigma}(r\big|_{S_{\sigma}}, t) = \mathbf{p}(r, t). \tag{23}$$



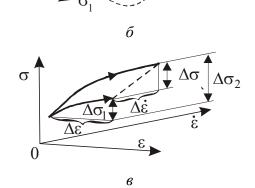


Рис. 4. Связь приращений деформаций и напряжений: a — в координатах интенсивностей напряжений и деформаций « $\sigma_i - \mathcal{E}_i$ »; δ — в пространстве главных напряжений; ϵ — в пространстве « σ — ε »

Здесь ${\bf r}$ – радиус-вектор точек бронекорпуса, а t – время.

В данном случае в (23) присутствует подвижная нагрузка $\mathbf{p}(r,t)$, описывающая действие ударной волны, движущаяся со скоростью \mathbf{v} в выбранной системе координат. При обтекании бронекорпусов машин возникает нестационарное неравномерное распределение избыточного давления, определение и описания которого подробно описано в работах [6,13-15]. Таким образом, к усложненной модели поведения материала добавляется также и подвижная нестационарная нагрузка. В итоге получена система дифференциальных уравнений, начально-краевых условий и нагрузок, и в результате можно считать завершенным этап формирования математической модели в общем виде.

Решение системы уравнений газодинамического обтекания дает исходные данные для вычисления распределения избыточного давления на бронепанели корпуса в различных

проекциях. Таким образом, получаем, кроме таких обобщенных и традиционных параметров как форма бронекорпуса, его габариты и размеры бронепанелей, скорость волны и величина избыточного давления во фронте невозмущенной волны, также дополнительный параметр — направление движения потока относительно корпуса машины. Механизм сквозной параметризации, описанный ранее, без принципиальных осложнений позволяет пополнить разрешающую систему соотношений и этим параметром. В результате получаемая разрешающая система уравнений оказывается связанной параметрически. Таким образом, решение, в частности, распределение избыточного давления, тоже становится зависимым от параметров, в том числе и от направления движения ударной волны относительно бронекорпуса. Для иллюстрации такой зависимости можно использовать 3D полидиаграммы, представляющие собой распределения избыточных давлений, наложенные на 3D модель бронекорпуса, причем изменяемые при изменении угла прихода ударной волны.

Полученная подвижная ударно-волновая нагрузка прикладывается к панелям броне-корпуса, вызывая в нем упруго-пластические деформации. Для их описания, как указывалось выше, используется геометрически нелинейные соотношения "деформации – перемещения", а также нелинейные физические соотношения, связывающие напряжения σ , деформации ε и скорости деформирования материала $\dot{\varepsilon}$. В разрезе « $\sigma - \varepsilon$ » получаем зависимости, подчиняющиеся теориям течения инкрементального типа, однако при этом важно учесть фактор влияния скорости протекания процесса. В некоторых случаях, например [16,17], предел прочности сталей существенно увеличивается. Поэтому данный фактор необходимо учитывать в формировании системы разрешающих соотношений. Таким образом, по типу системы разрешающих уравнений имеем физически и геометрическую нелинейность. С точки зрения параметрических зависимостей в качестве варьируемых параметров можно принять распределение свойств материалов по зонам вблизи сварных швов и вдали от них (бронепанели), в зонах соединений и на удалении от них (элементы силового каркаса), а также свойства собственно материала сварных швов.

Известно множество зависимостей, которым подчиняются механические свойства различных материалов. Учитывая, что в данных исследованиях важно отразить именно варьируемость этих зависимостей, то такую возможность предложенный в работе параметрический подход обеспечивает.

В результате для описания процессов воздействия ударной волны на бронекорпус получаем систему геометрически и физически нелинейных соотношений. Для их решения требуется использование численных методов, например, МКЭ [12,23].

Математическая модель бронепробивания. Рассмотрим процесс бронепробивания легкобронированных машин. Для анализа процессов бронепробивания используется множество различных методов и подходов. Одна группа методов ориентирована на исследование самого процесса соударения ударника (снаряда) с защитной плитой или полупространством. При этом записывается полная система уравнений [18]: уравнение состояния; модель для описания зависимости предела текучести от достигнутого уровня пластических деформации, скорости пластических деформаций, плотности материала и температуры; модель формирования разрушений в структуре материала; модель, учитывающая влияние разрушений на предел текучести и модуль сдвига.

Данная система уравнений в принципе аналогична системе уравнений для упругопластического деформирования, однако, поскольку скорости процессов в данном случае гораздо выше, а основным физическим процессом является нарушение сплошности материала, сама структура соотношений гораздо сложнее, причем добавляется новый вид нелинейности — структурная.

Так, при использовании Лагранжева подхода получаем систему уравнений, приведенную выше. В основе подхода лежат уравнения сохранения массы, количества

движения и внутренней энергии, а также замыкающее эту систему определяющее соотношение. Но в целом тенденции изменения характеристик бронепробивания могут быть достаточно точно описаны более простыми моделями.

В связи с этим предлагается в развитие подхода, предложенного в работе [19], привлечь в качестве базовой модели соотношения Жакоб-де-Марра, а на этой основе получить множество 3D диаграмм бронестойкости S(p). Элементы этого множества диаграмм соответствуют поверхностям S в пространстве, соответствующие зонам поражения теми или иными снарядами при заданных параметрах p. Принимая во внимание, что при варьировании Δp поверхность S(p) трансформируется в поверхность $S(p+\Delta p)$, важно получить оценку изменения поверхности, а затем путем варьирования частью проектнотехнологических параметров P_{var} минимизировать снижение характеристик бронезащиты:

$$V^{-}(S(p), S(p+\Delta p)) \rightarrow \min$$
 (24)

3десь V^- — объем пространства вне поверхности S(p), ограниченный поверхностью $S(p+\Delta p)$. Можно поставить также обратную задачу

$$V^+(S(p),S(p+\Delta p)) \rightarrow \max,$$
 (25)

где V^+ – объем пространства внутри поверхности S(p), но внутри $S(p+\Delta p)$.

На рис. 5 представлено некоторое произвольное сечение 3D диаграммы. Естественное условие непрерывности

$$\lim_{\Delta p \to 0} \left| V^{+}(p, \Delta p) - V^{-}(p, \Delta p) \right| = 0 \qquad (26)$$

Поскольку для бронекорпуса 3D диаграмма броне-

дает предпосылки ставить и задачи (25), (26), и любые их комбинации $P_{\text{var}}^*: \left(\gamma^+ V^+ - \gamma^- V^-\right) \longrightarrow \max$, где γ^+, γ^- – некоторые неотрицательные весовые коэффициенты $\left(\gamma^+ + \gamma^-\right) = 1$.

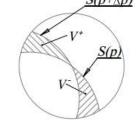


Рис. 5. Сечения диаграмм бронестойкости плоскостью

объемов
$$V^-,V^+$$

стойкости представляет собой объединение лепестков от всех бронепанелей, то при варьировании какого-либо из параметров P_{var} относительно номинального значения получается некоторый набор поверхностей S, соответствующий множеству наборов P_{var} . Этот набор можно назвать полидиаграммами $S(P_{\text{var}})$. Если имеется некоторый допустимый разброс параметров P_{var} , вызванный особенностями технологических процессов изготовления (например, глубина обезуглероживания или обезлегирования и т. п.), то задача может ставиться в непревышении уменьшений характеристик бронезащищенности от номинальных при варьировании P_{var} в допустимом диапазоне $\left(\gamma_1 W^+ - \gamma_2 W^-\right) \le \Delta$, $\Delta p \le \varepsilon$ Здесь W^+, W^- – объединение всех $V^+(P), V^-(P)$, Δ, ε – заданные величины отклонений.

Для более адекватного моделирования взаимодействия индентора (снаряда) с преградой (бронепанелью) требуется применение полной динамической постановки задачи с разрушением (см. соотношения (24)-(26)), что возможно с привлечением МКЭ.

Динамическое напряженно-деформированное состояние бронекорпусов при действии усилий отдачи. Бронекорпуса ББМ представляют собой сложные пространственные конструкции, находящиеся под действием различных силовых воздействий, в том числе — реактивных усилий отдачи, действующих со стороны скорострельных артиллерийских систем, от подвески, от инерционных сил, возбуждаемых самим бронекорпусом, а также системами и агрегатами, на и в нем расположенными. Наиболее значимыми из этих усилий являются усилия отдачи, особенно применительно к ЛБМ, калибр и скорострельность пушечного вооружения которых имеют постоянную тенденцию к росту, а бронекорпуса являются тонкостенными конструкциями. В связи с этим одной из актуальных задач, составляющих проблемный ряд в обеспечении защищенности ЛБМ, является анализ динамического НДС бронекорпусов при действии усилий отдачи. Учитывая ярко выраженный динамический характер действующих усилий отдачи, а также значительную податливость бронекорпусов, необходимо в уравнениях состояния учесть и временные распределения усилий, и инерционные слагаемые. Отталкиваясь от системы уравнений механики сплошной среды

$$\left\{ \sigma_{ij} + f_i - \rho \ddot{u}_i = \psi(\dot{u}); \ \sigma_{ij} = C_{ijkl} \varepsilon_{kl}; \ \varepsilon_{kl} = 1/2 \left(u_{i,j} + u_{j,i} \right), \text{дополним их начальными и краевыми условиями: } u \big|_{S_u} = 0; \ \sigma_{ij} \ u \big|_{S_\sigma} = F_i \big(r, t \big), \ u \big(r, 0 \big) = u_0(r); \dot{u} \big(r, 0 \big) = \dot{u}_0. \ \text{Здесь } \rho - u_0(r); \dot{u} \big(r, 0 \big) = \dot{u}_0 \right\}$$

плотность, σ , ϵ , u — напряжения, деформации (тензоры) и перемещения (вектор). Тогда получаемая начально-краевая задача может решаться путем ее сведения к вариационным проблемам. Кроме того, для тонкостенных конструкций можно использовать соответствующие модели пластин, стержней и оболочек. В результате разрешающие соотношения определяются не в трехмерной области, а на множестве срединных линий и поверхностей. В итоге, применяя процедуру конечно-элементной аппроксимации к уже получаемым соотношениям, разрешающую систему уравнений можно записать в виде: $M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = \phi(t)$. Здесь x — вектор искомых узловых параметров, M, C, K — матрицы масс, демпфирования и жесткости соответственно, ϕ — вектор узловых усилий. В этих соотношениях силы получаются из компонент объемных сил X, поверхностных F, демпфирующих ψ . Матрица масс отражает инерционные свойства (плотность ρ), матрица жесткости K — упругие свойства, формируемые в т.ч. компонентами тензора модулей упругости C_{iikl} .

Учитывая, что в результате построения моделей исследуемых объектов, которые определяпараметрами ются pвсе компоненты (M,C,K,ϕ) системы соотношений МКЭ стают параметрически зависимыми от варьируемых параметров p_{var} , из них данная система обыкновенных дифференциальных уравнений дает при конкретно заданных p_{var} временное распределение x(t), а с учетом возможного варьирования p_{var} – x(p,t). По аппроксимационным соотношениям МКЭ получаем пространственные распределения $u(p,r,t), \varepsilon(p,r,t), \sigma(p,r,t),$ где r – пространственная координата, t – время, p – параметры.

Имея в распоряжении данные пространственно-временные распределения и

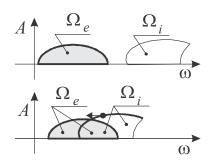


Рис. 6. Тенденции изменения спектров

возмущающих нагрузок Ω_e и собственных частот колебаний Ω_i для бронекорпусов боевых машин тяжелой (вверху) и легкой категории помассе (внизу)

параметрические зависимости, можно ставить и решать последующие задачи анализа, параметрического анализа и синтеза.

Анализ чувствительности вибрационных характеристик к варьированию проектно-технологически-производственных параметров. Возбуждение динамических процессов, приходит к перераспределению напряжений и деформаций в исследуемой конструкции. В то же время существуют особые, резонансные режимы нагружения, при наступлении которых реализуются нарастающие во времени колебательные процессы. Скорость нарастания перемещений и напряжений во многом зависит от уровня демпфирования в системе и близости возбуждающих частот к собственным частотам колебаний, это с одной стороны. С другой стороны, важна степень возбужденности той или иной собственной формы колебаний внешней нагрузкой.

В отношении бронекорпусов, особенно легкобронированных машин, задача отстройки от резонансных режимов особенно актуальна. Это объясняется сближением и частичным перекрытием спектром частот возбуждающих сил спектра собственных частот колебаний. На рис. 6 приведены эти тенденции в условном изображении зависимости амплитуд A от частот ω . Показано, что для машин тяжелой категории по массе более характерным является сильное превышение нижнего уровня спектра собственных частот колебаний Ω_i над верхним уровнем спектра частот возбуждения Ω_e . Если же и происходит их некоторое перекрытие, то на верхних частотах возбуждения, для которых возбудимость низких форм собственных колебаний невысока. Таким образом, требование обеспечения пассивной защищенности у тяжелых машин заведомо покрывает проблемы вибровозбудимости.

Наоборот, для ЛБМ такая проблема порождается как раз тонкостенностью, с одной стороны, и установкой скорострельных артиллерийских систем — с другой. Темп их стрельбы может достигать сотен и даже десятков сотен выстрелов в минуту, что обуславливает наличие возбуждающих частот от единиц до десятков Герц. Кроме того, в спектре временных распределений внешних сил присутствуют и частоты, кратные частоте осуществления выстрелов. Следовательно, необходимо учитывать также частоты до 100~ Гц и выше (т.е. гораздо правее, чем на частотной оси для тяжелых машин). При этом избежать ситуации перекрытия в принципе невозможно, т.к. собственные частоты колебаний тонкостенных конструкций по сравнению с массивными элементами тяжелых машин имеют тенденцию к снижению (т.е. смещению влево, см. рис. 6). В результате возникает проблема отстройки собственных частот колебаний бронекорпусов Ω_i от частот возбуждения Ω_s за счет варьирова-

ния некоторых проектно-технологически-производственных параметров:

$$|\omega_i(p) - \omega_s^*| \ge \Delta_{is}, i = 1, 2, ...; s = 1, 2 ... N_e,$$

где Δ_{is} — некоторый порог отстройки из условия ограничения амплитуды A (рис. 7).

Проблема усложняется тем, что с варьированием параметров p_{Var} сложным образом изменяются жесткостные и инерционные характеристики бронекорпусов как конструкций с распределенными параметрами. В свою очередь, это приводит к тому, что разные частоты

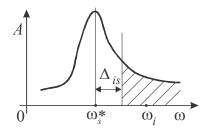


Рис. 7. К задаче отстройки от резонансных режимов

из спектра собственных частот колебаний по-разному реагируют на изменение отдельных параметров. В результате при варьировании множества частот в каких-то своих диапазонах изменения собственные частоты совершают сложные "миграции": часть из них растет, часть — уменьшается, некоторые практически неизменны по сравнению с некоторым "базовым"

варианта бронекорпуса с набором "номинальных" параметров. Более того, картина может поменяться при изменении набора варьируемых параметров, причем неочевидным и труднопрогнозируемым образом.

Таким образом, получаем в итоге достаточно сложную задачу обоснования параметров бронекорпуса по критерию отстройки от резонансного режима, представляющую собой в общей постановке задачу нелинейного программирования. Для ее решения возможно применение разнообразных методов оптимизации. В свою очередь это предполагает неоднократное решение отдельных задач анализа.

Определение динамических, также как прочностных и жесткостных характеристик элементов машиностроительных конструкций [20-22], в настоящее время осуществляется, как правило, при помощи численных методов. В частности, особое и примущественное положение среди них занимает метод конечных элементов [12,23]. Он обладает многими положительными качествами, в том числе возможностью моделировать НДС, собственные частоты и формы колебаний (СЧФК) сложных машиностроительных конструкций. При этом не встречают принципиальных затруднений ни учет сложной геометрической формы, ни неоднородностей свойств материалов или их анизотропии, а также других факторов. В класическом случае для любой из поставленных задач по разработанным технологиям [12,23] осуществляется дискретизация математической модели или состояния объекта исследований, формирование системы разрешающих уравнений и ее решение. В результате определяются, например, искомые поля распределений компонент НДС или, как в рассматриваемом случае, наборы СЧФК и т. п.

Однако в традиционном случае получается только единичный вариант расчета той или иной конструкции с изначально заданными параметрами (геометрическая форма и размеры, физико-механические свойства материалов, нагрузки и т. д.). В развитие этих возможностей многие программные продукты (ANSYS Workbench, NX Nastran, Abaqus и т.п.) [www.ansys.com, www.plm.automation.siemens.com, www.3ds.com] оснащаются инструментами параметрического анализа и синтеза исследуемых конструкций по критериям их прочности, жесткости или динамических свойств. Эти инструменты реализуют процедуры типа "черного" или "белого (прозрачного)" ящика. Речь идет о вычислении по итогам некоторого количества расчетов СЧФК зависимостей динамических, прочностных или жесткостных характеристик от изменяемых параметров исследуемого объекта либо о его локальной чувствительности к варьированию этих параметров. Это дает возможность проводить процедуры синтеза или хотя бы оценивать эффективность влияния различных изменений параметров на интересующие свойства проектируемой конструкции.

Необходимо отметить, что приемы с применением "черного" и "белого" (прозрачного) ящиков имеют определенные недостатки. В первом случае это необходимость проведения множества СЧФК, по результатам которых определяются либо значения критериальных функций, либо их производных по тем или иным параметрам. Во втором случае определяется массив характеристик чувствительности, то есть "градиент" функции отклика, однако определенный только в одной точке параметрического пространства, что зачастую не отражает тенденций изменения критериальных функций во всем диапазоне параметров, от которых они зависят.

В связи с этим представляется целесообразным использование технологии "серого" ящика, то есть привлечение в ходе исследований дополнительной информации о характере поведения той или иной критериальной функции. В частности, представляет интерес определение зависимости динамических, а также прочностных и жесткостных характеристик бронекорпусов как тонкостенных элементов машиностроительных конструкций от распределений толщин их бронепанелей по различным проекциям конструкции, причем с учетом варьирования этих распределений. С этой целью целесообразно соединить возможности конечно-элементного анализа, с одной стороны, и достаточно простого алгоритма аналитиче-

ского вычисления результатов расчета СЧФК при произвольном варьировании толщин (с использованием ограниченного числа базовых расчетов), – с другой. Данный подход позволяет сводить задачу оптимизации в общей формулировке к последовательности более простых задач.

Получаем такую постановку задачи, которая первым этапом предполагает определение чувствительности динамических характеристик к изменению параметров на примере толщин панелей бронекорпусов и поперечных сечений элементов внутренней структуры усиления. При этом полагается, что уже осуществлен переход от континуальной к дискретной формулировке задачи. Иными словами, получаем уже дискретизированную систему с обобщенными координатами $x = \left\{x_1, ..., x_{N_e}\right\}^T$, для описания свободных движений которой можно применить технологию формирования уравнений Лагранжа II рода:

$$d / dt \left(\partial T / \partial \dot{x}_i \right) - \partial \Pi / \partial x_i = 0; \quad T = \dot{x}^T M \, \dot{x}_i ; \quad \Pi = x^T K \, x, \quad i = 1, ..., N_e \,,$$

где T, Π — кинетическая и потенциальная энергии системы как функции обобщенных скоростей и координат соответственно, определяемые через матрицы масс M и жесткости K. Предполагая для малых колебаний независимость K, M от \dot{x} , x, уравнения малых колебаний можно представить в виде: M \ddot{x} + Kx = 0. Частные решения этого уравнения имеют вид: x = $\lambda \sin \omega t$, где λ — некоторая форма колебаний, тогда из него получаем

$$(M - \omega^2 K) \cdot \lambda = 0. \tag{27}$$

Если в качестве способа дискретизации выбрать МКЭ [12], то система уравнений (27) сводится к анализу свойств конечно-элементных моделей (КЭМ) бронекорпусов.

Таким образом, исследуется задача конечно-элементного анализа собственных частот и форм колебаний пластинчато-стержневых пространственных конструкций, моделируемых Shell/Plate-элементами. При этом распределение толщин по Shell-"скелету" конечноэлементного ансамбля является изменяемым. Эта изменяемость может быть виртуальной (например, вследствие изменения распределения толщин различных элементов конструкции на этапе проектных разработок исходя из тех или иных соображений), согласованной (как пример – на этапе технологической подготовки производства изделия вследствие компромиссных согласований между проектантами и технологами), вынужденной (на этапе производства вследствие разброса толщин поставляемого на предприятие-изготовитель материала), случайной (в ходе эксплуатации в условиях воздействия множества факторов стохастического характера: коррозионное деградирование, механический износ, наплавка и наварка материала при ремонте и т. п.). В любом случае все эти процессы можно с точки зрения влияния на КЭМ исследуемого объекта характеризовать следующим образом: на начальном этапе имеется некоторый ее базовый (начальный) вариант с установлением номинального распределения толщин; на последующих этапах производится незначительное изменение номинальных толщин в сторону их уменьшения или увеличения (либо целенаправленное варьирование, либо детерминированное или случайное уменьшение/увеличение).

С учетом отмеченных обстоятельств задачи определения собственных частот и форм колебаний при помощи МКЭ можно сформулировать в общем виде следующим образом:

$$Det(K(h) - \omega^2 M(h)) = 0.$$
(28)

Здесь K(h), M(h) — матрицы жесткости и масс конечно-элементного ансамбля, зависящие от распределения толщин, задаваемого массивом h толщин h_k ($k = 1, ..., N_e$ — номера конечных элементов); f(h) — вектор внешних нагрузок, которые также могут быть зависимыми от толщин конечных элементов (КЭ) h_k (например, весовые или инерционные нагрузки);

 ω^{2} – искомые собственные частоты колебаний.

Рассмотрим, не снижая общности, процесс изменения толщин h_k на примере варьирования толщины поверхностных слоев элементов конструкции бронекорпуса в сторону их уменьшения:

$$h_k = h_k^0 (1 - \alpha_k), k = 1, ..., N_e.$$
 (29)

В выражении (29) h_k^0 — массив номинальных толщин, а α k \in [0;1) — безразмерный коэффициент (интенсивность утонения). Распределение α_k задает "карту утонения", т.е. распределение интенсивностей утонения по Shell-"скелету" КЭ ансамбля. Тогда, учитывая, что α_k <<1, можно поставить задачу следующим образом: как при варьировании распределений интенсивности утонения $\alpha = \{\alpha_k\}^T$ изменяется решение задачи (28) в окрестности $\alpha = 0$, то есть определение зависимостей

$$\omega_i^2 = \omega_i^2(\alpha),\tag{30}$$

где $i = 1, 2 \dots$ – номера собственных частот колебаний, являющихся корнями уравнений (28).

Другими словами, предлагается установить параметрическую зависимость изменений решений задач (28) при малом варьировании (т.е. изменении интенсивностей утонений/утолщений) по сравнению с номинальным вариантом конструкции (в данном случае — исходным). Спектр собственных частот ω_i , как отмечалось, определяется как набор положительных корней (28). Естественно, что базовыми возмущаемыми величинами являются матрицы K, M. Рассмотрим их изменения и влияния на решения (28) на примере утонения элементов исследуемого объекта. Тогда введем в рассмотрение операцию сборки O, которая по координатам узлов (т.е. матрице координат U) и матрице элементов C (т.е. списку узлов, входящих в образуемые ими KЭ) производит формирование матриц K и M:

$$K = O(k^e), e = 1,..., N_e, M = O(m^e), e = 1,..., N_e,$$
 (31)

где k^{ε} , m^{ε} — матрицы жесткости и масс отдельных конечных элементов, число которых в ансамбле N_e .

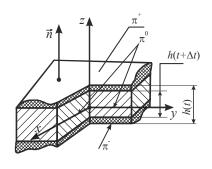


Рис. 8. Утонение пластинчатого конечного элемента: π^0 - срединная плоскость; π^+, π^- - верхняя и нижняя лицевые поверхности; h - текущая толщина в момент времени t, t + Δt

Операция O как бы "наслаивает" в соответствующих ячейках матриц K и M влияние от всех конечных элементов. Проанализируем влияние изменений свойств отдельных элементов на компоненты k^{ε} , m^{ε} , а затем, проведя операцию сборки, оценим общий эффект на матрицах K, M.

Рассмотрим, следуя работам [20,24], подход к решению задачи. В частности, как следует из этой работы, элементы матриц жесткости и масс будут состоять из двух компонент:

$$k_{ij} = k_{il}^{(0)} - \alpha^e k_{il}^{(e)}, \quad m_{il}^{(e)} = m_{il}^{(0)} - \alpha^e m_{il}^{(e)}, \quad (32)$$

т.е. текущее состояние определяется в зависимости от коэффициента $\alpha^e = \alpha^e(t)$. При этом данный коэффициент может меняться от узла к узлу, может быть разным для масс и жесткостей в одном узле. Важной особенностью является то, что при α <<1 компоненты матриц K и M состоят из 2-х слагаемых: первая соответствует компо-

нентам "номинальных" матриц K, M (т.е. K(0), M(0)), а вторая образуется путем операции сборки из матриц, все компоненты которых являются линейными комбинациями "номинальных" матриц с малыми коэффициентами а. Тогда:

$$K(\alpha) = K_0 - K_0', \tag{33}$$

$$M(\alpha) = M_0 - M_0'. \tag{34}$$

Здесь в K_0 , M_0 сосредоточены компоненты, не зависящие от α , а в K_0' , M_0' — зависящие от них линейно.

Так, при рассмотрении пластинчатых Shell-элементов традиционно их НДС представляется в виде комбинации плоского НДС и изгиба (на рис. 8 соответствуют плоскостям xy и направлению z). Первое предполагает, что компоненты M и K прямо пропорциональны толщине конечного элемента (КЭ) h. Если при утонении взять коэффициент α как степень изменения h по сравнению с номинальным (исходным) значением h_0 , то есть $h = h_0(1-\alpha)$, то автоматически для плоского напряженного состояния выполняются все соотношения (32)-(34).

Для изгибной компоненты НДС коэффициенты матрицы масс также пропорциональны h, и в части их представления справедливы соотношения (32)-(34). Коэффициенты же матрицы жесткости пропорциональны h^3 , и при малых α справедливо примерное равенство:

$$k_{**}^e \approx k_{**}^{e0} \left(1 - 3\alpha^e \right).$$
 (35)

Таким образом, сохраняется справедливость выражения (33). Кроме того, в исследуемой конструкции кроме Shell-элементов могут присутствовать также стержневые конечные элементы (например, детали силового каркаса). При формировании матриц жесткости и масс стержневых (Веат) конечных элементов (рис. 9) обычно выделяются слагаемые от растяжения-сжатия, изгиба и кручения. Как показано в работе [20], при использовании МКЭ для определения СЧ Φ К, компоненты матриц M и K выразятся через компоненты M_0 , K_0 :

$$k_{**}^{e} = k_{**}^{e0} (1 - n\alpha^{e});$$

$$m_{**}^{e} = m_{**}^{e0} (1 - n\alpha^{e}).$$
(36)

$$m_{**}^e = m_{**}^{e0} \left(1 - n\alpha^e \right). \tag{37}$$

Величина n зависит от того, какой степени свободы соответствует та или иная компо-

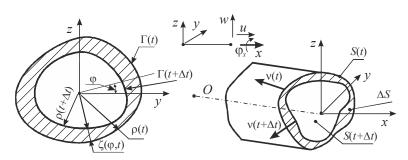


Рис. 9. Утонение поперечного сечения стержня $\alpha = \Delta F / F^0 = (F^0 - F(t)) / F^0$

нента K, M, а также от способа утонения (варьирования) материала в сечении того или иного КЭ. Важно то, что и для стержневых (Beam) элементов при малых а справедливы соотношения (32), (35)-(37). При этом параметр а может для Веат-элементов определять степень изменения площади от "номинальной" F^0 .

> Таким образом,

можно сделать вывод, что и для пластинчатых, и для стержневых конечных элементов: соотношения (32) здесь справедливы относительно тенденций изменения компонент матриц жесткости и масс, а (33), (34) — относительно вида представления $M(\alpha)$, $K(\alpha)$.

Изменение собственных частот колебаний конструкции. Обращаясь к задаче анализа спектра частот собственных колебаний (28), рассмотрим сначала задачу поиска квадрата первой (низшей) собственной частоты как абсолютного минимума функции Рэлея R:

$$\omega_1^2 = \min R = \min \{ \sum K_{ij} y_i y_j / \sum M_{ij} y_i y_j \}.$$
 (38)

Здесь K_{ij} , M_{ij} – компоненты матриц K и M, а y_k – компоненты пробных распределений, приближающих первую собственную форму колебаний A с компонентами A_k .

Находя достаточно хорошее приближение $\omega_1^2(\alpha)$, можно использовать то обстоятельство [25], что сама собственная частота, определяемая по функции Рэлея, при изменении формы A отклоняется от точного значения незначительно. В силу этого при малых α можно не делать различий между формами A(0) и $A(\alpha)$. Тогда

$$\omega^{2}(\alpha) = \omega_{0}^{2} \left(1 - \sum_{i,j} K_{ij}^{\prime} A_{i} A_{j} / \sum_{i,j} K_{ij}^{0} A_{i} A_{j} \right) \left(1 - \sum_{i,j} M_{ij}^{\prime} A_{i} A_{j} / \sum_{i,j} M_{ij}^{0} A_{i} A_{j} \right), (39)$$

где
$$\omega_0^2 = \sum_{i,j} K_{ij}^0 A_i A_j \left/ \sum_{i,j} M_{ij}^0 A_i A_j \right.$$
, можно сделать вывод, что по сравнению с неутонен-

ной конструкцией нижняя собственная форма колебаний либо растет, либо уменьшается, либо остается неизменной в зависимости от скоростей роста числителя и знаменателя (38). Переписав для малых α последнее выражение в виде:

$$\omega^2(\alpha) \approx \omega_0^2 (1 - \delta_K) (1 + \delta_M), \tag{40}$$

где δ_K , δ_M — отношения значений билинейных форм, вычисляемых для возмущений, вызванных утонением, и для базового неутоненного варианта (соответственно, для матриц K и M), можно принять

$$\omega^{2}(\alpha) \approx \omega_{0}^{2}(1 - \delta_{K} + \delta_{M}); \ \omega(\alpha) \approx \omega_{0}(1 - (\delta_{K} - \delta_{M})/2). \tag{41}$$

Учитывая, что δ_K , δ_M линейно зависят от параметров α , то и ω^2 , и ω имеют приближенно линейную зависимость от степени утонения элементов машиностроительных конструкций. При этом, поскольку для определения более высоких частот колебаний с использованием функции Рэлея ищется ее условный экстремум на формах, ортогональных предшествующим, то вместо задачи минимизации получаем последовательность минимаксных задач. При этом, однако, вид самой функции Рэлея сохранится, и все выкладки сохранятся теми же. При малых α останутся справедливыми те же оценочные соотношения (40), (41), однако входящие в них величины δ_K , δ_M изменятся, в силу чего может измениться и тенденция "миграции" той или иной частоты в спектре исследуемого объекта.

Полученные соотношения дают возможность построить линеаризованные аппроксимационные зависимости

$$\omega(p_1(1-\alpha_1),...,p_i(1-\alpha_i),...,p_N(1-\alpha_N)) = \omega_0 - \sum_j \alpha_j \cdot \frac{\omega(\alpha_j^*) - \omega_0}{\alpha_j^{\hat{}}}.$$
(42)

Здесь $\alpha_{(j)}^* = \left\{0,...,\alpha_j^{^{\wedge}},0,...0\right\}^{^T}$ – набор нулевых α с ненулевым изменением на предель-

ную величину возможного варьирования j-го компонента этого массива α_j^{\wedge} ; $\omega(\alpha_{(j)}^*)$ – точное решение задачи определения собственных частот колебаний бронекорпуса (следуя работе [26], данные решения называются "реперными").

Полученное представление дает возможность применить "конечно-разностные" зна-

чения чувствительностей вместо "дифференциальных", т.е. вместо приближения (согласно теории возмущений) поверхности отклика 1 (рис. 10) касательной 2 предлагается ее аппроксимировать пучком секущих 3.

В отличие от [26], в данной работе предлагается, во-первых, для случая многомерного параметрического пространства, использовать для аппроксимации не гиперплоскости, а набор лепестков по каждому гиперквадранту в системе координат $\alpha_1 \cdots \alpha_N$, причем изменять

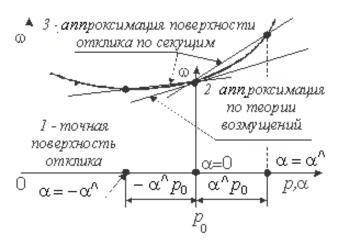


Рис. 10. Аппроксимация поверхности отклика

набор "реперных" решений для формирования характеристик чувствительности при изменении базовой точки B (рис. 11).

Получается, таким образом, "плавающий" набор реперных решений, т.е. поверхности отклика изменяют свою конфигурацию при переходе, например, из точки B_1 в точку B_2 (см. рис. 11). Естественно, что такую операцию уместно осуществлять не на каждом шаге уточнения решения, а через некоторое их количество. Этим самым повышается степень "ло-кальной прозрачности серого ящика".

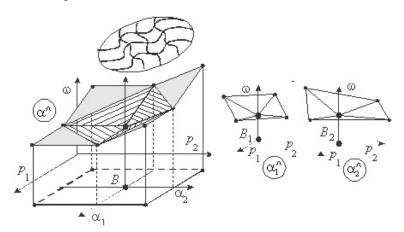


Рис. 11. К аппроксимации поверхности отклика с "плавающим" набором реперных решений

Таким образом, предложенный прием отличает данный метод аппроксимации от использованного в [26] еще и тем, что изменяется не только текущее положение точки B (т.е. набора номинальных параметров P, в окрестности которых осуществляется аппроксимация поверхности отклика), но и величины шага α . В результате в (42) эти величины являются

варьируемыми, тогда как в [26] они – константы. Другими словами, степень прозрачности увеличивается в той части "серого ящика", куда перемещается текущее итерационное приближение искомого решения задачи синтеза.

Для решения полученной задачи отстройки, таким образом, можно применить алгоритмы линейного программирования, т.к. и целевая функция, и ограничения приобретают на каждом этапе линейный вид. При этом предложенные усовершенствования при формировании аппроксимационных представлений функции отклика (42) еще больше повышают точность вычислений.

Выводы. В работе поставлены и решены следующие задачи.

- 1. Разработка нового общего подхода к проектно-технологическипроизводственному обеспечению ТТХ боевых бронированных машин путем обоснования их параметров по критериям защищенности, прочности, жесткости и вибровозбудимости на основе развития метода обобщенного параметрического описания сложных механических систем.
- 2. Совершенствование математических моделей физико-механических процессов, происходящих и реализующихся в элементах ББМ при действии поражающих факторов в условиях эксплуатации и боевого применения с интеграцией их обобщенного параметрического описания и установления через уравнения состояния связи проектно-технологически-производственных параметров с режимами боевого применения и ТТХ боевых машин.
- 3. Формирование частных задач моделирования действия на элементы ББМ подвижной ударно-волновой нагрузки, кинетических боеприпасов, динамических нагрузок, а также об отстройке от резонансных режимов возбуждения.

Анализ полученных и описанных в работе результатов дает основание сделать следующие выводы.

- 1. В работе предложен новый подход к решению задач синтеза проектнотехнологических решений, обеспечивающих заданные составляющие комплекса ТТХ. Он состоит в развитии метода обобщенного параметрического моделирования процессов и состояний элементов ББМ путем дополнения параметрического пространства технологическими режимами и условиями производства, оказывающими существенное влияние на достижение тех или иных конструктивно заложенных ТТХ в реальном изделии ББМ. При этом обозначены пути решения данной задачи сбалансирование проектных, технологических и производственных решений, учет физико-механических процессов и состояний, достижение решений, слабо чувствительных к варьированию различных параметров. На этой методологической основе увязаны режимы боевого применения, проектно-технологически-производственные решения и ТТХ. В целом разработанный подход охватил все основные стороны жизненного цикла изделия на основе единого описания, которое, в отличие от предшествующих исследований, включает и производственно-технологические параметры, также влияющие в конечном счете на реально достигаемые ТТХ ЛБМ.
- 2. В работе проведено внедрение обобщенного параметрического моделирования в математическую модель протекающих физико-механических процессов и реализуемых состояний в элементах ББМ при действии поражающих факторов, а также в задачи синтеза. Этим самым обеспечено новое качество моделирования варьируемость, управляемость и целенаправленное изменение с целью обеспечения заданных ТТХ за счет обоснованного выбора проектно-технологически-производственных решений.
 - 3. При решении задачи о действии ударно-волновой нагрузки на элементы ББМ уч-

тен новый фактор — проектно-технологически-производственные решения. При этом как инструмент обеспечения заданного уровня компонент ТТХ предложен метод анализа влияния этих решений и характеристик ударной волны, являющийся развитием метода анализа реакции бронекорпусов на ударно-волновое нагружение.

- 4. Для решения задачи о бронезащищенности ББМ от действия кинетических боеприпасов разработан подход 3D-анализа полидиаграмм бронестойкости, являющийся развитием традиционных 3D диаграмм, формируемых не просто в виде отдельных поверхностей, а как объединение множества лепестков, получаемых при варьировании тех или иных параметров. Это дает возможность ставить в более адекватной постановке задачи синтеза по критерию защищенности от кинетических боеприпасов.
- 5. Для анализа динамического НДС бронекорпусов от действия усилий отдачи при стрельбе разработана усовершенствованная математическая модель, отличающаяся учетом влияния проектно-технологически-производственных параметров на составляющие этой модели. Это дает возможность строить не только временные распределения напряжений в корпусе, но и параметрические зависимости, которые, в свою очередь, могут стать основой при выборе проектно-технологически-производственных решений.
- 6. Задача отстройки от резонансных режимов путем обоснования проектнотехнологически-производственных решений и параметров бронекорпусов поставлена как задача нелинейного программирования. Далее на основе применения нового подхода с использованием технологии "серого" ящика эта задача сводится к определению чувствительности на основе решения серии пробных задач при конечном варьировании параметров. Получаемый набор "реперных" решений дает основу для сведения задачи к серии задач линейного программирования. Этим достигается соединение преимуществ традиционных технологий "белого (прозрачного)" и "черного" ящиков, в то же время устраняются их недостатки ресурсозатратность и значительная погрешность соответственно. Кроме того, предложено использовать "лепестковую" структуру поверхности отклика и "плавающий" набор реперных решений, что увеличивает точность вследствие локализации аппроксимационных поверхностей в тех подобластях, куда перемещается текущее итерационное приближение искомого решения задачи синтеза, причем аппроксимация осуществляется на все более сжимающейся окрестности текущей точки параметрического пространства. В результате достигается увеличение степени "прозрачности серого" ящика не повсюду, а локализовано, что еще более повышает точность аппроксимации действительной поверхности отклика. В конечном счете получаемый метод сочетает и точность, и экономность, которые существенно превышают свойства традиционных методов.

В итоге создана новая методологическая основа для решения в дальнейшем проблемы проектно-технологически-производственного обеспечения защищенности бронекорпусов от действия комплекса поражающих факторов на этапе проектно-технологических исследований и подготовки производства новых ББМ.

Литература: 1. Литвиненко А.В. Общий подход к проектно-технологическому обеспечению защищенности бронекорпусов транспортных средств специального назначения / А.В. Литвиненко, Н.А. Ткачук, Б.Я. Литвин [и др.] // Механіка та машинобудування. — Харків: НТУ "ХПІ", 2012. — № 2. — С. 221-229. **2.** Литвиненко А.В. Общий подход к проектно-технологическому обеспечению тактико-технических характеристик военных колесных и гусеничных машин путем обоснования параметров бронекорпусов по критериям прочности и защищенности / А.В. Литвиненко // Вісник НТУ "ХПІ". — Харків: НТУ "ХПІ", 2014. — № 29 (1072). — С. 68-77. **3.** Ткачук Н.А. Чувствительность прочностных и

жесткостных характеристик тонкостенных элементов машиностроительных конструкций к неравномерному изменению толщины / Н.А. Ткачук, А.В. Литвиненко, А.В. Ткачук [и др.] // Вісник СевНТУ. Серія: Механіка, енергетика, екологія. — Севастополь: Сев-НТУ, 2013. — Вип. 137. — С.187-191. 4. Литвиненко А.В. Специализированные системы для компьютерного проектирования, исследования и изготовления элементов транспортных средств специального назначения / А.В. Литвиненко // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2013. –№ 23 (996). – С. 111-121. 5. Ткачук Н.А. Основы обобщенного параметрического описания сложных механических систем / Н.А. Ткачук, А.Д. Чепурной, Г.Д. Гриценко [и др.] // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля. — 2007. — №9(115), част. 1. — С. 196-205. 6. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, А.Д. Чепурной [и др.] // Механіка та машинобудування. — Харків: HTУ "XПІ", 2006. — № 1. — С. 57–79. 7. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование / Химмельблау Д. – М.: Мир, 1975. – 534 с. **8.** Карманов В.Г. Математическое программирование / Карманов В.Г. — М.: Изд. группа "URSS", 2004. – 264 с. **9**. Реклейтис Г. Оптимизация в технике. Том 1 / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдел. – М.: Мир, 1986. – 348 с. 10. Реклейтис Г. Оптимизация в технике. Том $2/\Gamma$. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдел. — М.: Мир, 1986. - 320 с. 11. Литвиненко А.В. Методы и средства решения проблемы проектно-технологического обеспечения защищенности корпусов боевых бронированных машин / А.В. Литвиненко, Н.А. Ткачук, А.В. Грабовский [и др.] // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "XIII", 2014. – №22 (1065). – C.106-119. **12**. Zienkiewicz O.C. The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems / Zienkiewicz O.C., Taylor R.L. – McGraw-Hill, London, 1989. – 725 p. 13. Литвиненко А.В. Численное моделирование реакции тонкостенной конструкции на действие ударноволновой нагрузки / И.Н. Карапейчик, С.Т. Бруль, В.М. Мазин [и др.] // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", $2011. - N_{\odot} 51. - C. 59$ -65. **14.** Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения / Н.А. Ткачук, С.Т. Бруль, А.Н. Малакей [и др.] // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2005. - №1. - C.184-194. **15.** Моделирование физико-механических процессов в корпусах легкобронированных машин: подходы, модели, эффекты / С.Т. Бруль, Н.А. Ткачук, А.Ю. Васильев [и др.] // Механіка та машинобудування. — Харків: НТУ "ХПІ", 2011. — № 1. — С. 66-73. 16. Фридман Я.Б. Механические свойства металлов / Я.Б. Фридман. – М.: Машиностроение, 1972. - 472 с. 17. Писаренко Γ .С. Справочник по сопротивлению материалов / Γ .С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с. 18. Чепков И.Б. Модель процесса проникания составного удлиненного поражающего элемента в экранированную преграду / И.Б. Чепков, С.А. Лавриков // Пробл. прочности. — 2003. —№ 2. — C. 102-111. **19.** Математическое представление построения трехмерных тактических диаграмм с учетом движения и изменения ориентации корпуса бронированной машины в пространстве / О.Е. Шаталов, А.Ю. Ларин, А.Ю. Васильев [и др.]// Вестник НТУ "ХПИ". Тем. вып.: Машиноведение и $CA\Pi P$. -2005. -№53. -C.152-161. **20**. Танченко А.Ю. Влияние толишны панелей на спектр собственных частот колебаний корпусов транспортных средств специального назначения / А.Ю. Танченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків : НТУ "ХПІ", 2013. – №23 (996). – С. 138-145. **21.** Голоскоков Е.Г. Нестационарныйе колебания механических систем / $E.\Gamma$. Голоскоков, А.П. Филиппов. — К.: Наукова думка, 1966. — 335 с. 22. Гринев В.Б. Оптимизация стержней по спектру собственных значений / В.Б. Гринев, А.П. Филиппов. – К.: Наук. думка, 1979. – 211 с. 23. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности / К. Васидзу. – М.: Мир, 1987. – 542 с. 24. Метод прямого конечного возмущения конечно-элементных моделей при численном исследовании динамических, жесткостных и прочностных характеристик тонкостенных элементов машин строительных конструкций / А.Ю.Танченко , А.В. Литвиненко, А.Д. Чепурной [и др.] // Вестник Брянского государственного технического университета. – Брянск: БГТУ, 2014. – № 4(44). – С.114-124. **25**. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М.: Наука, 1968. – 560 с. 26. Танченко А.Ю. Методы расчета напряженно-деформированного состояния тонкостенных конструкций при изменении толишны в процессе эксплуатации: дис... кандидата техн. наук: 05.02.09 – динамика и прочность машин / Танченко Андрей Юрьевич. – Харьков, 2013. – 209 с.

Bibliography (transliterated): 1. Litvinenko A.V. Obschiy podhod k proektno-tehnologicheskomu obespecheniyu zaschischennosti bronekorpusov transportnyih sredstv spetsialnogo naznacheniya / A.V. Litvinenko, N.A. Tkachuk, B.Ya. Litvin [i dr.] // Mehanika ta mashinobuduvannya. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. – # 2. – S. 221-229. **2.** Litvinenko A.V. Obschiy podhod k proektno-tehnologicheskomu obespecheniyu taktiko-tehnicheskih harakteristik voennyih kolesnyih i gusenichnyih mashin putem obosnovaniya parametrov bronekorpusov po kriteriyam prochnosti i zaschischennosti / A.V. Litvinenko // Visnik NTU "KhPI". – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – # 29 (1072). –S. 68-77. 3. Tkachuk N.A. Chuvstvitelnost prochnostnyih i zhestkostnyih harakteristik tonkostennyih elementov mashinostroitelnyih konstruktsiy k neravnomernomu izmeneniyu tolschinyi / N.A. Tkachuk, A.V. Litvinenko, A.V. Tkachuk [i dr.] // Visnik SevNTU. Seriya: Mehanika, energetika, ekologIya. – Sevastopol: Sev-NTU, 2013. – Vip. 137. – S.187-191. **4.** Litvinenko A.V. Spetsializirovannyie sistemyi dlya kompyuternogo proektirovaniya, issledovaniya i izgotovleniya elementov transportnyih sredstv spetsialnogo naznacheniya / A.V. Litvinenko // Visnik NTU "KhPI". – Kharkiv: NTU "KhPI", 2013. – #23 (996). - S. 111-121. **5.** Tkachuk N.A. Osnovyi obobschennogo parametricheskogo opisaniya slozhnyih mehanicheskih sistem / N.A. Tkachuk, A.D. Chepurnoy, G.D. Gritsenko [i dr.] // Visnik Shidnoukr. nats. un-tu Im. V.Dalya. – 2007. - #9(115), chast. 1. - C. 196-205. **6.** Konechno-elementnyie modeli elementov slozhnyih mehanicheskih sistem: tehnologiya aytomatizirovannov generatsii i parametrizovannogo opisaniya / N.A. Tkachuk, G.D. Gritsenko, A.D. Chepurnoy [i dr.] // Mehanika ta mashinobuduvannya. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2006. – #1. – S. 57–79. **7.** Himmelblau D. Prikladnoe nelineynoe programmirovanie / D. Himmelblau – M.: Mir, 1975. – 534 s. **8.** Karmanov V.G. Matematicheskoe programmirovanie / Karmanov V.G. – M.: Izd. gruppa "URSS", 2004. – 264 s. **9.** Rekleytis G. Optimizatsiya v tehnike. Tom 1 / G. Rekleytis, A. Reyvindran, K. Regsdel. – M.: Mir, 1986. – 348 s. 10. Rekleytis G. Optimizatsiya v tehnike. Tom 2 / G. Rekleytis, A. Reyvindran, K. Regsdel. – M.: Mir, 1986. – 320 s. 11. Litvinenko A.V. Metodyi i sredstva resheniya problemyi proektno-tehnologicheskogo obespecheniya zaschischennosti korpusov boevyih bronirovannyih mashin / A.V. Litvinenko, N.A. Tkachuk, A.V. Grabovskiy [i dr.] // Visnik NTU "KhPI". - Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. - #22 (1065). - S.106-119. 12. Zienkiewicz O.C. The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems / Zienkiewicz O.C., Taylor R.L. - McGraw-Hill, London, 1989. - 725 p. 13. Lytvynenko A.V. Chyslennoe modelyrovanye reaktsyy tonkostennoy konstruktsyy na deystvye udarno-volnovoy nahruzky / Y.N. Karapeychyk, S.T. Brul', V.M. Mazyn [y dr.] // Visnyk NTU "KhPI". – Kharkiv: NTU "KhPI", 2011. – #51. – S. 59-65. 14. Struktura spetsyalyzyrovannыkh yntehryrovannыkh system avtomatyzyrovannoho analyza y synteza эlementov transportnыkh sredstv spetsyal'noho naznachenyya / N.A. Tkachuk, S.T. Brul', A.N. Malakey [y dr.] // Mekhanika ta mashynobuduvannya. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2005. – #1. – S.184-194. **15.** Modelyrovanye fyzyko-mekhanycheskykh protsessov v korpusakh lehkobronyrovannykh mashyn: podkhody, modeli, effekty / S.T. Brul', N.A. Tkachuk, A.Yu. Vasyl'ev [y dr.] // Mekhanika ta mashynobuduvannya. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2011. – # 1. – S. 66-73. 16. Frydman Ya.B. Mekhanycheskye svoystva metallov / Ya.B. Frydman. – M.: Mashynostroenye, 1972. – 472 s. 17. Pysarenko H.S. Spravochnyk po soprotyvlenyvu materyalov / H.S. Pysarenko, A.P. Yakovlev, V.V. Matveev. – Kyev: Nauk. dumka, 1988. – 736 s. 18. Chepkov Y.B. Model' protsessa pronykanyya sostavnoho udlynennoho porazhayushcheho əlementa v əkranyrovannuvu prehradu / Y.B. Chepkov, S.A. Lavrykov // Probl. prochnostv. – 2003. –# 2. – S. 102-111. 19. Matematycheskoe predstavlenye postroenyya trekhmernykh taktycheskykh dyahramm s uchetom dvyzhenyya v yzmenenyya oryentatsyy korpusa bronyrovannov mashyny v prostranstve / O.E. Shatalov, A.Yu. Laryn, A.Yu. Vasyl'ev [i dr.]// Vestnyk NTU "KhPY". Tem. vyp.: Mashynovedenye y SAPR. – 2005. – #53. – S.152-161. 20. Tanchenko A.Yu. Vliyanie tolschinyi paneley na spektr sobstvennyih chastot kolebaniy korpusov transportnyih sredstv spetsialnogo naznacheniya / A.Yu. Tanchenko // Visnik NTU "KhPI". Seriya: Mashinoznavstvo ta SAPR. – HarkIv: NTU "KhPI", 2013. – #23 (996). – S. 138-145. 21. Goloskokov E.G. Nestatsionarnyiie kolebaniya mehanicheskih sistem / E.G. Goloskokov, A.P. Filippov. – K.: Naukova dumka, 1966. – 335 s. 22. Grinev V.B. Optimizatsiya sterzhney po spektru sobstvennyih znacheniy / V.B. Grinev, A.P. Filippov. – K.: Nauk. dumka, 1979. – 211 s. 23. Vasidzu K. Variatsionnyie metodyi v teorii uprugosti i plastichnosti / K. Vasidzu. – M.: Mir, 1987. – 542 s. 24. Metod pryamogo konechnogo vozmuscheniya konechno-elementnyh modeley pri chislennom issledovanii dinamicheskih, zhestkostnyih i prochnostnyih harakteristik tonkostennyh elementov mashin stroitelnyih konstruktsiy / A.Yu.Tanchenko , A.V. Litvinenko,

A.D. Chepurnoy [i dr.] // Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tehnicheskogo universiteta. – Bryansk: BGTU, 2014. – # 4(44). – S.114-124. **25**. Babakov I.M. Teoriya kolebaniy / I.M. Babakov. – M.: Nauka, 1968. – 560 s. **26.** Tanchenko A.Yu. Metodyi rascheta napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya tonkostennyih konstruktsiy pri izmenenii tolschinyi v protsesse ekspluatatsii: dis... kandidata tehn. nauk: 05.02.09 – dinamika i prochnost mashin / Tanchenko Andrey Yurevich. – Harkov, 2013. – 209 s.

Хлань О.В., Малакей А.М., Ткачук М.А., Зарубіна А.О., Грабовський А.В., Танченко А.Ю., Васильєв А.Ю., Литвиненко О.В., Посохов В.В., Кохановська О.В., Храмцова І.Я., Набоков А.В.

ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГІЧНО-ВИРОБНИЧЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТАКТИКО-ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БОЙОВИХ БРОНЬОВАНИХ МАШИН: ПІДХОДИ, МОДЕЛІ І МЕТОДИ

У статті міститься виклад загальних підходів, методів та моделей для проектнотехнологічно-виробничого забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин (ТТХ). ТТХ розглядаються як результат технічних рішень на етапах проектування, технологічної підготовки та виробництва. Реакція елементів бойових броньованих машин на дію чинників ураження моделюється системою диференціальних рівнянь, у яку інтегруються варійовані параметри. Цілеспрямована зміна цих параметрів призводить до поліпшення ТТХ бойових броньованих машин.

Хлань А.В., Малакей А.Н., Ткачук Н.А., Зарубина А.А., Грабовский А.В., Танченко А.Ю., Васильев А.Ю., Литвиненко А.В., Посохов В.В., Кохановская О.В., Набоков А.В. ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИ-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТАКТИКО-ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК БОЕВЫХ БРОНИРОВАННЫХ МАШИН: ПОДХОДЫ, МОДЕЛИ И МЕТОДЫ

В статье изложены общие подходы, методы и модели для проектно-технологично-производственного обеспечения тактико-технических характеристик боевых бронированных машин (ТТХ). ТТХ рассматриваются как результат технических решений на этапах проектирования, технологической подготовки и производства. Реакция элементов боевых бронированных машин на действие поражающих факторов моделируется системой дифференциальных уравнений, в которую интегрируются варьируемые параметры. Целенаправленное изменение этих параметров приводит к улучшению ТТХ боевых бронированных машин.

A. Khlan, A. Malakey, M. Tkachuk, A. Zarubina, A. Grabovskiy, A. Tanchenko, A. Vasiliev, A. Lytvynenko, V. Posohov, O. Kokhanovska, A. Nabokov DESIGN, TECHNOLOGICAL AND PRODUCTION SUPPORT OF PERFORMANCE

CHARACTERISTICS OF ARMORED COMBAT VEHICLES: APPROACHES, MODELS
AND METHODS

The paper contains an outline of common approaches, methods and models for the design, technological and production support of performance characteristics of armored combat vehicles. Performance characteristics are considered as a result of technical solutions at the design, manufacturing and manufacturing stages. The reaction of armored combat vehicles elements to the action of damaging factors is modeled by the system of partial differential equations. Variable parameters are integrated into this system of equations. A purposeful change of these parameters leads to improved performance characteristics of armored combat vehicles.

УДК 629.4: 539.3

Чепурной А.Д., д-р техн. наук; Шейченко Р.И.; Граборов Р.В.; Ткачук Н.А., д-р техн. наук; Бондаренко М.А.; Грабовский А.В., канд. техн. наук; Лунев Е.А.; Ткачук А.В., канд. техн. наук; Набоков А.В., Бондаренко Л.Н.

ИННОВАЦИОННЫЙ ВАГОН-ЦИСТЕРНА ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ЛЕГКОВЕСНЫХ ХИМИЧЕСКИХ ПРОДУКТОВ

Ввеление. Обеспокоенность международного сообщества вызвана климатическими изменениями и нашла отражение в рамочной конвенции ООН об изменении климата [1], принятой в 1992 году на Саммите Земли в Рио-де-Жанейро, основные положения которой были конкретизированы в процессе встреч участников Киотского протокола, Конференции сторон конвенции (Conference of the Parties, COP) по изменению климата а также ряде национальных Конференций стран-участниц Соглашения. Основные тенденции по внедрению энергоэффективных технологий внедряются на уровне национальных законодательных актов. При этом регулируются отношения по энергосбережению и повышению энергетической эффективности, требования предписываются К решениям, влияющим на энергетическую эффективность, а также требования к отдельным элементам, конструкциям и к их свойствам, к устройствам и технологиям. Наряду с этим предусматривается осуществление государственной поддержки и содействие в разработке и использовании объектов, технологий, имеющих высокую энергетическую эффективность.

Таким образом, на уровне национальных законодательств предписывается необходимость руководствоваться энергосберегающими технологиями и конструктивными решениями при разработке и внедрении новых проектов.

Цель работы и описываемого проекта создания инновационного вагона соответствует существующим приоритетам [2], стратегии инновационного развития железных дорог в части организации производства подвижного состава нового поколения, разработки новых типов и образцов подвижного состава, обеспечивающих повышение надёжности и безопасности эксплуатации.

Состояние вопроса. В проекте большое значение отведено грузовому транспорту, который предполагается использовать для осуществления перевозок [2]. Учитывая значительные расстояния, которые необходимо преодолевать, транспорт должен быть скоростным и обеспечивать движение поездов с отдельными типами вагонов (платформ, рефрижераторов и пр.) до 140 км/ч. Это предполагает широкое внедрение скоростного подвижного состава с одновременным снижением удельного расхода топливно-энергетических ресурсов.

Ретроспективный анализ технико-экономических показателей серийных вагонов-цистерн для перевозки химических продуктов, выполненный на основе [3] издания 1993 г., позволяет проследить тенденцию увеличения грузоподъемности, осевой нагрузки и диаметра котла на протяжении второй половины 20-го века. На момент издания справочного пособия максимальный диаметр котла серийных вагоновцистерн составлял 3200 мм и был обусловлен габаритом 1-Т. Современный справочник [4] показывает, что разработчики новых конструкций вагонов-цистерн массово освоили разработку котлов диаметром 3200 мм.

Сейчас, спустя четверть века, модернизация инфраструктуры в части повышения допускаемой осевой нагрузки и расширения допускаемых габаритов подвижного состава дает разработчику возможность поиска новых конструктивных решений по интенсификации перевозочного процесса.

Максимальный объём котла серийного вагона-цистерны с длиной по осям автосцепок 12020 мм имеет Тихвинский завод химического машиностроения, входящий в Объединённую вагонную компанию [5]. Разработанный ВНИЦТТ вагонцистерна мод. 15-6880-01 для перевозки метанола в габарите Тпр имеет диаметр котла 3350 мм и объём 94 м³.

Конструкторское подразделение цистерностроения научно-инженерного центра разработало конструкцию вагонов-цистерн, способную при её массовом внедрении оказать значительное влияние на эффективность процесса перевозок. Следующим логичным шагом компании РТХ видится переход на разработку и постройку подвижного состава под наливные грузы низкой плотности в габарите Тц.

Технические характеристики инновационного изделия. Создание инновационного вагона-цистерны для легковесных химических продуктов модели 15-6899 (рис. 1), отвечающего существующим параметрам всем инновационных показателей (табл. 1), повышенные имеющего техникоэкономические показатели. Грузоподъемность – 74,5 т; объем котла $-95,0 \text{ м}^3$; диаметр центральной



Рис. 1. Опытный образец вагона-цистерны для легковесных химических продуктов мод. 15-6899

царги котла -3500 мм; масса тары -25 ± 0.5 т; расчетная осевая нагрузка -25 т/ось; габарит по ГОСТ 9238-2013 — Тц; база вагона -7800 мм; длина по осям автосцепок -12020 мм; конструкционная скорость -120 км/ч.

Таблица 1
Параметры инновационных показателей специализированных вагонов-пистерн

параметры инновационных показателей специализированных вагонов-цистерн					
ОПЖТ* (по итогам Комитета НП "ОПЖТ" по грузовому ПС от 18.07.2014 и в соответствии с Перечнем параметров, обеспечивающих инновационность грузового ПС)	МИНПРОМТОРГ	СОЖТ** (по итогам РГЭ*** от 14.11.2014г.)			
СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЕ ВАГОНЫ–ЦИСТЕРНЫ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ					
ХИМИЧЕСКИХ И СПЕЦИАЛЬНЫХ ГРУЗОВ (КИСЛОТ)					
Грузоподъемность вагона-	Грузоподъемность вагона-	Грузоподъемно-			
цистерны не менее 68 т	цистерны, не менее 68 т	сть не менее 68 т			
Восприятие осевой нагрузки от 25	Восприятие осевой				
тс и выше	нагрузки от 25 тс и выше.				
Назначенный срок службы не	Назначенный срок службы				
менее 27 лет	не менее 27 лет				

^{*}ОПЖТ – Объединение производителей железнодорожной техники

Назначение, область использования инновационного изделия. Назначение описываемого проекта — обоснование технических решений, освоение в серийном производстве и выпуск вагонов-цистерн для перевозки легковесных химических грузов с повышенными по сравнению с серийными вагонами технико-экономическими

^{**}СОЖТ – Союз операторов железнодорожного транспорта

^{***}РГЭ – Рабочая группа экспертов

параметрами. Область использования – железнодорожный перевозочный процесс.

Актуальность проекта. Актуальность проекта обусловлена значительной ролью легковесных (с плотностями ок. 0.8 т/m^3) химических продуктов в химической промышленности многих стран. Подвижной состав, используемый при транспортировке наливных грузов, имеет традиционную длину шага сливо-наливных эстакад 12020 мм. С переходом на осевую нагрузку 25 т открываются перспективы по повышению провозной способности железной дороги и повышению интенсивности перевозочного процесса. Препятствием к полному использованию осевой нагрузки служит использование подвижного состава, построенного в габарите 1-Т диаметром 3200 мм, объём цистерны которого не позволяет залить более $85 \div 86 \text{ m}^3$.

Выходом из этого противоречия может служить переход на перспективные габариты Тпр и Тц вновь строящегося подвижного состава. Тц, как наибольший из допустимых габаритов ГОСТ 9238, выбран для инновационного проекта, поскольку он позволяет максимально полно реализовать потенциал осевой нагрузки 25 т при традиционной длине шага эстакад 12020 мм.

Структура научных исследований. При реализации проекта были проведены научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, направленные на достижение показателей вагона, соответствующих или превышающих мировой уровень.

Переход на осевую нагрузку 25 т/ось, являющуюся одним из критериев инновационного подвижного состава, по сравнению с осевой нагрузкой 23,5 т дает прибавку к массе брутто 6 тонн. С учетом коэффициента тары вагона ожидаемая прибавка грузоподъемности составляет 3,5-4,5 т.

Для оптимизации конструкции была построена математическая модель, учитывающая основные конструктивные особенности вагона цистерны. Были выбраны критерии оптимизации и установлены допустимые пределы варьирования. В результате вычислительного эксперимента на имитационных моделях (рис. 2) вся возможная прибавка 6 т была обращена в грузоподъемность, а, кроме того, за счет оптимизации конструкции грузоподъемность повышена дополнительно более, чем на 3 т по сравнению с аналогами, построенными в габарите 1-Т.

Впервые были апробированы методики расчета вагонов-цистерн с несущей нецилиндрической оболочкой котла и показана их техническая и технологическая возможность изготовления на серийном производстве.

По результатам выполнения опытно-конструкторских работ опубликован ряд статей в специализированных научных изданиях [6–10], сделаны доклады на научно-технических конференциях.

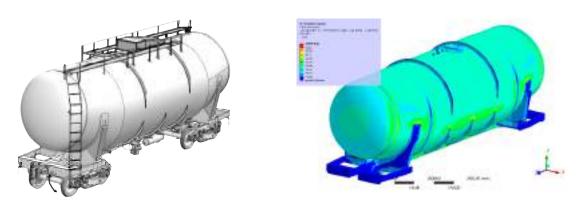


Рис. 2. Твердотельная модель инновационного вагона-цистерны мод. 15-6899 и результаты вычислительного эксперимента

<u>Транспортне машинобудування</u>

Описание. Путь увеличения на 200–300 мм диаметра цилиндрического котла вагона-цистерны, который выглядит наиболее очевидным, ведет к повышению ординаты центра тяжести груженого вагона, что неминуемо влечёт снижение устойчивости вагона. Нормами [11] предписано максимально допустимое положение центра тяжести, и, таким образом, увеличение диаметра цилиндрического котла до значения, допустимого габаритом Тпр, Тц, делает вагон неустойчивым.

Для разрешения этого противоречия был разработан котел с коническими консольными частями, верхняя образующая которого находится на одном уровне, а средняя часть, имеющая максимальный диаметр, допускаемый габаритом Тц, опущена до значения, обеспечивающего устойчивость вагона по требованиям [11, 12].

В традиционных конструкциях вагонов-цистерн для перевозки легковесных продуктов применяется цилиндрический котел. Одним из действенных путей снижения материалоемкости и коэффициента тары является отказ от продольного элемента жесткости вагона — хребтовой балки и переход к цельнонесущему кузову. Впервые такой опыт был получен при разработке большегрузных вагонов-цистерн для бензина (рис. 3) в условиях Ждановского завода тяжелого машиностроения в содружестве с МИИТ и ВНИЖТ. Впервые в мировой практике вагоностроения спроектированный вагон имел кольцевые элементы жесткости переменного сечения. Отсутствие продольной хребтовой балки позволило снизить массу тары на 2,5—3 тонны [13].





Рис. 3. Безрамный восьмиосный вагон-цистерна производства «Азовмаш»

Инновационному проекту вагона-цистерны для легковесных химических продуктов в габарите Тц мод. 15-6899 присущи апробированные конструкторские решения, подтвержденные многолетней эксплуатацией. Рационально размещенные шпангоуты переменного сечения наряду с отказом от хребтовой балки позволяют экономить 2 т металла (в сравнении с ближайшим аналогом в габарите Тпр) при большем объёме котла. При расчётном среднесуточном пробеге грузового вагона 342 км [14] при сроке службы 36 лет эксплуатация такого вагона позволяет получить экономию 8,74 млн. т-км. При расходе энергоресурсов при транспортировке грузовым подвижным составом 677 кДж/т-км [15] экономия составляет 1643 МВт-ч энергии на один вагон. Экономия при постройке одного состава длиной 71 условный вагон (83 инновационных цистерн) составляет 166 тонн стали; при эксплуатации — 272,7 ГВт-ч электрической энергии за нормативный срок службы.

Следует отметить, что вагоны с цельнонесущим кузовом (рис. 4) наряду со своим большим техническим совершенством требуют также и более высокой культуры производства, повышенного уровня подготовки инженеров, производящих технические расчёты, а также больший расход времени и средств на испытания и освоение серийного выпуска. Эти обстоятельства привели к тому, что при разрыве промышленных связей в 1991-1998 годах между предприятиями бывшего Советского Союза в серийном производстве были оставлены лишь вагоны старого типа рамной конструкции. Таким образом, магистрали стран с колеей 1520 мм массово заполнили вагоны старых типов, не отвечающие современным тенденциям в проектировании подвижного состава.

Текущее положение призваны исправить ряд стимулирующих мер, согласно которым начисляются выплаты предприятиям, закупающим инновационный подвижной состав, а также регуляторы технической политики, которые установили показатели инновационности грузовых вагонов через грузоподъемность и коэффициент тары. Принятые меры стимулируют разработчиков искать новые конструктивные решения по сокращению материалоемкости новой техники, снижению коэффициента тары, что неизбежно влечёт увеличение доли работ, связанных с математическим моделированием, выполнением вычислительных экспериментов на математических моделях и прочими расчётными и экспериментальными работами.

Как указывает [16], масса груза не подлежит уменьшению, в то же время массу тары снижают новыми конструктивными решениями, перераспределением материалов в конструкции (усилением нагруженных зон при одновременном снижении материалоёмкости других, менее нагруженных), а также внедрением новых конструкционных материалов, имеющих меньшую плотность или повышенную прочность. Вывод, сделанный авторами, о путях снижения энергозатрат применительно к созданию инновационного подвижного состава: основным способом является снижение массы тары — для всех типов вагонов.



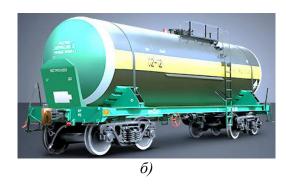


Рис.4. Вагоны-цистерны производства Уралвагонзавода: a) — безрамная; δ) — рамная

Преимущества вагона-цистерны по сравнению с выпускаемой техникой и с инновационными разработками аналогичного назначения. Перед разработкой нового вагона-цистерны Научно-инженерным центром УК «РэйлТрансХолдинг» проводилась большая работа по поиску и исследованию вагонов-цистерн ведущих мировых производителей, отбираются наилучшие представители и осуществляется их анализ на техническое совершенство конструктивных решений. Анализ проводился с точки зрения функциональности, технологичности, ремонтопригодности и техникоэкономических показателей вагона. На основе анализа производился выбор того направления, котором были сосредоточены усилия конструкторов проектирования конкурентоспособного изделия. Стратегия выбора направления сосредоточения конструкторских усилий зависит от характера вагона, который находится в разработке.

Основным производителем вагонов-цистерн в странах СНГ был «Азовмаш», Украина, который резко снизил выпуск продукции в настоящее время.

Поскольку из вагоностроительных заводов РФ лишь Тихвинский завод химического машиностроения освоил производство вагонов-цистерн с повышенными технико-экономическими показателями, основной акцент при сопоставлении конструкции выполнен на его продукции (рис. 5, 6).

Ранее предпринимались попытки построить вагон-цистерну с нецилиндрическим котлом в габарите 1-Т. Совместная разработка учёных ПГУПС и Рузхиммаш была выполнена в начале 2000-х годов. Опытный образец, построенный на

стадии освоения производства (рис. 7), прошел испытания, но на серийное производство поставлен не был, поскольку технико-экономические параметры его были недостаточны для обеспечения конкурентных преимуществ перед массово производимыми в то время вагонами-цистернами.



Рис. 5. Вагон-цистерна мод. 15-6880-01 производства ОВК в габарите Тпр



Рис. 6. Вагон-цистерна мод. 15-6880 производства ОВК в габарите 1-Т

Вагоны производства остальных стран рассматривались с точки зрения анализа конструктивных элементов И принятых конструктивных решений. При анализе учитывались особенности национальных нормативных документов стран-производителей вагонов, а также особенности эксплуатации. Так, вагонам-цистернам стран Северной Америки (рис. 8) нормативными документами предписано иметь обечайку повышенной толщины, которая обеспечивает значительный запас прочности. Это обстоятельство позволяет разработчикам отказаться от хребтовой балки в пользу несущего котла.



Рис. 7. Вагон-цистерна с нецилиндрическим котлом постройки Рузхиммаш

Разработчики вагонов-цистерн Японии используют котлы нецилиндрической формы (рис. 9), руководствуясь стремлением более полно использовать потенциал габарита. Жёсткие ограничения, накладываемые узкой колеёй, сравнительно малой осевой нагрузкой и стремлением повысить провозную способность железных дорог при перевозке наливных грузов вызывают необходимость поиска рациональных форм котла, толщин его элементов.

Конструкция вагонов-цистерн с нецилиндрическим котлом Китая (рис. 10) в значительной мере воспроизводит конструктивные решения стран Северной Америки и Европы. Страны ЕС также изготавливают вагоны-цистерны с нецилиндрическими котлами. Так, на выставке Иннотранс-2016 в Берлине был показан вагон-цистерна (рис. 11) с котлом, состоящим из двух конических сегментов.

Как уже упоминалось, прямое сравнение вагонов разных стран не может дать объективных результатов, поскольку каждая вагоностроительная школа руководствуется теми ограничениями (осевая нагрузка, силовые факторы, габарит, нормативное поле, пр.), которые действуют в полигоне обращения разрабатываемого подвижного состава.

Сравнительный анализ, проведенный при разработке инновационного вагона мод. 15-6899, выявил те, проверенные практикой эксплуатации, конструктивные решения, которые позволяют повысить технико-экономические параметры вагонацистерны, его надёжность, долговечность, безопасность, табл. 2, рис. 12. Такие конструктивные решения прошли проверку на патентную чистоту и, в случае установления таковой, были реализованы в инновационном изделии.

Технические преимущества. Технические преимущества инновационного вагона порождены анализом технических проблем традиционных вагонов-цистерн, выпускавшихся заводами-изготовителями, a также поставленных производство в последние годы, и новыми техническими решениями, отвечающих инновационным требованиям к подвижному составу. Повышенная до 25 тонн осевая увеличить позволяет значительно грузоподъемность 74,5 т нагрузка до $(+11,4\div12,7\%)$. Увеличен объём котла до 95 м³ $(+7,3\div13,7\%)$.



Рис. 8. Безрамный вагон-цистерна с котлом переменного сечения, США



Рис. 9. Вагон-цистерна с нецилиндрическим котлом производства Японии



Рис. 10. Вагон-цистерна с нецилиндрическим котлом производства КНР



Рис. 11. Вагон-цистерна с нецилиндрическим котлом производства EC

Tаблица 2 Технические и функциональные показатели инновационного вагона-цистерны по сравнению с лучшими аналогами

	Производитель, модель								
Параметр	Азовма Ш	РМ Рейл		Алтай вагон	УВ3		ОВК		УК «РТХ»
	1610	1213- 01	1240	2132	150-05	5157-04	6880	6880-01	6899
Грузоподъёмность, т	66	66	65	66	65	73	73	71,7	74,5
Масса тары, т	25	26-28	27,2-28	27-28	28-28,5	25,1-27	27	28,5	25
Объём котла, м ³	85,6	85,5	82	85,5	85,6	87,1	88	94	95
Внутренний диаметр котла, мм	3200	3200	3200	3200	3200	3200	3240	3350	3000÷ 3500
Габарит по ГОСТ 9238-2013	1-T	1-T	1-T	1-T	1-T	1-BM	1-T	Тпр	Тц
Модель тележки типа	18-100	18-100	18-100	18-100	18-100			18-9855 (Барбер)	18-194- 01
Расчётная статическая нагрузка от колесной пары на рельсы, тс	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	25	25,0	25,0	25,0

Вагон-цистерна полной мере В отвечает требованиям СМГС [17], имеет значительное инноваций, количество учитывающих опыт эксплуатации тенденции развития специального подвижного состава, свободен ОТ присущих недостатков, традиционным вагонам-цистернам.

Технические и функциональные инновационного вагонапоказатели цистерны по сравнению с лучшими аналогами. Требования к восприятию 25 тс осевой нагрузки инновационным составом исключают подвижным рассмотрения европейские вагоныцистерны с более низкой осевой нагрузкой, а также вагоны-цистерны производства США с более высокой осевой нагрузкой поэтому 27 тс. качестве аналогов рассматривался подвижной состав, эксплуатирующийся на путях СНГ.

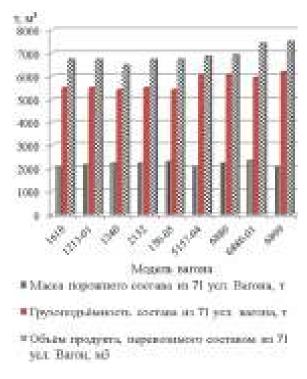


Рис. 12. Сравнительная диаграмма техникоэкономических показателей

Анализ показателей вагонов-цистерн

– аналогов показывает, что инновационный вагон-цистерна превосходит лучшие аналоги по всем показателям.

Технологическая новизна проекта и готовность производственной базы к его реализации. Новизна и оригинальность конструкции отмечена [18]. При разработке инновационного проекта предусматривалась возможность изготовления вагона-цистерны на любом предприятии, имеющем опыт цистерностроения. Инновационные показатели достигнуты путём внедрения их в конструктив, но не в технологию. Использование типовых технологических процессов обеспечивает уменьшение стоимости готового изделия и положительно сказывается на сроках и стоимости реализации проекта. Готовность производственной базы к реализации проекта была обеспечена дооснащением завода-изготовителя автоматизированным сварочным оборудованием, обеспечивающим стабильность показателей качества.

Показатели безотказности, долговечности, ремонтопригодности, сохранности проектируемого изделия. Показатели надёжности соответствуют значениям, приведённым в табл. 3. Показатели безотказности, надёжности, долговечности соответствуют требованиям, предъявляемым к инновационному подвижному составу. Ремонтопригодность обеспечивается внедрением в конструкцию стандартных комплектующих, унифицированных элементов, типовых технологических процессов.

Показатели, характеризующие ограничения вредных воздействий. В соответствии с кодом цистерны L4DH по СМГС вагон-цистерна имеет герметичный сосуд, который исключает контакт продукта с окружающим воздухом, это обеспечивает практическую значимость экологической эффективности проекта. Безопасность цистерны подтверждается сертификатом соответствия техническим

регламентам о безопасности оборудования, работающего под избыточным давлением». Конструкция сливо-наливных коммуникаций цистерны обеспечивает закрытый способ проведения сливо-наливных операций, исключая вредное воздействие паров продукта на обслуживающий персонал. Вагон оснащен подножками составителя, лестницами и площадками для обслуживания устройств, находящихся наверху цистерны. Все возможные места контакта обслуживающего персонала с вагоном спроектированы с учётом эргономических показателей для возможности удобного проведения операций обслуживания и отвечают требованиям предписывающих нормативных документов.

Показатели надёжности

Таблица 3

Параметры и характеристики	Значение
Назначенный срок службы цистерн, лет	36
Назначенный срок службы до первого капитального ремонта, лет	12
Нормативы периодичности проведения деповского ремонта цистерн	
по критерию фактически выполненного объёма работ, пробегу, тыс.	
км (лет)	500 (6)
- первый после постройки	250 (4)
- после деповского ремонта	250 (4)
- после капитального ремонта	230 (4)

Показатели экономного использования сырья, материалов, топлива, энергии, трудовых ресурсов. При изготовлении вагона-цистерны была освоена технология производства с максимально возможным коэффициентом полезного использования сырья и материалов. Это было достигнуто следующими способами:

- заказ металлопроката «чистового» размера с обрезной кромкой и его использование в изготовлении без дополнительной мехобработки;
 - автоматизация раскроя;
 - сокращением подгоночных работ.

Энергоёмкие технологические процессы (сварка, резка) сведены к необходимому минимуму, а такие процессы как горячая ковка, штамповка — исключены из техпроцесса на заводе-изготовителе. Длина сварных швов, требующих значительный объём энергии, на вагоне сведена к необходимому минимуму.

используется в технологическом процессе Топливо для межцеховой транспортировки заготовок, которые невозможно перевезти существующим заводским электротранспортом. Установленные современные источники питания преобразователи высоким КПД обеспечивают экономное использование электрической энергии при выполнении всех технологических операций.

Трудовые ресурсы используются только там, где необходимо экономически обоснованное непосредственное участие человека в технологическом процессе. Сварка типовых протяженных конструктивных элементов (хребтовая балка рамы, продольные и кольцевые швы цистерны, пр.) выполняются на автоматических линиях.

Рабочие места сварки котлов оснащены универсальными модульной компоновки сварочными системами производства ESAB для сварки под флюсом, обеспечивающим высокую точность поддержания режимов сварки и качество сварных соединений.

разделять на те, которые получают:

- 1)8 владелец вагона (повышенные технико-экономические параметры и увеличенный срок службы), рис. 13: увеличен межремонтный интервал до 500 тыс. км (6 лет), увеличен срок службы вагона до 36 лет (+25 %), при перевозке продукта составом из 71 условного вагона (83 вагона-цистерны) масса продукта увеличена до 6183,5 т (что на 124,5 т выше аналогов ближайшего аналога в габарите Тпр и соответствует двум дополнительным вагонам-цистернам, а также на 788,5 т превосходит грузоподъёмность состава в габарите 1-Т);
- 2)8инфраструктура (повышенная интенсивность перевозочного процесса, пониженные удельные расходы на транспортировку), рис.14;
- 3) 8 общество (снижение экологической нагрузки за счёт пониженного коэффициента тары и, как следствие расхода энергии на тягу состава [19]), рис. 15.

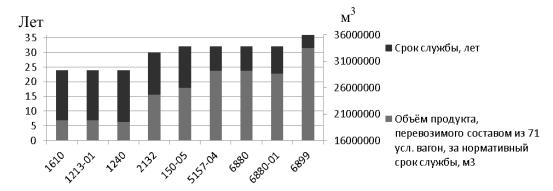


Рис. 13. Прямые экономические преимущества вагона-цистерны в сравнении с аналогами

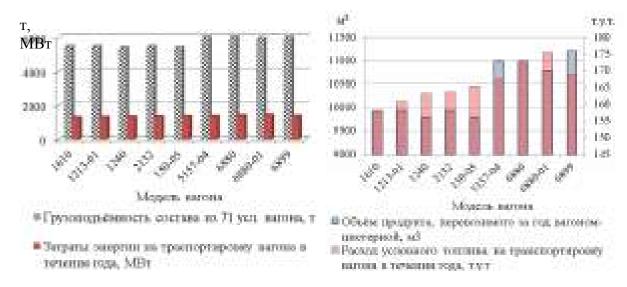


Рис. 14. Сопоставление затрат энергии (тяги) на транспортировку продукта

Рис. 15. Сравнение показателей экологической нагрузки на окружающую среду и объёма перевозимого продукта вагонов-цистерн

Стадия освоения инновационного проекта. Вагон-цистерна проходит комплекс испытаний, получил высокую оценку, необходимые на данном этапе сертификаты и декларации в стадии оформления, вагон-цистерна находится на завершающей стадии постановки на серийное производство (рис. 16).

Текущий уровень реализации проекта — подготовка серийного производства и поставки продукции в соответствии с договором, заключённым заводом-изготовителем с заказчиком.

Потенциальная потребность рынка. Потенциальная потребность рынка неоднократно была заявлена на ежегодных конференциях «Метанол». Ощущается дефицит вагонов-цистерн для перевозки



Рис. 16. Подготовка вагона к испытаниям

химических продуктов, и ситуация с парком по их перевозке имеет тенденцию к ухудшению. Потребность внутреннего рынка сейчас составляет 1200÷1500 вагонов-цистерн ежегодно. Кроме того, вагон-цистерна может быть использован для экспортных перевозок излишков производимых легковесных химических продуктов.

Патентноспособные решения, примененные в конструкции вагон-цистерны, защищены патентами на изобретения и на полезные модели [20]. Часть заявленных материалов прошла экспертизу, получила положительные решения, и в ближайшее время предстоит получение дополнительных патентов. Кроме того, на часть новых патентноспособных технических решений заявочные материалы находятся в стадии подготовки к подаче.

Выводы. В инновационном вагоне-цистерне использованы технические решения, позволяющие уменьшить трудоёмкость, массу тары, сложность сборки, затраты на эксплуатацию, увеличив при этом надёжность и прочность конструкции.

Конструкция вагона должным образом задокументирована, технологические процессы производства воспроизводимы на любом цистерностроительном предприятии, таким образом, инновационный проект свободен от «секретов производства» и может быть подготовлен к внедрению на вагоностроительных предприятиях, имеющих необходимую оснастку.

Разработчик проекта — УК «Рэйлтрансхолдинг» — имеет опыт реализации инновационных проектов в области постройки подвижного состава. Только за последние 2 года им была разработан целый ряд новых инновационных вагонплатформ модульной конструкции, не имеющих аналогов, для перевозки широкой номенклатуры генеральных грузов, получивший положительные отзывы от эксплуатирующей организации, а также семейство инновационных крытых вагонов различного объёма. Разработка инновационного подвижного состава является непрерывным процессом в стратегии компании, поэтому инновационные проекты находятся на разных стадиях реализации: от разработки конструкторской документации до серийного производства.

При проведении проектных исследований привлечены подходы, методы и модели для обоснования проектно-технологических решений инновационных изделий, описанные в работах [6–10]. Они были успешно опробованы на целом ряде других изделий, что дало возможность распространить эти наработки на данный проект. В ходе исследований были достигнуты положительные результаты, что позволило достичь высокие технические характеристики созданного вагона-цистерны.

Литература: 1. Рамочная конвенция ООН об изменении климата, РКИК (Framework Convention on Climate Change, UN FCCC. Режим доступа: http://unfccc.int/resource/docs/convkp/convru.pdf. 2. Осипов Γ .,B. Интегральная евразийская инфраструктурная система как приоритет национального развития страны / Γ .,B. Осипов,

В. А. Садовничий, В. И. Якунин. – М.: ИСПИ РАН, 2013. – 62 с. 3. Пособие. Специализированные иистерны для перевозки опасных грузов. Справочное пособие. М.: Издательство стандартов, 1993. 4. Грузовые ЖД Вагоны. Альбом-справочник. Колея 1520 мм. Часть 6.3 — Вагоныиистерны для химических веществ. http://www.agonta.com/dwlds/1520mm tanks 4 chem.pdf. 5. http://www.tvsz.ru 6. Чепурной А. Д. Инновационный вагон-цистерна для перевозки легковесных химических продуктов модели 15-6899 / А. Д. Чепурной, Р. И. Шейченко, Р.В. Граборов, Н.,А. Ткачук, М. А. Бондаренко / Подвижной состав ХХІ века: идеи, требования, проекты: материалы XII Межднародной научно-технической конференции, Санкт-Петербург, 5-9 июля 2017 г.-СПб.: ФГБОУ ВО ПГУПС, 2017.— с.32–33. 7. Marchenko A. Analysis and synthesis of complex spatial thin-walled structures / A. Marchenko, A. Chepurnoy, V. Sen'ko, S. Makeev, O. Litvinenko, R. Sheychenko, R. Graborov, M. Tkachuk, M. Bondarenko / Proceedings of the Institute of Vehicles. – Institute of Vehicles of Warsaw University of Technology. – 2017. – No. 1(110). – рр. 17–29. 8. Чепурной А. Д. Экспериментальные исследования грузового вагона / А. Д. Чепурной, А. В. Литвиненко, А. Н. Баранов, Р. И. Шейченко, М. А. Бондаренко // Вісник HTV «ХПІ». 36. наук. праць. Серія: Транспортне машинобудування. – Х.: HTV «ХПІ», 2014. – №22 (1065). – С. 44-61. 9. Методологические основы расширенных прочностных и динамических исследований при испытаниях длиннобазных платформ / В.,И. Сенько, С. В. Макеев, А. Д. Чепурной, А. В. Литвиненко, Р. И. Шейченко, Р. В. Граборов, Н. А. Ткачук, М. А. Чубань // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. - №1. - С. 67-81. 10. Испытания вагона-платформы универсальной / В.,И. Сенько, С.,В. Макеев, А. Д. Чепурной, Р. И. Шейченко, А. В. Литвиненко, Р. В. Граборов, Н. А. Ткачук, М. А. Чубань // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. – №12 (1184). – С. 71–83. – doi:10.20998/2413-4295.2016.12.10. 11. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 319 с. **12.** ГОСТ 33211-2014 Вагоны грузовые. Требования к прочности динамическим качествам. 13. http://www.agonta.com/cont_ru/railcars/info/info_tank.html РД 24.050.37.95 Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества. 15. Карпенков С. Х. Концепции современного естествознания: учеб. Для вузов / С. Х. Карпенков – 12-е изд. перераб. и доп. М.: «Высшая школа» 2014. **16.** Гапанович В. А. Энергосбережение на железнодорожном транспорте: учебник для вузов / В. А. Гапанович, В. Д. Авилов, Б. А. Аржанников: под. ред. В.А. Гапановича. — М.: Изд. Дом МИСиС, 2012. — 620 с. 17. Соглашение о международном железнодорожном грузовом сообщении (СМГС) (действует с 1 ноября 1951 г. с изменениями и дополнениями на 1 июля 2015 г.). 18. Рекомендации XII международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты» 5-9 июля 2017 г., г. Санкт-Петербург. http://www.nvcvagon.ru/UserFiles/recomend.pdf 19. http://www.cogeneration.ru/ratio 20. Железнодорожный вагон-цистерна RU 170382 U1.

Bibliography (transliterated): 1. Ramochnaya konventsiya OON ob izmenenii klimata, RKIK (Framework Convention on Climate Change, UNFCCC. Rezhim http://unfccc.int/resource/docs/convkp/convru.pdf. 2. Osipov G. V. Integralnaya evraziyskaya infrastrukturnaya sistema kak prioritet natsionalnogo razvitiya stranyi / G. V. Osipov, V. A. Sadovnichiy, V. I. Yakunin. – M.: ISPI RAN, 2013. – 62 p. 3. Posobie. Spetsializirovannyie tsisternyi dlya perevozki opasnyih gruzov. Spravochnoe posobie. M.: Izdatelstvo standartov, 1993. 4. Gruzovyie ZhD Vagonvi. Albom-spravochnik. Koleya 1520 mm. Chast 6.3 – Vagonvi-tsisternyi dlya himicheskih http://www.agonta.com/dwlds/1520mm tanks 4 chem.pdf. veschestv. *5*. http://www.tvsz.ru **6.** CHepurnoj A. D. Innovacionnyj vagon-cisterna dlya perevozki legkovesnyh himicheskih produktov modeli 15-6899 / A. D. CHepurnoj, R. I. SHejchenko, R.V. Graborov, N. A. Tkachuk, M. A. Bondarenko / Podvizhnoj sostav XXI veka: idei, trebovaniya, proekty: materialy XII Mezhdnarodnoj nauchno-tekhnicheskoj konferencii, Sankt-Peterburg, 5-9 iyulya 2017 g.-SPb.: FGBOU VO PGUPS, 2017.-s.32-33. 7. Marchenko A. Analysis and synthesis of complex spatial thin-walled structures / A. Marchenko, A. Chepurnoy, V. Sen'ko, S. Makeev, O. Litvinenko, R. Sheychenko, R. Graborov, M. Tkachuk, M. Bondarenko / Proceedings of the Institute of Vehicles. – Institute of Vehicles of Warsaw University of Technology. – 2017. – No. 1(110). – P. 17–29. 8. Chepurnoy A. D. Eksperimentalnyie

issledovaniya gruzovogo vagona / A. D. Chepurnoy, A. V. Litvinenko, A. N. Baranov, R. I. Sheychenko, M. A. Bondarenko // Visnik NTU «KhPI». Zb. nauk. prats. Seriya: Transportne mashinobuduvannya. – Kh.: NTU «KhPI», 2014. – N22 (1065). – P. 44-61. **9.** Metodologicheskie osnovyi rasshirennyih prochnostnyih i dinamicheskih issledovaniy pri ispyitaniyah dlinnobaznyih platform / V. I. Senko, S. V. Makeev, A. D. Chepurnoy, A. V. Litvinenko, R. I. Sheychenko, R. V. Graborov, N. A. Tkachuk, M. A. Chuban // Mehanika ta mashinobuduvannya. Naukovo-tehnichniy zhurnal. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2015. – No.1. – P. 67–81. 10. Ispyitaniya vagona-platformyi universalnoy / V. I. Senko, S. V. Makeev, A. D. Chepurnoy, R. I. Sheychenko, A. V. Litvinenko, R. V. Graborov, N. A. Tkachuk, M. A. Chuban // Visnik NTU «KhPI». Seriya: Novi rishennya v suchasnih tehnologiyah. - KharkIv: NTU «KhPI». - 2016. - No.12 (1184). - P. 71-83. - doi:10.20998/2413-4295.2016.12.10. 11. Normyi dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznyih dorog MPS kolei 1520 mm (nesamohodnyih).— M.: GosNIIV-VNIIZhT, 1996. — 319 p. 12. GOST 33211-2014 Vagonyi Trebovaniya prochnosti dinamicheskim kachestvam. gruzovyie. 13. http://www.agonta.com/cont_ru/railcars/info/info_tank.html 14. RD 24.050.37.95 Vagonyi gruzovyie i passazhirskie. Metodyi ispyitaniy na prochnost i hodovyie kachestva. 15. Karpenkov S. H. Kontseptsii sovremennogo estestvoznaniya: ucheb. Dlya vuzov / S. H. Karpenkov – 12-e izd. pererab. i dop. M.: «Vyisshaya shkola», 2014. 16. Gapanovich V. A. Energosberezhenie na zheleznodorozhnom transporte: uchebnik dlya vuzov / V. A. Gapanovich, V. D. Avilov, B. A. Arzhannikov: pod. red. V. A. Gapanovicha. – M.: Izd. Dom MISiS, 2012. – 620 p. 17. Agreement on International Goods Transport by Rail. 18. Recommendations of the XII International Scientific and Technical Conference "The rolling stock of the XXI century: ideas, requirements, projects" 5-9 July, 2017, St. Petersburg. http://www.nvc-vagon.ru/UserFiles/recomend.pdf. 19. http://www.cogeneration.ru/ratio 20. Rail Tank-Car RU 170382 U1.

Чепурний А.Д., Шейченко Р.І., Граборов Р.В, Ткачук М.А., Бондаренко М.О., Грабовський А.В., Луньов Є. О., Ткачук Г. В., Набоков А.В., Бондаренко Л. М. ІНОВАЦІЙНИЙ ВАГОН-ЦИСТЕРНА ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ ЛЕГКОВАГОВИХ ХІМІЧНИХ ПРОДУКТІВ,,

У роботі описаний проект створення інноваційного вагона-цистерни для легковагових хімічних продуктів моделі 15-6899, який має підвищені техніко-економічні параметри. Конструктивна особливість вагона — відсутність хребтової балки, яка компенсується раціонально розміщеними стрингерами. Проведена порівняльна оцінка спроектованого вагона з аналогами.

Чепурной А.Д., Шейченко Р.И., Граборов Р.В, Ткачук Н.А., Бондаренко М.А., Грабовский А.В., Лунев Е. А., Ткачук А. В., Набоков А.В., Бондаренко Л. Н. ИННОВАЦИОННЫЙ ВАГОН-ЦИСТЕРНА ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ЛЕГКОВЕСНЫХ ХИМИЧЕСКИХ ПРОДУКТОВ

В работе и описан проект создания инновационного вагона-цистерны для легковесных химических продуктов модели 15-6899, имеющего повышенные технико-экономические параметры. Конструктивная особенность вагона — отсутствие хребтовой балки, которое компенсируется рационально размещенными стрингерами. Проведена сравнительная оценка спроектированного вагона с аналогами.

A. Chepurnoy, R. Sheychenko, R. Graborov, M. Tkachuk, M. Bondarenko, A. Grabovskiy, Eu. Lunyov, A. Tkachuk, A. Nabokov, L. Bondarenko

INNOVATIVE TANK-CAR FOR CARRIAGE OF CHEMICAL LIGHT PRODUCTS

The project describes creation of an innovative tank wagon for light-weight chemical products of model 15-6899, which has improved technical and economic parameters. Wagon structural feature is absence of central beam, which is compensated by rationally placed stingers. Comparative evaluation of designed wagon with analogues was carried out.

УПРАВЛІННЯ В ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМАХ

УДК 623.592

Гужва Ю.М., Нефёдов А.В., канд. техн. наук, Новокрещёнов А.А., Карпов Д.А.

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ СИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ДЛЯ ТРЕНАЖЕРНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ПЛАТФОРМ

Введение. В настоящее время подавляющее большинство тренажеров наземной и авиационной техники являются динамическими, т.е. устанавливаются на качающиеся платформы с 3-мя или 6-ю степенями свободы (иногда применяются платформы с 4-мя степенями свободы). Статические тренажеры уже практически не эксплуатируются, т.к. не соответствуют требованиям сегодняшнего дня. И остаётся небольшой сегмент тактических тренажеров, в которых используются реальные машины и лазерные имитаторы. Таким образом, привод тренажерных динамических платформ является приоритетной областью для исследования и совершенствования его характеристик. Естественной задачей, стоящей перед разработчиками, является обеспечение непрерывного взаимодействия программного обеспечения тренажера и системы управления электроприводами динамической платформы. Взаимодействие осуществляется через современные последовательные каналы передачи данных. Поэтому исследование скоростей такого взаимодействия, многопоточности и других характеристик является актуальной темой.

Основная часть. Особенностью тренажерного электропривода является то, что данная область не является выделенным разделом электротехники, как, например, станочный электропривод или электропривод для подъёмных механизмов. Поэтому и однозначные требования к тренажерному электроприводу до настоящего времени не сформулированы. Каждый производитель, в том числе и ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова», формулирует данные требования самостоятельно в зависимости от массогабаритных параметров тренажерных кабин, кинематических схем и характеристик динамических платформ, моделируемых параметров движения, а также особенностей управления. Одной из таких особенностей является требование устойчивой работы электропривода во всём диапазоне частот вращения без выхода на автоколебательные или резонансные режимы, что является прямой задачей системы управления. При этом требования к точности отработки угловых положений не являются достаточно строгими и вполне могут обеспечиваться в пределах 0,5 град. К станочным приводам в этом смысле предъявляются прямо противоположные требования — ограниченный набор устойчивых частот вращения и прецизионная отработка заданных положений.

Ещё одним требованием к электроприводу тренажерных динамических платформ является поддержание крутящего момента на номинальном уровне во всём диапазоне рабочих частот. При этом большое значение имеет устойчивая работа электропривода в области малых частот вращения. Это объясняется необходимостью моделирования динамики колебаний машины при движении во всём диапазоне скоростей по неровностям различной высоты и периодичности. Для тренажерного электропривода практически весь диапазон частот от нулевой до номинальной является рабочим. Например, электродвигатели MITSUBISHI HF-SP1524(B) мощностью 1,5 кВт удерживают номинальный момент в диапазоне частот от 0,1 об/мин до 2000 об/мин. Максимальная частота для этих электродвигателей составляет 3450 об/мин, при этом падение моментной характеристики при повышенных оборотах составляет не более 20%, что показано

на рисунке 1. Данные характеристики свойственны не только этому электродвигателю, но и всей линейке трёхфазных синхронных электродвигателей указанного производителя с номинальной частотой вращения 2000 об/мин и мощностью до 7 кВт включительно.

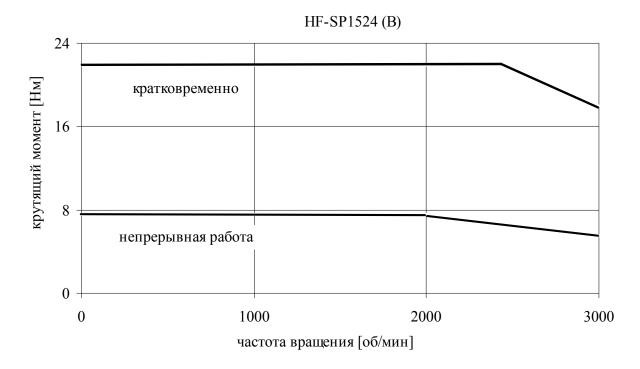


Рис.1. Рабочие характеристики синхронного электродвигателя MITSUBISHI HF-SP1524(B)

Из рисунка 1 видно, что допускается кратковременная 3-х кратная перегрузка по крутящему моменту. По технической документации [1] длительность такой перегрузки не должна превышать 2,5 сек. В соответствии с программной документацией допускается пиковая 4-х кратная перегрузка. Однако известно, что электродвигатели данного типа выдерживают и кратковременную 5-ти кратную перегрузку, но разработчики систем автоматизированного электропривода ограничивают перегрузочные возможности из соображений повышения надёжности. Практически изменить допустимый коэффициент перегрузки возможно, если изменить прошивку сервоусилителя. Параметры настройки сервоусилителей разделены на несколько групп. Однако не все из этих групп доступны для изменения. Производители автоматизированных электроприводов, как правило, не допускают изменение коэффициента перегрузки электродвигателя. Поэтому при проектировании тренажерной динамической платформы и выборе привода для неё необходим всесторонний анализ возможных сочетаний рабочих нагрузок на электродвигатель и требуемых частот его вращения с учетом возможных перегрузочных режимов и их длительности.

Задачей разработчиков тренажерного программного обеспечения является настройка каждого сервоусилителя в отдельности и всей системы управления в целом для обеспечения указанных выше требований. Для этих целей производители электроприводов, как правило, предоставляют сервисное программное обеспечение, имеющее достаточно обширный набор тестовых функций. Однако для тренажерных целей и задач возможностей сервисного программного обеспечения недостаточно. Для настройки

Управління в технічних системах

сервоусилителей, как правило, используется сервисный USB-интерфейс. Сервисный интерфейс, в отличие от СОМ-интерфейса, не допускает каскадного подключения электроприводов. Сервисный интерфейс допускает настройку и калибровку только одного канала по различным группам параметров и имеет ограниченный набор функций по тестовому управлению этим каналом. Это характерно не только для электроприводов, но и для другого электронного оборудования, например, для жидкокристаллических панелей. Поэтому программистами ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова» разработаны так называемые программные надстройки, которые выполняют следующие задачи:

- дополнение недостающих функций сервисного ПО;
- выборочный или полный контроль кинематическаих параметров электропривода;
 - выборочный или полный контроль нагрузочных параметров электропривода;
 - визуализация и контроль динамики работы электропривода;
 - выбор контролируемого канала
 - подробная настройка коммуникационных портов;
 - контроль ошибок в работе электропривода.

Разработанные программные надстройки в виде исполняемых файлов или динамических библиотек могут использоваться автономно или работать в составе тренажерного ПО.

На рисунке 2 представлен визуальный фрагмент работающего программного модуля контроля отработки электроприводами заданных положений. Данный модуль позволяет визуально оценить заданные и отрабатываемые положения каждого из трёх приводов платформы в текстовом и графическом виде.

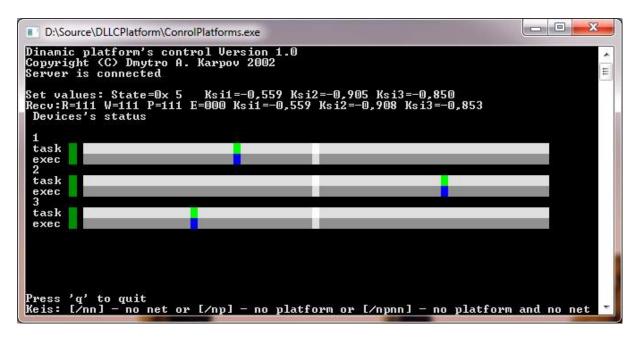


Рис. 2. Окно контроля отработки электроприводом заданного положения

На рисунке 3 представлена визуальная часть модуля открытия коммуникационных портов и задания параметров колебаний. Данный модуль позволяет выбирать номер порта, производить включение-выключение электромагнитных тормозов, устанавливать нулевую позицию, задавать амплитуды и частоты продольно-угловых, поперечно-угловых и вертикальных колебаний, контролировать ошибки по каждому каналу, а также принудительно выводить каждый электропривод в заданное положение.

Управління в технічних системах

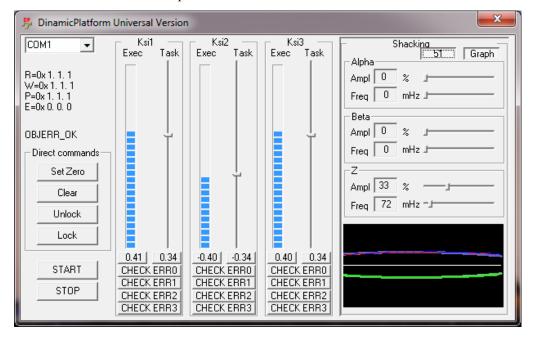


Рис. 3. Окно открытия коммуникационных портов и задания параметров колебаний

На рисунке 4 представлен фрагмент работы модуля контроля нагрузочных параметров электроприводов. Данный модуль имеет наиболее широкие возможности, т.к. позволяет управлять каждым электроприводом в отдельности или всеми приводами одновременно. При этом кроме контроля кинематических параметров имеется возможность контроля рабочих, максимальных и пиковых моментов, а также текущих положений энкодеров, установленных на валах электродвигателей.

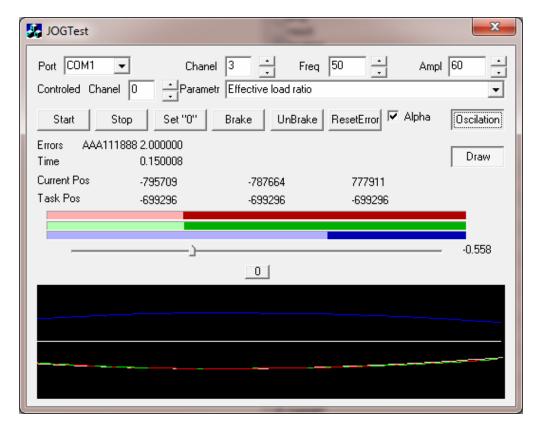


Рис.4. Окно контроля нагрузочных параметров электропривода *Механіка та машинобудування, 2017, №1*

<u>Управління в технічних системах</u>

Разработанные программные модули с соответствующими доработками вполне применимы и для систем управления на основе асинхронного электропривода. Более того, существует устоявшееся мнение о том, что асинхронный привод примерно в два раза дешевле синхронного. Данное утверждение справедливо только в отношении электродвигателя, как отдельного узла, однако стоимость электродвигателя составляет не более 10...15% от стоимости всей системы управления. Стоимость сервоусилителя, частотного преобразователя и аппаратуры управления сопоставима для систем обоих типов. Поэтому, общая стоимость системы автоматизированного электропривода на основе синхронных электродвигателей превышает аналогичную стоимость для асинхронной системы всего на 5...7%, что с избытком компенсируется преимуществами синхронных электродвигателей.

Выводы. Таким образом, по мнению разработчиков ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова», сервисное программное обеспечение, поставляемое производителями электроприводов, не обеспечивает в полной мере требования по настройке и контролю работы тренажерного электропривода. Тем не менее, программистами ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова» разработаны высокоэффективные программные модули, позволяющие компенсировать недостатки сервисного программного обеспечения и дополнить тренажерное ПО новыми расширенными функциями.

Литература: 1. MELSERVO. Сервоусилители и серводвигатели. Руководство по эксплуатации. – Ratingen: MITSUBISHI ELECTRIC EUROPE B.V. – 2008. – 394 с.

Bibliography (transliterated): 1. MELSERVO. Servousiliteli i servodvigateli. Rukovodstvo po ekspluatacii. – Ratingen: MITSUBISHI ELECTRIC EUROPE B.V. – 2008. – 394 s.

Гужва Ю.М., Нефьодов А.В., Новокрещенов А.О., Карпов Д.А. ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ СИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ДЛЯ ТРЕНАЖЕРНИХ ДИНАМІЧНИХ ПЛАТФОРМ

У статті розглядаються особливості керування синхронним електричним приводом тренажерних динамічних платформ.

Гужва Ю.М., Нефёдов А.В., Новокрещёнов А.А., Карпов Д.А. ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ СИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ДЛЯ ТРЕНАЖЕРНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ПЛАТФОРМ

В данной статье рассматриваются особенности управления синхронным электроприводом тренажерных динамических платформ.

U. Guzva, A. Nefyodov, A. Novokreshchenov, D. Karpov FEATURES OF APPLICATION OF SYNCHRONOUS ELECTRIC DRIVE FOR DYNAMIC PLATFORMS OF SIMULATORS

The control features of synchronous electric drive of dynamic platforms of simulators are considered in the article.

Дудко В.В., Сергиенко А.А., Малеев И.Ю., Каторгин А.Н., Деев С.Г.

РАЗРАБОТКА ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО ПРИБОРА НА ОСНОВЕ ДАТЧИКОВ С ПАССИВНЫМ ПОДМАГНИЧИВАНИЕМ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ ПОЛЕТА ПУЛИ СТРЕЛКОВОГО ОРУЖИЯ

Введение: При проведении баллистических испытаний защитых бронеструктур средств индивидуальной защиты, защиты бронетехники и других средств защиты на противопульную стойкость, баллистических экспертиз в криминалистике, разработке и испытаниях стрелкового оружия необходимо знать начальную скорость полета пули, которая является одним из основных технических параметров стрелкового оружия, влияющая на такие характеристики как траектория полета, дальность и т.п.

Анализ способов измерения скорости полета пули: Существует несколько основных методов определения скорости полета пули, которые основываются на использовании измерительного оборудования различного принципа действия [1]:

- 1. Специализированные:
 - скоростная фото-видеосъемка;
 - импульсная рентгенография;
 - измерения на основе эффекта Доплера;

(данные измерительные методы не получили широкого распространения из-за высокой стоимости измерительного оборудования, а точность измерения не всегда соответствует необходимой).

2. Контактные:

- *дисковые* система из двух равномерно вращающихся дисков разнесенных между собой на величину измерительной базы. Зная величину угловой скорости и расстояние между дисками, можно вычислить скорость полета пули. Такой метод обладает рядом недостатков: повышенные требования к равномерности вращения дисков, дополнительную погрешность за счет динамического воздействия на систему при ударе пули по диску и их деформации в процессе пробития, снижение скорости пули в процессе пробития первого диска, большое количество расходных материалов.
- рамочные (на разрыв или замыкание). Рамочные измерители скорости состоят, как правило, из двух плоских рам-мишеней, разнесенных между собой на величину измерительной базы, рам-мишени могут быть выполнены из тонкой проволоки или из металлической фольги соответственно.

Преимуществами рамочных систем измерения скоростей являются простота конструкции и низкая стоимость, высокие помехоустойчивость и метрологические характеристики при работе на больших измерительных базах. При этом в качестве недостатков можно отметить следующее: большое количество расходных материалов; значительное время подготовки к последующему измерению.

- *зарядовые* Зарядовые измерители скорости представляют собой двухканальную систему, состоящую из приемников заряда это тонкие металлические пластины, зафиксированные на баллистической трассе перпендикулярно траектории движения пули и зарядовых усилителей преобразующих изменение заряда на приемнике заряда в измерительный сигнал.
 - 3. Бесконтактные:
 - оптические Оптические измерители скорости работают на принципе

© В.В. Дудко, 2017

<u>Управління в технічних системах</u>

фотоэлектрической блокировки и выполняются, как правило, в виде системы, состоящей из двух измерительных оптических плоскостей, разнесенных на величину измерительной базы.

Оптические измерители скорости характеризуются высокой производительностью, постоянной готовностью к работе, не требуют расходных материалов и работают в широком диапазоне скоростей.

Существенным недостатком таких измерителей является возможная значительная погрешность измерений, особенно в случае проведения работ со ствольными системами с плохой обтюрацией пороховых газов в канале ствола или в случае образования интенсивной баллистической ударной волны, распространяющейся впереди летящего тела с отличной от него скоростью. В обоих случаях прерывание светового потока осуществляется не пулей, а фронтом турбулентности (ударной волны), перемещающимся в пространстве с переменной скоростью и имеющим косвенное отношение к скорости самой пули.

- *индуктивные*. Принцип работы индуктивных измерителей скоростей базируется на изменении индуктивностей измерительных катушек, являющихся датчиками пролета пули. Эти измерители скорости характеризуются более высокими эксплуатационными параметрами, чем оптические измерители, но имеют значительную погрешность измерения и весьма чувствительны к электромагнитным и механическим помехам (вибрации, удары и т.п.).
- *индукционные*. Индукционные измерители скорости реализуют тот же принцип измерения скорости измерение интервала времени на фиксированной измерительной базе. От других измерителей неконтактного типа отличаются конструкцией и принципом работы датчиков скорости. Индукционные измерители разделяют на магнитные и электромагнитные. В магнитном измерителе датчик выполнен на базе постоянного магнита, а в электромагнитном на базе электромагнита.

Основное преимущество индукционных измерителей скорости по сравнению с индуктивными и оптическими состоит в том, что выходные уровни сигналов датчиков достигают единиц и десятков вольт, что позволяет надежно работать при высоком уровне внешних помех. Кроме того, фронты турбулентности, сопровождающие процесс выстрела и полета пули, не оказывают отрицательного влияния на точность измерений.

Основной недостаток индукционных измерителей скорости – выходной сигнал датчика скорости прямо пропорционален скорости пули. Этим ограничено их применение для измерения малых скоростей.

Постановка задачи Разработка и изготовление измерительного прибора, позволяющего определять скорость полета пули, на основе индуктивных датчиков с пассивным подмагничиванием

Основная часть Применение индуктивных датчиков с пассивным подмагничиванием позволяет использовать все преимущества индукционного способа измерения скорости полета пули, а также значительно уменьшить зависимость выходных сигналов датчиков от скорости пули, что позволяет определять скорость при малых скоростях.

Кроме того применение индуктивных датчиков с пассивным подмагничиванием позволяет снизить энергопотребление, тем самым увеличить время работы прибора и уменьшить массогабаритные показатели.

В ГП «ХКБМ» был разработан измерительный прибор хронометр цифровой ХЦ-7 — наствольный специализированный прибор модульного типа, предназначенный для измерения времени пролета пули стрелкового оружия калибром 7,62 мм (пулемёты ПК, ПКТ, КМ и др.) через измерительную базу модуля регистрации прибора, в котором

<u>Управління в технічних системах</u>

используются индуктивные датчики с пассивным подмагничиванием на основе неодимовых магнитов [2].

Конструктивно прибор ХЦ-7 (рис.1) состоит из:

- модуля вычисления и индикации (1);
- соединительного кабеля (2).
- модуля регистрации (3);



Рис. 1. Хронометр цифровой ХЦ-7

Модуль регистрации устанавливается на ствол стрелкового оружия вместо пламегасителя посредством резьбового соединения (рис 2).



Рис. 2. Установка модуля регистрации ХЦ-7 на ствол стрелкового оружия

Корпус модуля изготовлен из капролона. На корпусе смонтированы два пассивных индуктивных датчика, формирующие две активные зоны прибора. Измерительная база между двух активных зон — (100 ± 0.01) мм. Диаметр активной зоны равен внутреннему диаметру модуля регистрации и составляет (16.5 ± 0.1) мм.

Индуктивные датчики (рис. 3) представляют собой пассивные катушки, намотанные в один слой из эмалированного провода, над катушками установлены мощные неодимовые магниты, поджатые к корпусу гайками.

Управління в технічних системах

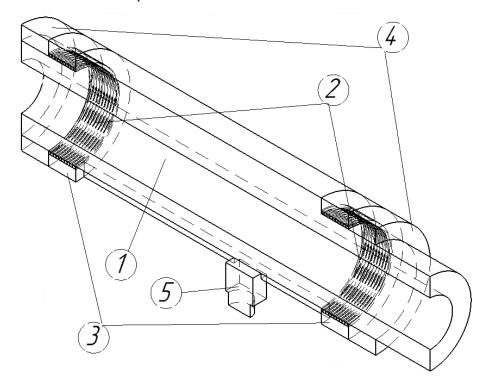


Рис. 3. Конструкция модуля регистрации и индуктивных датчиков с пассивным подмагничиванием (1 – корпус, 2 – катушки, 3 – неодимовые магниты, 4 – гайки, 5 – разъем)

Принцип работы прибора следующий. При пересечении пулей плоскостей пассивных индуктивных датчиков (активных зон модуля регистрации), происходит кратковременное изменение магнитного поля и формирование аналоговых импульсов, которые преобразуются блоком вычисления и индикации в цифровой сигнал, длительность которого соответствует времени между срабатываниями индуктивных датчиков. Отсчет осуществляется методом заполнения измеряемого промежутка времени прямоугольными импульсами, частота импульсов заполнения f=1 МГц.

Прибор позволяет измерять время в диапазоне 1...999 мкс с точностью до 1 мкс. Максимальное измеряемое (отображаемое) время ограничено применением в данном приборе трехразрядной светодиодной матрицы для индикации результата измерений, замена на многоразрядную светодиодную матрицу позволяет отображать время в диапазоне от 1 мкс до 0.1 с.

Вычисление начальной скорости полёта пули (средней скорости на измерительной базе) выполняется по формуле:

$$V = \frac{L}{t} M/c,$$

где L — длина измерительной базы 100 мм (100×10⁻³ м); t — измеренное время, мкс (×10⁻⁶ c).

Прибор питается от одного элемента типа 6LF22, которого хватает на 5...6 часов непрерывной работы.

Данный цифровой хронометр прошел проверку в процессе проведения стрельбовых испытаний. По результатам испытаний прибор ХЦ-7 соответствует заявленным техническим характеристикам и параметрам.

<u>Управління в технічних системах</u>

Прибор прошел первичную метрологическую аттестацию в ГП «ХКБМ» в соответствии с методикой аттестации и успешно применяется для определения скорости полета пули при проведении стрельбовых испытаний.

Выводы. Применение индуктивных датчиков с пассивным подмагничиванием на основе мощных неодимовых магнитов в приборе ХЦ-7 позволило:

- значительно уменьшить зависимость выходных сигналов датчиков от скорости пули;
- обеспечить надежность и точность измерений, при высоком уровне внешних помех;
- снизить энергопотребление, тем самым увеличив время автономной работы прибора и уменьшить массогабаритные показатели.

Литература. 1. Сташенко Е.Н. Способ расчета скорости снарядов (пуль) на различных расстояниях от дульного среза оружия // Экспериментальная техника.—1981.—№69, — с.59-57. 2. Испытание хронометра цифрового XЦ-7 при проведении стрельбы из пулемета KМ-7,62: Научно-технический отчет Γ П «XКБМ» им. A.A. Морозова. — Xарьков, 2017. — 33c.

Bibliography (transliterated): 1. Stashenko E.N. Sposob rascheta skorosti snaraydov (pul') na razlichniyh rasstoyaniayh ot dul'nogo sreza oruzhiya //Eksperemental'naya tehnika. −1981.–№69,– s.59-57. **2.** Ispiytanie hronometra cyfrovogo XЦ-7 pri provedenii strel'by iz pulemeta KM-7,62:Nauchno-tehnicheskii otchet GP "HKBM"im. A.A. Morozova.—Har'kov, 2017.—33s.

Дудко В.В., Сергієнко О.О., Малєєв І.Ю., Каторгін О.М., Дєєв С.Г. РОЗРОБКА ВИМІРЮВАЛЬНОГО ПРИЛАДА НА ОСНОВІ ДАТЧИКІВ З ПАСИВНИМ ПІДМАГНІЧУВАННЯМ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ ПОЛЬОТУ КУЛІ СТРІЛЕЦЬКОЇ ЗБРОЇ

Стаття містить аналіз способів вимірювання швидкості польоту кулі. Розглянуто виготовлений у ДП «ХКБМ» ім. О.О. Морозова хронометр цифровий ХЦ-7, який дозволяє визначати швидкість польоту кулі за допомогою індуктивних датчиків з пасивним підмагнічуванням. Наведені результати використання хронометра цифрового ХЦ-7.

Дудко В.В., Сергиенко А.А., Малеев И.Ю., Каторгин А.Н., Деев С.Г. РАЗРАБОТКА ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО ПРИБОРА НА ОСНОВЕ ДАТЧИКОВ С ПАССИВНЫМ ПОДМАГНИЧИВАНИЕМ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ ПОЛЕТА ПУЛИ СТРЕЛКОВОГО ОРУЖИЯ

Статья содержит анализ способов измерения скорости полета пули. Рассмотрен изготовленный в ГП «ХКБМ» им. А.А. Морозова хронометр цифровой ХЦ-7, позволяющий определять скорость полета пули с помощью индуктивных датчиков с пассивным подмагничиванием. Приведены результаты использования хронометра цифрового ХЦ-7.

V. Dudko, O. Serhiienko, I. Malieiev, O. Katorgin, S. Dieiev DEVELOPMENT OF A MEASURING INSTRUMENT UTILIZING SENSORS WITH PASSIVE BIAS TO DETERMINE SMALL ARMS BULLET VELOCITY

The article contains an analysis of measuring bullet velocity. It considers Kharkiv Morozov Machine Building Design Bureau made XЦ-7 digital chronometer, allowing to determine bullet velocity with the help of inductive sensors with passive bias. The results of the use of XЦ-7 digital chronometer are given.

UDC 629.33:007.52:004.89

Nikonov O.J., doctor of engineering sciences, Polosukhina T.O., post graduate student

DEVELOPMENT OF INTELLIGENT INFORMATION AND CONTROL TECHNOLOGIES FOR EFFICIENCY UPGRADING OF VEHICLE APPLICATION

Introduction. One of the major problems in the transport complex is creation of conditions for highly efficient application of vehicles with the observation of requirements of reliability, no-failure operation, robustness, fuel efficiency, application safety, environment, ergonomics etc. Because of this the development of technologies which are aimed at this problem solving is by far urgent. The practice of creating modern automotive instruments and devices, units and systems was ahead of the theory of the information analysis and synthesis of complicated systems. Existing separate solutions by information support of transport call for generalization, standardization and unification, definition of new special requirements on the creation of computer systems and networks in transport.

Materials and methods. In connection with the constant information social development and its industrial component, new transport systems and machines have achieved much success in sophistication of highly informative level. Thus, the new contradiction between swift development of informatization means and methods of complicated objects and systems and heterogeneous nature of the existing subsystems and links of the transport complex has evolved. Elimination of this contradiction makes possible conditions for highly efficient application of vehicles at all levels of the transport infrastructure.

Laws and practice of information technologies application became the basis of intellectualization of transport machinery and systems and it was embodied in researches by telematics, mechatronics and synergetics [1-4]. However, in their researches it was not embodied such problem solution of contemporaneity as solution of contradictions between achieving a high level of the society informatization and swift development of the transport telematics and the existing state of heterogeneous computing resources on transport.

The creation of the unified information space of transportation carriers is presented possibilities for the execution of computations which were previously accessible only for supercomputer solutions at the expense of distribution of computational processes between computer resources of movement participants. This will allow to receive to road user (transportation carriers) the economic analogue of the powerful system and give conditions for creation of a new service of computing resources allocation to order.

The aim of the research is development and introduction of web-based technologies for upgrading of vehicle application efficiency as well as for the whole transport complex as a whole. The internet technologies are to provide the synergetic integration of computing resources of all road traffic participants – from a separate vehicle to the corporative level of the transportation carrier. These technologies are designed for monitoring both a separate vehicle and the transport city system or a region as a whole and they are to locate a vehicle, to determine movement environment state and to provide road users (vehicle drivers, transportation carriers) by data about a vehicle state and a transport system as a whole.

Results and discussion. The developed web-based technologies provide data recording, processing and their presentation to all traffic participants in the real-time mode both for operational decision-making by the analysis of traffic situations and for data accumulation. Information functions of problem solving of continuous monitoring of the transport network are beneficial for reducing costs to the improvement of the existing transport systems.

<u>Управління в технічних системах</u>

Thus, the quality of decision making on transport service management of large cities and regions is improved.

Created web-based technologies are based on the following principles [2-4]:

- -8 he active integration of vehicle information resources of traffic users and transportation carriers of local, regional and national levels;
 - -&reation of the distributed control system of the transport complex;
 - -8 he synergetic self-organization of subsystems and transport complex links;
 - -8he application of X-by-wire and Wireless technologies;
 - -8nechatronization of vehicles and their systems.

These organization principles of transport systems have a certain analogy with the society informatization and they can be realized on the basis of unified information space creation in transport. As the physical realization of such space the distributed system of computing resources of the transport internet portal makes itself evident. The source of information for this portal is the distributed network of information and communication systems installed on board of vehicles.

Software and hardware of internet technologies (information and communication complex) enables to conduct:

- monitoring of vehicle technical state and the psychophysical state of a driver;
- video observation of the traffic environment state of transport systems;
- environmental monitoring (air pollution registration);
- pavement state assessment (evenness and road-holding capacity);
- data binding about the automobile road state to a certain point of the street-road network route in view of vehicle speed variation at the time of measurements;
 - process control of measurements and viewing retrospective information;
 - electronic database formation for traffic environment state monitoring;
- processing the measurement results and data accumulation about the transport system state.

The input data for the information and communication complex are indices of the whole number of vehicle transducers its current coordinates in space and speed. These data are processed and from them the packet is formed which is transferred to the transport portal using wireless communication facilities.

Data are transferred and stored in the clear text format (ASCII). However the data packet itself is formed in accordance with accepted TCP/IP protocols of the internet. Additional information in the system is video data about the traffic environment state. This information requires higher capacity of communication channels. The initial data of the system is a specific location of vehicles (equipped by the information and communication complex) and it is well represented in the transport portal adjacent to parameters of their traffic. The transport portal user gets access to cartographic data, textual and graphical information about the state of transport routes. The information and communication complex is a system which is built into a transportation facility. The location of the equipment on the vehicle board is determined in accordance with a make of a vehicle and the availability of issued places for positioning of the electronic equipment and the complete set of the complex-borne itself (for example, in an issued place of 1-DIN (180x50mm) the auto radio-tape recorder siting). In the case of the absence of an issued place of equipment mounting of the information and communication complex it should be determined a set of measures as to vehicle field changes (for example, additional equipment in a special laboratory of the Kharkov national automobile and highway university). The onboard system is modular and, when the occasion requires it has the technical potentialities to increase channels of data record.

<u>Управління в технічних системах</u>

The structural board system consists of the following modules:

- the microcontroller system of data record about dynamic traffic characteristics and a vehicle state with the network interface module;
 - GPS-signal receiver;
 - the video observation module and the communication equipment.

All systems have off-line storages, which in the case of communication loss between the communication module and the web portal will allow to restore data which has been recorded.

For communication with the transport portal technologies on the basis of the cellular radio: 3G at the rate of data transfer in the region of 144 kbit/s or more and 4G (WiMAX) at the rate of data transfer no more than 40 Mbit/s.

Internet technologies are based at the two-level automotive information and communication system which contains the information and communication complex built into a vehicle and the transport portal in the internet information environment. The integral part of internet technologies is a distributed system of user support by data about the state of vehicles and the system as a whole.

Requirements to no-failure operation indices of the information and communication complex are set for separate functions:

- mean-time-to first-failure of the information and communication complex in the operation with normal conditions is no less than 100 000 hours;
- mean-time of serviceable condition restoration of the information and communication complex by unit replacing or the device module is no more than 1 hour with regard to trouble shooting time;
- -8ervice life of hardware components of the information and communication complex is no less than 3 years;
- -&o-failure operation at the development stage is supported analytical (calculation) method with the exponential law of failure rate distribution in the process of operation by the calculation of operational reliability on the basis of serviceability monitoring;
- -**&**naintainability at this point of development is confirmed by the calculation method on data derived from the expert estimation of reconditioning time at the process of operation by value calculation of the maintainability index based on its observation.

Mounting, operation and repairs to hardware components of the information and communication complex must be performed taking into account the requirements described in their service forms and records.

For information protection of developed technologies provision is made for:

- -&he system of passwords for the personnel which provides the authorized access to information arrays;
- -**C** he information which is stored and transferred is protected from loss in case of emergency when the power supply is turned off.

Software requirements. The software is sufficient to implement all functions of the information and communication complex as well as it provides a possibility to replace and to add its software modules in order to modify and to build up the functional potentialities.

To test chosen technical solutions and to finish the functional system algorithm and verification of the accuracy of measurements a prototype of the information and communication complex has been developed and the setting-up procedure of the operating version of the transport portal has been carried out. The transport internet portal provides traffic users by navigation problem solving, vehicle and network state estimation and recommendations for

their improvement.

The transport internet portal has been developed with application of the general system software (table 1) and it is being operated using it now.

The transport web portal takes account limitations of the available tools of wireless communication systems, that is the channel capacity from 100 Kbit/s to 10 Mbit, as well as coverage limitations and possible communication disconnections. The architecture of the portal platform accounts for the existing decisions of the IT infrastructure of the transport carriers, for example, the availability of Proxy-server.

Software specification of the transport portal

Table 1

<u> </u>	1 1		
Purpose	Characteristics		
1.8Portal platform	Linux and Windows server systems using		
1.01 oftar platform	virtualization technology		
2.8Server of applications	Apache and IIS with PHP support		
3.8Content saving facilities	The combination of control systems by		
	website content on the basis of PHP.		
	Joomla – the basic portal. WordPress – the		
	blog of users. Moodle – user training and		
	polls		
4.00m asif a mahlam salvina	The development of client-server applica-		
4.8Specific problem solving	tions, for the most part in PHP		
5.8Database control system	My SQL, PostgreSQL and SQL Server		
6.8Information protection support facilities	The application of encryption technolo-		
	gies, protection from unauthorized inter-		
	ference through a password system		

The transport and web portal contains the completed set web 2.0 services in the unified component architecture. Services have both server components and complete graphic interface components for the final user implemented in the same style. The server of the transport portal is consistent with requirements of the necessity and sufficiency to perform corresponding tasks with regard to the increase of computation bodies as the information flow enhancement.

The web-portal interface has a possibility to represent cartographical data, information in the form of tables and graphical data as well as takes into account current tendencies for data presentation and it is intuitive and intelligible for users.

Working places of final users of the system should be built mostly on existing computing facilities of transportation carriers.

Conclusions. As a result of the work the prototype of the information and communication complex has been produced; the operating version of the transport portal on the server has been created; the prototype software of the onboard information and communication complex and transport portal modules has been developed; software, hardware and technical solutions of interactions of the onboard information and communication complex with the transport portal have been devised; network interfaces and protocols of data transfer have been determined; data processing procedure has been developed; the prototype tests of the onboard information and communication complex have been carried out; the analysis of the channel capacity and recording data facilities has been performed; technical tools to achieve

Управління в технічних системах

scalability and adaptation of the internet technology to increase a number of users have been determined; procedures of web-technology introduction have been devised; the introduction of web-technologies at the level of the city authorities and the quality inspection and certification of road product, application in study hours in training specialists for transport of Ukraine, use for scientific research of the transport university have been performed. Publications are based on the research provided by the grant support of the State Fund For Fundamental Research.

References: 1. Александров Е. Е. Многоканальные системы оптимального управления / Александров Е. Е., Богаенко И. Н., Кузнецов Б. И. — К.: Техніка, 1995. — 312 с. 2. Алексієв В.О. Мехатроніка, телематика, синергетика у транспортних додатках / В.О. Алексієв, О.П. Алексієв, О.Я. Ніконов. — Харків: ХНАДУ, 2012. — 212 с. 3. Никонов О.Я. Роботизированные автомобили: современные технологии и перспективы развития / О.Я. Никонов, Т.О. Полосухина // Автомобиль и Электроника. Современные технологии. — Харьков: ХНАДУ, 2013. — № 5. — С. 38-42. 4. Никонов О.Я. Интегрированные информационно-управляющие телематические системы транспортных средств / О.Я. Никонов, В.Н. Шуляков // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. — 2010. — № 27. — С. 83-87.

Bibliography (transliterated): 1. Aleksandrov E. E. Mnogokanal'nye sistemy optimal'nogo upravleniya / Aleksandrov E. E., Bogaenko I. N., Kuznecov B. I. - K.: Tekhnika, 1995. - 312 s. 2. Aleksiɛv V. O. Mekhatronika, telematika, sinergetika i transportnih dodatkah / V. O. Aleksiɛv, O. P. Aleksiɛv, O. YA. Nikonov. − Harkiv: HNADU, 2012. − 212 s. 3. Nikonov O. YA. Robotizirovannye avtomobili: sovremennye tekhnologii i perspektivy razvitiya / O. YA. Nikonov, T. O. Polosuhina // Avtomobil' i Elektronika. Sovremennye tekhnologii. − Har'kov: HNADU, 2013. − № 5. − S. 38-42. 4. Nikonov O. YA. Integrirovannye informacionno-upravlyayushchie telematicheskie sistemy transportnyh sredstv / O. YA. Nikonov, V. N. SHulyakov // Avtomobil'nyj transport: sbornik nauchnyh trudov. − 2010. − № 27. − S. 83-87.

Ніконов О.Я., Полосухіна Т.О.

РОЗРОБКА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ ІНФОРМАЦІЙНО-КЕРУЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Запропоновано веб-технології для високоефективного застосування транспортних засобів з дотриманням вимог надійності, безвідмовної роботи, паливної економічності, безпеки додатків, навколишнього середовища, ергономіки і т.д. Розроблено транспортний портал і прототип інформаційно-комунікаційного комплексу.

Никонов О.Я., Полосухина Т.О.

РАЗРАБОТКА ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ ИНФОРМАЦИОННО-УПРАВЛЯЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Предложены веб-технологии для высокоэффективного применения транспортных средств с соблюдением требований надежности, безотказной работы, топливной экономичности, безопасности приложений, окружающей среды, эргономики и т.д. Разработан транспортный портал и прототип информационно-коммуникационного комплекса.

O. Nikonov, T. Polosukhina

DEVELOPMENT OF INTELLIGENT INFORMATION AND CONTROL TECHNOLO-GIES FOR EFFICIENCY UPGRADING OF VEHICLE APPLICATION

Web-based technologies for highly efficient application of vehicles with the observation of requirements of reliability, no-failure operation, fuel efficiency, application safety, environment, ergonomics etc. are proposed. The transport portal and a prototype of the information and communication complex have been devised.

УДК 629.33:681.51

Сіндєєв М.В., аспірант

ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ З УРАХУВАННЯМ НЕЛІНІЙНИХ ЛАНОК

Вступ. Методи класичної теорії керування не працюють для математичних моделей високого порядку. Якщо порядок диференційних рівнянь, що складають математичну модель об'єкту керування, вище п'яти, то проблема параметричного синтезу може бути вирішена тільки за допомогою методів сучасної теорії керування, зокрема, методу простору станів, методів теорії аналітичного конструювання оптимальних регуляторів (АКОР), методів мінімаксу, методів функцій Ляпунова, методів імітаційного моделювання.

Постановка проблеми. Різноманітність процесів у нелінійних системах та особливості їх поводження створюють труднощі точного математичного опису і теоретичного вивчення таких систем. Але в цей час інженерам та науковим співробітникам в галузі автоматики у всіх її різноманітних застосуваннях все частіше доводиться зіштовхуватися з нелінійними динамічними явищами. Точному математичному рішенню піддається лише невелика частина нелінійних задач теорії автоматичного регулювання. Однак точне рішення, навіть якщо воно і отримано, часто виявляється занадто складним для застосування в інженерних розрахунках. У зв'язку з цим першорядне значення для теорії і практики систем керування і регулювання здобуває розвиток наближених методів дослідження динамічних властивостей нелінійних систем.

Аналіз публікацій. Методи теорії АКОР, що розвинуті О.М. Льотовим, О.О. Красовським, Я.Н. Ройтенбергом [1-3], передбачають застосування інформації про всі компоненти вектору стану об'єкту керування при формуванні алгоритму керування. Отримання такої інформації для складних об'єктів часто буває проблематичним, а іноді і неможливим. Методи мінімаксу і методи функцій Ляпунова, застосування яких для рішення проблеми параметричного синтезу системи керування (СК) було здійснене €.€. Александровим [4-6], дають задовільні результати, бо передбачають застосування інформації в алгоритмі керування тільки про ті компоненти вектору стану об'єкту керування, вимірювання яких не являє труднощів. Але у процесі параметричного синтезу цифрової СК ці методи передбачають перехід від диференціальних рівнянь математичної моделі об'єкту керування до різничних рівнянь, що вносить визначену похибку у процес синтезу. Крім того, високий порядок диференціальних рівнянь, що описують збурений рух об'єкту керування, призводить при застосуванні методу мінімаксу і методу функцій Ляпунова до значних обчислювальних труднощів, пов'язаних з обмеженим об'ємом пам'яті ЕОМ. Якщо ж об'єкти містять неаналітичні нелінійності, то названі вище методи синтезу взагалі недієві.

Тому в останні роки широке застосування набирають методи імітаційного моделювання, зокрема метод факторного експерименту [7, 8]. Цей метод дозволяє на основі моделювання поведінки системи у випадковому зовнішньому середовищі здійснити вибір її параметрів, що задовольняють вимогам мінімуму функції регресії. Як функція регресії може бути застосований аддитивний функціонал якості замкненої системи. При цьому моделювання поведінки замкненої СК здійснюється при урахуванні випадкових зовнішніх збурень, що діють на об'єкт керування.

© М.В.Сіндєєв 2017

Мета статті. Метою даної статті є параметричний синтез електрогідравлічної підвіски автомобіля з урахуванням нелінійних впливів.

Параметричний синтез системи. Розглянемо застосування методу факторного експерименту для задачі параметричного синтезу замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля. Внаслідок безперервної дії зовнішнього збурення $M_{3B}(t)$ вісь амортизатора безперервно коливається. При русі автомобіля по перетиненій місцевості функція $M_{3B}(t)$ є випадковою функцією. У цій ситуації випадковими функціями є також функції $\varphi_{\varepsilon}(t)$ і $\omega_{\varepsilon}(t)$ (рис. 1). Точність стабілізації тим вище, чим менше площа під кривими динамічного процесу.

Отже, кількісно точність стабілізації корпусу автомобіля відносно площини дорожнього полотна можливо оцінити наступним функціоналом

$$I_{\varphi_{\varepsilon}} = \mathbf{M} \left[\int_{0}^{T} \varphi_{\varepsilon}^{2}(t) dt \right]. \tag{1}$$

де М – символ математичного очікування.

Якість процесів стабілізації оцінюється не тільки відхиленням вісі амортизатора, але і кутовою швидкістю руху корпусу автомобіля відносно площини дорожнього полотна.

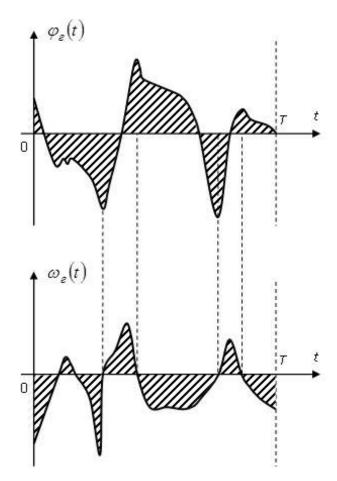


Рис. 1. Динамічні процеси в замкненій системі стабілізації корпусу автомобіля

Кількісною характеристикою цього руху може бути функціонал

$$I_{\omega_{\varepsilon}} = \mathbf{M} \left[\int_{0}^{T} \omega_{\varepsilon}^{2}(t) dt \right]. \tag{2}$$

Ідеальним був би випадок, коли на рішеннях замкненої системи на стабілізації досягали б мінімуму обидва функціонала (1) і (2). Але це неможливо і мінімуми функціоналів (1) і (2) відповідають різним значенням параметрів регулятора k_{φ} і k_{ω} . Тому доцільно параметри k_{φ} і k_{ω} вибирати за умови мінімуму адитивного функціоналу [9, 10]

$$I = \beta_1^2 I_{\varphi_{\varepsilon}} + \beta_2^2 I_{\omega_{\varepsilon}} = \mathbf{M} \left[\int_0^T \left[\beta_1^2 \varphi_{\varepsilon}^2(t) + \beta_2^2 \omega_{\varepsilon}^2(t) \right] dt \right], \tag{3}$$

де $oldsymbol{eta}_1$ та $oldsymbol{eta}_2$ – вагові коефіцієнти, що підлягають вибору.

Однак чисельні експерименти [10-12] довели, що отримані значення варійованих параметрів, що надають мінімум функціоналам (1) і (2) практично не відрізняються (в межах 5%). Враховуючі цей факт, а також факт, що вихідний сигнал з блоку керування обмежується і не дозволяє розвивати корпус автомобіля надмірної швидкості, доцільно для цієї конкретної системи використовувати функціонал (1) або його модифікації [13].

В загальному випадку функціонал, що оцінює якість стохастичної системи має вигляд

$$I = \mathbf{M} \left[\int_{0}^{T} f[e(t), x(t), y(t), t] dt \right], \tag{4}$$

де f – функція помилки, вхідного і вихідного сигналів, а також часу.

Використовуючи різні комбінації змінних системи і часу, можна отримати різні оцінки якості.

Для зменшення вкладу значної початкової помилки і урахування помилки, що з'являється надалі, більш доцільно використовувати функціонал виду

$$I = \mathbf{M} \left[\int_{t_1}^{T} t \left| \Delta \varphi_{\varepsilon}(t) \right| dt \right], \tag{5}$$

а при $M_{3E}(t)$ = 0 функціонал (5) трансформується у $I=\int_{t_1}^T\!t\, \left|\Delta\varphi_\varepsilon(t)\right|\,dt$.

Обираючи в якості варійованих параметрів коефіцієнти k_{φ} і k_{ω} , а в якості параметрів оптимізації функціонал (5), за допомогою теорії факторного експерименту [7, 8] відшукаємо значення варійованих параметрів регулятора, що надають мінімум функціоналу (5), для системи стабілізації корпусу автомобіля.

На рис. 2 точки a, b відповідають мінімуму цільової функції (5) без і з урахуванням $W_{H_1}\!\left(A_{H_1}\right)$ відповідно. Параметри для (5): $t_1=0.25\,\mathrm{c},\ T=5\,\mathrm{c}$. Для випадку без ураху-

вання
$$W_{H_1}\!\left(A_{H_1}\right)-I=0.005958,\; k_{\varphi}^*=199.5,\; k_{\omega}^*=16.3$$
. Для випадку з урахуванням $W_{H_1}\!\left(A_{H_1}\right)-I=8.186339,\; k_{\varphi}^*=323.2\,,\; k_{\omega}^*=21.0\,.$

Управління в технічних системах

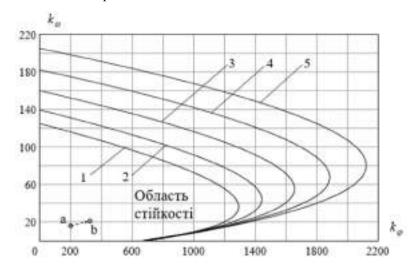


Рис. 2. Область стійкості замкненої системи стабілізації з урахуванням нелінійної ланки типу зона обмеження: $1-A_{H_1}\big/b_{H_1}=1; 2-A_{H_1}\big/b_{H_1}=1.25; 3-A_{H_1}\big/b_{H_1}=1.5;\\ 4-A_{H_1}\big/b_{H_1}=1.75; 5-A_{H_1}\big/b_{H_1}=2$

На рис. З представлені перехідні процеси замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля при отриманих значеннях варійованих параметрів регулятора k_{φ}^* і k_{ϖ}^* для випадку без урахування $W_{H_1}(A_{H_1})$. Як видно, перехідні процеси носять плавний характер без значних коливань. Величина перерегулювання $\varphi_{\varepsilon}(t)$ склала 0.5%.

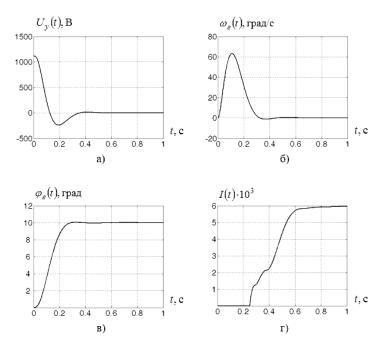


Рис. 3. Перехідні процеси замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля при $k_{\varphi}^*=199.5$, $k_{\varpi}^*=16.3$: з напруги управління $U_y(t)$ (а), кутової швидкості корпусу автомобіля $\omega_z(t)$ (б) та куту повороту корпусу автомобіля $\varphi_z(t)$ (в); а також цільової функції I(t) (г)

Управління в технічних системах

На рис. 4 представлені перехідні процеси замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля при отриманих значеннях варійованих параметрів регулятора k_{φ}^* і k_{ϖ}^* для випадку з урахуванням $W_{H_1}(A_{H_1})$. Як видно, перехідні процеси носять плавний характер без значних коливань. Величина перерегулювання $\varphi_{\varphi}(t)$ склала 0.1%.

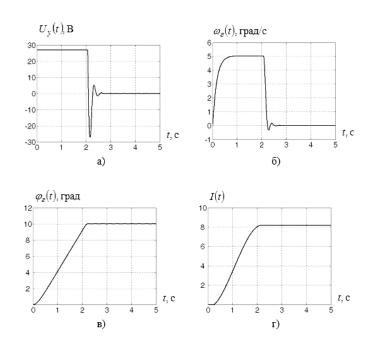


Рис. 4. Перехідні процеси замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля при $k_{\varphi}^*=323.2$, $k_{\omega}^*=21.0$: з напруги управління $U_y(t)$ (а), кутової швидкості корпусу автомобіля $\omega_z(t)$ (б) та куту повороту корпусу автомобіля $\varphi_z(t)$ (в), а також цільової функції I(t) (г)

Структурна схема системи стабілізації корпусу автомобіля [14] крім нелінійної ланки з передавальною функцією $W_{H_1}(A_{H_1})$ і характеристикою типу зона обмеження (насичення) містить також нелінійну ланку з передавальною функцією $W_{H_2}(A_{H_2})$ і характеристикою зі змінним коефіцієнтом підсилення. У даному випадку ця нелінійна ланка вводиться до структурної схеми з метою підвищення якості перехідних процесів та підвищення надійності системи у цілому шляхом розширення області стійкості.

Зі структурної схеми [14] знайдемо передавальну функцію замкненого контуру 3H з урахуванням виразу (6) та нелінійної ланки з передавальною функцією $W_{H_2}\!\left(A_{H_2}\right)$ (7)

$$W'_{3H}(s) = \frac{W_{3H}(s)}{1 + W_{3H}(s) \cdot k_{\omega} \cdot k_{OTJKIII} \cdot \frac{k_{\Gamma JJKIII}}{T_{\omega 1}^2 s^2 + T_{\omega 2} s + 1} \cdot s}$$
(6)

Управління в технічних системах

$$W'_{3HH}(s) = \frac{W_{3H}(s) \cdot W_{H_2}(A_{H_2})}{1 + W_{3H}(s) \cdot W_{H_2}(A_{H_2}) \cdot k_{\omega} \cdot k_{OT \not L K I I I}} \cdot \frac{k_{\Gamma \not L K I I I}}{T_{\omega 1}^2 s^2 + T_{\omega 2} s + 1} \cdot s$$
(7)

Знайдемо передавальну функцію всієї розімкненої системи [14]

$$W_{4HH}(s) = \frac{k_{OTДK} \cdot k_{\varphi} \cdot W_{3H}(s) \cdot W_{H_{2}}(A_{H_{2}})}{1 + W_{3H}(s) \cdot W_{H_{2}}(A_{H_{2}}) \cdot k_{\omega} \cdot k_{OTДKШ} \cdot \frac{k_{\GammaДKШ}}{T_{\omega 1}^{2} s^{2} + T_{\omega 2} s + 1} \cdot s}$$
(8)

та замкненої системи

$$W'_{4HH} = \frac{W_{4HH}(s)}{1 + W_{4HH}(s)} \tag{9}$$

Побудуємо область стійкості замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля в площині варійованих параметрів регулятора k_{φ} і k_{ω} з урахуванням нелінійної ланки типу зона обмеження (насичення) та нелінійної ланки зі змінним коефіцієнтом підсилення.

Із передавальної функції замкненої системи (9) запишемо характеристичне рівняння

$$T_{y} A_{3} T_{\omega 1}^{2} s^{7} + \left(T_{y} A_{3} T_{\omega 2} + T_{y} A_{2} T_{\omega 1}^{2} + A_{3} T_{\omega 1}^{2}\right) s^{6} + \left(A_{2} T_{\omega 1}^{2} + T_{y} A_{2} T_{\omega 2} + T_{y} A_{3} + A_{3} T_{\omega 2} + T_{y} A_{1} T_{\omega 1}^{2}\right) s^{5} + \left(T_{y} T_{\omega 1}^{2} + A_{2} T_{\omega 2} + T_{y} A_{2} + A_{3} + T_{y} A_{1} T_{\omega 2} + A_{1} T_{\omega 1}^{2}\right) s^{4} + \left(T_{\omega 1}^{2} + A_{1} T_{\omega 2} + T_{y} A_{1} + T_{y} T_{\omega 2} + A_{2}\right) s^{3} + \left(T_{\omega 2} + A_{1} + T_{y} + k_{OTDK} k_{\varphi} k W_{H_{1}} \left(A_{H_{1}}\right) k_{y} k_{2}^{\prime} T_{\omega 1}^{2}\right) s^{2} + \left(1 + k W_{H_{1}} \left(A_{H_{1}}\right) k_{y} k_{2}^{\prime} \left(k_{OTDK} k_{\varphi 2} T_{\omega 2} + k_{\omega} k_{TDKIII} k_{OTDKIII}\right)\right) s + \left(k_{OTDK} k_{\varphi} k W_{H_{1}} \left(A_{H_{1}}\right) k_{y} k_{2}^{\prime} = 0, \right)$$

$$(10)$$

В характеристичному рівнянні (10) зробимо заміну $s=j\omega$, виділимо дійсну і уявну частини та дорівняємо їх нулю. Отримані алгебраїчні рівняння розв'яжемо відносно параметрів k_{ω} і k_{ω} :

$$k_{\varphi} = \frac{\left(T_{y} T_{\omega 1}^{2} + A_{2} T_{\omega 2} + T_{y} A_{2} + A_{3} + T_{y} A_{1} T_{\omega 2} + A_{1} T_{\omega 1}^{2}\right) \omega^{4}}{k_{OT J K} k W_{H_{1}} \left(A_{H_{1}}\right) \cdot W_{H_{2}} \left(A_{H_{2}}\right) k_{y} k_{z}' \left(\omega^{2} T_{\omega 1}^{2} - 1\right)} - \frac{\left(T_{y} A_{3} T_{\omega 2} + T_{y} A_{2} T_{\omega 1}^{2} + A_{3} T_{\omega 1}^{2}\right) \omega^{6} + \left(T_{\omega 2} + A_{1} + T_{y}\right) \omega^{2}}{k_{OT J K} k W_{H_{1}} \left(A_{H_{1}}\right) \cdot W_{H_{2}} \left(A_{H_{2}}\right) k_{y} k_{z}' \left(\omega^{2} T_{\omega 1}^{2} - 1\right)};$$

$$(11)$$

$$k_{\omega} = \frac{\left(T_{\omega 1}^{2} + A_{1} T_{\omega 2} + T_{y} A_{1} + T_{y} T_{\omega 2} + A_{2}\right) \omega^{2} + T_{y} A_{3} T_{\omega 1}^{2} \omega^{6}}{k W_{H_{1}} \left(A_{H_{1}}\right) W_{H_{2}} \left(A_{H_{2}}\right) k_{y} k_{z}' k_{\Gamma J K I I I} k_{O T J K I I I}} - \frac{\left(A_{2} T_{\omega 1}^{2} + T_{y} A_{2} T_{\omega 2} + T_{y} A_{3} + A_{3} T_{\omega 2} + T_{y} A_{1} T_{\omega 1}^{2}\right) \omega^{4}}{k W_{H_{1}} \left(A_{H_{1}}\right) W_{H_{2}} \left(A_{H_{2}}\right) k_{y} k_{z}' k_{\Gamma J J K I I I} k_{O T J K I I I}} - \frac{k_{O T J K} K_{\varphi} k W_{H_{1}} \left(A_{H_{1}}\right) W_{H_{2}} \left(A_{H_{2}}\right) k_{y} k_{z}' k_{\Gamma J K I I I} k_{O T J K I I I}}{k W_{H_{1}} \left(A_{H_{1}}\right) W_{H_{2}} \left(A_{H_{2}}\right) k_{y} k_{z}' k_{\Gamma J K I I I} k_{O T J K I I I}}$$

$$(12)$$

На рис. 5 і 6 приведено границі області стійкості замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля в площині варійованих параметрів регулятора k_{φ} і k_{ω} з урахуванням нелінійної ланки зі змінним коефіцієнтом підсилення, що побудовані за допомогою співвідношень [14 (1)], [14 (2)], (11) і (12), де а, b, c — точки мінімуму цільової функції (5) без і з урахуванням $W_{H_1}(A_{H_1})$, $W_{H_2}(A_{H_2})$ відповідно. Для випадку з урахуванням $W_{H_1}(A_{H_1})$ і $W_{H_2}(A_{H_2})$ на основі методу факторного експерименту отримаємо: I=8.190428, $k_{\varphi}^*=607.1$, $k_{\varphi}^*=49.9$. Параметри для (5): $t_1=0.25$ с, T=5 с.

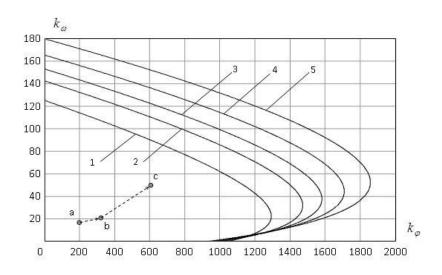


Рис. 5. Область стійкості замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля з урахуванням нелінійної ланки зі змінним коефіцієнтом підсилення при $A_{H_2} / b_{H_2} = 2$: $1 - k_{H_2} = k_{H_3}$; $2 - k_{H_2} = 0.8 \ k_{H_3}$; $3 - k_{H_2} = 0.7 \ k_{H_3}$; $4 - k_{H_2} = 0.6 \ k_{H_3}$; $5 - k_{H_2} = 0.5 \ k_{H_3}$

Як видно з рис. 5, введення в систему нелінійної ланки зі змінним коефіцієнтом підсилення розширює область стійкості замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля (при $k_{H_2}=k_{H_3}$ (крива 1) область стійкості повністю збігається з областю стійкості лінійної системи). Оптимальна точка с в цьому випадку переміщується в область підвищених коефіцієнтів k_{φ} і k_{ω} . Вищезазначене дозволяє підвищити надійність і точність замкненої системи стабілізації.

Як видно з рис. 6, а також з формули [14 (2)], при $A_{H_2}/b_{H_2}=100$ вираз $W_{H_2}(A_{H_2}) \! \to k_{H_3}$, а область стійкості наближається до лінійної.

Управління в технічних системах

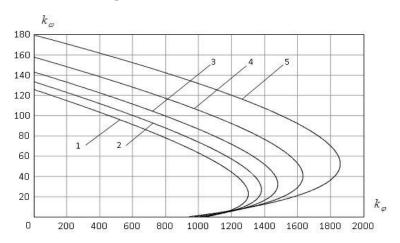


Рис. 6. Область стійкості замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля з урахуванням нелінійної ланки зі змінним коефіцієнтом підсилення при $k_{H_2} = 0.5 \ k_{H_3}$: 1 –

$$A_{H_2} \big/ b_{H_2} = 100; 2 - A_{H_2} \big/ b_{H_2} = 10; 3 - A_{H_2} \big/ b_{H_2} = 5; 4 - A_{H_2} \big/ b_{H_2} = 3; 5 - A_{H_2} \big/ b_{H_2} = 2$$

На рис. 7 представлені перехідні процеси замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля при отриманих значеннях варійованих параметрів регулятора k_{φ}^* і k_{φ}^* для випадку з урахуванням $W_{H_1}(A_{H_1})$ і $W_{H_2}(A_{H_2})$. Величина перерегулювання $\varphi_{\varepsilon}(t)$ склала 0.1%. Для ще більш позитивного результату при використанні змінної структури необхідно використовувати більш складний закон зміни структури системи, але це може знизити надійність системи в цілому, за рахунок додаткових елементів і зв'язків.

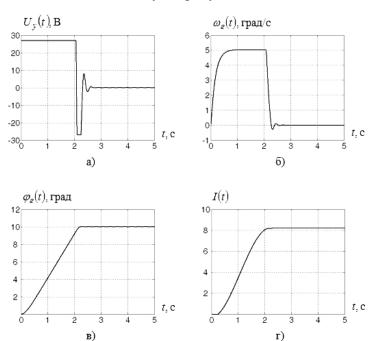


Рис. 7. Перехідні процеси замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля при $k_{\varphi}^*=607.1$, $k_{\omega}^*=49.9$: 3 напруги управління $U_y(t)$ (а), кутової швидкості корпусу автомобіля $\omega_z(t)$ (б) та куту повороту корпусу автомобіля $\varphi_z(t)$ (в), а також цільової функції I(t) (г)

Висновки. Розроблена математична модель, яка враховує нерівності дорожнього полотна, що взаємодіють з підвіскою транспортного засобу. Наведено приклад використання електрогідравлічного амортизатора автомобіля, що гасить вплив нерівності на сталість системи. Проведено аналіз впливу зовнішнього впливу на систему в цілому. Застосовується методи імітаційного моделювання, зокрема метод факторного експерименту, який дозволяє на основі моделювання поведінки системи у випадковому зовнішньому середовищі здійснити вибір її параметрів, що задовольняють вимогам мінімуму функції регресії.

Література: 1. Летов А. М. Динамика полета и управление / Летов А. М. – М.: Наука, 1969. — 312 с. **2.** Летов А. М. Математическая теория процессов управления / Летов А. М. — М.: Наука, 1981. – 256 с. 3. Ройтенберг Я. Н. Автоматическое управление / Ройтенберг Я. Н. – М.: Наука, 1978. – 551 с. 4. Александров Е. Е. Многоканальные системы оптимального управления / Александров Е. Е., Богаенко И. Н., Кузнецов Б. И. – К.: Техніка, 1995. – 312 с. 5. Александров Е. Е. Оптимизация многоканальных систем управления / Александров Е. Е., Костенко Ю. Т., Кузнецов Б. И. – Харьков: Основа, 1996. – 288 с. **6.** Александров Е. Е. Параметрическая оптимизация многоканальных систем автоматического управления / Александров Е. Е., Борисюк М. Д., Кузнецов Б. И. – Харьков: Основа, 1995. – 272 с. 7, Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. – М.: Наука, 1976. – 280 с. 8. Александров Є.Є. Структурно-параметричний синтез системи автоматичного керування гальмами автомобіля / Є.Є. Александров, О.Я. Ніконов, О.Є. Скворчевский // Енергетика та ресурсозбереження. — №6. — 2009. — С. 30-39. **9.** Автоматизоване проектування танкових автоматичних систем / [Александров ϵ . ϵ ., Александрова Т. С., Ніконов О. Я. та ін.]; за ред. С. С. Александрова. – Харків: HTV «ХПІ», 2003. – 137 с. 10. Алексієв В.О. Мехатроніка, телематика, синергетика у транспортних додатках / В.О. Алексієв, О.П. Алексієв, О.Я. Ніконов. – Харків: ХНАДУ, 2012. – 212 с. 11. Никонов О.Я. Роботизированные автомобили: современные технологии и перспективы развития / О.Я. Никонов, Т.О. Полосухина // Автомобиль и Электроника. Современные технологии. – Харьков: XHAДУ, 2013. – № 5. – С. 38-42. **12.** Александрова И. Е. Имитационное моделирование / Александрова И. Е. – Харьков: HTV «ХПИ», 2000. – 93 с. 13. Никонов О.Я. Интегрированные информационно-управляющие телематические системы транспортных средств / О.Я. Никонов, В.Н. Шуляков // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. — 2010. — N 27. — C. 83-87. 14. Сіндєєв М. В. Розроблення математичної моделі електрогідравлічної підвіски автомобіля з урахуванням нелінійних ланок / М. В. Сіндєєв // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии — Харьков: ХАИ 2017. - N 76. — С. 141-155.

Bibliography (transliterated): 1. Letov A. M. Dinamika poleta i upravlenie / Letov A. M. - M.: Nauka, 1969. - 312 s. 2. Letov A. M. Matematicheskaya teoriya processov upravleniya / Letov A. M. - M.: Nauka, 1981. - 256 s. 3. Rojtenberg YA. N. Avtomaticheskoe upravlenie / Rojtenberg YA. N. - M.: Nauka, 1978. - 551 s. 4. Aleksandrov E. E. Mnogokanal'nye sistemy optimal'nogo upravleniya / Aleksandrov E. E., Bogaenko I. N., Kuznecov B. I. - K.: Tekhnika, 1995. - 312 s. 5. Aleksandrov E. E. Optimizaciya mnogokanal'nyh sistem upravleniya / Aleksandrov E. E., Kostenko YU. T., Kuznecov B. I. - Har'kov: Osnova, 1996. - 288 s. 6. Aleksandrov E. E. Parametricheskaya optimizaciya mnogokanal'nyh sistem avtomaticheskogo upravleniya / Aleksandrov E. E., Borisyuk M. D., Kuznecov B. I. - Har'kov: Osnova, 1995. - 272 s. 7. Adler YU. P. Planirovanie ehksperimenta pri poiske optimal'nyh uslovij / Adler YU. P., Markova E. V., Granovskij YU. V. - M.: Nauka, 1976. - 280 s. 8. Aleksandrov E. E. Strukturno-parametrichnij sintez sistemi avtomatichnogo keruvannya gal'mami avtomobilya / E. E. Aleksandrov, O. YA. Nikonov, O. E. Skvorchevskij //

<u>Управління в технічних системах</u>

Energetika ta resursozberezhennya. – N_26 . – 2009. – S. 30-39. **9.** Avtomatizovane proektuvannya tankovih avtomatichnih sistem / [Aleksandrov E. E., Aleksandrova T. E., Nikonov O. YA. ta in.]; za red. E. E. Aleksandrova. – Harkiv: NTU «HPI», 2003. – 137 s. 10. Aleksiev V. O. Mekhatronika, telematika, sinergetika i transportnih dodatkah / V. O. Aleksiev, O. P. Aleksiev, O. YA. Nikonov. – Harkiv: HNADU, 2012. – 212 s. 11. Nikonov O. YA. Robotizirovannye avtomobili: sovremennye tekhnologii i perspektivy razvitiya / O. YA. Nikonov, T. O. Polosuhina // Avtomobil' i Elektronika. Sovremennye tekhnologii. – Har'kov: HNADU, 2013. – N_2 5. – S. 38-42. 12. Aleksandrova I. E. Imitacionnoe modelirovanie / Aleksandrova I. E. – Har'kov: NTU «HPI», 2000. – 93 s. 13. informacionno-upravlyayushchie Nikonov O. YA. Integrirovannye telematicheskie sistemv transportnyh sredstv / O. YA. Nikonov, V. N. SHulyakov // Avtomobil'nyj transport: sbornik nauchnyh trudov. – 2010. – № 27. – S. 83-87. 14. Sindyeyev M. V. Rozroblennya matematichnoy modeli elektrogidravlichnoy pidviski avtomobilya z urahuvannyam nelinijnih lanok / M. V. Sindyeyev // Otkrytye informacionnye i komp'yuternye integrirovannye tekhnologii − Har'kov: HAI 2017. - № 76. − S. 141-155.

Синдеев М.В.

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ С УЧЕТОМ НЕЛИНЕЙНЫХ УЧАСТКОВ

В статье рассматривается математическое исследование нелинейных систем автомобиля. Разработана математическая модель, которая учитывает неровности дорожного полотна, взаимодействующие с подвеской транспортного средства. Приведен пример использования электрогидравлического амортизатора автомобиля, который гасит влияние неровности на устойчивость системы. Проведен анализ влияния внешнего воздействия на систему в целом. Построены области устойчивости замкнутой системы стабилизации корпуса автомобиля. Осуществлен параметрический синтез электрогидравлической подвески автомобиля с учетом нелинейных воздействий.

M. Sindyeyev

PARAMETRIC SYNTHESIS OF ELECTRIC HYDRAULIC SUSPENSION WITH THE ACCOUNT OF NONLINEAR SITES

The paper deals with the mathematical study of nonlinear automotive systems. A mathematical model has been developed that takes into account the unevenness of the roadway interacting with the suspension of the vehicle. An example of the use of an electrohydraulic shock absorber of a car is given, which extinguishes the influence of unevenness on the stability of the system. The influence of external influence on the system as a whole is analyzed. Areas of stability of the closed system of vehicle body stabilization are constructed. A parametric synthesis of the electrohydraulic suspension of the car is carried out taking into account nonlinear effects.

Сіндєєв М.В.

ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ З УРАХУВАННЯМ НЕЛІНІЙНИХ ЛАНОК

В статті розглядається математичне дослідження нелінійних систем автомобіля. Розроблена математична модель, яка враховує нерівності дорожнього полотна, що взаємодіють з підвіскою транспортного засобу. Наведено приклад використання електрогідравлічного амортизатора автомобіля, що гасить вплив нерівності на сталість системи. Проведено аналіз впливу зовнішнього впливу на систему в цілому. Побудовані області стійкості замкненої системи стабілізації корпусу автомобіля. Здійснено параметричний синтез електрогідравлічної підвіски автомобіля з урахуванням нелінійних впливів.

УДК 621.79:669.15

Гайворонский А.А., Позняков В.Д., Клапатюк А.В., Денисенко А.М., Дураченко В.В., Костин Ю.Н.

ОБРАЗОВАНИЕ ХОЛОДНЫХ ТРЕЩИН В СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ БРОНЕВЫХ СТАЛЕЙ ВЫСОКОЙ ПРОЧНОСТИ И ТВЕРДОСТИ ОТЕЧЕСТВЕННОГО И ЗАРУБЕЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Постановка проблемы. Одним из главных факторов при выборе броневой стали для изготовления конструкций ЛБТ, наряду с комплексом механических и специальных свойств, является её свариваемость. Под свариваемостью понимают возможность получения качественных бездефектных соединений, которые удовлетворяют требуемым технологическим и эксплуатационным свойствам конструкции. Применительно к броневым сталям проблема получения бездефектных сварных соединений связана, в первую очередь, с предотвращением образования холодных трещин [1-3].

Анализ последних достижений и публикаций. Известно, что образование холодных трещин зависит от структурно-фазового состояния металла зоны термического влияния (ЗТВ), содержания диффузионно-подвижного водорода в наплавленном металле и уровня напряжений в сварных соединениях. При этом склонность сварных соединений к образованию трещин увеличивается с повышением содержания углерода в стали. Механизм зарождения и развития холодных трещин в сварных соединениях носит замедленный характер. Обычно для его объяснения используют классическую модель Зинера-Стро, согласно которой зарождение микротрещин в закаленной структуре металла происходит на границах зерен в местах скопления дислокаций. Дальнейшее развитие трещины идет как по границам, так и по телу зерен, в зависимости от состояния структуры металла и уровня напряжений. Водород, которым насыщается металл ЗТВ в процессе сварки, способствует охрупчиванию структуры и процесс разрушения протекает более интенсивно [4-6].

Броневые стали высокой прочности и твердости (табл.1), которые применяются при изготовлении сварных конструкций ЛБТ, по своему классу относятся к высокопрочным среднеуглеродистым легированным сталям.

Таблииа 1

Марка броневой		Массовая доля элементов, %					P _{CM} ,	
стали	С	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	В	%
71 (ТУУ 27.1-	0,29-	1,20-	0,60-	1,50-	2,0-	0,45-		0,52-
14313056-001-2009)	0,36	1,50	1,0	2,0	2,40	0,55	-	0,69
ARMSTAL 500	0,32	0,50	1,20	0,90	1,10	0,30	0,003	0,50
ARMOX 500S	0,32	0,40	1,20	1,0	1,80	0,70	0,005	0,57
HB 500 MOD	0,30	0,80	1,60	1,0	1,0	0,50	0,005	0,53
PROTECTION 500	0,30	0,70	1,70	1,50	0,80	0,50	0,004	0,55

Примечания: 1. Для зарубежных сталей приведено максимальное содержание легирующих элементов согласно прайс-листам предприятий-изготовителей.

- 2. В стали марки 71 содержание V = 0.18-0.25%, в остальных не регламентировано.
- 3. В стали марки 71 содержание $S \le 0,003\%$ и $P \le 0,012\%$, ARMSTAL 500 и ARMOX 500S не регламентировано, НВ 500 МОD соответственно ≤ 0,010 и 0,025%, PROTECTION 500 соответственно ≤ 0,015 и 0,030%.

© А.А. Гайворонский, 2017

Уровень легирования броневых сталей, при содержании углерода более 0,29%, обуславливает повышенную склонность сварных соединений к образованию холодных трещин в металле 3ТВ. Свариваемость сталей можно предварительно оценить расчетным методом по показателю P_{CM} . Согласно рекомендациям Международного института сварки (документ DOC IIW IX-1157-80) при $P_{CM} \ge 0,30\%$ сталь является трудно свариваемой, и при сварке соединений необходимо применять предварительный подогрев до температур 100° С и выше [7].

Как видно, для всех броневых сталей показатель $P_{CM} \ge 50\%$, и вероятность образования холодных трещин в металле ЗТВ соединений очень высока. Решению этой проблемы может способствовать предварительный подогрев соединений или другие технологические методы, обеспечивающие получение бездефектных сварных соединений.

Цель настоящей работы является в сравнительной оценке склонности соединений броневых сталей высокой прочности и твердости к образованию холодных трещин, и разработке технологических рекомендаций по дуговой сварке, обеспечивающие получение высококачественных соединений при изготовлении ЛБТ.

Материал и методика исследования. В качестве материала для исследований использовали броневые стали высокой прочности и твердости, химический состав которых приведен в табл.2.

Таблица 2

Марка броневой		Массовая доля элементов, %						P _{CM} ,
стали	С	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	В	%
71	0,31	1,16	0,74	1,66	2,26	0,30	-	0,55
ARMSTAL 500	0,29	0,24	0,89	0,74	1,03	0,23	0,002	0,43
HB 500 MOD	0,26	0,21	0,78	0,42	0,74	0,27	0,001	0,36
PROTECTION 500	0,28	0,49	0,96	0,58	0,37	0,25	0,002	0,41

Примечания: 1. В стали марки 71 содержание V = 0.20%, S = 0.010%, P = 0.016%. 2. В стали зарубежных сталях - $V \le 0.06\%$, $S \le 0.010\%$, $P \le 0.016\%$.

Как видно, количественное содержание основных легирующих элементов в зарубежных броневых сталях отличается от отечественной броневой стали марки 71. Содержание кремния, хрома и никеля более чем в 2 раза ниже. Содержание бора, который вводится в сталь для обеспечения ее высокого уровня прочности и твердости, в сталях НВ 500 МОD и PROTECTION 500 существенно ниже задекларированного. Отмеченные особенности легирования могут сказаться на изменении структуры и показателях твердости металла 3ТВ соединений данных броневых сталей.

Для оценки стойкости сварных соединений образованию холодных трещин использовали метод дугой сварки жестких проб в соответствии с Приложением 2 ОСТ ВЗ-15.010-85 [8]. Сварку контрольных соединений выполняли механизированным способом в среде защитных газов (82% Ar + 18% CO₂) с использованием полуавтомата типа «Патон БП-601» и источника питания постоянного тока типа ВДУ-506. Использовали проволоки марок Св-10ГСМТ и Св-08Х20Н9Г7Т диаметром 1,2 мм, сварку которыми выполняли на режиме: сварочный ток 160-180 А, напряжение на дуге 26-28 В, скорость сварки 12-15 м/ч. В процессе охлаждения сварных соединений применяли метод акустической эмиссии для фиксации момента зарождения и развития холодных трещин [9]. После сварки пробы выдерживали в течении 3-х суток, после чего вырезали шлифы для визуального контроля на наличие трещин в соединениях. В дальнейшем на

шлифах выполняли замеры твердости в сварных соединениях. Для этого применяли твердомер типа ТК, единицы измерения HRC с последующим переводом в HB с использованием переводных таблиц [10].

Основная часть (анализ результатов исследований). Обобщенные результаты испытаний технологических проб приведены в табл.3, а на рис.1-3 характерные макрошлифы соединений.

 Таблица 3

 Наличие холодных трещин (XT) в сварных соединениях броневых сталей

Способ сварки Марка броневой стали Св-10ГСМТ Св-08Х20Н9Г7Т, 100°C 150°C 200°C 300°C $T_0=20$ °C $T_0=20$ °C 71 ($\delta = 6-20 \text{ MM}$) XTXTXTXTНет Нет ARMSTAL 500 (10, 12) XTXTXTНет Нет HB 500 MOD (10, 12) XT Нет Нет XT XT PROTECTION 500 (10, 12) Нет Нет

Примечание: То – температура предварительного подогрева при сварке.

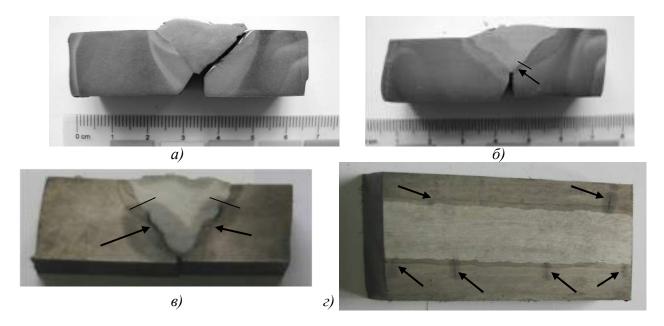


Рис.1. Продольные (*a-в*) и поперечные (*г*) холодные трещины в сварных соединениях стали марки 71 при сварке проволокой Св-10ГСМТ: а) толщина металла δ = 12 мм, сварка без предварительного подогрева (T_0 = 20°C); б) 12 мм, T_0 = 150°C; в) и г) 20 мм, T_0 = 20°C

Установлено, при сварке проволокой Св-10ГСМТ в соединениях стали марки 71 XT образуются практически в процессе сварки, когда она выполняется без предварительного подогрева, или в течении 0,5 часа при сварке с предварительным подогревом при $T_O = 150\,^{\circ}$ С. При сварке соединений толщиной $\delta = 6$ -12 мм трещины, как правило, сквозные, а при 16-20 мм – поражают до 80% сечения не выходя на поверхность металла. При этом образуются как продольные (рис.1, а-в), так и поперечные XT (рис.1, б). Избежать образования XT при данном варианте сварки соединений стали марки 71 возможно лишь при применении предварительного подогрева до температур 280-300 $^{\circ}$ С. Но при таких условиях нагрева, как показали предыдущие исследования, существенно снижается скорость охлаждения сварного соединения и резко падают показа-

тели прочности и твердости металла в ЗТВ. При этом также надо учитывать, что для того чтобы выполнить предварительный подогрев, необходимо прогреть металл на расстоянии до 100 мм на сторону от сварного соединения, а это негативно повлияет на изменение служебных свойств бронезащиты не только в металле ЗТВ, но уже и на значительном расстоянии от него.

Другим, более технологичным способом, позволяющим избежать образования XT в сварных соединениях броневой стали марки 71, есть применение высоколегированной сварочной проволоки марки Св-08X20H9Г7Т. При этом сварка соединений выполняться без предварительного подогрева (табл.3).

Аналогичные результаты были получены и при сварке технологических проб проволокой Св-10ГСМТ, контрольные соединения которых были изготовлены из зарубежных броневых сталей высокой прочности и твердости (табл.3, рис.2). Отличие состоит в величине температуры предварительного подогрева, которая позволила получить сварные соединения без ХТ. Самая низкая температура предварительного подогрева, на уровне 100°С, характерна для сварных соединений стали марки НВ 500 МОD, для соединений стали РКОТЕСТІОN 500 она выше и составляет 150°С, стали ARMSTAL 500 - 200°С.

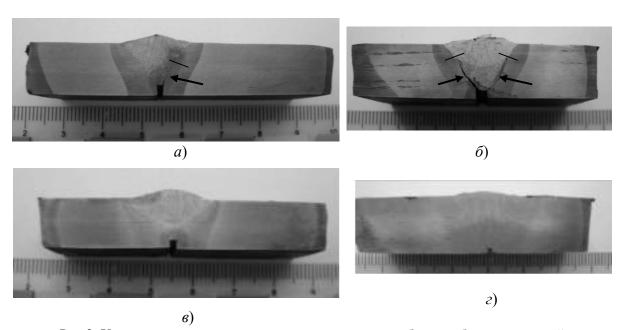


Рис.2. Холодные трещины в сварных соединениях зарубежных броневых сталей толщиной 12 мм при сварке проволокой Св-10ГСМТ: a) и b) сталь марки HB 500 MOD, соотв. $T_0 = 20^{\circ}\text{C}$ и 100°C ; b0 ARMSTAL 500, 20°C ; b2 PROTECTION 500, 150°C

Отличительной особенностью, по сравнению с броневой сталью марки 71, было также то, это были только продольные XT и на поверхность соединения они не выходили. Поэтому визуально проконтролировать их появления непосредственно после сварки было нельзя. При этом трещины в соединениях развивались не так интенсивно, за исключением соединений стали марки ARMSTAL 500. По характеру образования и развития XT в соединениях эта сталь наиболее близка к отечественной стали марки 71. Установленные особенности образования XT очевидно связаны со структурным состоянием закаленного металла 3TB в различных марках броневых сталей.

При сварке соединений зарубежных сталей без предварительного подогрева проволокой марки Св-08Х20Н9Г7Т, как и при сварке броневой стали марки 71, XT в соединениях не образуются (табл.3, рис.3).

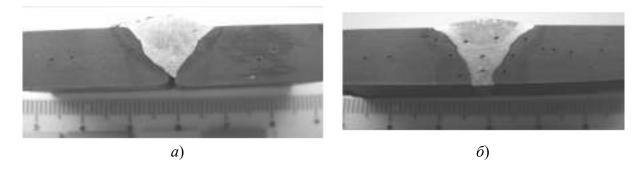


Рис.3. Макрошлифы сварных соединений сталей марок PROTECTION 500 (a) и ARMSTAL 500 (δ) при сварке проволокой Св-08X20H9Г7Т (T_0 = 20°C)

В последующем, на макрошлифах, вырезанных из технологических проб, измеряли твердость в характерных зонах сварных соединений, как показано на рис.4. Обобщенные результаты этих исследований, применительно к способу сварки броневых сталей толщиной 12 мм проволокой Св-08Х20Н9Г7Т, приведены в табл.4.

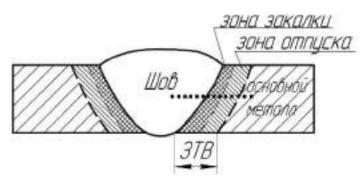


Рис.4. Схема замеров твердости в сварных соединениях броневых сталей

Таблица 4

Распределение твердости в сварных соединениях							
		Зона сварного соединения					
Марка броневой	Основной	Зона закалки	в ЗТВ	Зона отпуск	а в ЗТВ		
стали	металл	НВ, МПа	глубина,	НВ, МПа	глубина,		
	НВ, МПа		MM	IID, MIIIa	MM		
71	4900	5100-5200		4500-4600			
ARMSTAL 500	4700	4500-4600	2-2,5	3600-4100	3-3,5		
HB 500 MOD	4200	3600-3700	2-2,3	3100-3300	5-5,5		
PROTECTION 500	4600	4900		3400-3700			

Как видно, при дуговой сварке соединений в ЗТВ формируются два характерных участка – зона закалки и зона отпуска. Глубина этих участков достигает соответственно 2,5 и 3,5 мм. В зависимости от типа стали изменяется величина твердости металла в этих зонах. В зоне закалки твердость металла повышается (стали марки 71 и PROTECTION 500), остается примерно на том же уровне, что и основной металл (сталь марки ARMSTAL 500), или снижается до 15%, как в соединениях стали марки НВ 500 МОD. В зоне отпуска, как правило, твердость металла падает. В соединениях стали марки 71 снижение твердости в зоне отпуска составляет до 8% по сравнению с основным металлом, ARMSTAL 500 — до 19%, PROTECTION 500 — до 18%,

 ${
m HB~500~MOD-дo~25\%}.$ Очевидно, что изменение твердости в зоне отпуска 3TB связано с уровнем легирования броневой стали и особенностями протекания термического цикла сварки. С этой точки зрения броневая сталь марки 71 является наиболее технологичной для применения ЛБТ.

Следует также отметить, что эти данные получены, когда сварку выполняли без предварительного подогрева. С применением предварительного подогрева ширина зоны отпуска резко увеличивается. Так, например, при температуре $T_{\rm O}=100^{\circ}{\rm C}$, глубина зоны отпуска увеличивается в 2 раза, что приведет к снижению служебных свойства бронезащиты на данном участке сварного соединения при изготовлении ЛБТ из зарубежных сталей.

Выводы. 1. При дуговой сварке проволокой Св-10ГСМТ сварные соединения броневых сталей высокой прочности и твердости обладают повышенной склонность к образованию холодных трещин. Избежать образования холодных трещин возможно лишь при применении предварительного подогрева до температур 280-300°С для стали марки 71, 200°С – стали ARMSTAL 500, 150°С – стали PROTECTION 500, 100°С – стали HB 500 MOD. При этом следует учесть, что применение предварительного подогрева при сварке может привести к снижению твердости и служебных свойств бронезащиты изделий не только в 3ТВ, но прилегающего металла.

2. В сварных соединениях соединения броневых сталей высокой прочности и твердости, выполненных дуговой сваркой проволокой Св-08Х20Н9Г7Т, холодные трещины не образуются. При данном варианте сварки нет необходимости в применении предварительного подогрева, изменения твердости бронезащиты в ЗТВ минимально, поэтому он является наиболее технологичным для применения в производстве ЛБТ.

Литература: 1. Макаров Э.Л. Холодные трещины при сварке легированных сталей. — М.: Машиностроение, 1981. – 247с. 2. Ющенко К.А., Дерломенко В.В. Анализ современных представлений о свариваемости // Автомат. сварка. - 2005. — N_2 1. — С. 9-13. 3. Грабин В.Ф., Денисенко А.В. Металловедение сварки низко- и среднелегированных сталей. – К.: Наукова думка, 1978. – 272с. 4. Походня И.К., Швачко И.В. Физическая природа обусловленных водородом холодных трещин в сварных соединениях конструкционных сталей // Автомат. сварка. — 1997. -№5. - C.3-12. 5. Скульский В.Ю. Особенности кинетики замедленного разрушения сварных соединений закаливающихся сталей // Автомат. сварка. — 2009. — N27. — C.14-20. 6. Гайворонский А.А. Влияние диффузионного водорода на сопротивляемость замедленному разрушению сварных соединений высокоуглеродистой стали // Автомат. сварка. – 2013. – № 5. C. 15-21. 7, H. Suzuki. Cold Cracking and its Prevention in Steel Welding (III). DOC IIW IX-1157-80. 8. ОСТ ВЗ-15.010-85. Порядок внедрения новых сварочных материалов и технологических процессов дуговой сварки в серийное производство броневых стальных противопульных конструкций для военных гусеничных и колесных машин. 9. Мусияченко В.Ф., Жданов С.Л. Исследование механизма развития холодных трещин методом акустической эмиссии // Трещины в сварных соединениях. — Братислава, 1981. — С.130-136. **10.** Гуляев А.П. Металловедение. — М.: *Металлургия, 1986.* – *542с.*

Bibliography (transliterated): 1. Makarov EH.L. Holodnye treshchiny pri svarke legirovannyh stalej. – M.: Mashinostroenie, 1981. – 247s. 2. YUshchenko K.A., Derlomenko V.V. Analiz sovremennyh predstavlenij o svarivaemosti // Avtomat. svarka. – 2005. – № 1. – S. 9-13. 3. Grabin V.F., Denisenko A.V. Metallovedenie svarki nizko- i srednelegirovannyh stalej. – K.: Naukova dumka, 1978. – 272s. 4. Pohodnya I.K., SHvachko I.V. Fizicheskaya priroda obuslovlennyh vodorodom holodnyh treshchin v svarnyh soedineniyah konstrukcionnyh stalej // Avtomat. svarka. – 1997. – №5. –

S.3-12. **5.** Skul'skij V.YU. Osobennosti kinetiki zamedlennogo razrusheniya svarnyh soedinenij zakalivayushchihsya stalej // Avtomat. svarka. – 2009. – №7. – S.14-20. **6.** Gajvoronskij A.A. Vliyanie diffuzionnogo vodoroda na soprotivlyaemost' zamedlennomu razrusheniyu svarnyh soedinenij vysokouglerodistoj stali // Avtomat. svarka. – 2013. – № 5. – S. 15-21. **7.** H. Suzuki. Cold Cracking and its Prevention in Steel Welding (III). DOS IIW IX-1157-80. **8.** OST V3-15.010-85. Poryadok vnedreniya novyh svarochnyh materialov i tekhnologicheskih processov dugovoj svarki v serijnoe proizvodstvo bronevyh stal'nyh protivopul'nyh konstrukcij dlya voennyh gusenichnyh i kolesnyh mashin. **9.** Musiyachenko V.F., ZHdanov S.L. Issledovanie mekhanizma razvitiya holodnyh treshchin metodom akusticheskoj ehmissii // Treshchiny v svarnyh soedineniyah. – Bratislava, 1981. – S.130-136. **10.** Gulyaev A.P. Metallovedenie. – M.: Metallurgiya, 1986. – 542s.

Гайворонский А.А., Позняков В.Д., Клапатюк А.В., Денисенко А.М., Дураченко В.В., Костин Ю.Н.

ОБРАЗОВАНИЕ ХОЛОДНЫХ ТРЕЩИН В СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ БРОНЕВЫХ СТАЛЕЙ ВЫСОКОЙ ПРОЧНОСТИ И ТВЕРДОСТИ ОТЕЧЕСТВЕННОГО И ЗАРУБЕЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Установлены особенности образования холодных трещин в сварных соединениях броневых сталей высокой прочности и твердости отечественного и зарубежного производства. Показано, что повышенной стойкостью образованию холодных трещин обладают соединения, выполненные высоколегированной сварочной проволокой марки Св-08Х20Н9Г7Т. При данном варианте сварки нет необходимости в применении предварительного подогрева, изменения твердости в ЗТВ минимально, поэтому он является наиболее технологичным для применения в производстве.

Гайворонський А.А., Позняків В.Д., Клапатюк А.В., Денисенко А.М., Дураченко В.В., Костін Ю.М.

УТВОРЕННЯ ХОЛОДНИХ ТРІЩИН У ЗВАРНИХ З'ЄДНАННЯХ БРОНЬОВАНОЇ СТАЛІ ВИСОКОЇ МІЦНОСТІ І ТВЕРДОСТІ ВІТЧИЗНЯНОГО І ЗАКОРДОННОГО ВИРОБНИЦТВА

Встановлено особливості утворення холодних тріщин в зварних з'єднаннях броньових сталей високої міцності і твердості вітчизняного і зарубіжного виробництва. Показано, що підвищену стійкість проти утворення холодних тріщин мають з'єднання, виконані високолегованим зварювальним дротом марки Св- $08X20H9\Gamma7T$. При цьому варіанті зварювання немає необхідності в застосуванні попереднього підігріву, зміни твердості в ЗТВ мінімально, тому він є найбільш технологічним для застосування у виробництві.

A. Gajvoronskij, V. Poznyakov, A. Klapatyuk, A. Denisenko, V. Durachenko, Yu.Kostin FORMATION OF COLD CRACKS IN WELDED CONNECTIONS OF BRONCHEEL STEELS OF HIGH STRENGTH AND HARDNESS OF FATHER AND FOREIGN MANUFACTURE

The features of the formation of cold cracks in welded joints of armor steels of high strength and hardness of domestic and foreign production are established. It has been shown that compounds made with high alloy welding wire of grade Sv-08X20N9G7T possess increased resistance to the formation of cold cracks. With this welding option, there is no need for preheating, the hardness change in the HAZ is minimal, and so it is the most technologically advanced for use in production.

УДК: 666.221.6:679.822

Гринь Л.А., Притула И.М., Дураченко В.В., Костин Ю.Н.

РАЗРАБОТКА ПУЛЕСТОЙКИХ МНОГОСЛОЙНЫХ ОКОН НА ОСНОВЕ САПФИРА ДЛЯ УКРАИНСКОЙ БРОНЕТЕХНИКИ

Постановка проблемы. Задача усовершенствования конструкции прозрачной брони является чрезвычайно актуальной, так как её применение позволит значительно повысить защищённость бронетехники, где будет применяться прозрачная броня, и уменьшить ее общий вес. Одновременно может решаться задача по повышению пулестойкости прозрачной брони боевых машин сухопутных войск, чтобы выдерживать попадание более сильных средств поражения, например, пуль калибром 12,7мм с металлокерамическим (WC) сердечником.

Анализ последних достижений. В развитых странах мира в последние годы активно разрабатывается прозрачная броня на основе сверхтвердых материалов (оптической нанокерамики магний-алюминиевой шпинели, материала ALON и кристаллов сапфира) [1,2]. Рядом стран (США, Франция, Чехия, Словакия, Россия) проводятся НИОКР по разработке более эффективной прозрачной брони, обладающей при сохранении достигнутого уровня противопульной стойкости меньшей массой и толщиной, и базирующейся на принципе построения комбинированной брони с высокотвердым лицевым слоем. Перспективным материалом для прозрачной брони является искусственный монокристаллический сапфир. Одной из известных компаний, представляющих разработки в этом направлении, является Saint-Gobain (США).

При создании высокоэффективной прозрачной брони применяются также другие прозрачные поликристаллические материалы. Одним из лидирующих материалов такого рода является ALON (оксинитрид алюминия $Al_{23}O_{27}N_5$), запатентованный армией США. Его разработку провела компания Raytheon, а производит Surmet Corporation (обе фирмы из США). ALON по свойствам приближается к лейкосапфиру и может служить ему альтернативой.

Подходящим материалом для прозрачной брони может быть также нанокерамическая шпинель (MgAl₂O₄), обладающая кубической кристаллической структурой. Прозрачная шпинель производится методом горячего спекания и изостатического прессования (ГИП). Промышленное производство шпинели освоено двумя американскими фирмами – Technology Assessment and Transfer и Surmet Corporation.

Целью настоящей статьи является оценка возможности применения многослойных окон на основе сапфира для украинской бронетехники.

Основная часть. Хотя за последние годы в производстве вышеперечисленных материалов достигнуты значительные успехи, остаётся несколько важных проблем. Среди них – доступность производства, возможность изготавливать изделия необходимой формы и размеров, а также высокая стоимость.

Ранее было показано [3], что применение сапфира значительно повышает класс защиты окон бронетехники, не увеличивая вес и толщину конструкции. В настоящее время в Институте монокристаллов НАН Украины развиты методы выращивания кристаллов искусственного сапфира (метод Степанова и метод горизонтальной направленной кристаллизации (ГНК)), что позволяет использовать этот материал при усовершенствовании структуры прозрачной брони для украинской бронетехники.

Сапфир является уникальным материалом с высокой твердостью. Он характеризуется в 3-5 раз большей твердостью по сравнению с упрочненным стеклом и может эффективно противостоять современным пулям со сверхтвердыми сердечниками. Применение сапфира в структуре прозрачной брони позволяет уменьшить массу и толщину окон бронетехники без снижения их пулестойкости, что обеспечивает соответствие конструкции образцов бронетехники стандартам НАТО (рис.1). Разработка усовершенствованной структуры прозрачной брони может существенным образом повысить защиту смотровых окон бронетехники, например, от пуль калибром 12,7 мм.





Рис. 1. Сравнение обычного бронестеклянного пакета и прозрачной брони на основе сапфира с одинаковым классом защиты (слева), расстрелянный бронемобиль "Когуар" с окнами из бронестекла (справа)

Целью данной работы является усовершенствование конструкции прозрачной брони для уменьшения веса и толщины окон бронетехники без снижения пулестойкости.

Как известно, основными критериями сопротивления высокоскоростному удару являются: 1) твердость и трещиностойкость материала; 2) характер фрагментации материала; 3) условия затухания ударных волн. Исходя из этого были, сформулированы следующие задачи: 1) разработать пути упрочнения сапфировых элементов в структуре прозрачной брони; 2) оптимизировать конструкцию бронепакета с целью увеличения прочности и трещиностойкости остальных слоев в зависимости от характера их непосредственного взаимодействия с пулей; 3) рассмотреть воздействие продольных и поперечных ударных волн на прозрачную броню, установить условия и разработать конструкцию бронепакета, обеспечивающую максимальное затухание данных волн.

Упрочнение сапфира является актуальной задачей, так как, несмотря на высокую твердость, сапфир является хрупким материалом. Как правило, технические и методологические аспекты решения этой задачи практически отсутствуют в открытой печати. Работа по упрочнению сапфира велась в двух направлениях: повышение трещиностойкости за счет отжига элементов в различных средах и оптимизация степени обработки поверхности.

В качестве сапфировых элементов прозрачной брони были выбраны кристаллы призматической ориентации, где расположена базисная система легкого скольжения, полученные как методом Степанова, так и ГНК при оптимально подобранных градиентах температуры в зоне роста, что позволяло минимизировать возникновение термиче-

ских напряжений. Снижение оставшихся внутренних напряжений в сапфировых элементах обеспечивалось дополнительным высокотемпературным отжигом в вакууме. В результате такого отжига происходит процесс диффузии структурных дефектов к поверхности, что снижает внутренние остаточные напряжения в объеме.

Известно [4], что окислительно-восстановительный потенциал среды отжига может влиять на прочностные свойства сапфира. Поскольку износостойкость (скорость износа) характеризует прочностные свойства материала, были проведены эксперименты по определению влияния среды отжига на скорость износа сапфира. Образцы диаметром 13мм, толщиной 5мм отжигали при разных условиях. Затем их обрабатывали свободным или связанным абразивом (80...28мкм) на станке ЗШП-350М при скорости вращения шпинделя 100 об/мин с различным нагружением. Скорость износа контролировали с помощью индикатора (цена деления 1 мкм). Результаты исследований приведены в таблице 1.

Tаблица 1 Зависимость скорости износа сапфира (мм/ч) от среды отжига

Тип абразива	Сво	бодный аб	разив,	Связанный абразив,		
	F	сарбид бор	арбид бора N4		180/63	
Среда отжига		Наг	ружение×1	0^{-2} , $\kappa \Gamma / MM^2$		
	3	7	11	3	5	
Вакуум (P _O =1·10 ⁻² Па)	1,58	3,205	4,485	8,685	12,793	
$CO+CO_2 (P_O=1\cdot 10^{-7} \Pi a)$	1,5	2,947	3,8	8,25	11,73	
Отжиг на воздухе ($P_O = 1 \cdot 10^4 \Pi a$)	1,64	3,075	4,41	8,52	12,44	
Отжиг в потоке водорода	1,356	2,53	2,955	7,5	10,98	
(продувка)						

Показано, что окислительно-восстановительный потенциал среды отжига может изменить износостойкость сапфира в 1,2 раза (табл. 1).

Из таблицы видно, что наибольшая износостойкость, а значит и наибольшие прочностные характеристики поверхности, наблюдается после отжига в водороде. Такой эффект объясняется насыщением приповерхностной области сапфира атомами водорода, в результате чего происходит образование водородных связей, что увеличивает общую энергию межатомных связей в решетке. Кроме того, происходит образование активаторно-вакансионных комплексов, которые являются стопорами распространения трещин. Наилучший эффект увеличения прочности сапфира наблюдался при последовательном отжиге в вакууме и водороде. Прочность сапфира увеличивалась более чем на 50%.

Еще более существенное влияние на прочность сапфировых элементов имеет состояние поверхности изделий. Это связано с минимизацией дефектного приповерхностного слоя в процессе полирования образцов [4] и, соответственно, уменьшением концентраторов микротрещин, которые в процессе взаимодействия с пулей служат источниками возникновения трещин.

В результате исследований было показано, что глубина дефектного приповерхностного слоя, которая определялась методом травления, составляет для шлифованных образцов -40....45 мкм, а для полированных до R_z =0,05 мкм -5...7мкм. Полученные данные свидетельствуют о необходимости применения финишной химикомеханической полировки сапфировых элементов, которая позволяет существенно снизить количество микроцарапин, образованных абразивом (так называемый алмазный фон на поверхности), до минимума. Следует отметить, что в процессе химикомеханической полировки также убираются дополнительные стопоры трещин (дислокации), что незначитьльно снижает трещиностойкость сапфира.

В результате проведенных экспериментов был подобран оптимальный режим финишной химико-механической полировки, отвечающий максимальному повышению прочностных характеристик сапфировых элементов. Граница прочности полированных образцов после отжига в водороде выше на 60-70%, чем аналогичных шлифованных.

Следующая задача – оптимизация конструкции бронепакета – решалась как расчетным, так и опытным путем. Вследствие сложности описания высокоскоростного процесса проникновения пули в многослойную преграду применялись совместные расчетные и экспериментальные методы исследований. По результатам предварительного анализа взаимодействия пули с преградой были изготовлены несколько образцов разной конструкции (с минимальным и максимальным запасом прочности) и проведены пулевые испытания. По результатам испытаний (по характеру и сложности повреждения) проводился расчет прочности конструкции прозрачной брони. Расчет проводился на основе математического моделирования с учетом геометрических, физических и механических характеристик пули (масса, скорость, длина, диаметр и форма меридиана, модуль упругости, граница прочности или граница текучести, твердость), а также характеристик каждого из слоев пакета (плотность, модуль упругости, граница прочности, твердость). Основными критериями для расчета являлись: 1) усиление прочностных характеристик бронестекол с одновременной минимизацией фрагментации; 2) максимальное затухание ударных волн.

В результате расчета была предложена окончательная конструкция бронепакета для окон бронетехники, соответствующая классу защиты СК6 (ДСТУ 4546:2006). Мы считаем, что усовершенствованная структура прозрачной брони имеет следующие пре-имущества по сравнению со стандартными бронепакетами из бронестекла:

- оптимизированные форма и размер сапфировых элементов, их соединение через ПВБ-пленку улучшает прозрачность и увеличивает гашение кинетической энергии пули при увеличенной плоскости сапфирового сегмента за счет упругой деформации и работы на разрушение, а также снижает действие продольных ударных волн в сапфировом слое и препятствует распространению трещин в соседние сегменты этого слоя;
- подбор подходящих качественных марок стекла и применение для их упрочнения метода травления поверхности вместо термозакалки снижает фрагментацию материала без потери прочностных свойств;
- увеличение вдвое толщины клеевой прослойки между слоями бронестекла снижает действие поперечных ударных волн, а уменьшение толщины слоев бронестекла, соответственно, способствует увеличению скорости затухания продольных ударных волн, что повышает прочностные свойства всей конструкции в целом;
- применение поликарбоната с оптимальными прочностными и вязкостными свойствами обеспечивает лучшую защиту от разлета осколков стекла с тыльной стороны бронепакета.

Совместно с сотрудниками ГП «ХКБМ» были проведены пулевые испытания предложенной структуры бронепакета прозрачной брони размером 500х500х56мм с учетом требований ДСТУ 4546:2006 для класса защиты СК6.

Результаты испытаний (рис. 2) показали следующее:

- бронепакет на основе сапфира выдержал испытания пулевым обстрелом по пулестойкости;
- область прозрачности образца после трех выстрелов является недостаточной для обзора водителю при движении бронемашины.





Рис. 2. Общий вид образца прозрачной брони на основе сапфира размером 500x500x56мм до (слева) и после (справа) пулевых испытаний, проведенных сотрудниками ГП «ХКБМ» согласно требований ДСТУ 4546:2006

Следует отметить, что поскольку данная конструкция еще не оптимизирована по необходимой прозрачности окна после обстрела, а также не имеет достаточного запаса прочности для защиты от пули калибром 12,7 мм, что также является актуальной задачей, необходимы дальнейшие исследования в этом направлении.

ВЫВОДЫ. 1. Применение сапфирового слоя в качестве основной составляющей защиты в конструкции прозрачной брони приведет к уменьшению веса и толщины бронепакета без снижения класса защиты.

- 2. Проведенное улучшение прочностных характеристик сапфировых элементов, включающее термический отжиг и обработку поверхности, увеличивает сопротивление проникновению последующих пуль при ослаблении конструкции бронепакета после первого попадания, что дает дополнительный запас прочности для конструкции прозрачной брони.
- 3. Уменьшение фрагментации в результате примененной обработки поверхности бронестекол не ухудшило прочностные свойства данных слоев, однако большая область повреждения при попадании пули не позволяет сохранить необходимую часть прозрачности окна для обзора.
- 4. Применение моделирования для анализа поведения материала преграды при высокоскоростном ударе позволило разработать новые пути решения проблемы по оптимизации конструкции прозрачной брони.

Литература: 1. J.Rioux, C.Jones, M.Mandelartz, V.Pluen. Transparent armor // Advanced materials and processes, 2007, V.10, P.31-33. **2.** D. Galusek: "Advanced sintering methods for preparation of nanostructured ceramics", VI Konferencja Polskiego Towarzystwa Ceramicznego, Zakopane, 2007. **3.** В.М. Пузиков, Л.А. Литвинов. Прозрачная броня и перспективы ее применения в украинской бронетехнике. — Вестн. НАН Украины. — 2015. — №2, с.58-62. **4.** Е.Р. Добровин-

ская, Л.А. Литвинов, В.В. Пищик. Энциклопедия сапфира. – X.:, Институт монокристаллов HAHV. – 2004. – 510 с.

Bibliography (transliterated): 1. J.Rioux, C.Jones, M.Mandelartz, V.Pluen. Transparent armor // Advanced materials and processes, 2007, V.10, P.31-33. 2. D. Galusek: "Advanced sintering methods for preparation of nanostructured ceramics", VI Konferencja Polskiego Towarzystwa Ceramicznego, Zakopane, 2007. 3. V.M. Puzikov, L.A. Litvinov. Prozrachnaya bronya i perspektivy ee primeneniya v ukrainskoj bronetekhnike. – Vestn. NAN Ukrainy. – 2015. – №2, s.58-62. 4. E.R. Dobrovinskaya, L.A. Litvinov, V.V. Pishchik. EHnciklopediya sapfira. – H.:, Institut monokristallov NANU. – 2004. – 510 s.

Гринь Л.А., Притула И.М., Дураченко В.В., Костин Ю.Н. РАЗРАБОТКА ПУЛЕСТОЙКИХ МНОГОСЛОЙНЫХ ОКОН НА ОСНОВЕ САПФИРА ДЛЯ УКРАИНСКОЙ БРОНЕТЕХНИКИ

Разработана новая структура прозрачной брони для окон бронетехники по классу защиты СК6 (ДСТУ 4546:2006) с применением сверхтвердого сапфирового слоя в конструкции бронепакета. Исследовано влияние условий отжига на прочностные свойства сапфира. Показано увеличение прочности более чем на 50% при двух стадийном отжиге в вакууме и водороде. Оптимизированы условия химико-механической полировки поверхности сапфировых пластин для максимального повышения прочностных характеристик образцов. По результатам экспериментов и математического моделирования проведена оптимизация конструкции бронепакета на основе сапфира, которая на 25-30% легче и меньше по толщине в сравнении с бронестеклянной конструкцией с аналогичным классом защиты.

Гринь Л.А., Притула И.М., Дураченко В.В., Костин Ю.Н. РОЗРОБКА КУЛЕСТІЙКИХ БАГАТОШАРОВИХ ВІКОН НА ОСНОВІ САПФІРА ДЛЯ УКРАЇНСЬКОЇ БРОНЕТЕХНІКИ

Розроблено нову структуру прозорої броні для вікон бронетехніки по класу захисту СК6 ДСТУ 4546:2006із застосуванням надтвердого сапфірового шару в конструкції бронепакету. Досліджено вплив умов відпалу на міцнісні властивості сапфіра. Показано збільшення міцності більш ніж на 50% при двох стадійному відпалі у вакуумі та водні. Оптимізовано умови хіміко-механічного полірування поверхні сапфірових пластин для максимального підвищення міцнісних характеристик зразків. За результатами експериментів та математичного моделювання проведена оптимізація конструкції бронепакета на основі сапфіра, яка на 25-30% легша та менша за товщиною в порівнянні з бронескляною конструкцією з аналогічним класом захисту.

L. Grin', I. Pritula, V. Durachenko, Yu. Kostin DEVELOPMENT OF BULLET-PROOF MULTILAYER WINDOWS BASED ON SAPPHIRE FOR UKRAINIAN ARMOURED TRANSPORT VEHICLES

Developed is a new structure of transparent armor for windows of armoured transport vehicles of SK6 level of protection (DSTU 4546:2006) using super-hard sapphire layer. The influence of annealing conditions on the strength properties of sapphire is studied. It is shown that the strength rises by more than 50% at two-stage annealing in vacuum and hydrogen. The conditions of chemico-mechanical polishing of the surface of sapphire plates are optimized to achieve maximum increase of the strength characteristics of the samples. The results of experiments and mathematical simulation of the structure of armor packet based on sapphire have made it possible to optimize the structure of the sapphire-based armor packet and to reduce its weight (by 25-30%) and thickness in comparison with those of armor glass packet of the same level of protection.

УДК 621.43:62-192

Марченко А.П., д-р техн. наук; Ткачук М.А., д-р техн. наук; Соболь О.В., д-р фіз.-мат. наук; Посвятенко Е. К., д-р техн. наук; Хлань О.В., Шейко О.І., Бабіч О.О., Фрід О.Ю., Погрібний М.А., канд. техн. наук; Кравченко С.О., канд. техн. наук

ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ КОМПОЗИЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХНІ ЕЛЕМЕНТІВ ВИРОБІВ ДЛЯ ОБОРОННОЇ ТА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ГАЛУЗЕЙ

Вступ. З метою вирішення масштабних проблем, які натепер постали перед Україною, конче необхідні інноваційні рішення, втілені у різних галузях економіки, оборони та інших сторонах суспільного життя. Зокрема, серед найбільш значимих – виклики у сфері забезпечення обороноздатності та енергетичної безпеки.

За економічних та безпекових обставин, що на сьогодні склалися, розробка та застосування інноваційних технологій, адаптованих до умов та потреб України, є найбільш прогресивним шляхом розвитку. До них висуваються наступні вимоги: проривний характер; наукова обґрунтованість; висока ефективність; помірні ресурсні вимоги; оперативність; реалізація на базі існуючого обладнання.

У руслі вирішення найбільш актуальних, масштабних та важливих для України проблем протягом останнього часу колективом дослідників НТУ «ХПІ», ДП «Завод ім. В.О. Малишева», ДП «ХКБМ ім. О.О. Морозова», ДП «ХКБД», Національного транспортного університету (НТУ) науково обгрунтовано, розроблено, удосконалено та впроваджено у виробництво комплекс інноваційних технологій композиційного зміцнення поверхні виробів для оборонної та енергетичної галузей України. Дослідження ефективності цих технологій складає мету роботи. Робота є продовженням та розвитком робіт [1-9].

Методи забезпечення функціональних характеристик виробів. До об'єктів військової та цивільної техніки, які розглядаються в цій роботі, відносяться танки, бронемашини, тягачі, автомобілі та їхні двигуни внугрішнього згоряння (ДВЗ), силові установки з ДВЗ магістральних тепловозів, автономні установки енергозабезпечення стратегічних об'єктів, а також різноманітні двигуни, агрегати і силові елементи цих конструкцій, а також обладнання для електростанцій. Основними вимогами до них ϵ ресурс, міцність, довговічність, енергоефективність, надійність та безвідмовність у роботі.

Так, двигуни внутрішнього згоряння танків, бронетранспортерів та інших бойових машин працюють у важких умовах, піддаються впливу високих теплових і механічних навантажень, особливо за високих та низьких температур навколишнього середовища. Це сприяє зростанню навантажень на деталі високонавантажених пар, що збільшує їх зношування. Захисні елементи підлягають дії ударно-імпульсних навантажень. Це істотно підвищує вимоги до властивостей матеріалу, якості і стану робочих поверхонь деталей. В енергетичній галузі, збільшуючи потужність, надійність та довговічність турбін, можливо повніше використовувати паливні ресурси. Потужність сучасних турбін можливо збільшувати, тільки впроваджуючи нові технології, конструкції та матеріали. Це є критично необхідним, тому що, на відміну від пошкоджень трубних елементів парогенерувального тракту, пошкодження роторів турбін створюють серйозну небезпеку, можуть призвести до катастрофічних наслідків і колосальних матеріальних затрат. Тому матеріали турбін повинні забезпечувати підвищену надійність.

Зазвичай основними показниками якості машин є надійність і коефіцієнт корисної дії, які переважно визначаються властивостями поверхневих шарів деталей і з'єднань (границею витривалості, корозійною стійкістю, зносостійкістю, коефіцієнтом

тертя, контактною жорсткістю, міцністю посадок, герметичністю з'єднань тощо). Кожна зупинка машин через пошкодження окремих елементів або зниження технічних характеристик нижче допустимого рівня не тільки тягне за собою, як правило, великі матеріальні збитки, але й у низці випадків (особливо для оборонної техніки) призводить до катастрофічних наслідків. Крім того, досягнення високої якості та експлуатаційної надійності деталей машин, вузлів і агрегатів, а також зниження їх вартості, є умовами забезпечення високого і стійкого рівня конкурентоздатності. Усе це стає можливим тільки на основі нових матеріалів та технологій, до яких відноситься комплекс створених та описаних в роботі інноваційних технологій спрямованої інженерії поверхні.

Зокрема, на відміну від традиційних технологій, проблема підвищення ресурсу та надійності роботи двигунів і агрегатів військової та цивільної техніки у запропонованій роботі досягається за рахунок розробки і застосування технологій дискретного зміцнення робочих поверхонь чавунних і сталевих деталей, інтенсивного холодного пластичного деформування (ХПД), спрямованого мікродугового оксидування (МДО), інноваційної високощільної вакуумно-плазмової обробки, комплексної обробки струмами високої частоти (СВЧ) та термічного впливу, а також комплексного застосування декількох технологій у одному технологічному процесі.

Технологія дискретного зміцнення. Науковою основою інноваційної технології дискретного зміцнення робочих поверхонь чавунних і сталевих деталей ϵ використання електророзрядів для керованого руйнування матеріалу деталі з отриманням необхідних форм і розмірів (рис. 1,2). При цьому проблемним ϵ отримання стабільного шару суцільного покриття поверхні. У запропонованій роботі замість суцільного пропонується дискретне покриття, що усуває проблему.

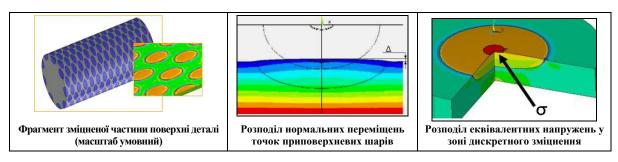


Рис. 1. Прояв «Д-ефекту» і «σ-ефекту» при дискретному зміцненні

Для різних умов функціонування у цій роботі розраховано на основі математичного підходу форму та розмір дискретного покриття. Одна із основних наукових проблем, що була вирішена, пов'язана із розв'язанням задач аналізу при нечітко вираженому і варійованому просторі даних та нечітких критеріях, обмеженнях і невизначених характеристиках самого технологічного процесу. Це стосується, в першу чергу, науково-технічної проблеми поверхневого зміцнення високонавантажених елементів машин, які знаходяться в рухомому контакті.

Варто зазначити, що традиційні технології можуть вдосконалюватися, в основному, тільки за рахунок компромісних, а не оптимізаційних рішень. Вихід з цієї ситуації — відмова від жорсткої регламентації даних, пошук принципово нових фізико-механічних процесів та оптимізація їх впливу на комплекс критеріїв, які визначають характеристики поверхневого зміцнення елементів машин.

При цьому, для реалізації даного підходу необхідно було, по-перше, розробити теоретичну основу, математичну модель для багатоваріантного дослідження та оптимізації характеристик стану поверхневого шару у поєднанні із пошаровим станом матеріалу по глибині. По-друге, провести із застосуванням розроблених підходів дослідження та синтез схем

і параметрів нової технології. Для досягнення цієї мети в роботі вирішені такі нові наукові проблеми та прикладні завдання: 1) розробка нових теоретико-множинних підходів до генерації математичних, числових і фізичних моделей досліджуваних і створюваних технологій та станів зміцнених елементів машин; 2) реалізація розробленого підходу в комплексній математичній моделі дослідження напружено-деформованого стану (НДС) елементів машин в контакті, а також у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу із застосуванням методу скінченних елементів; 3) формування потужного програмно-апаратного комплексу на основі кластерних комп'ютерних технологій; 4) аналіз НДС елементів досліджуваних машин, поверхні яких модифіковані із застосуванням нових технологій зміцнення; 5) розробка науково обґрунтованих технологічних режимів та підвищення технічних і тактикотехнічних характеристик виробів для оборонної та енергетичної галузей.

Аналіз та узагальнення отриманих результатів дало можливість встановити два типи ефектів впливу на НДС, що виникають при виконанні дискретно-континуального зміцнення: « Δ -ефект» і « σ -ефект». Перший полягає в тому, що легована частина поверхні дискретного зміцнення при дії нормального тиску в деформованому стані дещо виступає над незміцненою частиною (на величину Δ , див. рис. 1). Поверхня деталі під навантаженням стає мікро-

пагорбистою. Числовою характеристикою цього ефекту при цьому ε відношення Δ до діючого тиску р, розрахункова величина якого може досягати 0,1 мкм/МПа і більше. Таким чином, ця виступаюча частина поверхні приймає на себе більшу частину сил контактного тиску у сполученні з іншою деталлю. Завдяки більш високій якості поверхні дискретної зони зменшується сила тертя при відносному русі контактуючих деталей. Крім того, матеріал матриці зношується в першу чергу, і цим створюються на поверхні лабіринти для проходу мастила. Найбільший « Δ -ефект» досягається при відносній площі зміцнення 60...80%.

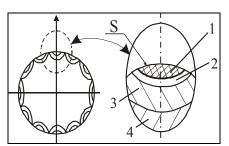


Рис. 2. Структура матеріалу (у розрізі) в зоні зміцнення:

- 1 дискретно зміцнена зона S;
- 2, 3 перехідні шари; 4 основний матеріал

Інший («σ-ефект») з'являється із-за характерного розподілу напружень в зоні дискретного зміцнення, див. рис. 1: напруження високі у цій зоні навіть при рівномірному прикладанні тиску на поверхню, в результаті цього еквівалентні напруження вищі на 10...15% порівняно з зоною основного матеріалу зміцненого елемента машини. Разом із тим механічні властивості в зоні зміцнення значно (до 50%) вищі, ніж основного матеріалу в цілому. Тому загальна міцність зростає. Найбільших значень «σ-ефект» досягає при відносній площі зміцнення 65...75%.

Зіставлення інтервалів найбільшого позитивного прояву «Δ-ефекту» і «σ-ефекту» дає можливість визначити рекомендований інтервал зони дискретності -60...75% (див. рис. 1). На підставі аналізу «Δ-ефекту» та «σ-ефекту» встановлено, що інтегральний вплив запропонованої технології на напружено-деформований стан зміцнених тіл у приповерхневому шарі дуже сприятливий як для його загальної міцності та твердості, так і для стійкості проти зношування.

При цьому після дискретного зміцнення у приповерхневому шарі чітко проявляється зона, яка різко відрізняється від основного матеріалу. Це — твердий розплав, утворений сумішшю матеріалів основного матеріалу та зміцнювального компонента (з електрода), див. рис. 2.

Експлуатаційними випробуваннями встановлено, що дискретне зміцнення чавунних колінвалів забезпечує підвищення їх зносостійкості у 6...8 разів порівняно зі станом після нормалізації та в 1,3...1,5 разів – порівняно із гартуванням СВЧ. Для сталевих колінчастих валів зносостійкість збільшується в 1,5...3 рази порівняно із азотуванням. Одночасно з цим як у сталевих, так і у чавунних колінчастих валів поліпшується припрацьовуваність і збіль-

шується зносостійкість валу та вкладиша.

Таким чином, у результаті на базі розробок і багаторічного досвіду із адаптації та впровадження у виробництво дискретного зміцнення Національним технічним університетом "ХПІ", ДП «ЗіМ», ДП «ХКБМ ім. О.О. Морозова», ДП «ХКБД», НТУ та фірмою «ТАВІ» була вирішена комплексна цілісна проблема розробки способів зміцнення поверхні високонавантажених деталей, що виключає недоліки традиційних технологій зміцнення [1-9]. Спосіб формування зносостійких поверхонь металевих виробів (дискретне зміцнення) за отриманими фізико-механічними і триботехнічними характеристиками не поступається кращим світовим аналогам: низькотемпературного ціанування ("Хонда", Японія); газового азотування (Росія, Великобританія); електродугової металізації (CRP Industry, США). Більш того, цей метод ϵ кращим, оскільки не має основних недоліків, властивих кожному з вище названих способів зміцнення. Дискретне зміцнення деталей виконується на додатково обладнаних універсальних верстатах. При виборі матеріалу електрода і розробці технології дискретного зміцнення критеріями оптимізації були: висока зносостійкість поверхні шийок колінчастих валів; підвищення втомної міцності деталі; підвищення термостійкості поверхні тертя; задиростійкість; оптимальне покриття зміцненими зонами (плямами) поверхні деталі; доступна ціна матеріалу електрода. Вибір матеріалу залежить від конкретного об'єкта. Зазвичай це – високолегована сталь.

При впровадженні технології дискретного зміцнення на ДП «Завод ім. В.О. Малишева» проводилося зміцнення шийок колінчастих валів, виготовлених із різних легованих сталей, які використовуються для двигунів різного типу. Крім того, технологія дискретного зміцнення при ремонті колінчастих валів використана для двигунів бронетранспортерів та військових автомобілів на підприємствах Міністерства оборони України. Для забезпечення автономного живлення стратегічних об'єктів розроблено установки на основі модернізованого двигуна Д80 зі зміцненими елементами тощо (рис. 3).



Рис. 3. Зміцнені колінчасті вали тепловозних дизелів для магістральних тепловозів

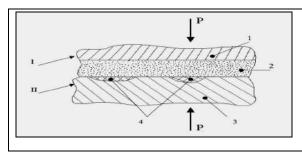
Розроблені та впроваджені технології зміцнення елементів танкових двигунів серії 5ТДФ та 6ТД для модернізації танків «Булат» та перспективних танків «Оплот» (рис. 4), що дає змогу досягти сучасного рівня тактико-технічних характеристик та успішно протидіяти сучасним бойовим машинам противника у ході реальних бойових дій. Важливим результатом впровадження запропонованих інноваційних технологій зміцнення поверхонь високонавантажених деталей ДВЗ при складному циклічному термічному і механічному навантаженні є те, що вони створюють умови для форсування вітчизняних танкових дизелів за їх потужністю.





Рис.4. Форсовані двигуни 5ТДФ для модернізації бойових машин «Булат»

льне зміцнення відповідно однієї та іншої поверхні спряжених пар контактуючих пар деталей (рис. 5). Таке поєднання дає набагато вищий результат, ніж сумарний від дії окремих технологій.



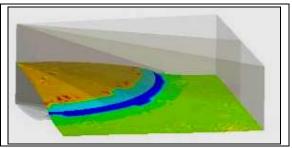


Рис. 5. Комплексна технологія, що поєднує дискретне і континуальне зміцнення, та контактний тиск: I - континуально зміцнена за технологією МДО деталь (1) та поверхневий шар (2), II - деталь (основний матеріал — сталь, чавун (3)), оброблена методом дискретного зміцнення (зміцнена зона (4))

Технології холодного пластичного деформування (ХПД). Також запропоновані технології модифікації поверхонь боєприпасів з метою підвищення ефективності їх використання. Так, для отримання поздовжніх і гвинтових канавок глибиною до 3 мм, за якими відбувається поділ деталі на осколки при ініціюванні вибухової речовини, застосовано один із методів ХПД — редукування. Цей метод (рис. 6) полягає у проштовхуванні штовхача 5 разом з трубною заготовкою 1 і фасонною оправкою 2 через матрицю 4. Оправка має поздовжні виступи 3, а матриця конус 6. Таким способом були отримані канавки на внутрішній частини корпусу авіаційної бомби із сталі 30ХГСА. Процес апробовано на пресі Д–2238 зусиллям 6,3 МН. Гвинтові канавки для попереднього формування осколків ручних гранат було отримано на трубчастих сорочках виробів із сталі 20 та алюмінієвого сплаву АК6 на гідрофікованому протяжному верстаті моделі 7Б56.

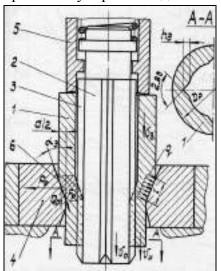


Рис. 6. Схема отримання поздовжніх канавок

Використання ХПД комбінованим протягування при отриманні глибоких отворів камер згоряння некерованих реактивних снарядів, корпусів гідроциліндрів тощо взамін традиційного розточування або чорнового зенкерування надає можливість підняти коефіцієнт використання матеріалу з 0.6-0.7 до 0.9-0.95 та підвищити продуктивність праці в 1.5-2 рази.

Технології мікродугового оксидування та вакуумно-плазмового формування багатоелементних захисних покриттів. Практичним завданням для розробки наукових основ новітніх технологій та матеріалів поверхневого зміцнення деталей тертя на основі плазмових технологій спрямованого мікродугового оксидування (МДО) та вакуумно-плазмового формування багатоелементних захисних покриттів є те, що визначальним чинником, який обумовлює довговічність деталей, що

працюють в умовах тертя, є висока зносостійкість, яка значною мірою залежить від твердості поверхні. При цьому серцевина таких деталей для забезпечення високої конструкційної міцності вимагає значно меншої твердості, але більш високих показників пластичності та в'язкості. Таким чином, необхідно забезпечити різні властивості поверхні і серцевини, що може бути досягнуто для матеріалів на основі алюмінію, титану (елементи вентильної групи) шляхом прогресивної технології на базі мікродугового оксидування, а для інших типів мате-

ріалів — шляхом нанесення композиційних покриттів.

Завдяки розробленій технології зі спрямованим вибором необхідних режимів та електролітів, які забезпечують формування надтвердих фаз (наприклад α-Al₂O₃ на деталях на основі алюмінію), значно спрощено технологію виготовлення шатунів пари тертя (рис. 7) герметичних поршневих компресорів (при цьому не застосовуються антифрикційні вкладиші), а для ущільнюючого елементу поршня МДО-покриття забезпечило технологічність та високі трибологічні властивості в парах тертя з традиційними матеріалами (чавун, сталь, бронза), для поршня — обробка МДО захистило від високотемпературної газової ерозії та знизила температуру металу основи приблизно в 1,5 рази, для крильчатки насоса системи охолодження високофорсованих двигунів, зміцнення за технологією МДО, збільшено ресурс роботи в 10 разів за рахунок підвищення кавітаційної стійкості, для торцевих ущільнень МДО-обробка дала можливість використовувати сплав АК4-1 замість нержавіючої сталі та при цьому збільши ресурс роботи в 5–10 разів, що значно підвищило тактико-технічні характеристики виробів бронетехніки.

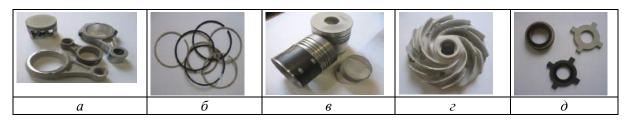


Рис. 7. Елементи виробів бронетехніки з підвищеними властивостями завдяки інноваційній спрямованій технології мікродугового оксидування: a — шатуни двигуна, δ — ущільнюючий елемент поршня, ϵ — поршень, ϵ — крильчатка насоса системи охолодження високофорсованих двигунів, δ — торцеві ущільнення

Розробка наукових основ структурної інженерії іонно-плазмових багатоелементних покриттів для критичних вузлів енергетичного обладнання була обумовлена тим, що одним із критичних елементів у газотурбінному агрегаті, що потребує інженерії поверхні для підвищення його ерозійної стійкості, є блок клапанів високого тиску і, зокрема, вузли тертя-ковзання (тертьові поверхні штоків клапанів, втулок тощо) його кінематичної частини. Структура цього блоку містить у собі елементи, які утворюють пару тертя, що працює при динамічних навантаженнях та зазнає також процесу стирання/корозії. Завдяки використанню вузько спрямованого іонного потоку високої швидкості, а також використанню інноваційних методик структурної інженерії стало можливим розробити, провести комплексні оптимізуючі випробування та освоїти новий клас наноструктурних високотвердих нітридних покриттів на основі нітриду титану: низьколеговані кремнієм та ітрієм з високою твердістю, корозійною, абразивною і кавітаційною стійкістю, а також надтверді жаростійкі нітридні покриття, що самовпорядковуються, на основі багатоелементних сплавів.

Додавання як легуючих елементів кремнію або ітрію зі вмістом 1–2 % відповідно в Ті- й (Ті,Аl)N покриття приводить до підвищення їх зносостійкості більш ніж в 3 рази, підвищення стійкості до окислювання для (Ті,Si)N вище 600 °C, а для (Ті,Al,Y)N – вище 800 °C, корозійної стійкості в 2 рази, кавітаційної стійкості в 5–7 разів. Розроблення технології нанесення покриттів, що мають різні склади, було викликано необхідністю подолання ефекту схоплювання, типового для матеріалів того ж складу.

Технології обробки струмами високої частоти. Величезною проблемою сучасного вітчизняного і світового енергетичного комплексу ϵ ерозійне зношування робочих лопаток останніх ступенів потужних парових турбін. Інтенсивна ерозія кромок

робочих лопаток (рис. 8) призводить до: — зниження ресурсу і надійності експлуатації лопаток; — зменшення «парусності» лопаток, і, як наслідок, зменшення ККД турбоагрегату та, відповідно, кількості виробленої електроенергії; — передчасної вимушеної заміни великої кількості зношених лопаток на нові, які мають високу собівартість. Розроблена інноваційна технологія дає можливість проводити поверхневе загартування з нагрівом СВЧ вхідних кромок робочих лопаток парових турбін різних типів і модифікацій. При цьому ширина зміцненої зони на вхідній кромці може досягати 25-30 мм, довжина впродовж пера лопатки — 600-1000 мм, глибина загартування — до 2,5 мм (рис. 9). Проведене на оптимальних режимах загартування уможливило підвищити твердість вхідних кромок лопаток до 50-55 HRC і, таким чином, суттєво підвищити їх ерозійну стійкість (рис. 8-10). Після поверхневого загартування ерозійна стійкість лопаток зростає в 5-6 разів порівняно з початковим станом. Проведені дослідження показали, що розроблена технологія захисту робочих лопаток парових турбін від ерозії має цілу низку суттєвих переваг перед існуючими промисловими аналогами, перш за все, перед електроіскровим зміцненням твердим сплавом Т15К6.

Створений шляхом загартування з нагрівом СВЧ на вхідних кромках лопаток поверхневий шар відрізняється специфічною дрібнозернистою структурою із залишковим напруженням стиснення, що, як показали експериментальні дослідження, підвищує циклічну витривалість матеріалу лопаток порівняно, наприклад, з електроіскровою обробкою, у 2-3 рази. Поверхневе загартування СВЧ на основі розробленої інноваційної технології надає безальтернативну можливість здійснення ефективного протиерозійного захисту лопаток турбін, які працюють на першому контурі атомних енергетичних станцій, оскільки у зміцненій нагрівом СВЧ поверхні, на відміну від зміцненої електроіскровим способом, відсутні елементи, що утворюють радіоактивні ізотопи. На сьогодні розроблена інноваційна технологія на основі СВЧ загартування є єдиним ефективним захистом від ерозійного зношування робочих лопаток першого контуру атомних електростанцій.

Використання розробленої технології дало можливість повністю автоматизувати процес поверхневого зміцнення, що призвело до підвищення продуктивності праці на технологічній операції захисту лопаток від ерозійного зношування порівняно з електроїскровою обробкою у 5-10 разів.

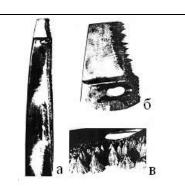


Рис. 8. Характер ерозійного зносу робочої лопатки 5-го ступеня ЦНТ турбіни К-300-240 після 23000 годин експлуатації: *a* - X0,25; *б* -X0,75; в - X2

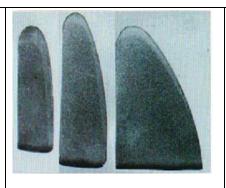


Рис. 9. Макроструктура вхідних кромок лопатки (в різних перетинах) після загартування СВЧ

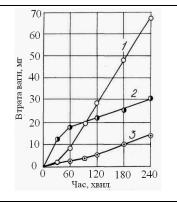


Рис. 10. Кінетичні криві ерозії деталей із сталі 15Х11МФ: *I* - в початковому стані; *2* - після поверхневої обробки електроіскровим методом; *3* - після поверхневого загартування з нагрівом СВЧ

Аналіз результатів. Основна принципова новизна та перевага розроблених інноваційних технологій полягає в наступному. На відміну від традиційних існуючих технологій зміцнення, які можуть вдосконалюватися, в основному, тільки за рахунок компромісних, а не оптимізаційних рішень і передбачають створення однорідної суцільної зміцненої поверхневої зони на поверхні виробу, для запропонованої технології втілюється принцип генерування суттєво неоднорідних у плані та (або) за товщиною поверхневих структур зміцненого матеріалу на елементах машин, споруд, обладнання.

Таким чином, суть роботи полягає у тому, що замість суцільної гомогенності висувається на перший план принцип *контрольованої композиційності*. Це забезпечує на стадіях створення, модернізації та ремонту нових виробів для оборонної та енергетичної галузей досягнення якісно нових та кількісно переважаючих тактико-технічних та техніко-економічних їхніх характеристик.

Науково-технічний рівень роботи відповідає світовому рівню та його переважає, оскільки за багатьма аспектами принципово відрізняється від традиційних розробок. Нові технології, які розроблені, апробовані та впроваджені в роботі — це комплекс технологій дискретно-континуального зміцнення на основі імпульсного електроіскрового легування; мікродугового оксидування; високошвидкісні іонно-плазмові методи поверхневого та приповерхневого модифікування; інтенсивної обробки струмами високої частоти та наплавлення у комплексі з прогресивною термічною обробкою; високоїнтенсивного холодного пластичного деформування. Цей комплекс інноваційних технологій переважає традиційні технології не тільки за окремими трибомеханічними характеристиками, а й за їх множиною. При цьому характерною рисою традиційних технологій є можливість поліпшення однієї окремої характеристики за рахунок погіршення інших, тоді як запропонований комплекс інноваційних технологій надає можливість поліпшення цілої множини характеристик без погіршення інших. Ця якісна перевага має також кількісний вимір у багатократному підвищенні характеристик довговічності, тертя, зношуваності, міцності тощо.

Усі заявлені технології зміцнення володіють високим ступенем новизни:

- уперше науково обґрунтовані режими дискретно-континуального зміцнення приповерхневих шарів важконавантажених деталей, що перебувають у рухомому контакті, на основі комп'ютерного моделювання, лабораторних та дослідно-промислових випробувань;
- уперше виявлені два нових фізичних ефекти, які названі «Δ-ефект» та «σ-ефект». Перший із них полягає у тому, що при нанесенні на поверхню архіпелагу дискретно зміцнених зон та зовнішнього навантаження окремі острівки у деформованому стані виступають над номінальним середнім рівнем, тобто створюються сприятливі умови для роботи контактуючих пар за рахунок більш низького тертя у цих зонах та завдяки появі об'ємів для потоків мастила. Другий («σ-ефект») зумовлений тією обставиною, що контактний тиск передається, в основному, через зони дискретного зміцнення, а оскільки матеріал цієї зони більш міцний (порівняно із основним матеріалом), то у підсумку інтегрально досягається більший запас міцності;
- вперше науково обгрунтовані інноваційні технології оптимізації метода мікродугового оксидування для високоефективної обробки важконавантажених елементів пар тертя із сплавів на основі алюмінію;
- вперше на основі підходу структурної інженерії обгрунтовані та розроблені нові технологічні рішення вакуумно-плазмової обробки поверхонь для підвищення функціональних характеристик критичних елементів деталей тертя;

- отримали подальший розвиток методи зміцнення лопаток турбін на основі обгрунтування високоефективних режимів обробки струмами високої частоти;
- вперше розроблені методи зміцнення шляхом високоїнтенсивного холодного пластичного деформування елементів машинобудівних конструкцій та отримання цим методом регулярних макрорельєфів, у тому числі і для осколкових сорочок боєприпасів.

Важливою особливістю, перевагою та новизною є поєднання розроблених нових та традиційних технологій зміцнення із синергійним ефектом, причому із адаптацією цих комплексних технологій до реалізації на нових виробах, проте із застосуванням наявного технологічного обладнання (тобто без суттєвих витрат фінансових ресурсів і часу) та за допомогою наявного кадрового потенціалу.

Значимість одержаних результатів у порівнянні з кращими вітчизняними та світовими аналогами визначається наступними показниками:

- розроблені принципово нові технічні рішення щодо забезпечення високої міцності та ресурсу деталей високонавантажених пар та вузлів двигунів і агрегатів для оборонної та енергетичної галузей техніки;
- розроблена та впроваджена у виробництво (виготовлення й ремонт) військової та цивільної техніки гама методів зміцнення, які, порівняно із традиційними, суттєво (у 2-4 рази) підвищують ресурс, міцність та стійкість;
- запропоновано спосіб посилення дії кожного з перелічених методів шляхом їх комбінації із набагато більшим ефектом, ніж від кожного зокрема. Це дає ефект одночасного поліпшення усіх трибомеханічних характеристик пар тертя. Так, для колінвалів форсованих двигунів ресурс підвищується на 40% та зменшуються виробничі витрати до 70%; при корундуванні ресурс циліндро-поршневої групи збільшується в 3...4 рази; рівень конструктивної міцності виробів зі зміцнених вакуумно-плазмовим нанесенням покриттів деталей дає приріст механічних характеристик до 40 %. Подібний ефект спостерігається і для інших видів військової та цивільної техніки;
- комплексне використання іонного азотування та нанесення вакуумно-дугових покриттів забезпечує збільшення твердості поверхні (до 35 ГПа), підвищення корозійної стійкості деталей тертя турбоагрегату (до 5 разів), підвищення абразивної стійкості (у 10-25 разів), підвищення стійкості в умовах кавітаційного зносу (у 2,3-2,7 разів);
- у 1,5–2 рази підвищується ресурс та знижуються витрати на виготовлення деталей складної форми при застосуванні технології інтенсивного холодного пластичного деформування;
- у 2—3 рази порівняно із вітчизняними та зарубіжними аналогами зростає ресурс ерозійної стійкості лопаток, зміцнених струмами високої частоти за запропонованими режимами обробки. За період після впровадження розробленої технології на ПАТ «Турбоатом» були ефективно захищені від ерозійного зношення десятки тисяч лопаток турбін різних типів і потужності, перш за все, для атомних електростанцій України та країн близького та далекого зарубіжжя. Порівняльний промисловий експеримент, який був проведений у 2010 році на АЕС «Пакш» (Угорщина) з метою виявлення найбільш ефективного методу захисту від ерозійного зношування і в якому приймали участь лопатки ПАТ «Турбоатом», зміцнені за технологією СВЧ, а також лопатки провідних фірм Німечини і Швейцарії, засвідчив найбільш високу стійкість лопаток «Турбоатома» з поверхневим загартуванням СВЧ;
- енерговитрати на здійснення розроблених та впроваджених технологічних операцій зміцнення виробів для оборонної та енергетичної галузей у 2–2,5 рази нижчі, ніж для традиційних технологій.

Практична цінність та перспективність результатів роботи полягає в розробці принципово нових технічних рішень щодо забезпечення високих технічних і тактикотехнічних характеристик військової та цивільної техніки та енергобезпеки за рахунок високої надійності та ресурсу деталей високонавантажених пар двигунів і агрегатів машин, зміцнених за допомогою створених технологій нового покоління, а на цій основі:

- 1. Розроблена та впроваджена у виробництво (виготовлення й ремонт) військової та цивільної техніки гама високотехнологічних методів зміцнення (зокрема, дискретно-континуальне зміцнення на базі розвитку електроіскрового легування, холодне пластичне деформування, мікродугове оксидування, вакуумно-плазмове напилення з новими, більш досконалими комплексними покриттями, вдосконалені технології обробки струмами високої частоти, а також комплексні технології, що поєднують окремі види із перелічених); вони, порівняно із традиційними, суттєво (у 2-3 рази й вище) підвищують ресурс, міцність та довговічність, знижують в 1,5-2 рази втрати на тертя і зношування, створюють умови для розробки нових зразків військової техніки та виробів енергетичної галузі з більш високими питомими характеристиками. Крім того, вони позбавлені недоліків існуючих технологій зміцнення (розтріскування, ослаблення серцевини, залишкові деформації тощо).
- 2. Запропоновано спосіб посилення дії кожного з перелічених методів шляхом їх комбінації, що дає набагато більший ефект, ніж кожний з них окремо.
- 3. Запропоновані технології відрізняються від відомих способами і режимами перетворення поверхні. У результаті це дає ефект одночасного поліпшення трибомеханічних характеристик пар тертя, зокрема, порівняно із традиційними, збільшується не тільки твердість, але і втомна міцність матеріалу деталей. Застосування запропонованої технології дискретного зміцнення, наприклад, для колінчастих валів форсованих двигунів, підвищує їхній ресурс на 40% з одночасним зменшенням витрат на їх виробництво до 70%. Подібний ефект спостерігається також і для інших видів військової та цивільної техніки.
- 4. Обгрунтовано оптимальні технологічні режими зміцнення робочих поверхонь відповідальних деталей, а також розроблене та виготовлене обладнання і технологічне оснащення. На цій основі створено й освоєно виробництво низки двигунів для військової та цивільної техніки із підвищеними технічними і тактико-технічними характеристиками, у т.ч. при модернізації: серій 5ТДФ для важких бойових машин «Булат» та 6ТД для танків «Оплот»; 10Д100, Д80, 5Д49 та інших для створення агрегатів автономного живлення стратегічних об'єктів та для магістральних тепловозів; а також агрегатів, вузлів та систем: елементи танкових трансмісій, автомобільні двигуни для військової техніки, стволи танкових гармат, верстати, елементи ходових частин танків тощо.
- 5. Із застосуванням прогресивних технологій освоєно серійне виробництво танків «Булат» та «Оплот», що дало змогу забезпечити ЗСУ високоефективним сучасним озброєнням.
- 6. Освоєно виробництво на основі процесів холодного пластичного деформування гільз камер згоряння некерованих реактивних снарядів типу С5, ББ7, "Град"; гідроциліндрів, амортизаторів та деталей ходової частини гусеничних машин; нерухомих частин занурюваних насосів та двигунів для докачування нафти зі свердловин; осколочних сорочок ручних гранат, авіабомб та інших боєприпасів.
- 7. Розроблена та впроваджена на ПАТ «Турбоатом» унікальна технологія, що дає можливість у 2-3 рази подовжити термін експлуатації найбільш відповідальних, складних для виготовлення та високовартісних деталей сучасних парових турбін робочих лопаток останніх ступенів.

Висновки. Таким чином, на сьогодні завдяки комплексу інноваційних технологій, що розроблені та впроваджені, вирішені масштабні, актуальні та важливі проблеми оборонної та енергетичної галузей із забезпечення на світовому рівні технічних і тактико-технічних характеристик, зокрема, ресурсу, надійності, довговічності, міцності виробів, споруд та обладнання, а також досягнення високого рівня енергоефективності та імпортонезалежності.

Крім того, ці розроблені та впроваджені технології дають змогу забезпечити високотемповий розвиток машинобудівної галузі України. Більш того, існує певна множина проблем, які не можуть буги вирішені без застосування розроблених та впроваджених технологій. Це стосується, зокрема, розробки перспективного танкового двигуна для вітчизняних танків. У цьому випадку без запропонованих у роботі інноваційних технологій неможливо забезпечити потрібні технічні характеристики деталей циліндро-поршневої групи, колінчастих валів, кривошипно-шатунних механізмів, трансмісій тощо.

На основі проведених фундаментальних і прикладних досліджень вперше науково обгрунтована та експериментально підтверджена можливість підвищення технічних і тактикотехнічних характеристик, ресурсу, енергоефективності, міцності, твердості, зносостійкості та довговічності високонавантажених деталей виробів для оборонної та енергетичної галузей завдяки використанню інноваційних технологій композиційного зміцнення поверхні. Це ε базою при проектно-технологічному забезпеченні тактико-технічних і технічних характеристик військових та цивільних машин та енергетичного обладнання вітчизняного виробництва.

Розроблені та впроваджені новітні технології забезпечують більш високий, порівняно з відомими способами зміцнення, рівень зносостійкості і міцності з одночасним підвищенням задиростійкості та зниженням зношування, підвищення енергоефективності. При цьому в 5...8 разів зменшується час і вартість технологічних операцій. Границя між зміцненим шаром і основним металом не ε технологічним концентратором напружень і не знижу ε втомну міцність деталі. Запропоновані технології ε екологічно безпечними.

Організоване серійне виробництво, модернізація та реконструкція серії двигунів 5ТДФМ, 6ТД, 10Д100, Д80, Д49, а також агрегатів військової та цивільної техніки: танкові трансмісії, автомобільні двигуни для військової техніки, стволи танкових гармат, тепловозні двигуни, агрегати автономного живлення для стратегічних об'єктів, елементи турбін для енергогенеруючих станцій тощо. Завдяки застосуванню інноваційних технологій композиційного зміцнення поверхні забезпечені високі технічні і тактико-технічні характеристики бойових машин «Булат» та «Оплот», установок для автономного енергопостачання стратегічних об'єктів, військових автомобілів, магістральних тепловозів 2ТЕ10 та 2ТЕ116 тощо.

Розроблено та впроваджено на ПАТ «Турбоатом» технологія поверхневого загартування вхідних кромок робочих лопаток останніх ступенів парових турбін, яка дає можливість подовжити термін експлуатації лопаток, що працюють в умовах інтенсивного ерозійного зношування, в 2-3 рази. Завдяки впровадженню інноваційної технології стало можливим проводити поверхневе загартування з нагрівом СВЧ лопаток турбін різних типів: К-500-65/3000, К-750-65/3000 та інших, а також унікальних робочих лопаток турбін потужністю один мільйон кіловат.

Впровадження результатів проведених дослідних робіт у серійне виробництво дало можливість підвищити до світового рівня (а для низки показників - перевершити цей рівень) тактико-технічні та технічні характеристики танків, військових машин, автомобільної техніки, енергетичного та технологічного обладнання та устаткування, а також скоротити закупівлю дорогих імпортних запасних частин до двигунів та інших агрегатів військової та цивільної техніки і енергогенеруючого обладнання.

Литература: 1. Континуальная и дискретно-континуальная модификация поверхностей деталей: монография / Н.А. Ткачук,_С.С. Дьяченко, Э.К. Посвятенко, С.А. Кравченко, $B.\Gamma$. Гончаров, B.B. Шпаковский, H.Л. Белов, A.И. Шейко, A.К. Олейник, U. B. Пономаренко. -X. : «Щедра садиба плюс», 2015. – 259 с. 2. Марченко А.П. Применение комбинированных технологий упрочнения трущихся поверхностей двигателей внутреннего сгорания и численное моделирование их контактного взаимодействия / А.П. Марченко, С.А. Кравченко, Н.А. Ткачук, Е.В. Белоусов, В.В. Шпаковский // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: HTV «ХПІ», 2015. – №1. – С. 142-148. **3.** Веретельник О. В. Дискретное упрочнение как эффективный метод повышения ресурса работы элементов механизма / О. В. Веретельник, Ю. В. Веретельник, В. В. Веретельник // Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. Серія: Транспортне машинобудування. – X. : HTV «ХПІ». – 2015. – №43 (1152). – C. 17–20. 4. Научное обоснование параметров дискретного упрочнения высоконагруженных деталей транспортных энергетических установок / И. В. Парсаданов, С. А. Кравченко, Н. А. Ткачук [и др.]. // Наук. Вісник Херсонської держ. морської ак-ії. –2012. – №1 (6). –С. 298-310. 5. 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". – Харків : НТУ "ХПІ", 2012. – № 22. – С. 32–39. 6. Ткачук М. А. Розробка наукових основ створення сприятливих поверхневих дискретно - континуальних полів напружень у високонавантажених елементах машин/ М.А. Ткачук, В.М. Шеремет, Г.В. Ткачук, А. В. Грабовський// Механіка та машинобудування. — 2009. — №1. —С. 147-156. 7. Шеремет В. М. Дослідження напружено - деформованого стану деталей машин з дискретним зміцненням / В. М. Шеремет, М.А. Ткачук, Т. О. Васильєва// Вісник НТУ«ХПІ». Тем. вип.: Маишнознавство та $CA\Pi P. - 2010. - N_{2}19. - C. 150-155.$ 8. Шеремет В.Н. Повышение ресурса тяжелонагруженных элементов ДВС путем дискретного упрочнения деталей. Моделирование напряженно - деформированного состояния/ В.Н. Шеремет, Н.А. Ткачук, В. Г. Гончаров// Двигатели внутреннего сгорания. -2010. -№2. - С. 118-123. **9.** Шеремет В.Н. Особенности распределения контактных давлений в сопряжении деталей с дискретным упрочнением / В.Н. Шеремет, О.В. Веретельник, Б.Я. Литвин, А.И. Шейко, С.А. Кравченко // Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. Серія: Машинознавство та САПР. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 1 (975). – C. 175-179.

Bibliography (transliterated): 1. Kontinualnaya i diskretno-kontinualnaya modifikatsiya poverhnostey detaley: monografiya / N.A. Tkachuk, S.S. Dyachenko, E.K. Posvyatenko, S.A. Kravchenko, V.G. Goncharov, V.V. Shpakovskiy, N.L. Belov, A.I. Sheyko, A.K. Oleynik, I. V. Ponomarenko. – H.: «Schedra sadyba plyus», 2015. – 259 s. 2. Marchenko A.P. Primenenie kombinirovannyih tehnologiy uprochneniya truschihsya poverhnostey dvigateley vnutrennego sgoraniya i chislennoe modelirovanie ih kontaktnogo vzaimodeystviya / A. P. Marchenko, S.A. Kravchenko, N.A. Tkachuk [i dr.] // Mekhanika ta mashynobuduvannya. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – # 1. – S. 142-148. 3. Veretelnik O. V. Diskretnoe uprochnenie kak effektivnyiy metod povyisheniya resursa rabotyi elementov mehanizma / O. V. Veretelnik, Yu. V. Veretelnik, V. V. Veretelnik // Visnyk NTU «KhPI». Zb. nauk. prats'. Seriya: Transportne mashynobuduvannya. – Kh.: NTU «KhPI». - 2015. - #43 (1152). - S. 17-20. 4. Nauchnoe obosnovanie parametrov diskretnogo uprochneniya vyisokonagruzhennyih detaley transportnyih energeticheskih ustanovok / I. V. Parsadanov, S. A. Kravchenko, N. A. Tkachuk [i dr.].// Nauk. Visnyk Khersons'koyi derzh. mors'koyi ak-iyi. -2012. - #1 (6). -S. 298-310. 5. Veretelnik O.V. Kontaktnoe vzaimodeystvie porshnya s galvanoplazmennoy obrabotkoy bokovoy poverhnosti so stenkami tsilindra DVS / O.V. Veretelnik, N.A. Tkachuk, S.Yu. Belik // Visnyk NTU "KhPI". - Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. - # 22. – S. 32–39. 6. Tkachuk M. A. Rozrobka naukovih osnov stvorennya spriyatlivih poverhnevih diskretno - kontinualnih pollv napruzhen u visokonavantazhenih elementah mashin/ M.A. Tkachuk, V.M. Sheremet, G.V. Tkachuk, A. V. Grabovskiy// Mekhanika ta mashynobuduvannya. – Kharkiv: NTU

"KhPI", 2009. – # 1. – S. 147-156. **7.** Sheremet V. M. Doslidzhennya napruzheno - deformovanoho stanu detaley mashyn z dyskretnym zmitsnennyam / V. M. Sheremet, M.A. Tkachuk, T. O. Vasyl'yeva// Visnyk NTU«KhPI». Tem. vyp.: Ma-shynoznavstvo ta SAPR. – 2010. – #19. – S. 150-155. **8.** Sheremet V.N. Povyishenie resursa tyazhelonagruzhennyih elementov DVS putem diskretnogo uprochneniya detaley. Modelirovanie napryazhenno - deformirovannogo sostoyaniya/ V.N. Sheremet, N.A. Tkachuk, V. G. Goncharov// Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2010. – #2. – S. 118-123. **9.** Sheremet V.N. Osobennosti raspredeleniya kontaktnyih davleniy v sopryazhenii detaley s diskretnyim uprochneniem / V.N. Sheremet, O.V. Veretelnik, B.Ya. Litvin, A.I. Sheyko, S.A. Kravchenko // Visnyk NTU «KhPI». Zb. nauk. prats'. Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2013. – #1 (975). – S. 175-179.

Марченко А.П., Ткачук М.А., Соболь О.В., Посвятенко Е.К., Хлань О.В., Шейко О.І., Бабіч О.О., Фрід О.Ю., Погрібний М.А., Кравченко С.О.

ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ КОМПОЗИЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХНІ ЕЛЕМЕНТІВ ВИРОБІВ ДЛЯ ОБОРОННОЇ ТА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ГАЛУЗЕЙ

Для вирішення актуальної та важливої проблеми підвищення міцності деталей бойових броньованих машин та інших об'єктів військової та цивільної техніки розроблено метод дискретного зміцнення. Крім того, розроблено та досліджено технології інтенсивного холодного пластичного деформування, спрямованого мікродугового оксидування, інноваційної високощільної вакуумно-плазмової обробки, комплексної обробки струмами високої частоти та термічного впливу, а також комплексного застосування декількох технологій у одному технологічному процесі.

Марченко А.П., Ткачук Н.А., Соболь О.В., Посвятенко Э.К., Хлань А.В., Шейко А.И., Бабич А.А., Фрид А.Ю., Погребной Н.А., Кравченко С.А.

ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ КОМПОЗИЦИОННОГО УПРОЧНЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ЕЛЕМЕНТОВ ИЗДЕЛИЙ ДЛЯ ОБОРОННОЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ОТРАСЛЕЙ

Для решения актуальной и важной проблемы повышения прочности деталей боевых бронированных машин и других объектов военной и гражданской техники разработан метод дискретного упрочнения. Кроме того, разработаны и исследованы технологии интенсивного холодного пластического деформирования, направленного микродугового окисления, инновационной высокоплотной вакуумно-плазменной обработки, комплексной обработки токами высокой частоты и термического воздействия, а также комплексного применения нескольких технологий в одном технологическом процессе.

A. Marchenko, M. Tkachuk, O. Sobol, E. Posviatenko, O. Khlan, O. Sheiko, O. Babich, O. Frid, M. Pohribnyi, S. Kravchenko

INNOVATIVE TECHNOLOGIES OF COMPOSITE STRENGTHENING OF ELEMENTS SURFACES FOR DEFENSE AND ENERGY INDUSTRIES PRODUCTS

The discrete strengthening method is developed for solving the actual and important problem of strength increasing of the components of armored combat vehicles and other objects of military and civil engineering. In addition, the technologies of intensive cold plastic deformation, directed micro-arc oxidation, innovative high-density vacuum-plasma treatment, complex treatment of high-frequency currents and thermal effects, as well as the complex application of several technologies in one technological process are developed and studied.

УДК 621.79:669.15

Позняков В.Д., Бабич А.А., Гайворонский А.А., Демченко Ю.В., Денисенко А.М., Ящук В.А., Дураченко В.В.

ВЛИЯНИЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОТПУСКА И УДАРНОЙ ОБРАБОТКИ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ СТАЛЕЙ МАРОК 71 И НВ 500 МОД ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ЛБТ

Постановка проблемы. При изготовлении легкобронированной техники (ЛБТ) низкотемпературный отпуск есть обязательной технологической операцией [1, 2]. Он способствует повышению трещиностойкости сварных соединений, что подтверждено практикой изготовления и эксплуатации конструкций ЛБТ из сталей средней и высокой твердости марок 2П, 54П, 43ПСМ и других, при сварке которых применялась низколегированная проволока Св-10ГСМТ. Отпуск сварных конструкций выполняют при температуре 230°С не позднее 24 часов после их сварки. Первый отпуск выполняют после сварки остова корпуса или башни на протяжении не менее 1-го часа. И второй раз, после завершения сварки конструкции, приварки кронштейнов и дополнительных элементов, на протяжении не меньше 3-х часов. При этом в отдельном случае, если после изготовления корпуса и его отпуска были обнаружены дефекты, ремонтную сварку допускается выполнять высоколегированной проволокой марки Св-08Х20Н9Г7Т с проковкой шва без последующего низкотемпературного отпуска конструкции.

Современные ЛБТ в Украине изготавливают из стали высокой прочности и твердости марки 71 и ее зарубежных аналогов, сварку которых выполняют исключительно проволокой Св-08Х20Н9Г7Т. Как показали предыдущие исследования, при таком способе сварки соединения броневых сталей изначально имеют повышенную стойкость против образования холодных трещин, и применять для этого низкотемпературный отпуск не надо. Следует также отметить, что сегодня нет научного и практического подтверждения о необходимости применения отпуска данных конструкций при изготовлении ЛБТ с целью повышения их трещиностойкости при последующей эксплуатации.

Анализ последних достижений и публикаций. Известно, что при термическом отпуске в металле протекают диффузионные процессы, в результате которых происходит его дегазация и релаксация напряжений, что способствует повышению пластических свойств закаленного металла и его сопротивляемости образованию и развитию трещин. Аналогичные положительные изменения протекают при отпуске и в сварных соединениях [3-5]. Но необходимость выполнения отпуска соединений, при сварке которых были применены высоколегированные материалы, сегодня остается дискуссионным вопросом.

Во-первых, высоколегированный шов имеет высокую способность к растворению водорода в расплавленном металле и скорость его диффузии из шва в металл зоны термического влияния (ЗТВ) на порядок ниже, чем в соединениях с низколегированным швом [6, 7]. Во-вторых, уже при сварке соединений в закаленном металле ЗТВ, вследствие действия физико-металлургических процессов, формируется менее напряженная и более пластичная структура [8, 9]. В-третьих, термическая обработка может привести к охрупчиванию сварных соединений с высоколегированным швом вследствие диффузии углерода и образования хрупких прослоек в зоне сплавления [3-5]. И в-четвертых, для низкотемпературного отпуска конструкций ЛБТ необходимо наличие специализированного оборудования, а технология его выполнения связана с большими затратами

энергии, что повышает стоимость изделий до 40%. В тоже время, сегодня известен ряд энергосберегающих технологий, позволяющих добиться повышения трещиностойкости сварных соединений и их долговечности без применения термического отпуска [10, 11]. К таким технологиям относятся: механическая проковка наплавленного металла в процессе сварки или послесварочная ультразвуковая проковка поверхности шва и ЗТВ соединений, дробеструйная обработка сварных соединений, вибрационная обработка конструкций и другие способы.

Целью настоящей работы является в сравнительной оценке влияния низкотемпературного отпуска и ударных способов обработки на сопротивляемость усталостному разрушению сварных соединений броневых сталей высокой прочности и твердости, и выборе технологий, обеспечивающих повышение долговечности сварных соединений.

Материал и методика исследования. Броневые стали высокой прочности и твердости, которые использовали при выполнении исследований, приведены в табл.1.

I aosinija I	7	аблица	Ì
--------------	---	--------	---

Марка броневой		Массовая доля элементов, %						
стали	С	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	В	
71, δ=20 mm	0,31	1,16	0,74	1,66	2,26	0,30	-	
HB 500 MOD, 10 мм	0,26	0,21	0,78	0,42	0,74	0,27	0,001	

Примечания: 1. В стали марки 71 содержание V = 0.20%, S = 0.010%, P = 0.016%.

2. В стали марки НВ 500 MOD - $V \le 0.06\%$, $S \le 0.010\%$, $P \le 0.016\%$.

Испытаниям подвергали образцы стыковых сварных соединений размером $480\times120\times10$ (20) мм с V- образной формой разделки, выполненные с полным проваром (подварка корня шва с обратной стороны соединения). Сварку соединений выполняли механизированным способом в среде защитных газов (82% Ar+18% CO₂) полуавтоматом типа «Патон БП-601» с использованием источника питания постоянного тока типа ВДУ-506. При сварке применяли серийную проволоку марки Св-08Х20Н9Г7Т диаметром 1,2 мм. Параметры режима сварки были следующие: сварочный ток 160-180 A, напряжение на дуге 26-28 B, скорость сварки 12-15 м/ч.

При подготовке образцов применяли различные технологии сварки и послесварочной обработки, а именно:

- технология сварки без низкотемпературного отпуска образцов и ударной обработки шва (базовый вариант, №1);
- с низкотемпературным отпуском образцов, который выполняли сразу после сварки (№2) и после их вылеживания в течение 15-20 часов (№3);
- с механической проковкой слоев наплавленного металла в процессе сварки без послесварочного отпуска образцов (№4);
- с ультразвуковой проковкой поверхностей шва и 3ТВ с лицевой и обратной стороны соединений через 4-ро суток после сварки без отпуска образцов (№5);
- без отпуска с дробеструйной обработкой образцов с лицевой и обратной стороны через 4-ро суток после сварки по обычной технологии подготовки корпусов ЛБТ (№6) и при дополнительной обработке шва в течении 1 мин. (№7).

В случае применения, отпуск сварных образцов выполняли в муфельной печи типа СНОЛ 15/100 при температуре 230°С на протяжении 3-х часов. Для механической проковки слоев наплавленного металла использовали обычный электроинструмент. Проковку выполняли с частотой до 10 Гц до изменения характера рисунка поверхности наплавленного металла на 70-90%. При этом время выполнения проковки шва, длина

которого в соединении была 120 мм, составляла 1-2 минуты. Корневой и завершающий слои шва не проковывали. Для послесварочной ультразвуковой проковки поверхности шва и ЗТВ соединений использовали специализированный инструмент и технологию, разработанные в ИЭС им. Е.О.Патона [12]. Дробеструйную обработку сварных соединений выполняли в условиях ГП «ЖБТЗ» с использованием оборудования и технологии, которые применяются в серийном производстве при изготовлении ЛБТ. При этом диаметр дроби, изготовленной из высокопрочной стали, составлял 2-3 мм.

Образцы, подготовленные по различным технологиям, нагружали при циклическом изгибе в соответствии с общепринятыми методами испытаний на долговечность сварных соединений [13, 14]. Для этого использовали специализированную усталостную машину типа УМП-1, напряжения цикла составляло 60 МПа при частоте нагружения 14 Гц. Критерием оценки было количество циклов нагружения (N), при которых в сварном соединении образовывалась трещина усталости длиной 2-3 мм.

Основная часть (анализ результатов исследований). Результаты сравнительных испытаний сварных соединений, при подготовке которых применяли различные технологии сварки и послесварочной обработки, обобщены на рис.1 (нумерация технологий соответствует вышеприведенной). Характерный макрошлиф соединения с трещиной усталости показан на рис.2.

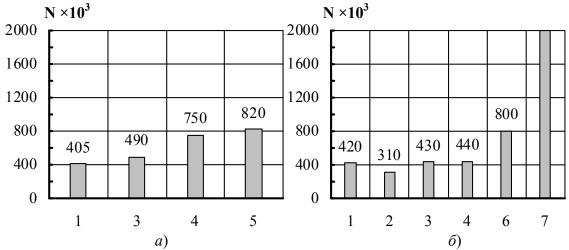


Рис.1. Долговечность сварных соединений броневых сталей марок 71 (a) и HB 500 MOD (б).

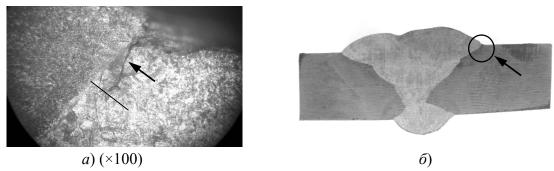


Рис.2. Трещина усталости (a) в соединении (δ), образовавшаяся в результате циклического нагружения (сталь марки HB 500 MOD, вариант №1)

Как видно из приведенных данных (рис.1, а, б), низкий отпуск соединений с высоколегированным швом, который выполняется после вылежки образцов в течение 15-20 часов (технология №3), мало влияет на повышение их долговечность независимо Mexahika та машинобудування, 2017, № 1 249

от марки и состава броневой стали. Повышение показателей долговечности для соединений стали марки 71 составляет примерно 21% (соответственно 405 и 490 тыс. циклов), а стали НВ 500 МОД до 5% (420 и 430 тыс. циклов). А вот при его выполнении сразу после сварки (№2) показатели падают до 26% (для стали HB 500 MOD - 420 и 310 тыс. циклов). Это, по нашему мнению, происходит в следствии охрупчивания зоны сплавления высоколегированного шва, когда их помещают в печь сразу после сварки еще не полностью остывшими. При этом, более интенсивно развиваются процессы диффузии углерода и в зоне сплавления формируются хрупкие прослойки, которые незначительны по размеру, но их наличие уже достаточно для снижения сопротивляемости металла образованию и развитию трещин под действием внешнего нагружения. Трещины усталости при всех рассмотренных вариантах технологий зарождаются, как правило, на участке зоны сплавления соединений, где находится естественный концентратор напряжений при переходе шва к основному металлу, и в дальнейшем развиваются по металлу ЗТВ (рис.2). Полученные результаты указывают на то, что при сварке конструкций ЛБТ с использованием высоколегированных материалов низкий отпуск не только не способствует повышению трещиностойкости соединений, а наоборот, может привести к снижению их долговечности.

Следует отметить, что при выполнении работ были также проведены сравнительные испытания соединений исследуемых сталей, которые были сварены проволокой Св-10ГСМТ (технологии №1, 2, 3). С целью исключения образования холодных трещин в соединениях при сварке образцов применяли предварительный подогрев. Учитывая результаты ранее выполненных исследований, температура предварительного подогрева для соединений стали марки 71 составляла 250°С, а стали НВ 500 МОD – 100°С. На рис.1 эти данные не приведены, но они следующие. Без низкого отпуска количество циклов нагружения до момента образования трещины усталости в соединениях было на уровне, как и при сварке по базовой технологии с применением высоколегированной проволоки (390-430 тыс. циклов). После низкого отпуска, который выполняли сразу после сварки (№2), долговечность соединений повысилась на 70-80% (до 680-750 тыс. циклов). При отпуске, который выполняли после вылежки образцов в течение 15-20 часов (№3), количество циклов до появления трещины усталости было несколько ниже и составляло порядка 660-680 тыс. (повышение долговечности примерно на 50%).

Если сварку соединений броневых сталей проволокой Св-10ГСМТ выполняли без предварительного подогрева, то независимо от того, был или нет низкий отпуск после сварки, долговечность соединений не превышала 50 тыс. циклов нагружения. Разрушение образцов проходило смешано по ЗТВ и шву соединений, что указывало на наличие холодных трещин, которые образовались еще в процессе сварке. В результате внешнего нагружения они ускоренно развивались, что и приводило к быстрому разрушению сварных образцов. Полученные результаты подтверждают необходимость обязательного применения предварительного подогрева металла перед сваркой и послесварочного низкотемпературного отпуска конструкций при изготовлении ЛБТ в случае использования низколегированных сварочных материалов.

Существенному повышению долговечности соединений броневых сталей с высоколегированным швом, приблизительно в 2 раза и более, способствует применение ударной обработки в процессе или после сварки (технологии №4-7). При этом, механическая послойная проковка наплавленного металла (№4) более эффективна при сварке соединений, толщина которых превышает 10 мм. В этом случае обработке подвергается больше 3-х слоев шва (первый и последний слои не проковываются), что способствует снижению сварочный напряжений в соединении до 2-х раз. Поэтому долговечность со-

единений стали марки 71, швы которых были наплавлены в 7 слоев (толщина металла 20 мм), повысилась на 85% (рис.1, а). Соединения стали марки НВ 500 МОD толщиной 10 мм имели 3 слоя наплавленного металла. Долговечность при механической проковке таких соединений повысилась всего на 5% (рис.1, б). При выборе данного способа обработки также следует учитывать, что проковка шва способствует снижению деформаций в соединениях. Поэтому, с целью обеспечения геометрических размеров конструкции, ее также необходимо применять и при сварке тонкомерных соединений.

Ультразвуковая проковка швов по специальной технологии ИЭС (№5) и дробеструйная обработка поверхностей металла после сварки по обычной технологии подготовки ЛБТ (№6), примерно в одинаковой степени способствуют повышению долговечности соединений независимо от толщины металла (в 2 раза). Физика процессов их влияния на формирование свойств металла при обоих способах примерно одинаково. В результате обработки происходит наклеп металла шва и ЗТВ, и в приповерхностном слое соединений формируются сжимающие напряжения. Разница состоит в том, что при дробеструйной обработке толщина поверхностного слоя, который претерпевает изменения, несколько больше и может составлять, в зависимости от параметров (давление струю, расстояние от поверхности, тип дроби, продолжительность обработки) до 1,2 мм. При ультразвуковой проковке металл обрабатывается на глубину до 0,8 мм.

Из рассмотренных выше технологий, наиболее эффективной является технология №7, при которой сварные соединения с высоколегированным швом подвергают дополнительной дробеструйной обработке. Долговечность соединений повышается до 5 раз и более (рис.1, б). Указанное 2 млн. количество циклов не является окончательно установленной величиной. Оно принято условно, т.к. при нагружения первого образца, подготовленного по данной технологии, даже после 3 млн. циклов трещины усталости в сварных соединениях не образовались. Поэтому испытания последующих 2-х образцов, которые проходили в течение 20 дней на один образец, прекращали при 2 млн. циклов нагружения, а за показатель долговечности сварных соединений принимали это условное количество циклов. Данные результаты получены при испытании сварных соединений стали марки НВ 500 МОD. Но по нашему мнению, аналогичный эффект был бы получен, и при испытаниях соединений стали марки 71. При необходимости специалисты Института готовы выполнить аналогичные испытания сварных соединений стали марки 71, обработанные дробеструйной обработкой по предлагаемым технологиям.

Следует также отметить, что в процессе дополнительной дробеструйной обработки также происходит упрочнение поверхностных слоев высоколегированного шва и металла бронезащиты на участке отпуска в ЗТВ, что также будет способствовать повышению служебных свойств соединений. При этом, дробеструйная обработка является принятой технологической операцией при изготовлении ЛБТ, это есть энергосберегающая технология, которая не требует дополнительных затрат предприятий. В комплексе, применение технологий механической проковки наплавленного металла в процессе сварки и послесварочной дробеструйной обработки, позволит существенно повысить качество изготовления и служебные свойства изделий ЛБТ. При этом низкий отпуск бронеконструкций, при сварке которых применялись высоколегированные материалы типа Св-08Х20Н9Г7Т, является лишней технологической операцией, который практически не влияет по повышение трещиностойкости сварных соединений.

Выводы. 1. При дуговой сварке конструкций ЛБТ с использованием низколегированных сварочных материалов типа Св-10ГСМТ применение предварительного по-

догрева металла перед сваркой и послесварочного низкотемпературного отпуска конструкций обязательно, что позволяет до 1,8 раз повысить долговечность соединений.

- 2. При дуговой сварке конструкций ЛБТ с использованием высоколегированных материалов типа Св-08Х20Н9Г7Т низкий отпуск не только не способствует повышению, а наоборот, может привести к снижению долговечности в результате образования хрупких прослоек в зоне сплавления соединений.
- 3. Применение технологий механической проковки наплавленного металла в процессе сварки и послесварочной дробеструйной обработки позволит существенно, до 5 раз и более, повысить долговечность соединений с высоколегированным швом. При этом, дробеструйная обработка является принятой технологической операцией при изготовлении ЛБТ, которая не требует дополнительных затрат.

Литература: 1. ОСТ ВЗ 4301-89 Сборочные единицы броневые стальные противопульные для военных гусеничных и колесных машин. Общие требования к сварным соединениям. 2. Технология изготовления корпусов и башен легких и промежуточных категорий / Л.А. Кирель, Л.Г. Попов, В.А. Вейс, Е.П. Агафонов и др. // М.: ЦНИИ информации, 1981. — 132с. 3. Грабин В.Ф., Денисенко А.В. Металловедение сварки низко- и среднелегированных сталей. – К.: Наукова думка, 1978. – 272с. 4. Єфіменко М.Г., Радзівілова Н.О. Металознавство і термічна обробка зварних з'єднань. – Харків: НТУ ХПІ, 2003. – 488с. 5. Анохов А.Е., Корольков П.М. Сварка и термическая обработка в энергетике. – К.: Экотехнологія, 2006. – 320с. **6.** Козлов Р.А. Водород при сварке корпусных сталей. — Л.: Судостроение, 1969. — 176с. 7. Взаимодействие водорода с металлами / Под ред. Захарова А.П. – М.: Наука, 1987. – 296с. 8. Макаров Э.Л. Холодные трещины при сварке легированных сталей. – М.: Машиностроение, 1981. – 247 с. 9. Влияние типа металла шва на структуру, свойства и сопротивляемость соединений высокопрочных закаливающихся сталей образованию холодных трещин / В.Г. Гордонный, А.А. Гайворонский, В.А. Саржевский, Ю.М. Лебедев // Автоматическая сварка. — 1992. - N11-12. — С.13-16. **10.** Патон Б.Е. Современные направления повышения прочности и ресурса сварных конструкций // Автоматическая сварка. — 2000. - №9-10. — С.3-9. 11. Лащенко Г.И., Демченко Ю.В. Энергосберегающие технологии послесварочной обработки металлоконструкций. — К.: Экотехнологія, 2008. - 168c. 12. Кныш В.В., Кузьменко А.З. Повышение сопротивления усталости сварных соединений высокочастостной механической проковкой // Сварщик. — 2005. - N2. — C.19-21. 13. Прочность сварных соединений при переменных нагрузках / Под ред. В.И. Труфякова. – Киев: Наукова думка, 1990. – 255с. 14. Дронов В.С., Головин С.А. Ограниченная долговечность и трещиностойкость сталей высокой и средней прочности // Материаловедение. 2004 – № 12. – С.41-47.

Bibliography (transliterated): 1. OST V3 4301-89 Sborochnye edinicy bronevye stal'nye protivopul'nye dlya voennyh guse-nichnyh i kolesnyh mashin. Obshchie trebovaniya k svarnym soedineniyam. 2. Tekhnologiya izgotov-leniya korpusov i bashen legkih i promezhutochnyh kategorij / L.A. Kirel', L.G. Popov, V.A. Vejs, E.P. Agafonov i dr. // M.: CNII informacii, 1981. – 132s. 3. Grabin V.F., Denisen-ko A.V. Metallovedenie svarki nizko- i srednelegirovannyh stalej. – K.: Naukova dumka, 1978. – 272s. 4. Efimenko M.G., Radzivilova N.O. Metaloznavstvo i termichna obrobka zvarnih z'ednan'. – Harkiv: NTU HPI, 2003. – 488s. 5. Anohov A.E., Korol'kov P.M. Svarka i termiche-skaya obrabotka v ehnergetike. – K.: EHkotekhnologiya, 2006. – 320s. 6. Kozlov R.A. Vodorod pri svarke korpusnyh stalej. – L.: Sudostroenie, 1969. – 176s. 7. Vzaimodejstvie vodoroda s me-tallami / Pod red. Zaharova A.P. – M.: Nauka, 1987. – 296s. 8. Makarov EH.L. Holodnye treshchi-ny pri svarke legirovannyh stalej. – M.: Mashinostroenie, 1981. – 247 s. 9. Vliyanie tipa metalla shva na strukturu, svojstva i soprotivlyaemost' soedinenij vysokoprochnyh zakali-vayushchihsya stalej obrazovaniyu holodnyh treshchin / V.G. Gordonnyj, A.A. Gajvoronskij, V.A. Sarzhevskij, YU.M. Lebedev // Avtomaticheskaya svarka. – 1992. - №11-12. – S.13-16. **10.** Paton B.E. Sovremennye napravleniya povysheniya prochnosti i resursa svarnyh konstruk-cij // Avtomaticheskaya svarka. – 2000. - №9-10. – S.3-9. 11. Lashchenko G.I., Demchenko YU.V. EHnergosberegayushchie tekhnologii poslesvarochnoj

Технологія машинобудування

obrabotki metallokonstrukcij. – K.: EHkotekhnologiya, 2008. – 168s. 12. Knysh V.V., Kuz'menko A.Z. Povyshenie soprotivleniya ustalosti svarnyh soedinenij vysokochastostnoj mekhanicheskoj prokovkoj // Svarshchik. – 2005. – N2. – S.19-21. 13. Prochnost' svarnyh soedinenij pri peremennyh nagruzkah / Pod red. V.I. Trufyakova. – Kiev: Naukova dumka, 1990. – 255s. 14. Dronov V.S., Golovin S.A. Ogranichennaya dolgovechnost' i treshchinostojkost' stalej vysokoj i srednej prochnosti // Materialovedenie. 2004 - N2 12. – S.41-47.

Позняков В.Д., Бабич А.А., Гайворонский А.А., Демченко Ю.В., Денисенко А.М., Ящук В.А., Дураченко В.В.

ВЛИЯНИЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОТПУСКА И УДАРНОЙ ОБРАБОТКИ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ СТАЛЕЙ МАРОК 71 И НВ 500 МОД ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ЛБТ

Установлено влияние низкотемпературного отпуска и ударных способов обработки на долговечность сварных соединений броневых сталей высокой прочности и твердости. Показано, что отпуск соединений конструкций легкобронированной техники (ЛБТ), при сварке которых были применены высоколегированные материалы типа Св-08Х20Н9Г7Т, не способствует повышению долговечности, а наоборот, может привести к ее снижению. Наиболее эффективной технологией повышения долговечности, более чем в 5 раз, является комплексное применение механической проковки наплавленного металла в процессе сварки и послесварочной дробеструйной обработки соединений.

Позняков В.Д., Бабіч А.А., Гайворонський А.А., Демченко Ю.В., Денісенко А.М., Ящук В.А., Дураченко В.В.

ВПЛИВ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОГО ВІДПУСКУ І УДАРНОЇ ОБРОБКИ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ СТАЛЕЙ МАРОК 71 І НВ 500 МОД ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ ЛБТ

Встановлено вплив низькотемпературного відпуску і ударних способів обробки на довговічність зварних з'єднань броньових сталей високої міцності і твердості. Показано, що відпуск з'єднань конструкцій легкоброньованої техніки (ЛБТ), при зварюванні яких були застосовані високолеговані матеріали типу Св-08Х20Н9Г7Т, не сприяє підвищенню довговічності, а навпаки, може призвести до її зниження. Найефективнішою технологією підвищення довговічності, більш ніж в 5 разів, є комплексне застосування механічного проковування наплавленого металу в процесі зварювання і після зварювальної дрібоструминної обробки з'єднань.

Poznyakov V.D., Babich A.A., Gayvoronsky A.A., Demchenko Yu.V., Denisenko A.M., Yashchuk V.A., Durachenko V.V.

INFLUENCE OF LOW-TEMPERATURE VACATION AND IMPACT TREATMENT ON THE DURABILITY OF WELDED STEELS OF STEELS GRADE 71 AND HB 500 MOD AT THE MANUFACTURE OF LAV

The effect of low temperature tempering and impact treatment methods on the durability of welded joints of armor steels of high strength and hardness is established. It is shown that the release of joints of lightly armored vehicles (LAV) structures, when welding highly doped materials such as Sv-08Cr20N9G7T, does not contribute to increasing durability, but, on the contrary, can lead to its decrease. The most effective technology of increasing the durability, more than 5 times, is the integrated use of mechanical forging of weld metal during welding and after welding shot blasting of joints.

УДК 621.79:669.15

Позняков В.Д., Гайворонский А.А., Костин В.А., Дураченко В.В., Костин Ю.Н.

ОСОБЕННОСТИ ПРЕВРАЩЕНИЯ АУСТЕНИТА И МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МЕТАЛЛА В ЗОНЕ ТЕРМИЧЕСКОГО ВЛИЯНИЯ СОЕДИНЕНИЙ БРОНЕВОЙ СТАЛИ МАРКИ 71 ПРИ ДУГОВОЙ СВАРКЕ

Постановка проблемы. В настоящее время при изготовлении сварных конструкций легкобронированной техники (ЛБТ) широко применяются броневые стали высокой прочности и твердости ($HB \ge 4400 \text{ M}\Pi a$). Данные стали относятся к классу высокопрочных сталей системы легирования Cr-Ni-Mn-Mo-V, в которых содержание углерода составляет более 0,29%. Высокие показатели прочности и твердости броневые стали получают в результате закалки и низкого отпуска.

Наряду с высокими требованиями к качеству соединений (отсутствие трещин, непроваров и др.), металл в зоне термического влияния (ЗТВ) должен иметь прочность и твердость на уровне броневой стали. Поскольку конструкцию ЛБТ сваривают из деталей бронезащиты в конечном термообработанном состоянии, то становится очевидным, что необходимые показатели механических свойств металла ЗТВ необходимо обеспечить непосредственно при сварке.

Анализ последних достижений и публикаций. Известно, что механические свойства металла ЗТВ сварных соединений определяются его структурным состоянием. При этом, на формирование структуры в ЗТВ влияет не только химический состав стали и ее изначальное структурное состояние, но и термический режим нагрева и охлаждения металла при дуговой сварке, который существенно отличается от условий обычной термической обработки [1, 2].

Сварку бронеконструкций современных ЛБТ, толщина которых составляет от 6,0 до 20 мм, выполняют, как правило, механизированным способом в защитных газах проволокой диаметром 1,2 мм на режимах с погонной энергией 8-12 кДж/см. При таких условиях характерные параметры термического цикла в 3ТВ следующие. Скорость нагрева металла 3ТВ до температуры 1300° C составляет $190...260^{\circ}$ C/с, время пребывания металла выше температуры Ac_3 - не более 11 с, а скорость охлаждения в интервале температур $600...500^{\circ}$ C ($W_{6/5}$) - $15...30^{\circ}$ C/с [3, 4]. При сварке на повышенных режимах, или с применением предварительного подогрева деталей до температур $100-200^{\circ}$ C, скорость охлаждения в 3ТВ может понижаться до 4° C/с. Очевидно, что такие условия нагрева-охлаждения будут существенно влиять на структурное состояние металла 3ТВ соединений броневой стали.

Для изготовления ЛБТ в Украине разработана отечественная броневая сталь высокой прочности и твердости марки 71 [5], изделия из которой отличаются повышенными служебными свойствами. Химический состав и механические свойства стали в конечном термообработанном состоянии приведены в табл.1 и табл.2.

Таблица 1

										1 0	Ostoreger 1
	Содержание легирующих элементов, мас. %										
С	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	Cu	V	Al	Ti	S	P
0,29-	1,20-	0,60-	1,50-	2,0-	0,45-	<0.20	0,18-	0,015-	0,005-	≤0,003	<0.012
0,36	1,50	1,0	2,0	2,40	0,55	≤0,30	0,25	0,050	0,025	≥0,003	≥0,012

© В.Д. Позняков, 2017

Таблица 2

σ _{0,2} ,	σ _в ,	δ_5 , $%$	Ψ,	КСU ⁺²⁰ ,	КСU ⁻⁴⁰ ,	НВ*,
ΜΠα	МПа		%	Дж/см ²	Дж/см ²	МПа
1470 - 1660	1750 - 1960	≥ 7	≥ 15	≥ 68,6	≥ 29,4	4760 - 5380

Как видно, основные легирующие элементы находятся в достаточно жестких пределах, а содержание углерода в стали может изменяться в сравнительно широком диапазоне (от 0,29 до 0,36%), что может существенно повлиять на формирование структуры и механические свойства металла 3ТВ сварных соединений.

Целью настоящей работы является изучение особенностей влияния дуговой сварки на структурные изменения в броневой стали марки 71 и определение параметров термического цикла, обеспечивающих необходимый уровень механических свойств металла 3ТВ сварных соединений.

Материал и методика исследования. В качестве материала для исследований использовали броневые стали марки 71 следующих составов, мас. %:

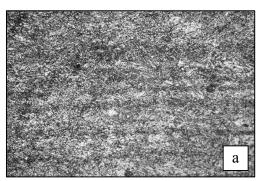
№ 1 - **0,31** C; 1,16 Si; 0,74 Mn; 1,66 Cr; 2,26 Ni; 0,30 Mo; 0,20 V; 0,040 Al; 0,024 Ti.

№ 2 - **0,36** C; 1,32 Si; 0,81 Mn; 1,65 Cr; 2,34 Ni; 0,50 Mo; 0,20 V; 0,037 Al; 0,025 Ti.

Химический анализ стали определяли эмиссионным методом на спектрометре «Спектровак-1000» производства фирмы «Ваігд». Металлографические исследования выполняли с помощью микроскопа "Neophot-32". Образцы для исследований изготавливали по стандартной методике с применением алмазных паст различной дисперсности. Твердость по Виккерсу измеряли на твердомере M-400 фирмы «Leco» при нагрузке 1 H и 10 H. Механические свойства броневой стали в конечном термообработанном состоянии и металла 3ТВ определяли при статическом растяжении согласно ГОСТ 1497. Структурно-фазовые превращения в металле 3ТВ исследовали методом имитации термодеформационного цикла сварки с использованием комплекса «Gleeble 3800» [6]. Скорость нагрева модельных образцов до 1250°С составляла 210°С/с, а скорость охлаждения $W_{6/5}$ изменяли от 2,5 до 30°С/с. При этом практически охватывался весь диапазон скоростей охлаждения, которые могут быть достигнуты при механизированной сварке в среде защитных газов броневых сталей на различных режимах, а также с использованием предварительного подогрева сварных соединений.

Основная часть (анализ результатов исследований). Броневая сталь марки 71 в состоянии поставки, без конечной термической обработки, не зависимо от содержания углерода, имеет смешанную структуру верхнего и нижнего бейнита (рис.1, а). Микротвердость структурных элементов колеблется в пределах $HV_{0,1} = 2660$ -3210 МПа, а твердость металла составляет HB = 3080-3200 МПа. После закалки и низкотемпературного отпуска структура стали характеризуется как однородная мартенситная (рис.1, б). В стали с содержание углерода 0,31% (№1) микротвердость мартенсита составляет 4430-4620 МПа, а при содержании C = 0,36% она увеличивается до величин 4640-4820 МПа. Твердость металла после термической обработки соответственно составляет 4480 и 4860 МПа.

Под действием термодеформационного цикла сварки, в зависимости от скорости охлаждения и содержания углерода в стали, структура и свойства металла ЗТВ броневых сталей существенно изменяется. Обобщенные результаты исследований представлены в виде термокинетических диаграмм превращения переохлажденного аустенита в металле ЗТВ (рис.2). На рис.3 приведены характерные микроструктуры металла ЗТВ стали с содержанием C = 0.36%.



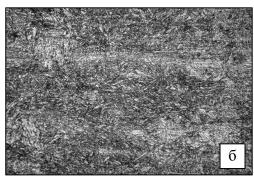


Рис.1. Структура броневой стали марки 71 в состоянии поставки (а) и после конечной термической обработки (б) (x500)

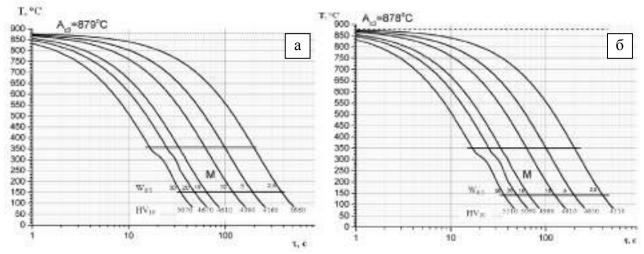


Рис.2. Термокинетические диаграммы превращения аустенита в металле ЗТВ сварных соединений броневой стали марки 71 с содержанием углерода 0,31% (а) и 0,36% (б)

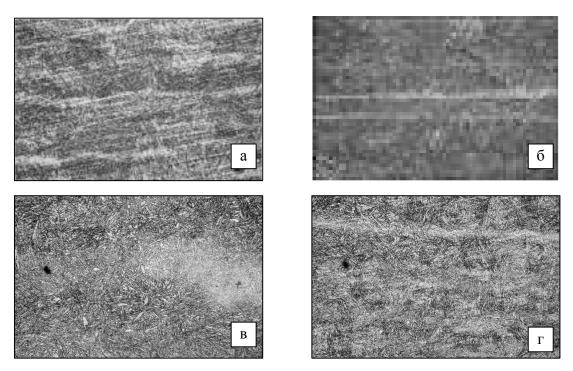


Рис.3. Характерная микроструктура в металле ЗТВ сварных соединений броневой стали марки 71 (С = 0,36%) при $W_{6/5}$ = 2,5 (a), 10 (б), 20 (в) и 30°C/c (г) (×500)

Технологія машинобудування

Проведенные исследования показали, что превращение переохлажденного аустенита в металле ЗТВ броневой стали марки 71 с содержанием углерода 0,31% и 0,36% происходит исключительно в области мартенситного превращения. Независимо от скорости охлаждения, формирование мартенсита начинается при температуре 360°C, заканчивается при температуре 150°C (рис.2, а, б). Отличительной особенностью является то, что твердость закаленного металла HV_{10} в стали с содержанием углерода 0,36% при $W_{6/5} = 30\text{-}10$ °C/с выше на 8,7-9,6%. При охлаждении с более низкими скоростями (5,0-2,5°C/c) разница в показателях твердости увеличивается до 11,2-22,5%. Очевидно, что это связано с особенностями формирования структуры в сталях с разным содержанием углерода.

При скорости охлаждения $W_{6/5} = 2,5-5,0^{\circ}\text{C/c}$ в металле ЗТВ стали с содержанием углерода 0,31% образуется мартенсит с микротвердостью $HV_{0,1} = 3360-3830$ МПа, размеры пакетов которого составляют примерно 34 мкм. Твердость закаленного металла при этом составляет $HV_{10} = 3680-4160$ МПа. При аналогичных условиях охлаждения в металле ЗТВ стали с содержанием углерода 0,36% формируется такой же мартенсита, но микротвердость которого уже существенно выше - 3930-4720 МПа. При этом твердость закаленного металла в абсолютных величинах повышается на 830-490 МПа.

С увеличением скорости охлаждения до 10°С/с и выше в металле ЗТВ сталей формируется мартенсит более дисперсного вида, размеры пакетов которого постепенно снижаются и при 30°С/с составляют уже 12,5 мкм. Это приводит к повышению микротвердости мартенсита для сталей с разным содержанием углерода соответственно до 4170-4720 и 4460-5200 МПа, что в конечном итоге способствует общему повышению твердости закаленного металла до 5070 и 5510 МПа. При этом, максимальная разница в абсолютных величинах твердости металла ЗТВ сталей с содержанием углерода 0,31% и 0,36% снижается с 830 до 440 МПа.

Обобщенные результаты испытаний образцов стали марки 71 после нагрева-охлаждения при статическом растяжении приведены в табл.3.

Tаблица 3 Механические свойства металла 3ТВ броневой стали марки 71 в зависимости от содержания углерода в стали

C	$W_{6/5}$,	6		δ,	Ψ,
C, %		$\sigma_{0,2}$,	$\sigma_{\mathrm{B}},$		
%	°C/c	МПа	МПа	%	%
0,31	Сталь*	1320	1675	12,4	57,1
	5	1127	1330	14,1	58,0
	10	1200	1410	13,0	57,0
	15	1300	1510	12,4	55,1
	20	1330	1540	12,8	54,8
	30	1534	1684	11,7	48,8
0,36	Сталь*	1460	1780	11,1	48,6
	5	1262	1490	12,7	55,0
	10	1395	1615	12,1	53,6
	15	1445	1705	11,2	48,3
	20	1502	1805	10,6	47,3
	30	1607	1896	10,4	46,8

^{*}Сталь толщиной 12 мм в конечном термообработанном состоянии

<u>Технологія машинобудування</u>

Как видно, наиболее низкие показатели прочностных свойств металла ЗТВ стали с содержанием углерода 0.31%, примерно на 15-20% ниже уровня прочности стали марки 71, соответствуют скорости охлаждения 5° C/c. С увеличением скорости охлаждения прочностные показатели возрастают 20-30%, а пластические свойства снижаются на 10-15%. Наиболее близкие показатели механических свойств металла ЗТВ и основного металла соответствуют скорости охлаждения при сварке на уровне $W_{6/5} = 20-30^{\circ}$ C/c. Подобные изменения прочностных и пластических свойств металла ЗТВ характерны и для стали с содержанием углерода 0.36%. Но с увеличением концентрации углерода показатели механических свойств металла ЗТВ приближаются к таковым для основного металла уже при скорости охлаждения 15° C/c.

Показатель твердости является одной из наиболее важной характеристикой механических свойств броневой стали, определяющей ее служебные свойства. Согласно требованиям (см. табл.2), твердость НВ броневой стали марки 71 в состоянии конечной термической обработки должна быть в пределах от 4760 до 5380 МПа. Исходя из рис.2 этим требованиям соответствует скорость охлаждения 20° C/c и выше для стали с 0.31% углерода, а для стали с 0.36% - 10° C/c.

Параметры термического цикла дуговой сварки в металле 3ТВ соединений стали толщиной 12-16 мм, определенные экспериментально методами термического анализа [7], приведены в табл.4.

Tаблица 4 Параметры термического цикла в металле ЗТВ при сварке металла толщиной 12-16 мм.

Погонная энергия сварки Q_{CB} , кДж/см	Температура металла при сварке T, °C	Скорость ох- лаждения W _{6/5} , °C/c	Время охлаж- дення от 800 до 500°C, т _{8/5} , с	Время охлаж- дення от 800 до 100°C, т _{8/1} , с
	20	25-30	8	170
	50	20-25	10	230
8,6	70	15-20	11	250
0,0	100	12-15	12	450
	150	8-10	14	760
	250	3-4	25	1050
	20	15-17	14	210
11,5	50	12-14	16	360
	100	6-8	20	850

Как видно, при сварке без предварительного подогрева и температуре металла 20° С на серийном режиме, на токах 160-180 А (погонная энергия 8,6 кДж/см), скорость охлаждения в 3ТВ соединений составляет $W_{6/5} = 25\text{-}30^{\circ}$ С/с. При беспрерывном способе сварке многопроходного соединения металл разогревается до температур $100\text{-}250^{\circ}$ С. При этом скорость охлаждения в 3ТВ может снижаться до $3\text{-}4^{\circ}$ С/с. Учитывая выше приведенные результаты исследований структуры и механических свойств металла 3ТВ можно констатировать следующее. При многопроходной сварке на серийном режиме соединений броневой стали марки 71, содержание углерода в которой находится ближе к нижнему пределу легирования, необходимо чтобы температура металла была не выше 100° С. При изготовлении конструкций ЛБТ выполнить такие условия возможно с разбивкой порядка сварки соединений, когда она проходит поочередно на различ-

ных участках. А использование повышенного режима, сварочный ток 200-250 А (погонная энергия 11,5 кДж/см), возможно только при сварке однопроходных соединений. Следует также отметить, что применение предварительного подогрева при сварке данной стали не допустимо, т.к. это приведет к снижению прочностных свойств в зоне сварного соединения. Аналогичные условия необходимо соблюдать и при сварке соединений стали с содержанием углерода ближе к верхнему пределу легирования, но температура металла может быть выше и составлять до 150°С, а на повышенном режиме возможно выполнять и двухпроходные соединения. При этом будет соблюдено требование обеспечения механических свойств в металле ЗТВ соединений на уровне броневой стали повышенной прочности и твердости марки 71.

Выводы. 1 Установлено, что в диапазоне скоростей охлаждения 2,5...30°С/с превращение переохлажденного аустенита в металле 3ТВ соединений броневой стали марки 71 при дуговой сварке, независимо от содержания в ней углерода, происходит в области образования мартенситных структур.

- 2. На показатели механических свойств металла 3TB существенное влияние оказывают содержание углерода в стали и скорость охлаждения сварных соединений. Наиболее близкие показатели механических свойств металла 3TB и основного металла соответствуют скорости охлаждения при сварке на уровне $W_{6/5} = 10\text{-}30^{\circ}\text{C/c}$.
- 3. Показатели твердости металла 3ТВ сварных соединений стали марки 71 на уровне HB = 4760-5380 МПа могут быть достигнуты, когда режимы сварки обеспечивают скорости охлаждения $W_{6/5}$ не ниже 20° C/c в сталях с содержанием углерод 0,31%, и не ниже 15° C/c в сталях с содержанием углерода 0,36%.
- 4. При сварке броневой стали марки 71, содержание углерода в которой находится ближе к его нижнему пределу легирования, температура не должна превышать 100°С. Максимальная температура при сварке соединений стали, содержание углерода в которой ближе к верхнему пределу легирования, может быть выше и составлять до 150°С. При этом металл ЗТВ сварных соединений будет иметь высокую прочность и твердость.

Литература: 1. Специальные стали / Гольдитейн М.И., Грачев С.В., Векслер Ю.Г. // М.: Металлургия. — 1985. — 408 с. 2. Грабин В.Ф., Денисенко А.В. Металловедение сварки низко- и среднелегированных сталей. — К.: Наукова думка, 1978. — 272с. 3. Структурные превращения в 3ТВ и сопротивляемость сварных соединений высокопрочных мартенситных сталей замедленному разрушению / В.Ф.Мусияченко, В.Г.Гордонный, Ю.М.Лебедев и др.// Автоматическая сварка. — 1992. — № 4. — С. 4. Влияние термического цикла сварки на структурно-фазовые превращения и свойства металла 3ТВ среднеуглеродистой легированной стали типа $30X2H2M\Phi$ / В.Д.Позняков, В.А.Костин, А.А.Гайворонский и др. // Автоматическая сварка. — 2015. — № 2. — С. 8-15. 5. ТУ У 27.1-14313056-001-2009. Листы стальные специального назначения из марок 71 и 92. Технические условия. 6. Григоренко Г.М., Костин В.А., Орловский В.Ю. Современные возможности моделирования превращения аустенита в сварных швах низколегированных сталей // Автомат. сварка. — 2008. — № 3. — С. 31-34. 7. Гайворонский А.А. Сопротивляемость образованию холодных трещин металла 3ТВ сварного соединения высокопрочных углеродистых сталей // Автоматическая сварка. — 2014. — № 2. — С.3-12.

Bibliography (transliterated): 1. Special'nye stali / Gol'dshtejn M.I., Grachev S.V., Veksler YU.G. // M.: Metallurgiya. – 1985. – 408 s. 2. Grabin V.F., Denisenko A.V. Metallovedenie svarki nizko- i srednelegirovannyh stalej. – K.: Naukova dumka, 1978. – 272s. 3. Strukturnye prevrashcheniya v ZTV i soprotivlyaemost' svarnyh soedinenij vysokoprochnyh martensitnyh stalej zamedlennomu razrusheniyu / V.F.Musiyachenko, V.G.Gordonnyj, YU.M.Lebedev i dr.// Avtomaticheskaya svarka. – 1992. - N24. –S. 4. Vliyanie termicheskogo cikla svarki na strukturno-fazovye prevrashcheniya i svojstva metalla ZTV sredneuglerodistoj legirovannoj stali tipa 30H2N2MF /

Технологія машинобудування

 $V.D.Poznyakov,\ V.A.Kostin,\ A.A.Gajvoronskij\ i\ dr.\ //\ Avtomaticheskaya\ svarka.\ -2015.\ -Ne2.\ -S.\ 8-15.\ 5.\ TU\ U\ 27.1-14313056-001-2009.$ Listy stal'nye special'nogo naznacheniya iz marok 71 i 92. Tekhnicheskie usloviya. 6. Grigorenko G.M., Kostin V.A., Orlovskij V.YU. Sovremennye vozmozhnosti modelirovaniya prevrashcheniya austenita v svarnyh shvah nizkolegirovannyh stalej // Avtomat. svarka. - 2008. -Ne3. - S. 31-34. 7. Gajvoronskij A.A. Soprotivlyaemost' obrazovaniyu holodnyh treshchin metalla ZTV svarnogo soedineniya vysokoprochnyh uglerodistyh stalej // Avtomaticheskaya svarka. - 2014. -Ne2. - S.3-12.

Позняков В.Д., Гайворонский А.А., Костин В.А., Дураченко В.В., Костин Ю.Н. ОСОБЕННОСТИ ПРЕВРАЩЕНИЯ АУСТЕНИТА И МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МЕТАЛЛА В ЗОНЕ ТЕРМИЧЕСКОГО ВЛИЯНИЯ СОЕДИНЕНИЙ БРОНЕВОЙ СТАЛИ МАРКИ 71 ПРИ ДУГОВОЙ СВАРКЕ

Установлены особенности формирования структуры и механических свойств в металле зоны термического влияния сварных соединений в зависимости от содержания углерода в броневой стали марки 71. Установлено, что распад переохлажденного аустенита в металле ЗТВ соединений при сварке, не зависимо от содержания углерода в стали, происходит в области образования закалочных мартенситных структур. Показатели механических свойств и твердости металла ЗТВ соединений могут быть достигнуты на уровне требований к стали марки 71 при условиях сварки, когда скорость охлаждения не ниже 20°C/с в сталях с содержанием углерод 0,31%, и не ниже 15°C/с в сталях с содержанием углерода 0,36%.

Позняков В.Д., Гайворонский О.А., Костін В.А., Дураченко В.В., Костін Ю.М. ОСОБЛИВОСТІ ПЕРЕТВОРЕННЯ АУСТЕНІТУ І МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ МЕТАЛУ В ЗОНІ ТЕРМІЧНОГО ВПЛИВУ З'ЄДНАНЬ БРОНЬОВАНОЇ СТАЛІ МАРКИ 71 ПРИ ДУГОВОМУ ЗВАРЮВАННІ

Встановлено особливості формування структури і механічних властивостей в металі зони термічного впливу зварних з'єднань в залежності від вмісту вуглецю в броньовій стали марки 71. Встановлено, що розпад переохолодженого аустеніту в металі ЗТВ з'єднань при зварюванні, не залежно від вмісту вуглецю в сталі, відбувається з утворенням гартівних мартенситних структур. Показники механічних властивостей і твердості металу ЗТВ з'єднань можуть бути досягнуті на рівні вимог до сталі марки 71 за умов зварювання, коли швидкість охолодження не нижче 20°С/с в сталі з вмістом вуглець 0,31%, і не нижче 15°С/с в сталі з вмістом вуглецю 0,36%.

V. Poznyakov, A. Gajvoronskij, V. Kostin, V. Durachenko, Yu. Kostin FEATURES OF AUSTENITE TRANSFORMATION AND MECHANICALMETAL PROPERTIES IN THE AREA OF THERMAL INFLUENCE OF BRONT STEEL CONNECTIONS OF MARK 71 AT ARC WELDING

Specific features of the formation of the structure and mechanical properties in the metal of the zone of thermal influence of welded joints depending on the carbon content in the armored steel of grade 71. It is established that the decay of super cooled austenite in the metal of the HAZ compounds during welding, regardless of the carbon content in the steel, occurs in the field of formation Quenching martensitic structures. The parameters of the mechanical properties and hardness of the metal of the HAZ compounds can be achieved at the level of the requirements for the steel of grade 71 under welding conditions when the cooling rate is not lower than 20°C/s in steels with a carbon content of 0.31% and not lower than 15° C s in steels with a carbon content of 0.36%.

УДК 621.79:669

Позняков В.Д., Гайворонский А.А., Демченко Ю.В., Клапатюк А.В., Алимов А.Н., Костин Ю.Н.

СВАРОЧНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МЕТАЛЛА ШВА СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ, ВЫПОЛНЕННЫХ ПРОВОЛОКАМИ ХОРДА 307 ТІ И СВ-08Х20Н9Г7Т

Постановка проблемы. На протяжении длительного периода времени при изготовлении изделий из закаливающихся высокопрочных сталей высокой твердости широко используется сварочная проволока марки Св-08Х20Н9Г7Т. Ранее проволоки такого состава в Украине не изготавливались и закупались в РФ. Поскольку данный сварочный материал относится к изделиям двойного назначения, появились проблемы с ее приобретением. В связи с этим возникла острая потребность в создании и освоении производства аналога сварочной проволоки Св-08Х20Н9Г7Т в Украине. Эта задача в короткие сроки была решена ООО «ВИТАПОЛИС» и разработанная ими сварочная проволока сплошного сечения получила марку ХОРДА 307 Ті (табл.1).

Химический состав сварочных проволок

Массовая доля элементов, % Сварочная P S проволока C Si Mn Cr Ni Τi Mo не более Св-08Х20Н9Г7Т 0,50-5.0-18,5-8.0-0.60 -0,018 0,035 ≤ 0.10 22,0 0,90 (FOCT 2246-70) 1,0 8,0 10,0 XOPДA 307 Ti (ISO 0,50-5.0-18,5--0.60-8-10 0,018 ≤ 0.10 ≤ 0.10 0,025 14343 Stainless Steel) 0.90 1,0 8,0 22,0

Анализ последних достижений. Для принятия решения о возможности применения нового сварочного материала в отрасли требуется выполнить ряд испытаний согласно ОСТ В3-15.010-85. Такие исследования проводились в ИЭС им. Е.О. Патона НАН Украины по специально разработанной программе. В соответствии с этой программой предусматривалось: определение сварочно-технологических свойств проволоки и устойчивости процесса сварки; исследование механических свойства металла шва и его сопротивляемости образованию горячих трещин; оценка стойкости сварных соединений броневых сталей высокой твердости к образованию холодных трещин. Все указанные свойства, которые обеспечивает проволока марки ХОРДА 307 Ті, сравнивали с аналогичными характеристиками, полученными при испытании серийной проволоки марки Св-08Х20Н9Г7Т.

Целью настоящей работы являлось оценка сварочно-технологических свойств новой проволоки ХОРДА 307 Ті в серийном производстве ЛБТ.

Основная часть (анализ результатов исследований). Для проведения исследований, использовались проволоки сплошного сечения диаметром 1,2 мм, химический состав которых приведен в табл.2. Механизированную сварку образцов осуществляли с использованием подающего механизма «Патон БП-601» и источника питания постоянного тока ВДУ-506. Сварочно-технологические свойства проволок оценивались как при сварке смеси защитных газов (82% Ar + 18% CO₂), так и при сварке в CO₂. Такие исследования проводились с использованием нескольких режимов сварки [1-3]:

© В.Д. Позняков, 2017

Таблица 1

Технологія машинобудування

- пониженный режим сварочный ток (I_{cB}) = 130-140 A, напряжение на дуге (U_{π}) = 22-24 B;
 - серийный режим– I_{cb} = 160-180 A, U_{π} = 26-27 B;
 - повышенный режим I_{cB} = 200-220 A, U_{π} = 28-30 B.

Tаблица 2 Химический состав металла шва сварных соединений, выполненных механизированной сваркой в смеси газов (82%Ar+18%CO₂) на серийном режиме

	Массовая доля элементов, %								
Сварочная проволока	C	c;	Si Mn	Cr	Ni	Mo	Ti	S	P
		31				IVIO		не более	
ХОРДА 307 Ті	0,078	0,70	5,9	18,6	8,1	0,178	0,47	0,011	0,024
Св-08Х20Н10Г7Т	0,11	0,65	5,4	18,4	8,0		0,31	0,016	0,030

Оценку сварочно-технологических свойств выполняли с использованием образцов размером 250×100 мм, которые изготавливали из броневой стали высокой прочности толщиной 10 мм. Перед сваркой образцы были очищены от загрязнений и окалины абразивным инструментом.

При выполнении исследований визуально определяли качество формирования шва, характер отделимости шлаковой корки и стабильность процесса сварки (горения дуги). Кроме этого, применительно к процессу сварки, который производился в смеси газов, оценивали производительность сварки по массе наплавленного металла (Q, r/cek) и коэффициент потерь электродного металла на разбрызгивание (Ψ , %).

По результатам испытаний установлено, что во всем исследованном диапазоне режимов сварки, выполняемой проволоками марок Св-08Х20Н9Г7Т и ХОРДА 307 Ті, как в смеси газов, так и в СО₂, обеспечивается хорошее формирование валиков. На поверхности они имеют вид литой мелкочешуйчатой структуры. При сварке в смеси газов на поверхности швов образуется незначительное количество налета (шлаковой корки), который в основном отделяется от поверхности литого металла самопроизвольно, а остатки легко удаляются металлической щеткой. Несколько большее количество шлаковой корки зафиксировано для процесса, выполняемого в СО₂. Но и в этом случае шлак отделяется самопроизвольно, резко отскакивая от поверхности наплавленного металла. Горение дуги во всех случаях стабильное.

Коэффициент потерь электродного металла на разбрызгивание для всех вариантов сварки находятся в пределах, допускаемых нормативной документацией требований ($\Psi \le 15\%$), но между ними имеются и некоторые отличия (табл.3). Так, с увеличением силы сварочного тока от 140 A до 220 A коэффициент Ψ в случае использования проволоки марки Cв-08X20H9Г7Т повышается от 7% до 9%, а при сварке проволокой ХОРДА 307 Ті он не превышает 7,3%. Такая разница может быть связана с состоянием поверхности проволок. Поверхность проволоки марки ХОРДА 307 Ті полирована. За счет этого улучшается контакт между проволокой и наконечником горелки. При этом процесс сварки становится более стабильным и, как следствие, потери электродного металла на разбрызгивание при повышении режимов сварки уменьшаются, а производительность повышается.

Таблица 3 Сравнительные характеристики производительности процесса и потерь электродного металла при сварке проволоками ХОРДА 307 Ті и Св-08Х20Н9Г7Т

№ п/п	Проволока	Режимь	і сварки	Показатели свойств		
		I _{CB} , A	U _Д , В	Q, г/сек	Ψ, %	
1	Св-08Х20Н9Г7Т	140-160	22 - 24	0,6	7	
2	СВ-00Л20П91 / 1	160-180	26 - 27	0,91	8,7	
3		200-220	28 - 30	1,1	9	
4	VODIIA 207 Т;	130-140	22 - 24	0,63	5	
5	ХОРДА 307 Ті	160-180	26 - 27	0,98	7,3	
6		200-220	28 - 30	1,18	5,3	

Дальнейшие исследования были направлены на сравнительную оценку механических свойств металла швов, выполненных проволоками марок ХОРДА 307 Ті и Св-08Х20Н9Г7Т, их склонность к образованию горячих трещин, а также стойкость сварных соединений броневых сталей высокой твердости к образованию холодных трещин. Для этого были выполнены испытания специальных сварных соединений согласно ОСТ В3-15.010-85. Сварку соединений при испытаниях выполняли в смеси защитных газов на постоянном токе обратной полярности с использованием следующего режима: $I_{CB} = 160-180 \text{ A}, U_{J} = 26-28 \text{ B},$ скорость сварки $V_{CB} = 12-15 \text{ м/час}.$

Для определения механических свойств металла швов были подготовлены сварные стыковые соединения размером $350\times100\times16$ мм с V-образной симметричной разделкой кромок с общим углом раскрытия 60° . Из металла шва соединений изготавливали стандартные образцы, которые испытывали при температуре 20° C. Обобщенные результаты механических испытаний приведены в табл.4.

Таблица 4 Механические свойства метала швов сварных соединений при дуговой сварке в смеси газов проволоками марок ХОРДА 307 Ті и Св-08Х20Н9Г7Т

1 43	1 азов проволоками марок АОГДА 307 11 и Св-00А201171 71							
Сварочный ма-	$\sigma_{0,2}$,	$\sigma_{\mathrm{B}},$	δ_5 , %	Ψ, %	КСU, Дж/см²			
териал	МПа	МПа	05, 70	Ψ, %	+20°C	-40°C		
Требования НД		≥550	≥25		≥90			
ХОРДА 307 Ті	404-478	623-681	42,1-43,8	52,0-53,0	154-169	148-161		
Св-08Х20Н9Г7Т	400-413	676-679	41,0-44,0	57,8-58,0	100-115	68-76		

^{*}Приведены результаты испытаний по 3-м образцам

Как видно, механические свойства металла шва сварных соединений близки по своим показателям и удовлетворяют требованиям нормативной документации. При этом, показатели ударной вязкости металла шва при отрицательных температурах при сварке проволокой ХОРДА 307 Ti более чем на 50% выше, чем при сварке проволокой $\mathrm{Ce-08X20H10\Gamma7T}$.

Оценку стойкости сварных швов против образования горячих кристаллизационных трещин выполняли при испытании образцов на трехточечный изгиб на установке Фридлянда с соблюдением требований ОСТ В3-15.010-85 [4]. Для этого изготавливали стыковые соединения размером 200x120x16мм с углом раскрытия разделки кромок 30° и притуплением 4мм. Образцы при сварке нагружали изгибом с усилием 3т. Нагружение образцов начиналось после заварки 1/3 длины разделки. Критерием, определяющим стойкость металла швов к образования горячих трещин, являлась критическая

Технологія машинобудування

скорость нагружения образцов (V_{KP}), при которой не наблюдается образование трещин в металле шва. Согласно нормативным документам, металл швов будет обладать требуемой стойкостью к данному виду разрушения в том случае, если величина V_{KP} превышает 4 мм/мин. Обобщенные результаты оценки стойкости сварных швов, выполненных проволоками ХОРДА 307 Ті и Св-08Х20Н10Г7Т, представлены на рис.1.

V_{KP} , мм/мин

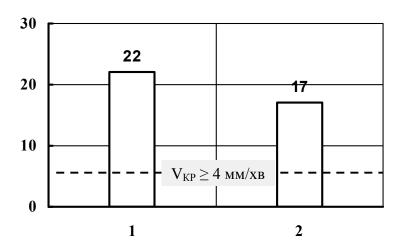


Рис.1. Стойкость сварных швов против образования горячих трещин при испытаниях на изгиб : 1- ХОРДА 307 Ti, 2- Св-08Х20Н9Г7Т

Как видно, при сварке проволокой ХОРДА 307 Ti обеспечивается более высокая стойкость металла шва против образования горячих трещин, чем при сварке проволокой Cв-08X20H9Г7Т.

Оценку сопротивляемости сварных соединений броневых сталей образованию холодных трещин выполняли с использованием технологической пробы согласно ОСТ ВЗ-15.010-85. Контрольные соединения из броневой стали марки 71 имели размеры 300×200×10 мм (3 шт.) и 300×200×16 мм (3 шт.), которые сваривали механизированным способом в среде защитных газов без предварительного подогрева на серийных режимах. После сварки образцы выдерживали в жестко закрепленном состоянии в течении 3-х суток при комнатной температуре, а затем из них изготавливались макрошлифы для металлографических исследований. Результаты исследований представлены в табл. 5, а фотографии макрошлифов на рис. 2. По результатам визуального контроля макрошлифов холодных трещин в сварных соединениях не выявлено.

Таблица 5 Результаты испытаний технологических проб согласно ОСТ В3-15.010-85, выполненных проволоками ХОРДА 307 Ті и Св-08Х20Н9Г7Т.

Сварочная	Толщина	Pe	Режимы сварки		
проволока	металла,	I _{op} A	U _л , В	V _{СВ} , м/час	лодных
проволока	MM	I _{CB} ,, A	Од, В	v CB, M/ 4ac	трещин
VODIIA 207 Т;	10				Нет (рис.2, а)
ХОРДА 307 Ті	16	160-180	26-28	12-15	Нет(рис.2, б)
Св-08Х20Н9Г7Т	10				Нет(рис.2, в)

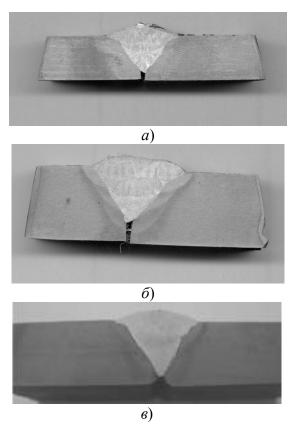


Рис.2. Макрошлифы сварных соединений толщиной 10 мм (a, e) и 16 мм (б), выполненных проволоками ХОРДА 307 Ті (a, б) и Св-08Х20Н9Г7Т (b) без предварительного подогрева

Выводы. 1. Химический состав новой сварочной проволоки отечественного производства марки ХОРДА 307 Ti (ISO 14343 Stainless Steel) полностью отвечает серийной проволоке марки Св-08Х20Н9Г7Т (ГОСТ 2246-70).

- 2. Проволока марки ХОРДА 307 Ті диаметром 1,2 мм отличатся высокими показателями сварочно-технологических свойств при механизированной сварке в смеси газов 82%Ar+18%CO₂ на режимах от 130 A до 220 A. Производительность сварочного процесса, выполняемого проволокой ХОРДА 307 Ті, выше на 5-10%, чем при сварке проволокой Св-08Х20Н9Г7Т, при этом коэффициент потерь электродного металла на 15-30% ниже. При этом обеспечивается стабильное горение дуги как при сварке в смеси газов на базе аргона, так и при механизированной сварке в CO₂. Формирование поверхности шва мелкочешуйчатое. На поверхности швов при сварке в газовой смеси образуется незначительный налет, или корка при использовании в качестве защитной среды углекислого газа, которые легко удаляются с поверхности металла.
- 3. Механические свойства металла шва сварных соединений броневых сталей высокой твердости, выполненных проволокой ХОРДА 307 Ті, находятся на уровне по-казателей как и при сварке проволокой Св-08Х20Н9Г7Т.
- 4. При сварке проволокой ХОРДА 307 Ті обеспечивается высокая стойкость сварных соединений из броневых сталей против образования горячих и холодных трещин. По этим показателям проволока марки ХОРДА 307 Ті не отличается от серийной проволоки марки Св-08Х20Н9Г7Т.
- 5. По сварочно-технологическим свойствам, стабильности процесса сварки, механическим свойствам металла швов, стойкости сварных соединений против образования холодных и горячих трещин, новая сварочная проволока отечественного производства марки ХОРДА 307 Ті не уступает серийной проволоке марки Св-08Х20Н9Г7Т, что дает основания рекомендовать ее к применению для сварки конструкций ЛБТ в серийном производстве.

<u>Технологія машинобудування</u>

Литература: 1. Мусияченко В.Ф., Миходуй Л.И. Дуговая сварка высокопрочных легированных сталей. – M.: Машиностроение, 1987. – 79c. 2. Римский С.Т. Руководство по технологии механизированной сварки в защитных газах. – K.: «Экотехнология», 2006. – 60c. 3. Потапьевский А.Г. Сварка в защитных газах плавящимся электродом. Часть 1. Сварка в активных газах. – K.: «Экотехнология», 2007. – 192c. 4. Фридлянд Л.А., Тимофеев К.И. Испытание статическим изгибом сварных швов на склонность к образованию горячих трещин // Автоматическая сварка. – 1957. - №2. – C.66-69.

Bibliography (transliterated): 1. Musiyachenko V.F., Mihoduj L.I. Dugovaya svarka vysoko-prochnyh legirovannyh stalej. – M.: Mashinostroenie, 1987. – 79s. 2. Rimskij S.T. Rukovodstvo po tekhnologii mekhanizirovannoj svarki v zashchitnyh gazah. – K.: «EHkotekhnologiya», 2006. – 60s. 3. Potap'evskij A.G. Svarka v zashchitnyh gazah plavyashchimsya ehlektrodom. CHast' 1. Svarka v aktivnyh gazah. – K.: «EHkotekhnologiya», 2007. – 192s. 4. Fridlyand L.A., Timofeev K.I. Ispytanie staticheskim izgibom svarnyh shvov na sklonnost' k obrazovaniyu goryachih treshchin // Avtomaticheskaya svarka. – 1957. - №2. – S.66-69.

Позняков В.Д., Гайворонский А.А., Демченко Ю.В., Клапатюк А.В., Алимов А.Н., Костин Ю.Н.

СВАРОЧНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МЕТАЛЛА ШВА СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ, ВЫПОЛНЕННЫХ ПРОВОЛОКАМИ ХОРДА 307 ТІ И СВ-08Х20Н9Г7Т

Выполнена сравнительная оценка сварочно-технологических свойств, стойкости против образования горячих и холодных трещин, при применении проволок Св-08Х20Н9Г7Т и ХОРДА 307 Ті. Показано, что по сварочно-технологическим свойствам, стабильности процесса сварки, механическим свойствам металла швов, стойкости сварных соединений против образования холодных и горячих трещин, новая сварочная проволока отечественного производства марки ХОРДА 307 Ті не уступает серийной проволоке марки Св-08Х20Н9Г7Т, что дает основания рекомендовать ее к применению для сварки конструкций ЛБТ в серийном производстве.

Позняков В.Д., Гайворонский О.А., Демченко Ю.В., Клапатюк А.В., Алимов А.М., Костин Ю.М.

ЗВАРЮВАЛЬНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ І МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ МЕТАЛУ ШВА ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ, ЯКІ ВИКОНАНІ ДРОТАМИ ХОРДА 307 ТІ І СВ-08Х20Н9Г7Т

Виконана порівняльна оцінка зварювально-технологічних властивостей, стійкості проти утворення гарячих і холодних тріщин, при застосуванні дротів Св-08Х20Н9Г7Т і ХОРДА 307 Ті. Показано, що за зварювально-технологічними властивостями, стабільності процесу зварювання, механічними властивостями металу швів, стійкості зварних з'єднань проти утворення холодних і гарячих тріщин, новий зварювальний дріт вітчизняного виробництва марки ХОРДА 307 Ті не поступається серійному дроту марки Св-08Х20Н9Г7Т, що дає підстави рекомендувати його до застосування при зварюванні конструкцій ЛБТ в серійному виробництві.

V. Poznyakov, A. Gajvoronskij, Yu. Demchenko, A. Klapatyuk, A. Alimov, Yu. Kostin WELDING AND TECHNOLOGICAL CHARACTERISTICS AND MECHANICAL PROPERTIES OF METAL WELDS OF WELDING WIRE CONNECTED BY WIRE 307 TI AND SV-08X20N9G7T

A comparative evaluation of welding and technological properties, resistance to the formation of hot and cold cracks, using wires Sv-08X20N9G7T and HORD 307 TI. It is shown that the new welding wire of the domestic production of the brand HORDA 307 Ti is not inferior to the serial wire of the brand Sv-08X20H9 Γ 7T for welding-technological properties, the stability of the welding process, the mechanical properties of weld metal, the resistance of welded joints to the formation of cold and hot cracks, which gives grounds for recommending Its application to the welding of LBT structures in series production.

Расулов Н.М., д-р техн. наук; Дамирова Г.В.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА СТЕРЖНЕЙ ПОД НАКАТЫВАНИЕ РЕЗЬБЫ С ПРИМЕНЕНИЕМ ВЕРОЯТНОСТНО-СТАТИСТИЧЕСКОГО МЕТОДА

Введение. Работа посвящена вопросам повышения эффективности процесса накатывания резьб на основе рационального использования технологических возможностей оборудования, применяемого при формировании подрезьбовой гладкой поверхности и резьбы. Представлена методика определения диаметра подрезьбовой гладкой поверхности с учетом технологических возможностей оборудования, применяемого в производственных условиях. При этом использованы методы математической статистики. Представлен результат испытания апробируемой методики при определении диаметра цилиндрических стержней под накатывание резьб на шпильках М16, М24 и М27.

Постановка задачи. Резьбонакатывание является прогрессивным методом и широко применяется для формирования резьб на деталях различного назначения. Накатывание резьб, будучи безотходной технологией обработки, обеспечивает высокую производительность; формированные резьбы обладают высоким эксплуатационным показателем по сравнению с их нарезанием, обеспечивают экономию материала. Процесс экономически выгоден [1-4]. Повышение эффективности любой технологической операции является неизменной задачей технологии машиностроения. Одной из технологических задач, гарантирующей эффективность процесса накатывания резьбы, является определение оптимального диаметра гладкой подрезьбовой поверхности заготовки. Эта задача комплексная и должна быть решена с учетом эффективности наладок технологических систем как при обработке гладкой поверхности, так и при резьбонакатывании. При этом важное значение имеет полное использование технологических возможностей применяемого оборудования, а также поля допуска на подрезьбовый поверхности, выделенные для износа режущего инструмента.

В производственных условиях диаметр заготовки принимается обычно из технической документации резьбонакатного оборудования или выбирается из соответствующих справочников и стандартов [2-5]. Однако опыт машиностроительных заводов показывает, что при таком подходе к решению задачи не учитываются технологические возможности конкретных технологических систем при формировании подрезьбовой поверхности и резьбы, особенности материала детали несущей резьбы, в результате чего не обеспечивается эффективность производственного процесса [1-4].

Различаются две методики определения диаметра заготовки:

- 1. Определение диаметра заготовки, основанное на постоянстве объема (массы) материала до и после накатывания резьбы [2-5]. При этом не учитывается влияние погрешностей шага и угла профиля резьбы на ее средний диаметр. Кроме того, известно, что иногда имеют место и продольные деформации на подрезьбовых поверхностных слоях, хотя они имеют небольшие значения. Не учитывается влияние вышеперечисленных факторов на диаметр заготовки, а также часть допуска среднего диаметра резьбы, выделенная соответствующими стандартами на погрешности формы (отклонение от цилиндричности);
- 2. Диаметр заготовки определяется по результатам экспериментов, проведенных на оборудовании, предназначенном для обработки подрезьбовой поверхности и накатки резьбы с применением методов математической статистики [6-9]. Метод обеспечивает относительно высокую эффективность. Однако и он обладает рядом недостатков:

© Н.М. Расулов, 2017

<u>Технологія машинобудування</u>

- погрешности шага и угла профиля резьбы представлены отдельно от среднего диаметра резьбы. Тогда как выявление и учет подобных погрешностей в производственных условиях является довольно сложной задачей;
- подобно первому случаю, при определении диаметра заготовки не учтен допуск на погрешность формы резьбы, включенный в допуск среднего диаметра резьбы.

Таким образом, задача совершенствования методики определения оптимального диаметра заготовки, обеспечивающая комплексную эффективность резьбоформирования, является актуальной.

Целью настоящей работы является разработка методики определения оптимального диаметра подрезьбовой поверхности с учетом особенностей производственных условий.

Решение задачи. При решении задачи за основу принимаются следующие принципы резьбонакатывания и теории вероятности:

- между диаметром заготовки и средним диаметром резьбы основным критерием точности накатанных резьб – действует корреляционная связь;
- состояние и технологические возможности оборудования, применяемого при формировании подрезьбовой гладкой и резьбовой поверхностей, учитывают среднеквадратичные отклонения размеров, обеспечиваемые при обработке;
- согласно положениям теории вероятности принимается, что центр распределения размеров ограниченного количества выборок совпадает с центром распределения всех деталей [10,11];
- допуск на отклонение формы резьбы включен в допуск среднего диаметра резьбы согласно соответствующему стандарту по резьбам (например, метрическая резьба) и составляет 25 % [12].

Для определения оптимального размера заготовки, прежде всего, выбирается номинальный размер и допуск гладкой подрезьбовой поверхности, используя справочники или технические документы резьбонакатного оборудования. Принимается 75% предложенного допуска, сохраняя при этом центр распределение размера. Этим доводится до нуля вероятность риска получения негодных накатанных резьб. Поэтому методика может быть впрямую применена при серийном изготовлении деталей с накатываемой резьбой и позволяет сэкономить время достижения эффективности резьбоформирования, сократить дополнительные затраты.

Необходимо отметить, что отличительной особенностью наладки технологической системы при резьбонакатывании является отсутствие доли допуска на износ формирующего инструмента по сравнению с резьбонарезанием.

Оптимальность размера заготовки опирается на обеспечение следующих условий при резьбонакатывании:

- полное использование технологических возможностей обеих технологических систем (обработка подрезьбовой поверхности, накатывание резьбы);
- соответствие предельных размеров заготовки и допустимых предельных размеров среднего диаметра накатанных резьб, т.е. обеспечение их увязки;
- обеспечение экономически выгодного размера наладки при обработке подрезьбовой поверхности с учетом размерного износа инструмента.

Определение диаметра заготовки. В производственных условиях при единой наладке технологической системы обрабатываются подрезьбовые поверхности партии заготовок по принципу серийности, принятой на предприятии.

Технологія машинобудування

Количество деталей в партии рекомендуется брать больше 50. При ограниченных возможностях производственного процесса можно использовать и ограниченное количество заготовок [8,10-11]. Измеряется размер каждой заготовки примерно в одном и том же их сечении, близком к торцу. Заготовки номеруются. Накатываются резьбы на всех заготовках со случайной последовательностью. Измеряются средние диаметры накатанных резьб. Согласно результатам измерений определяется корреляционная связь между диаметром заготовки и средним диаметром резьбы.

Строится эмпирическая кривая распределения; определяется среднеквадратичное отклонение, обеспечиваемое технологическими системами; осуществляется их сглаживание (в налаженных производствах подобные сведения имеются на базе данных каждого оборудования).

Диаметр заготовки определяется на основе размерных связей между размерами подрезьбовой поверхности и средним диаметром накатанных резьб (см. рис.). На рисунке зависимость 1 выражает кривую распределения диаметра заготовки, а зависимость 2 - кривую распределения среднего диаметра накатанных резьб. Согласно данным многочисленных исследований, обе кривые подчиняются нормальному закону распределения. Корреляционная связь между диаметром заготовки и средним диаметром резьбы определяется разницей координат центров группирования их кривых распределения:

$$A = a_{3} - a_{P}, \tag{1}$$

где a_P — координата центра группирования среднего диаметра накатанных резьб; a_3 — координата центра группирования диаметра подрезьбовой поверхности.

Как и ожидается, средние диаметры накатанных резьб распределяются сравнительно в узком диапазоне внутри предельных размеров, предусмотренных чертежом, так как предварительный допуск на размер заготовки составлял $\frac{3}{4}$ части предложенного.

Таким образом, необходимо достичь увязки фактических предельных значений среднего диаметра накатанных резьб с предельно допустимыми их значениями.

На основе анализа схемы, представленной на рисунке, легко убедиться в том, что для обеспечения намеченной задачи необходимо смещать левую половину кривой распределения среднего диаметра резьбы 2 влево, на величину

$$l_1 = a_P - 3\sigma - d_{2min}, \tag{2}$$

а ее правую половину вправо на величину

$$l_2 = d_{2max} - T_{\phi} - 3\sigma - a_P = d_{2max} - mT_{d2} - 3\sigma - a_P,$$
 (3)

где d_{2min} и d_{2max} — наименьший и наибольший допустимые средние диаметры резьбы; σ — среднеквадратическое отклонение среднего диаметра накатанных резьб; T_{d2} — допуск среднего диаметра резьбы; T_{ϕ} — допуск по среднему диаметру на отклонение формы резьбы; m — коэффициент, учитывающий долю допуска отклонения формы в допуске среднего диаметра резьбы.

Необходимо смещать нижний предел фактического среднего диаметра накатанных резьб влево, на величину l_1 , а его верхний предел — вправо, на величину l_2 .

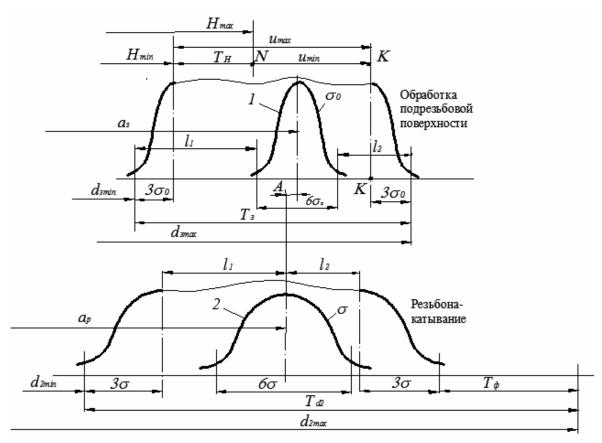


Рис. Схема размерных связей между накатыванием резьб и обработкой подрезьбовой поверхности

Для обеспечения подобного смещения достаточно сместить предельные размеры гладкой подрезьбовой поверхности соответственно, используя при этом корреляционные связи A между средним диаметром резьбы и диаметром заготовки.

Размер заготовки определяется с использованием размерных связей заготовкадеталь. Согласно схемы (см. рис.), наименьший диаметр заготовки равен:

$$d_{3min} = a_3 - l_1 - 3\sigma_0, \tag{4}$$

а ее наибольший диаметр

$$d_{3max} = a_3 + l_2 + 3\sigma_0, \tag{5}$$

где σ_0 — среднеквадратическое отклонение диаметра заготовки.

С учетом связей (1), (2), (3) в выражениях (4) и (5) получим:

$$d_{3min} = d_{2min} + A + 3\sigma - 3\sigma_0, \tag{6}$$

$$d_{3max} = d_{2max} + A - 3\sigma + 3\sigma_0 - mT_{d2}. \tag{7}$$

Тогда допуск диаметра заготовки определяется формулой:

$$T_{3p} = d_{3max} - d_{3min} = T_{d2} - mT_{d2} + 6(\sigma_0 - \sigma) = (1 - m)T_{d2} + 6(\sigma_0 - \sigma),$$
 (8)

где $T_{\scriptscriptstyle H}$ – допуск наладки технологической системы; $U_{\rm min}$ – минимально допустимый износ режущего инструмента, обеспечивающий эффективности обработки.

На рисунке представлены наименьший размер наладки H_{\min} (точка M) и мо-

мент снятия инструмента из механической обработки из-за его износа (точка К) или же его подналадки.

Формулы (6), (7) и (8) предлагаются для определения размера заготовки в конкретных условиях обработки.

Сравнительное испытание на производстве. На машиностроительных предприятиях осуществляются накатывания резьб на различных типоразмерах шпилек: M16-6gx55, M24-6gx150 и M27-6gx75 задвижек типа СКЗ. Для этой цели применяются стержни с гладкой поверхностью под накатывания резьб с размерами \emptyset 14,66-0,10, \emptyset 22,00-0 13 и \emptyset 25,00-0 13 соответственно (табл.).

Для апробирования представленной выше методики, из серийно изготовленных на заводе при единых наладках технологических систем партий стержней сделаны случайные выборки в среднем 60 шт. Материалом всех шпилек была сталь ст.35. Измерены размеры всех стержней и осуществлена их маркировка. Затем на двухроликовом профиленакатном станке (мод. A2528) накатаны резьбы на стержнях согласно заводской технологии. Измерены средние диаметры резьб всех накатанных образцов с точностью 0,001 мм. По результатам измерений осуществлена математическая обработка статистических данных. Определены корреляционные связи А между диаметрами заготовки и средними диаметрами накатанных резьб для указанных типоразмеров (табл.). Выявлены фактические предельные размеры средних диаметров накатанных резьб. Определены технологические запасы средних диаметров резьб, на основе разницы предельно допустимых и фактических средних диаметров резьб.

 Таблица

 Основные показатели исследуемых объектов. Сведения о накатываемых резьбах

			Средний	Диаметр	Кор-	Диаметр
No		TO CIT	диаметр	стержней	реля-	стержней под
π/	Шпилька	ГОСТ	резьбы по	под накаты-	цион-	накатывание
П		резьбы	ГОСТу, мм	вание резь-	ная	резьбы (пред-
				бы	связь,	ложен.), мм
				(завод.), мм	А, мм	noken.), mm
1	M16-6gx55	22034-76	Ø14,701_0,038	Ø14,66 _{-0,10}	0,036	Ø14,665 _{-0,130}
2	M24-6gx150	9066-75	Ø22,051 ^{-0,048}	Ø22,00 _{-0,13}	0,033	Ø22,00 _{-0,170}
3	M27-6gx75	22034-76	Ø25,051 ^{-0,048}	Ø25,00 _{-0,13}	0,040	Ø25,00 _{-0,170}

Определены допуски на диаметры гладких цилиндрических поверхностей стержней под накатывания резьб.

Были изготовлены стержни с расширенными допусками на их гладкие поверхности согласно размерам, определенным по разработанной методике: \emptyset 14,665_{-0,13}, \emptyset 22,00_{-0,17} и \emptyset 25,00_{-0,17} cooтветственно.

Проверены действительные размеры гладких поверхностей и выявлены предельные размеры каждого типоразмера образцов. Накатаны резьбы на образцах. Точность накатанных резьб контролировалась с помощью предельных резьбовых калибров колец, а также измерены средние и наружные диаметры резьб всех образцов с точностью 0,001 мм.

Все серийно изготовленные шпильки, резьбы которых накатаны на гладких подрезьбовых поверхностях с расширенными допусками, удовлетворяли всем требованиям, предъявляемым к ним по чертежу, и приняты ОТК предприятия для сборки задвижек соответствующего типоразмера СКЗ. Диапазоны изменения средних диаметров

резьб составили в среднем 96,5 % предназначенного допуска.

Применение представленной методики обусловливает расширение допуска на гладкой подрезьбовой поверхности примерно на 30 %. Экономический эффект от ее применения достигается за счет увеличения степени допустимого износа инструмента, образующего гладкую подрезьбовую поверхность в период его работы между двумя последовательными наладками технологической системы.

В результате чего:

- уменьшается количество наладок технологической системы при изготовлении определенного количества стержней;
- упрощается процесс наладки технологической системы за счет расширения допуска на размер наладки, принимаемого равным определенной части допуска на размер обрабатываемой поверхности.
- при малом объеме изготовления шпилек можно расширить допуск на гладкой подрезьбовой поверхности за счет уменьшения допуска на износ режущего инструмента гладкой формирующей поверхности.

Предложенные диаметры стержней под накатывания резьб указанных типоразмеров приняты для применения при серийном изготовлении шпилек.

Выводы. Применяемые на практике методики определения диаметра подрезьбовой поверхности при накатывании резьб не обеспечивают эффективности процесса, так как они не учитывают особенностей конкретных условий формирования резьб.

Представлена методика определения диаметра гладкой поверхности под накатывание резьб с применением методов математической статистики, позволяющая учитывать особенность конкретных условий формирования подрезьбовой гладкой поверхности и резьбы.

Применение разработанной методики при накатывании резьбы на шпильках M16-6gx55, M24-6gx150 и M27-6gx75 задвижек нефтепромыслового назначения позволила расширить допуск размера заготовки примерно на 30 %, по сравнению с принятой на производстве, соответственно обеспечив повышение эффективности процесса резьбонакатывания.

Литература: 1. Афонин А.Н. Повышение эффективности накатывания резьб: дис. ...доктора техн. наук: 05.02.07 / Афонин Андрей Николаевич. – Орел, 2010. – 34 с. 2. Киричек А.В. Резьбонакатывание: Библиотека технолога / А.В. Киричек, А.Н. Афонин. – М.: Машиностроение, 2009.—312 с. 3. Миропольский Ю.А. Накатывание резьб и профилей / Ю.А. Миропольский, Э.П. Луговой. – М.: Машиностроение, 1976. – 175 с. 4. Накатывание резьб, червяков, шлицев и зубьев / Лапин В.В., Писаревский М.И., Самсонов В.В. и др. – Л.: Машиностроение. Ленинград. Отд-ние, 1986. – 228 с. 5. Диаметры стержней под накатывание резьбы метрической по ГОСТ 9150-81: ОСТ 141505-84, 8 с. 6. Расулов Н.М. Использование вероятностностатистического метода при определении диаметра заготовки под накатывание резьбы / Н.М. Расулов. // Вестник машиностроения.— 1999.— № 4.— с. 36-38. 7. Dəmirova G.V. İkidiyircəkli profildiyirləyən dəzgahda diyirlənmiş profillərin dəqiqlik məsələləri: материалы Международной научно – технической конференции «Интеллектуальные технологии в машиностроении». – Баку, 2016. – с. 231-234. 8. Rəsulov N.M., Dəmirova G.V. İkidiyircəkli profildiyirləyən dəzgahda yivdiyirləmədə pəstahin yivalti səthinin ölçülərinin təyini. Maşınşünaslıq, Bakı, 2016 №1, s. 25-29. 9. Rəsulov N.M., Dəmirova G.V. İkidiyircəkli profildiyirləyən dəzgahda diyirlənən yivlərin forma dəqiqliyinin yüksəldilməsi. Современные проблемы отношений университетов с промышленностью в Болонской образовательной системе: Материалы международного симпозиума. – Гяндже, 2016. – с. 194-197. 10. Вентцель Е.С. Теория вероятностей и ее инженерные приложения: учебное пособие [5-е изд. стер.] / Е.С. Вентцель, Л.А. Овчаров. – М.: КноРус, 2010. – 480 с. 11. Смирнов Н.В. Курс теории вероятностей и математиче-

<u>Технологія машинобудування</u>

ской статистики для механических приложений / Н.В. Смирнов, И.В. Дунин-Барковский.— М.: Машиностроение, 1969.— 512 с. 12. Основные нормы взаимозаменяемости. Метрические резьбы. Допуски и посадки с зазором: ГОСТ 16093-2004.— М.: Стандартинформ, 2005.— 39 с.

Bibliography (transliterated): 1. Afonin A.N. Povyshenie ehffektivnosti nakatyvaniya rez'b: dis. ...doktora tekhn. nauk: 05.02.07 / Afonin Andrej Nikolaevich.— Orel, 2010.— 34 s. 2. Kirichek A.V. Rez'bonakatyvanie: Biblioteka tekhnologa / A.V. Kirichek, A.N. Afonin.— M.: Mashinostroenie, 2009.— 312 s. 3. Miropol'skij YU.A. Nakatyvanie rez'b i profilej / YU.A. Miropol'skij, EH.P. Lugovoj. – M.: Mashinostroenie, 1976.–175 s. 4. Nakatyvanie rez'b, chervyakov, shlicev i zub'ev / Lapin V.V., Pisarevskij M.I., Samsonov V.V. i dr. – L.: Mashinostroenie. Leningrad. Otd-nie, 1986.– 228 s. 5. Diametry sterzhnej pod nakatyvanie rez'by metricheskoj po GOST 9150-81: OST 141505-84, 8 s. 6. Rasulov N.M. Ispol'zovanie veroyatnostno-statisticheskogo metoda pri opredelenii diametra zagotovki pod nakatyvanie rez'by / N.M. Rasulov. // Vestnik mashinostroeniya. – 1999. – № 4. – s. 36-38. 7. Dəmirova G.V. İkidiyircəkli profildiyirləyən dəzgahda diyirlənmiş profillərin dəqiqlik məsələləri: materialy Mezhdunarodnoj nauchno – tekhnicheskoj konferencii «Intellektual'nye tekhnologii v mashinostroenii».— Baku, 2016. – s. 231-234. 8. Rəsulov N.M., Dəmirova G.V. İkidiyircəkli profildiyirləyən dəzgahda yivdiyirləmədə pəstahin yivalti səthinin ölçülərinin təyini. Maşınşünaslıq, Bakı, 2016 №1, s. 25-29. **9.** Rəsulov N.M., Dəmirova G.V. İkidiyircəkli profildiyirləyən dəzgahda diyirlənən yivlərin forma dəqiqliyinin yüksəldilməsi. Sovremennye problemy otnoshenij universitetov s promyshlennost'yu v Bolonskoj obrazovatel'noj sisteme: Materialy mezhdunarodnogo simpoziuma.— Gyandzhe, 2016.— c. 194-197. 10. Ventcel' E.S. Teoriya veroyatnostej i ee inzhenernye prilozheniya: uchebnoe posobie [5-e izd. ster.] / E.S. Ventcel', L.A. Ovcharov.- M.: KnoRus, 2010.- 480 s. 11. Smirnov N.V. Kurs teorii veroyatnostej i matematicheskoj statistiki dlya mekhanicheskih prilozhenij / N.V. Smirnov, I.V. Dunin-Barkovskij. – M.: Mashinostroenie, 1969. – 512 s. 12. Osnovnye normy vzaimozamenyaemosti. Metricheskie rez'by. Dopuski i posadki s zazorom: GOST 16093-2004.– M.: Standartinform, 2005.– 39 s.

Расулов Н.М., Дамірова Г.В.

ВИЗНАЧЕННЯ ДІАМЕТРУ СТРИЖНІВ ПІД НАКОЧУВАННЯ РІЗЬБИ З ВИКОРИСТАННЯМ ЙМОВІРНОСНО-СТАТИСТИЧНИХ МЕТОДІВ

Робота присвячена питанням підвищення ефективності процесу накочування різьби на основі раціонального використання технологічних можливостей устаткування, яке застосовується при формуванні підрезьбової гладкої поверхні і різьблення. Представлена методика визначення діаметра підрезьбової гладкої поверхні з урахуванням технологічних можливостей устаткування, яке застосовується на виробничих підприємствах. При цьому застосовані методи математичної статистики. Представлено результат випробування апробованої методики визначення діаметра циліндричних стрижнів під накочування різьби на прикладі накочення різьб на шпильках М16, М24 і М27.

N. Rasulov, G. Damirova

DETERMINATION OF DIAMETER OF RODS UNDER ROLLING THE THREAD WITH APPLICATION OF PROBABILITY-STATISTICAL METHOD

The work is devoted to the issues of increasing the efficiency of the thread rolling process based on the rational use of the technological capabilities of equipment used in the formation of a threaded smooth surface and thread. The technique for determining the diameter of a threaded smooth surface is presented, taking into account the technological capabilities of equipment used in production conditions. The methods of mathematical statistics are applied. The result of the test of the presented technique is the determination of the diameter of cylindrical rods for thread rolling, for example, threading on M16, M24 and M27 studs.

До обговорення

УДК 629.1.032.531.3

Воронцов С.Н., канд. техн. наук; Ярмак Н.С., канд. техн. наук

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ЕДИНИЧНОЙ ВОЗМУЩАЮЩЕЙ СИЛЫ НА КОЛЕБАНИЯ ПОДРЕССОРЕННОЙ ЧАСТИ КОРПУСА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Введение. При выборе параметров подвески военных гусеничных машин, как правило, исходят из требуемой по техническому заданию плавности хода, а также обеспечения минимального нагрева демпфирующих устройств. Однако, в случае применения ствольного вооружения крупного калибра, необходимо быстро гасить колебания корпуса, возникающие в результате выстрела. Это связано с тактикой боевого применения и наличием системы разрешения выстрела, используемых на таких машинах [1, 2].

Постановка задачи. Единичная возмущающая сила — это кратковременный процесс, когда нарастание силы осуществляется за сотые доли секунды, а время приложения силы не превышает десятых долей секунды.

Поскольку аналитически описать данную функцию для различных видов вооружений невозможно, то для расчета такую характеристику целесообразно аппроксимировать в виде кусочно-линейной функции.

При построении модели колебаний корпуса машины при воздействии единичной возмущающей силы учтем следующие факторы [3, 4, 5]:

- гусеничная машина неподвижна;
- машина находится на гладкой горизонтальной поверхности (высота неровности под i-м катком q_i =0);
- рабочее натяжение гусеницы отсутствует, учитывается только предварительное натяжение передней и задней ветвей.

Рассмотрим действие единичной возмущающей силы на характер колебаний подрессоренного корпуса. Наибольшее влияние данная сила оказывает при ее приложении в продольной плоскости машины, т.к. демпфирующими силами в этом случае являются, в основном, силы сопротивления амортизаторов подвески (вязкое трение). При приложении единичной силы в поперечной плоскости машины к ним добавляются силы трения, возникающие при поперечной деформации резиновой ошиновки опорного катка, поперечном перемещении катков по беговой дорожке гусениц до соприкосновения с гребнями траков и поперечном перемещении опорной поверхности гусениц по грунту. Величина указанных сил к тому же не зависит от скорости и амплитуды колебаний (сухое трение). Таким образом, поперечно-угловые колебания корпуса изделия будут затухать намного быстрее, чем продольно-угловые, которые в дальнейшем, как наиболее неблагоприятные, и будут рассматриваться.

© С.Н. Воронцов, 2017

Кроме изменения направления в горизонтальной плоскости орудие может изменять угол возвышения в вертикальной плоскости. Изменение угла возвышения приводит к изменению характера колебаний корпуса гусеничной машины. На вертикальные колебания подрессоренного корпуса наибольшее влияние оказывает сила, направленная под углом максимального возвышения, в то время как максимальные продольно-угловые колебания будут возникать при ее горизонтальном направлении.

На рис.1 представлена расчетная схема воздействия единичной возмущающей силы $P_{\scriptscriptstyle \mathrm{ИМII}}$ для трех ее направлений:

- под углом максимального возвышения орудия;
- направление, когда момент силы $P_{\scriptscriptstyle \mathrm{ИМП}}$ относительно центра тяжести принимает максимальное значение;
 - горизонтальное направление.

Данные направления достаточно полно характеризуют поведение подрессоренного корпуса, позволяя оценить максимальные вертикальные и продольно-угловые колебания. В качестве промежуточного угла возвышения орудия выбран угол максимального момента силы $P_{\text{имп}}$ относительно центра тяжести гусеничной машины.

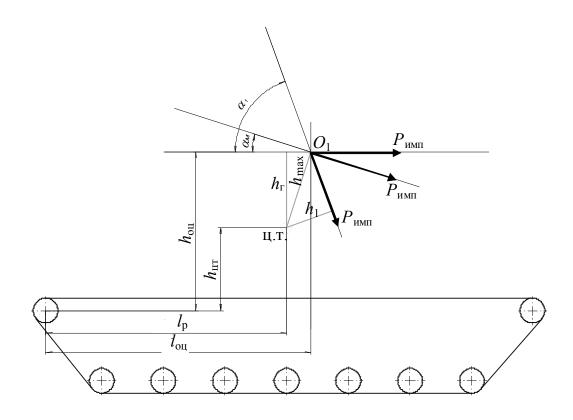


Рис.1. Расчетная схема воздействия единичной возмущающей силы

Вычислим плечи действия силы $P_{\text{имп}}$ относительно центра тяжести машины для каждого угла возвышения орудия:

а) сила $P_{\scriptscriptstyle \mathrm{ИМП}}$ направлена горизонтально

$$h_{\Gamma} = h_{\text{OII}} - h_{\text{IIT}}, \tag{1}$$

где $h_{\text{оц}}$ – высота от оси направляющего колеса до оси цапф орудия; $h_{\text{цт}}$ – высота от оси направляющего колеса до оси центра тяжести машины.

б) направление силы $P_{\scriptscriptstyle ext{ИМП}}$ соответствует максимальному значению момента этой силы

$$h_{\text{max}} = \sqrt{\left(l_{\text{ou}} - l_p\right)^2 + \left(h_{\text{ou}} - h_{\text{IIT}}\right)^2},$$
 (2)

где $l_{\rm ou}$ — расстояние от оси направляющего колеса до оси цапф орудия; l_p — расстояние от оси направляющего колеса до оси центра тяжести машины.

в) сила $P_{\text{имп}}$ направлена под углом максимального возвышения орудия

$$h_1 = h_{\text{max}} \sin\left[\left(90^\circ - \alpha_1\right) + \alpha_{\text{M}}\right],\tag{3}$$

где α_1 – угол максимального возвышения орудия; $\alpha_{_{\rm M}}$ – угол максимального момента силы $P_{_{^{\rm MMT}}}$.

Учитывая перечисленные выше факторы, а также выражения (1), (2) и (3) запишем систему дифференциальных уравнений для расчета колебаний корпуса машины при воздействии единичного импульса:

$$\begin{split} \frac{m\ddot{Z}}{2} &= \sum_{i=1}^{NK} N_{zpi} + N_{rz} + N_{zz} - \frac{G}{2} - P_{\text{zимп}}; \\ \frac{I\ddot{\phi}}{2} &= \sum_{i=1}^{NK} \left\{ N_{zpi} \left[l_{\sigma i} - R\cos\beta_i - \Delta X_i \right] \right\} - \\ &- l_p N_{rz} + l_z N_{zz} + N_{rx} (H_2 + Z) + N_{zx} (H_2 + Z) - M_{\text{имп}}, \end{split} \tag{4}$$

где $P_{\rm zимп}$ — проекция силы $P_{\rm имп}$ на вертикальную ось; $M_{\rm имп}$ — момент силы $P_{\rm имп}$ относительно центра тяжести машины.

Необходимо также иметь в виду, что кратковременность действия импульса накладывает определенные требования к численным методам решения. Если задача интегрирования системы дифференциальных уравнений (4) решается методом Рунге-Кутта, необходимо использовать достаточно мелкий шаг интегрирования.

Выводы. Использование данной математической модели колебаний гусеничной машины позволяет учитывать особенности воздействия единичной возмущающей силы на корпус транспортного средства и оценивать ее влияние на колебания подрессоренного корпуса. Это дает возможность проводить комплексные исследования колебаний военных гусеничных машин и выбирать параметры элементов и узлов ходовой части с учетом требований технического задания на проектирование.

Литература: 1. Обзоров В.С. Развитие систем подрессоривания танков. / В.С. Обзоров, А.С. Стамбровский, Б.Н. Шадов // Зарубежное военное обозрение. −1984. ¬№.5. ¬С.54-62. 2. Западногерманский танк «Леопард-2». // Зарубежная военная техника. Обзоры. Бронетанковая техника и вооружение. −1983. ¬Вып.14(14). ¬С.14-36. 3. Колебания в транспортных машинах: Монография / Е.Е.Александров, Я.В.Грита и др. ¬Харьков: ХГПУ, 1996. ¬256 с. 4. Певзнер Я.М. Исследование на ЭВМ влияния характеристик амортизаторов на колебания автомобиля / Я.М. Певзнер, А.Д. Конев // Автомобильная промышленность. −1969. ¬№11. ¬С.8-11. 5. Дущенко В.В. Постановка задачи оптимизации параметров системы подрессоривания транспортной гусеничной машины / В.В. Дущенко, С.М. Воронцов // Вестник НТУ "ХПИ". Сб. науч. трудов. Сер:»Транспортное машиностроение. ¬ Х.: НТУ «ХПІ». ¬ 2000. ¬ Вып. 101. ¬ С. 37—41.

Bibliography (transliterated): 1. Obzorov V.S. Razvitie sistem podressorivaniya tankov. / V.S. Obzorov, A.S. Stambrovskij, B.N. SHadov // Zarubezhnoe voennoe obozrenie. −1984. −№.5. −S.54-62. 2. Zapadnogermanskij tank «Leopard-2». // Zarubezhnaya voennaya tekhnika. Obzory. Bronetan-kovaya tekhnika i vooruzhenie. −1983. −Vyp.14(14). −S.14-36. 3. Kolebaniya v transportnyh ma-shinah: Monografiya / E.E.Aleksandrov, YA.V.Grita i dr. −Har'kov: HGPU, 1996. −256 s. 4. Pevz-ner YA.M. Issledovanie na EHVM vliyaniya harakteristik amortizatorov na kolebaniya avtomo-bilya / YA.M. Pevzner, A.D. Konev // Avtomobil'naya promyshlennost'. −1969. −№11. −S.8-11. 5. Dushchenko V.V. Postanovka zadachi optimizacii parametrov sistemy podressorivaniya transportnoj gusenichnoj mashiny / V.V. Dushchenko, S.M. Voroncov // Vestnik NTU "HPI". Sb. nauch. trudov. Ser:»Transportnoe mashinostroenie. −H.: NTU «HPI». − 2000. − Vyp. 101. −S. 37-41.

Воронцов С.М., Ярмак М.С.

МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ ОДИНИЧНОЇ СИЛИ НА КОЛИВАННЯ ПІДРЕСОРЕНОЇ ЧАСТИНИ КОРПУСУ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ

Для вирішення задач вибору раціональних параметрів системи підресорювання та комплексного дослідження коливань військових гусеничних машин розроблена математична модель, яка дозволяє враховувати особливості впливу одиничної сили на корпус транспортного засобу та оцінити її вплив на коливання підресорного корпусу.

Воронцов С.Н., Ярмак Н.С.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ЕДИНИЧНОЙ ВОЗМУЩАЮЩЕЙ СИЛЫ НА КОЛЕБАНИЯ ПОДРЕССОРЕННОЙ ЧАСТИ КОРПУСА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Для решения задачи выбора рациональных параметров системы подрессоривания и комплексного исследования колебаний военных гусеничных машин разработана математическая модель, которая позволяет учитывать особенности воздействия единичной возмущающей силы на корпус транспортного средства и оценивать ее влияние на колебания подрессоренного корпуса.

S. Vorontsov, N. Yarmak

MODELING THE IMPACT OF THE SINGLE PERTURBING FORCE ON VIBRATION OF THE SUBSCRIPTION PART CASE OF THE TRACK MACHINE

To solve the problem of choosing rational parameters of the cushioning system and a comprehensive study of the vibrations of military caterpillars, a mathematical model has been developed that allows one to take into account the specific effects of a single perturbing force on the vehicle body and to evaluate its effect on the oscillations of the sprung body.

Літвінов О.В., ад'юнкт

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОЦІНЮВАННЯ ПОКАЗНИКІВ ДИНАМІКИ ТА ОПОРУ РУХУ СПЕЦІАЛЬНОЇ КОЛІСНОЇ ТЕХНІКИ

Вступ. Доведено адекватність запропонованого методу експериментального оцінювання показників динамічності та опору руху спеціальної колісної техніки, яка пройшла модернізацію та нових зразків, які поступають на оснащення Національної гвардії України в умовах максимального приближення до реальної військової експлуатації та бойового застосування. Обчислено динамічний фактор автомобілів, що можуть бути у складі парку військової техніки Національної гвардії (НГ) України. Визначено експериментальним шляхом параметри динаміки та опору руху.

Постановка проблеми. Важливою складовою парку військової техніки НГ України є спеціальна колісна техніка (СКТ), що використовується у службово-бойовій діяльності для перевезення особового складу, озброєння, боєприпасів, спеціального обладнання та засобів до місць виконання службово-бойових завдань, тощо [1]. На сьогоднішній день існуючий парк СКТ НГ України характеризується значною різномарочністю і великою кількістю модифікацій, при цьому в значній мірі він представлений застарілими зразками, які не у повній мірі відповідають сучасним умовам використання. Становлення НГ України, як нової силової структури, створеної на базі внутрішніх військ Міністерства внутрішніх справ (МВС), супроводжується поступовою зміною новими або модернізованими зразками СКТ. При цьому замовником виробів СКТ виступає МВС або безпосередньо НГ України [1]. Для прийняття на озброєння нових або модернізованих зразків СКТ повинна пройти державні випробування [2] для підтвердження заявлених тактико-технічних характеристик (ТТХ) з урахуванням умов їх експлуатації. Найбільша увага під час випробувань, виходячи з призначення СКТ, повинна приділятися саме динамічним властивостям та оцінці їх показників. Тому актуальною задачею ϵ розробка методу експериментального оцінювання показників динамічності та опору руху спеціальної колісної техніки під час проведення дорожніх випробувань.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Виготовлення та модернізація СКТ повинні проводитися з додержанням затверджених вимог [3], зокрема, до наступних показників:

- максимальна швидкість руху по шосе не менше 85-100 км/год;
- мінімальна стійка швидкість 2-3 км/год;
- максимальний динамічний фактор на нижчій передачі у КПП та РК 0,7-0,9, а на прямій передачі 0,06-0,15;
 - вага буксируємого причепа до 70 % від повної маси автомобіля;
- середня швидкість руху по дорогам з твердим покриттям 40-50 км/г, по грунтовим 30-40 км/год;
- середня швидкість руху по дорогам, які розмоклі та засніжені або колонним шляхам – 15-20 км/год;
 - впевнено подолання труднопрохідних ділянок місцевості;
- подолання крутих підйомів до 35^0 , затяжних спусків, косогорів до 25^0 , порогових перешкод висотою 0.8-1.0 та ровів шириною 1.0-1.3 радіуса колеса.

© О.В. Літвінов, 2017

При цьому у роботах [4, 5] вказано, що випробування військової техніки повинні забезпечувати:

- максимальне приближення до реальних умов експлуатації об'єкта випробувань характерних до реальної військової експлуатації та бойового застосування техніки;
- забезпечення максимальної достовірності результатів випробувань використання адекватних методів та засобів випробувань;
- скорочення трудомісткості та вартості випробувальних робіт використання різних засобів автоматизації випробувань.

Метод оцінки динамічних (тягових) властивостей автомобіля, що визначають можливу швидкість руху автомобіля на дорогах з різним опором коченню, розроблений академіком Є.А. Чудаковим [7, 8]. Його динамічна характеристика, що запропонована в 1928 р., є загальноприйнятою до теперішнього часу. Динамічна характеристика являє собою залежність динамічного фактора D від швидкості V_a і розраховується на різних передачах [7, 8]. Динамічний фактор визначається з відомого співвідношення [7, 8]

$$D = \frac{P_k - P_w}{G} = \Psi + \frac{\delta}{g} \cdot \dot{V},\tag{1}$$

де $P_{K}\,$ – тягова сила на ведучих колесах автомобіля;

 P_W – сила аеродинамічного опору;

G – повна вага автомобіля;

Ч – сумарний коефіцієнт опору руху;

 δ – коефіцієнт, враховуючий вплив інерції обертових мас;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9.81 \, \text{м/c}^2$;

 \dot{V} – прискорення автомобіля.

$$P_{w} = kF \cdot V_{a}^{2} = C_{X} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot F \cdot V_{a}^{2}, \tag{2}$$

де k – коефіцієнт опору повітря,

F – площа лобового перетину автомобіля в поперечній площині;

 V_a – швидкість автомобіля;

 C_X – коефіцієнт аеродинамічного опору [8, 10] (коефіцієнт обтічності);

 ρ – густина повітря.

Визначати динамічний фактор прийнято теоретичним шляхом у зв'язку з тим, що виникають труднощі по його визначенню як на стендах з біговими барабанами, так і дорожнім методом. Силу аеродинамічного опору також зазвичай підраховують аналітично, задаючи табличні коефіцієнти опору повітря, що дає значну похибку при визначенні [7, 8] та лише імітує реальні умови руху. Дорожні методи випробування в свою чергу потребують використання коштовного обладнання.

Відомі методи врахування реальних умов при використанні методу вибігу [11]. Однак метод вибігу дозволяє визначити середні по довжині вибігу автомобіля показники дорожнього і аеродинамічного опору. Метод одноразового вибігу вимагає спеціального устаткування, складний і трудомісткий. Більш простим і доступним є метод двора-

зового вибігу. Однак зазначені методи не дозволяють розділити опір коченню і опір аеродинамічної сили. Автори роботи [12] пропонують шлях вибігу автомобіля з різних швидкостей оцінити уповільненням, а потім по раніше виведеним формулам знайти коефіцієнт опору повітря і коефіцієнт опору коченню. Недолік вказаного методу — необхідність попереднього визначення коефіцієнта врахування впливу швидкості на опір кочення. Усі наведені вище методи пропонують визначати параметри опору руху спеціальної колісної техніки, яка сталої величини, але як відомо з робіт [7 — 10], параметри опору руху змінюються від швидкості.

Таким чином, існуючі на даний час методи [6] не дають в повній мірі оцінити тягово-швидкісні показники. Відсутні методи по визначенню динамічного фактору в дорожніх умовах, що не відповідає вимогам [4, 5] до ефективності випробувань. Вказані питання потребують подальших досліджень.

Мета і постановка задач дослідження. Метою дослідження є експериментальне оцінювання показників динамічності та опору руху спеціальної колісної техніки, яка пройшла модернізацію та нових зразків, які поступають на оснащення НГУ в умовах максимального приближення до реальної військової експлуатації та бойового застосування СКТ. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання дослідження:

- обчислити динамічний фактор автомобілів, що можуть бути у складі парку військової техніки НГ України;
 - визначити експериментальним шляхом параметри динаміки та опору руху.

Обчислення динамічного фактору автомобілів. З використанням методів класичного тягового розрахунку [7, 8] та за допомогою залежностей (1) – (2) визначимо динамічний фактор машин з колісною формулою 4×4 , 6×6 та броньованих автомобілів або бронетранспортерів (БТР), що можуть бути використані у складі парку військової техніки НГ України. Динамічний фактор автомобілів з колісною формулою 6×6 наведено у табл. 1, 4×4 – у табл. 2, броньованих автомобілів (БТР) – у табл. 3.

Доцільним є визначення динамічного фактору та параметрів опору руху із застосуванням мікропроцесорного комплексу, розробленого у ХНАДУ [11] та адаптованого автором до випробувань СКТ. Величини, що отримані у реальних умовах експлуатації під час випробувань необхідно порівняти із теоретичними величинами. Для цього потрібно реєструвати лінійні прискорення за допомогою акселерометрів.

Динамічний фактор автомобілів з колісною формулою 6×6

Таблиця 1

№	Марка автомобіля	ДФ на1 передачі 3 РК	ДФ на1 передачі без РК	ДФ навищій передачі без РК
1.8	Урал-4320	0,89	0,54	0,048
2.8	ЗИЛ-157	0,61	0,31	0,033
3.8	ЗИЛ-131	0,61	0,29	0,036
4.8	Урал-375Д	0,61	0,37	0,032
5.8	ЗИС-151	0,58	0,29	0,027
6.8	КрАЗ-214	0,57	0,29	0,029

7.8	КамАЗ-4310	0,52	0,28	0,032
8.8	КрАЗ-255Б	0,47	0,25	0,019
9.8	KpA3-260	0,44	0,34	0,023
10.8	КрАЗ-6322	0,44	0,32	0,026

Таблиця 2

Динамічний фактор автомобілів з колісною формулою 4×4

№	Марка автомобіля	ДФ на 1 передачі 3 РК	ДФ на 1 передачі без РК	ДФ на вищій передачі без РК
1.8	ГАЗ-66-01	0,83	0,42	0,058
2.8	ГАЗ-62	0,77	0,50	0,072
3.8	ГАЗ-69	0,75	0,31	0,082
4.8	ГАЗ-63	0,74	0,38	0,055
5.8	УАЗ-469	0,73	0,37	0,085
6.8	MA3-502	0,66	0,36	0,033
7.8	УАЗ-3151	0,61	0,32	0,077
8.8	КрАЗ-5233	0,61	0,44	0,036
9.8	MA3-5434	0,48	0,43	0,033

Таблиця 3

Линамічний фактор броньованих автомобілів (БТР)

Динамічний фактор броньованих автомобілів (БТР)							
№	Марка автомобіля	ДФ на 1 передачі з РК	ДФ на 1 передачі без РК	ДФ на вищій передачі без РК			
1	2	3	4	5			
1.8	БТР-70	0,84	0,45	0,063			
2.8	БТР-4	0,76	0,24	0,040			
3.8	БТР-60ПБ	0,75	0,38	0,055			
4.8	БТР-80	0,73	0,40	0,062			
5.8	БРДМ-2	0,69	0,35	0,048			
6.8	ГАЗ-40 (БТР-40)	0,65	0,33	0,048			
7.8	ЗИС-152 (БТР-152)	0,65	0,33	0,031			

8.8	KpA3 – Shrek	0,55	0,40	0,031
9.8	Козак-001	0,55	0,28	0,024
10.8	Варта	0,49	0,44	0,034
11.8	KpA3 –Fiona	0,48	0,35	0,041
12.8	БТР-3(DEUTZ BF6)	0,42	0,23	0,049
13.8	В БТР-3(MTU6R106)	0,42	0,23	0,049

Експериментальне визначення параметри динаміки та опору руху.

Використаємо метод визначення параметрів опору руху спеціальної колісної техніки в дорожніх умовах, що наведено у роботі [13]. Сумарний коефіцієнт дорожнього опору можна визначити з наступної залежності

$$\psi = \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{\dot{V}_{1}^{X} \cdot \omega_{2}^{2} \cdot \left(\frac{\varepsilon_{2} \cdot \dot{V}_{2A} + \omega_{2}^{2} \cdot \dot{V}_{2B}}{\varepsilon_{2}^{2} + \omega_{2}^{4}} + \frac{Y_{AB}}{2} \right) - \dot{V}_{2}^{X} \cdot \omega_{1}^{2} \cdot \left(\frac{\varepsilon_{1} \cdot \dot{V}_{1A} + \omega_{1}^{2} \cdot \dot{V}_{1B}}{\varepsilon_{1}^{2} + \omega_{1}^{4}} + \frac{Y_{AB}}{2} \right)}{\omega_{1}^{2} \cdot \left(\frac{\varepsilon_{1} \cdot \dot{V}_{1A} + \omega_{1}^{2} \cdot \dot{V}_{1B}}{\varepsilon_{1}^{2} + \omega_{1}^{4}} + \frac{Y_{AB}}{2} \right) - \omega_{2}^{2} \cdot \left(\frac{\varepsilon_{2} \cdot \dot{V}_{2A} + \omega_{2}^{2} \cdot \dot{V}_{2B}}{\varepsilon_{2}^{2} + \omega_{2}^{4}} + \frac{Y_{AB}}{2} \right)} \right), (3)$$

де ω – кутова швидкість;

 \mathcal{E} – кутове прискорення;

 Y_{AB} – відстань між датчиками у бічній площини.

Коефіцієнт аеродинамічного опору визначимо наступним чином

$$C_{X} = \frac{2}{\rho} \cdot \frac{m}{F} \cdot \frac{\dot{V}_{1}^{X} - \dot{V}_{2}^{X}}{\omega_{2}^{2} \cdot \left(\frac{\varepsilon_{2} \cdot \dot{V}_{2A} + \omega_{2}^{2} \cdot \dot{V}_{2B}}{\varepsilon_{2}^{2} + \omega_{2}^{4}} + \frac{Y_{AB}}{2}\right) - \omega_{1}^{2} \cdot \left(\frac{\varepsilon_{1} \cdot \dot{V}_{1A} + \omega_{1}^{2} \cdot \dot{V}_{1B}}{\varepsilon_{1}^{2} + \omega_{1}^{4}} + \frac{Y_{AB}}{2}\right)}, \quad (4)$$

де m – маса автомобіля;

F – площа лобового перетину автомобіля в поперечній площині.

Як об'єкт експериментальних досліджень обираємо спеціалізований броньований автомобіль КрАЗ – 6322-02 (див. рис. 1) підвищеної прохідності, колісної формули 6×6, призначений для оперативної доставки особового складу військових підрозділів по дорогам з різноманітним покриттям, бездоріжжю та місцевості. Основні технічні характеристики досліджуваного автомобіля наведені у табл. 4. Дослідження проводилися на полігоні ХК «АвтоКрАЗ». Визначена за допомогою мікропроцесорного комплексу [11] залежність лінійного прискорення від часу руху наведена на рис. 2.

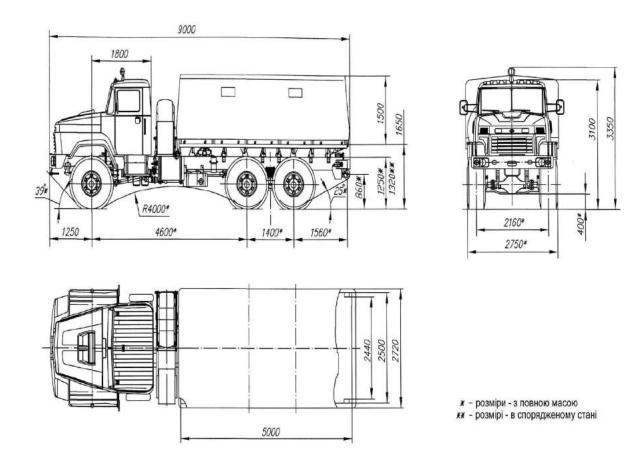


Рис. 1. Зовнішній вигляд досліджуваного автомобіля КрАЗ – 6322-02

 $\it Tаблиця~4$ Технічні характеристики досліджуваного автомобіля $\it KpA3-6322-02$

технічні характеристики досліджуваного автомоогля крАЗ – 0322-02				
Технічні характеристики	Показники			
1	2			
Колісна формула	6×6			
Маса спорядженого автомобіля, кг	12900			
Повна маса автомобіля, кг	25200			
– що припадає на передню вісь, кг	6000			
– що припадає на задній візок, кг	6900			
Корисне навантаження, кг	12000			
Двигун	ЯМЗ-238ДЕ2, дизельний, з турбонаддувом			
Робочий об'єм, л	14,86			
Потужність, кВт (к. с.)	243 (330) при 2100 об/хв.			
Макс. крутильний момент, Нм (кгс⋅м)	1274 (130) при 1200–1400 об/хв.			
Коробка передач	механічна, дводіапазонна, восьмиступенева			
Роздавальна коробка	механічна, двоступенева			
Шини	530/70R21			
Максимальна швидкість, км/год.	85			
Максимальний подоланий підйом, %	58			
Радіус повороту габаритний, м	13,5			

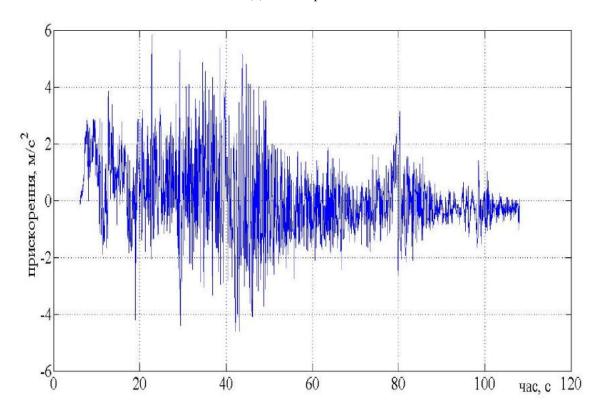


Рис. 2. Залежність $\dot{V}(t)$ автомобіля КрАЗ – 6322-02

Залежність швидкості від часу руху досліджуваного автомобіля наведена на рис. 3.

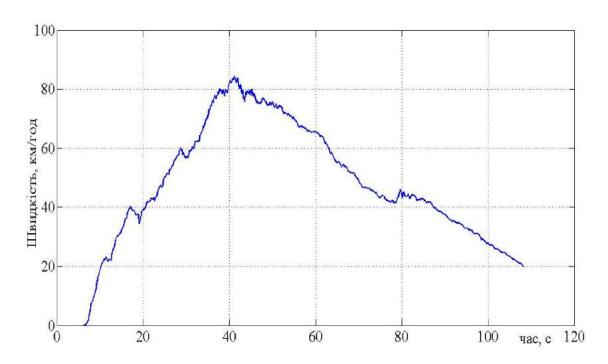


Рис. 3. Залежність V(t) автомобіля КрАЗ – 6322-02

Залежність сумарного коефіцієнту дорожнього опору та коефіцієнту аеродинамічного опору від швидкості руху наведено відповідно на рис. 4 та 5.

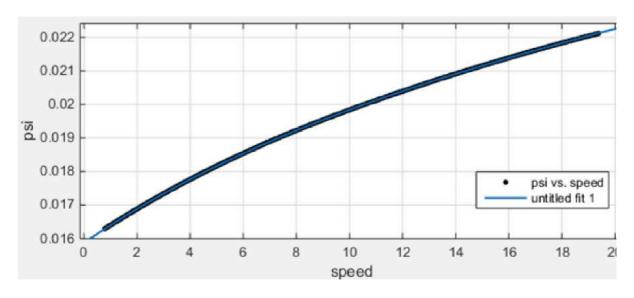


Рис. 4. Залежність $\psi(V)$ автомобіля КрАЗ – 6322-02

Аналіз рис. 4 та 5 показує, що отримані величини сумарного коефіцієнту дорожнього опору відповідають табличним значенням для опорної поверхні полігону ХК «АвтоКрАЗ». Коефіцієнт аеродинамічного опору зменшується з ростом швидкості за експоненціальною залежністю.

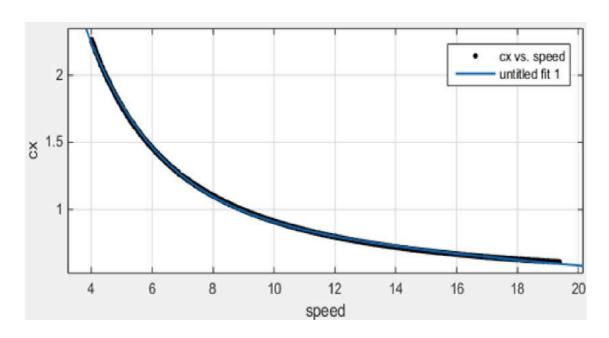


Рис. 5. Залежність $c_{x}(V)$ автомобіля КрАЗ – 6322-02

До обговорення

Динамічний фактор визначимо на нижчій (рис. 6) та прямій (рис. 7) передачах. Суцільною лінією на рис. 6-7 наведено розрахункові величини, пунктиром – отримані експериментально.

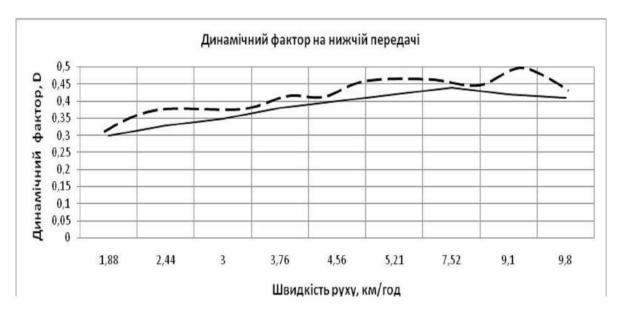


Рис. 6. Залежність динамічного фактору автомобіля KpA3 – 6322-02 від швидкості його руху на нижчій передачі

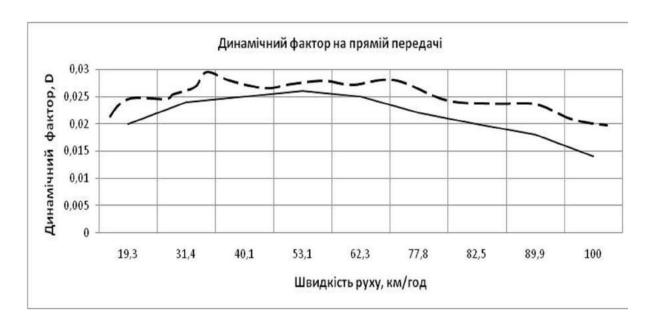


Рис. 7. Залежність динамічного фактору автомобіля KpA3 – 6322-02 від швидкості його руху на прямій передачі

Аналіз рис. 6—7 та даних табл. 3 показує, що похибка визначення максимальної величини динамічного фактору на нижчій передачі складає 12,7 %, а на прямій передачі 8,9 %. Похибка визначення динамічного фактору пов'язана з вибором табличних значень параметрів опору руху при теоретичному розрахунку, що не відповідає реальним Mexanika ma машинобудування, 2017, № 1

умовах експлуатації. Експериментальне отримання показників динаміки дозволяє знизити максимальну величину похибки до 3 % та це не потребує складного або надмірно коштовного обладнання.

Висновки

- 1.8 Доведено адекватність запропонованого методу експериментального оцінювання показників динамічності та опору руху спеціальної колісної техніки, яка пройшла модернізацію та нових зразків, які поступають на оснащення НГУ в умовах максимальне приближення до реальної військової експлуатації та бойового застосування СКТ.
- 2.8 Отримані величини сумарного коефіцієнту дорожнього опору відповідають табличним значенням для опорної поверхні полігону ХК «АвтоКрАЗ». Коефіцієнт аеродинамічного опору зменшується з ростом швидкості за експоненціальною залежністю.
- 3.8 Похибка визначення максимальної величини динамічного фактору на нижчій передачі складає 12,7 %, а на прямій передачі 8,9 %. Похибка визначення динамічного фактору пов'язана з вибором табличних значень параметрів опору руху при теоретичному розрахунку, що не відповідає реальним умовах експлуатації. Експериментальне отримання показників динаміки дозволяє знизити максимальну величину похибки до 3 % та це не потребує складного або надмірно коштовного обладнання.

Література. 1. Кайдалов Р. О. Оцінка показників динамічності броньованих автомобілів при визначальних випробуваннях / Р. О. Кайдалов, О. В. Літвінов // Збірник тез доповідей науково – практичної конференції, 27 жовтня 2016. / Нац. академія НГУ. – Харків, 2016. – С. 55 – 56. **2.** ГОСТ 16504-81. Система государственных испытаний продукции. испытания и контроль качества продукции. основные термины и определения. – Введ. 1982-01-01. – М.: Стандартинформ, 2009 – 24 с. 3. Армейские автомобили. Теория / А. С. Антонов [и др.] – М.: – Военное издательство МО СССР, 1970. – 543 с. 4. Программно-целевое планирование развития и научно-техническое сопровождение вооружения и военной техники. Учебное пособие : в 3-х т /Б. А. Демидов [и др.]; под ред. Б. А. Демидова. – Харьков: XBV, 1997. – Т. 3. – 552 с. **5.** Демидов Б. А. Теория и методы военно-научных исследований вооружения и военной техники. Б.А. Демидов. – Харьков: Издание академии MO СССР, 1990 – 558 с. **6.** ГОСТ 22576-90. Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний (СТ СЭВ 6893-89). – Введ. 1992-01-01. – М.: Изд.-во. стандартов, 1996. – 13 с. 7. Чудаков Е. А. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. — М. — Л. : Машгиз, 1940. — 396 с. **8.** Чудаков Е. А. Теория автомобиля / E.A. Чудаков. – M. : Машгиз, 1950. – 343 с. **9.** Аэродинамика автомобиля [под ред. B. $\Gamma.$ Гухо; пер.с нем. Н. А. Юниковой; под ред. С. П. Загородникова]. – М.: Машиностроение, 1987. – 424 с. 10. Аэродинамика автомобиля [сборник статей; пер. с англ. Ф. Н. Шклярчука; под ред. Э. И. Γ риголюка]. — М.: Машиностроение, 1984. — 376 с. 11. Подригало М. А. Метод визначення сумарної сили опору руху автомобіля за допомогою датчиків лінійних прискорень / М. А. Подригало, А. І. Коробко, Д. М. Клец, О. О. Назарько // Наукові нотатки Луцького національного технічного університету. Міжвузівський збірник. — Луцьк, 2010. — Bun. 78. — C. 432 — 434. **12.** Рабинович Э. Х. Расчет коэффициентов сопротивлений движению автомобиля по пути выбега / Э. Х. Рабинович, В. П. Волков, Е. А. Белогуров // Вестник ХНАДУ. / Харківський Національний автомобільно — дорожній університет. — Харків, 2012. — № 44. — С. 30 - 35. 13. Літвінов О. В. Метод визначення параметрів опору руху спеціальної колісної техніки в дорожніх умовах / О. В. Літві-

нов // Збірник науковий праць Національної академії національної гвардії України. / Національна академія $H\Gamma$ України. — Харків, 2017. — Вип. 1(29). — C. 48 - 51.

Bibliography (transliterated): 1. Kaydalov R. O. Otsinka pokaznikiv dinamichnosti bronovanikh avtomobiliv pri viznachalnikh viprobuvannyakh / R. O. Kaydalov. O. V. Litvinov // Zbirnik tez dopovidey naukovo – praktichnoï konferentsiï. 27 zhovtnya 2016. / Nats. akademiya NGU. – Kharkiv. 2016. – S. 55 – 56. 2. GOST 16504-81. Sistema gosudarstvennykh ispytaniy produktsii. ispytaniya i kontrol kachestva produktsii. osnovnyye terminy i opredeleniya .- Vved. 1982-01-01.-M.: Standartinform. 2009–24 s. 3. Armeyskiye avtomobili. Teoriya / A. S. Antonov [i dr.] – M.: – Voyennoye izdatelstvo MO SSSR. 1970. - 543 s. 4. Programmno-tselevoye planirovaniye razvitiya i nauchnotekhnicheskove soprovozhdenive vooruzheniva i vovennov tekhniki. Uchebnove posobive : v 3-kh t /B. A. Demidov [i dr.]; pod red. B. A. Demidova. – Kharkov: KhVU. 1997. – T. 3. – 552 s. 5. Demidov B. A. Teoriya i metody voyenno-nauchnykh issledovaniy vooruzheniya i voyennoy tekhniki. B. A. Demidov. - Kharkov: Izdaniye akademii MO SSSR. 1990 - 558 s. 6. GOST 22576-90. Avtotransportnyye sredstva. Skorostnyye svoystva. Metody ispytaniy (ST SEV 6893-89). – Vved. 1992-01-01. – M.: Izd.-vo. standartov. 1996. – 13 s. 7. Chudakov E. A. Teoriya avtomobilya / E. A. Chudakov. - M. - L.: Mashgiz. 1940. - 396 s. 8. Chudakov E. A. Teoriya avtomobilya / E. A. Chudakov. - M.: Mashgiz. *1950*. 343 Aerodinamika avtomobilya [pod V. G. Gukho; per.s nem. N. A. Yunikovoy; pod red. S. P. Zagorodnikova]. – M.: Mashinostroyeniye. 1987. – 424 s. 10. Aerodinamika avtomobilya [sbornik statey; per.sangl. F. N. Shklyarchuka; pod red. E. I. Grigolyuka]. – M.: Mashinostroyeniye. 1984. – 376 s. 11. Podrigalo M. A. Metod viznachennya sumarnoï sili oporu rukhu avtomobilya za dopomogoyu datchikiv liniynikh priskoren / M. A. Podrigalo. A. I. Korobko. D. M. Klets. O. O. Nazarko // Naukovi notatki Lutskogo natsionalnogo tekhnichnogo universitetu. Mizhvuzivskiy zbirnik. – Lutsk. 2010. – Vip. 78. – S. 432 – 434. 12. Rabinovich E. Kh. Raschet koeffitsiyentov soprotivleniy dvizheniyu avtomobilya po puti vybega / E. Kh. Rabinovich. V. P. Volkov. E. A. Belogurov // Vestnik KhNADU. / Kharkivskiy Natsionalniy avtomobilno – dorozhniy universitet. – Kharkiv. 2012. – $N_{2}44$. – S. 30 – 35. 13. Litvinov O. V. Metod viznachennya parametriv oporu rukhu spetsialnoï kolisnoï tekhniki v dorozhnikh umovakh / O. V. Litvinov // Zbirnik naukoviv prats Natsionalnoï akademiï natsionalnoï gvardiï Ukraïni. / Natsionalna akademiva NG *Ukraïni.* – *Kharkiv.* 2017. – *Vip.* 1(29). – *S.* 48 – 51.

Літвінов О.В.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОЦІНЮВАННЯ ПОКАЗНИКІВ ДИНАМІКИ ТА ОПОРУ РУХУ СПЕЦІАЛЬНОЇ КОЛІСНОЇ ТЕХНІКИ

Обчислено динамічний фактор автомобілів, що можуть бути у складі парку військової техніки Національної гвардії України. Визначено експериментальним шляхом параметри динаміки та опору руху.

Литвинов А.В.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОЦЕНИВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИНАМИКИ И СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ СПЕЦИАЛЬНОЙ КОЛЕСНОЙ ТЕХНИКИ

Вычислено динамический фактор автомобилей, которые могут быть в составе парка военной техники Национальной гвардии Украины. Определены экспериментальным путем параметры динамики и сопротивления движению.

A. Litvinov

EXPERIMENTAL ESTIMATION OF INDICATORS OF DYNAMICS AND RESISTANCE TO THE MOTION OF SPECIAL WHEEL TECHNIQUES

The dynamic factor of cars that can be a part of the military hardware park of the National Guard of Ukraine is calculated. The parameters of dynamics and resistance to movement are determined experimentally.

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 напрямами:

- •8 теоретична механіка,
- •8 прикладна механіка,
- •8 машинознавство,
- •8 динаміка та міцність машин,
- •8 транспортне машинобудування,
- •8 управління в технічних системах,
- •8 технологія машинобудування,
- •8 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. Репензія 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:
 - •8 повні прізвище, ім'я та по-батькові кожного з авторів;
 - •8 їх місце роботи та посада, науковий ступінь, вчене звання;
 - •8 контактний телефон.

СКЛАДОВІ СТАТТІ:

- 1. Код УДК.
- 2. Прізвища і Ініціали авторів, науковий ступінь (при його наявності).
- 3. Назва статті.
- 4. Текст статті.
- 5. 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).
- 6. Транслітерація списку літератури.
- 7. Анотації українською, російською та англійською мовами. (Обсяг анотації до 5 рядків).

Складові статті відокремлюються одна від одної порожнім рядком.

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ СТАТТІ (див. **ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ ТЕКСТУ СТАТТІ**):

- 1. Параметри сторінок та тексту:
- -8 розмір аркуша А4 (210×297 мм);
- -8 ліве, праве поля 25 мм, верхнє 23 мм, нижнє 27 мм;
- -8 відступ від краю до колонтитула: верхній 16 мм, нижній 22 мм.
- -8 шрифт Times New Roman, стиль звичайний;
- **-8** розмір шрифту 12 пт;
- -8 інтервал між рядками -1;
- -8 застосовувати автоматичну розстановку переносів;
- **-8** абзацний відступ 12,5 мм;
- -8 вирівнювання абзацу по ширині;
- 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:

Стиль (математичний) Розмір Размеры Формат синволов Полужирный Наклонный OK Times New Roman 14 пт Обычный Отмена Times New Roman Функция Times New Roman Перененная... $(1+B)^2$ 9 пт Крупный индекс Отмена Стр. греческие . Пр. греческие . . Symbol 7 пт Мелкий индекс Метрице-вектор Times New Roman Применить Крупный символ 18 пт Hicha Times New Roman 11 пт Мелкий символ По умолчанию Любой

3. Pисунок 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 і розташовується після посилання на нього. Рекомендуються використовувати чорно-білу палітру, якість відтворення рисунків кольорової палітри не гарантується. Якщо рисунків декілька, то вони нумеруються. Підрисуночний підпис: Рис. 1. Назва (якщо ε). Підпис центрується, шрифт – 11 пт.

Символи на рисунку повинні бути близькими за розміром до основного тексту. Частини рисунку позначаються під рисунком літерами a, δ 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, δ).

- 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 має бути *структурованим* відповідно до вимог МОНУ до наукових публікацій. Стаття подається єдиним файлом та виконується з форматуванням одним розділом в редакторі WORD. Між підрозділами статті пропускається один рядок. Сторінки альбомної орієнтації в тексті не допускаються (ілюстрації та таблиці альбомної орієнтації на повну сторінку розміщаються шляхом їх повороту в межах сторінки портретної орієнтації). У тексті рекомендується використовувати тире середньої довжини.
- 6. Список літератури та його транслітерація надаються *курсивом*, шрифт -11 пт. Нумерація літератури напівжирним шрифтом.

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

$$x = Fx + Gu_{,x}(0) = x_{0},$$
 (1)

где x - ..., F - ..., G - ...

Квадратичный критерий качества имеет вид...

	Таблица І					
	Гамильтонова матрица					

Рис. 4. Схема расположения ... : a – характеристика ... ; δ – 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. — T.5, №3. — C.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 linej-nyh 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 ograniche-nij / A.Ja. Dubovickij, A.A. Miljutin // Zhurnal vychislitel'noj matematiki i matematicheskoj fiziki. – 1965. – T.5, №3. – S. 395 – 453.

Іванов В.Б., Петров К.П., Соколова І.С.

ЛІНІЙНА КВАДРАТИЧНА ЗАДАЧА ІЗ СИНГУЛЯРНОЮ ГАМІЛЬТОНОВОЮ МАТРИЦЕЮ

За використанням методу простору станів, наведено рішення лінійної квадратичної задачі із сингулярною Гамільтоновою 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...

V. Ivanov, K. Petrov, I. Sokolova

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 РОЗГЛЯ-ДАЮТЬСЯ.

Документи, подані до редакційної колегії, авторам не повертаються.

Редакційна колегія

Наукове видання

Науково-технічний журнал

МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

1'2017

Технічний редактор О.М. Ярмак

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації: Серія КВ № 3648 від 27.01.1999 р.

Підп. до друку 13.10.2017 р. Формат 60х84 1/8. Папір офісний. Riso-друк. Гарнітура Таймс Ум. друк. арк. 32. Наклад 300 прим. 1-й 3-д 1-60. Зам. № 168. Ціна договірна

Видавець і виготовлювач Видавничий центр НТУ «ХПІ», вул. Кирпичова, 2, м. Харків-2, 61002

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 5478 від 21.08.2017 р.