

# ВЕСТНИК НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА "ХПИ"

*Сборник научных трудов  
Тематический выпуск  
"Транспортное машиностроение"*

**47'2009**

Издание основано Национальным техническим университетом  
"Харьковский политехнический институт" в 2001 году

**Государственное издание**  
Свидетельство Госкомитета по  
информационной политике Украины  
КВ.№ 5256 от 2 июля 2001 года

## **КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ:**

### **Председатель**

Л.Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, д-р техн. наук, проф.

### **Секретарь координационного совета**

К.А. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц.

А.П. Марченко, д-р техн. наук, проф.;  
Е.И. Сокол, д-р техн. наук, проф.;  
Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.;  
Л.М. Бесов, д-р ист. наук, проф.;  
А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;  
М.Д. Годлевский, д-р техн. наук, проф.;  
А.И. Грабченко, д-р техн. наук, проф.;  
В.Д. Дмитриенко, д-р техн. наук, проф.;  
В.В. Елифанов, канд. техн. наук, проф.;  
Ю.И. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;  
П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.;  
В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.;  
В.И. Кравченко, д-р техн. наук, проф.;  
В.С. Луликов, д-р техн. наук, проф.;  
О.К. Морачковский, д-р техн. наук, проф.;  
П.Г. Перерва, д-р экон. наук, проф.;  
В.А. Пуляев, д-р техн. наук, проф.;  
М.И. Рыщенко, д-р техн. наук, проф.;  
В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;  
Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.;  
Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.;  
Н.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

## **РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:**

### **Ответственный редактор:**

В.В. Елифанов, канд. техн. наук, проф.

### **Зам. ответственного редактора:**

А.В. Рогов, канд. техн. наук.

### **Ответственный секретарь:**

А.А. Зарубина, канд. техн. наук, проф.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.;  
Д.О. Волонцевич, д-р техн. наук, доц.;  
В.И. Омеляненко, д-р техн. наук, проф.;  
И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, проф.;  
В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;  
Н.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.;

## **АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ:**

61002, Харьков, ул. Фрунзе, 21, НТУ "ХПИ",  
Деканат факультета транспортного  
машиностроения  
Тел. (057)-707-63-81

**Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут".** Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2009. – № 47. – 200 с.

У збірнику представлені теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, науковими співробітниками різних організацій та установ.

Для викладачів, наукових співробітників, спеціалістів.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты исследований и разработок, выполненных преподавателями высшей школы, аспирантами, научными сотрудниками различных организаций и предприятий.

Для преподавателей, научных сотрудников, специалистов.

**Друкується за рішенням Вченої ради НТУ "ХПІ"  
протокол № 13 від 25 грудня 2009 р.**

© Національний технічний університет "ХПІ"

# АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

УДК 629.114.5:621.43.004.15

*А. М. АНДРІЄНКО*, канд. техн. наук (м. Львів)

## **МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОРОЖНІХ ВИПРОБУВАНЬ ЩОДО ОЦІНКИ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ПОВНОПРИВІДНИХ АВТОМОБІЛІВ НА РІЗНИХ ТИПАХ ДОРІГ**

У статті розглянута методика проведення дорожніх випробувань щодо оцінки паливної економічності повнопривідних автомобілів, що враховує їх експлуатацію в умовах різнотипних доріг та бездоріжжя.

In the article there is the considered method of conducting of road tests in relation to estimation of fuel economy of full power cars, that takes into account their exploitation in the conditions of variety of roads and lack of roads.

**Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.** Аналіз існуючої нормативної бази для формування лінійних норм витрат палива автомобілів свідчить, що при проектуванні військових автомобілів в системі Міністерства оборони СРСР питома частка сумарного пробігу по асфальтобетонних дорогах I категорії приймалась на рівні 25%. Для порівняння: у США ця питома частка становила 56%, тобто від 40% до 70% сумарного пробігу військових повнопривідних автомобілів припадало на інші типи доріг (грунтові, піщані, гравійні, пересічену місцевість тощо) [1].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми.** На Україні з часів колишнього СРСР була відсутня відповідна експериментальна база для проведення таких досліджень. В Росії дослідження такого типу проводяться на випробувальному центрі, розташованому в місті Бронніца. З метою усунення цього недоліку в рамках співпраці між ВАТ „Укравтобуспром”, ДП ВЦ „Укравтотест” як головної наукової організації Міністерства промислової політики України, кафедрою автомобільної техніки Львівського інституту Сухопутних військ та кафедрою автомобілебудування Національного університету „Львівська політехніка” був сформований колектив авторів для проведення відповідних дорожніх випробувань.

**Формування цілей статті (постановка завдання).** Ціль статті полягає у створенні методики проведення дорожніх випробувань щодо оцінки паливної економічності повнопривідних автомобілів, що враховує їх експлуатацію в умовах різнотипних доріг та бездоріжжя.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Колективом авторів на 232 Яворівському загальновійськовому полігоні відповідним чином були підібрані типові ділянки доріг:

гравійна в доброму стані з орієнтовним початковим значенням коефіцієнту опору коченню шин  $f_0 = 0,020$  і коефіцієнтом нерівності  $S_H = 200$  (згідно методики [2]) загальною протяжністю 3000 м;

вкатана піщана дорога (супісок) у сухому і мокрому станах з  $f_0 \approx 0,035-0,055$  відповідно,  $S_H = 400-600$ , загальною протяжністю 570 м з повздовжнім нахилом (підйом/спуск на зворотному проїзді)  $20^\circ$  протяжністю 70 м;

трав'яне покриття на малопересіченій місцевості протяжністю 300 м з локальними нахилами  $20^\circ$  з  $f_0 \approx 0,075$  і  $S_H = 800-1000$ ;

асфальтована у задовільному стані (як середньостатистична для міжбласних доріг і доріг місцевого сполучення) протяжністю 2000 м з орієнтовними значеннями  $f_0 \approx 0,015$  і  $S_H = 100$  (як базова для порівняльної оцінки).

Враховуючи ефект пробуксовування ведучих коліс на деформованих поверхнях доріг [3] та вплив мікропрофілю для коректного вимірювання фактичної швидкості руху автомобіля і пройденого шляху, застосовано спеціальний вимірювальний комплекс, що базується на безконтактній оцінці швидкості і шляху на базі доплерівського радіолокаційного датчика [4].

Як свідчать результати попередніх випробувань, метод традиційного „п'ятого колеса” не забезпечує достатньої точності вимірювань і практично не може застосовуватись на дорогах з деформованим профілем [5]. Застосований автоматизований контрольно-випробувальний комплекс (АКВК) внаслідок використання системи доплерівського радіолокаційного датчика з двома приймально-передаючими антенами, діаграми симетричності яких розташовані під кутом  $90^\circ$  і спрямовані вперед-назад під кутом  $45^\circ$  відносно полотна дороги, значно зменшує похибку оцінки параметрів руху за рахунок повздовжніх коливань автомобіля в процесі руху. Крім цього, за рахунок роботи датчика в тій частині міліметрового діапазону хвиль, в якій згасання в приземному шарі атмосфери досягає максимуму (60 ГГц), що забезпечує високу завадостійкість і електромагнітну сумісність роботи, відносна похибка вимірювань не перевищує 0,1% в діапазоні швидкостей руху від 1 до 250 км/год та в діапазоні температури довкілля від  $-40^\circ\text{C}$  до  $+40^\circ\text{C}$  на всіх типах доріг та бездоріжжі.

Вимірювання пройденого шляху, швидкості, прискорення (сповільнення), часу, витрати палива (від витратоміра) здійснюється імпульсним методом з використанням уніфікованого цифрового вимірювача на основі однокристалного мікроконтролера, що забезпечує обробку

інформації від різнотипних датчиків. Наявність портативного комп'ютера дозволяє оперативно здійснювати не лише реєстрацію отриманої інформації, але й оперативну обробку і графічне відображення отриманих результатів в реальному масштабі часу як у табличному, так і в графічному вигляді для всіх досліджуваних режимів.

В основу методики проведення дорожніх випробувань з оцінки реальних витрат палива повнопривідними автомобілями були закладені принципи трифакторного планування експерименту [6], що передбачало насамперед експериментальну оцінку лінійної витрати палива  $Q_S$  (л/100 км) для найбільш характерних умов руху з наступною оцінкою адекватності результатів комп'ютерного моделювання в рамках багатфакторного дослідження. З цієї точки зору, враховуючи практично лінійний вплив зміни завантаження автомобіля на витрату палива [6], акцент зроблено на експериментальну оцінку нелінійних залежностей  $Q_S$  від швидкості руху  $V_a$  та типу і стану дорожнього покриття (коефіцієнта сумарного опору рухові  $\Psi$ ). Однак, при цьому слід зазначити, що традиційна для асфальтобетонних покриттів експериментальна оцінка фактичного значення  $\Psi(f_0)$  для конкретної дороги шляхом замірювання шляху вибігу  $S_e$  автомобіля з певної початкової швидкості  $V_{a0}$  є значно менш інформативною для доріг з деформованими поверхнями. Вона не враховує у веденому режимі роботи шин додатковий опір і витрати потужності внаслідок пробуксовування ведучих коліс  $f_0$  (останні залежать у свою чергу від підведеного в зону контакту шини з дорогою крутного моменту), а також змінний вплив витрат від коливань  $f_H$ , обумовлених нерівностями дороги, що теж залежить від швидкості руху.

Як об'єкти досліджень були відібрані два типові для сучасних військ повнопривідні автомобілі: важкий джип M998 Hummer (моделі даного типу становлять до 50% автопарку сучасних військових формувань), та трьохосний 6×6 вантажний автомобіль КамАЗ-4310 (споряджена маса і водій та 2 випробувачі).

Результати випробувань наведені в табл. 1 і 2, при цьому свідомо швидкість руху  $V_a$  задавалась за показником спідометра як база для оцінки і нормування витрати  $Q_S$  в реальній експлуатації.

Слід зазначити, що на піщаній сухій дорозі, враховуючи наявність підйому (пуску), заміри проводились у двох напрямках руху. Додаткова різниця в фактичній швидкості руху обумовлена відповідною різницею в пробуксовуванні ведучих коліс на підйомі і спуску.

Таблиця 1.

Результати дорожніх випробувань повнопривідного автомобіля КамАЗ-4310

Типи дороги	Довжина а S, м	$V_a$ , км/год спідом.	$V_\phi$ , км/год прилад	$Q_S$ , л/100 км	Включена передача
Асфальт	1700	20	19,4	35,2	3
	2000	40	35,12	29,45	4
	2000	60	54,6	28,55	5
Піщана суха: - з підйомом - зі спуском - середнє	570	20	19,17	72,8	3
		20	19,5	48,07	3
		20	19,33	60,4	
- з підйомом - зі спуском - середнє	570	30	26,6	63,7	4
		30	27,7	54,0	
		30	27,05	58,8	
Трав'яне покриття Профіль, близький до рівного	300	20	16,1	82,66	2
		30	26,5	78,2	3

Таблиця 2.

Результати дорожніх випробувань повнопривідного автомобіля Hummer M998

A2

Типи дороги	Довжина S, м	$V_a$ , км/год спідом.	$V_\phi$ , км/год прилад	$Q_S$ , л/100 км	Включена передача
Асфальт	1000	20	22,4	24,2	2
		40	40,9	20,6	3
		60	60,3	27,1	3
Гравійна	2400	20	22,4	28,5	2
		30	30,9	32,0	3
		40	40,8	30,1	3
		50	50,5	33,4	3
Піщана суха	570	20	21,8	36,7	2
		30	30,4	40,2	3
		40	40,6	42,1	3
Трав'яне покриття. Профіль, близький до рівного	300	20	21,2	48,6	2
		30	30,7	52,0	2

Паливно-економічну характеристику усталеного руху автомобілів у спорядженому стані представлено відповідно на рис. 1 і 2.

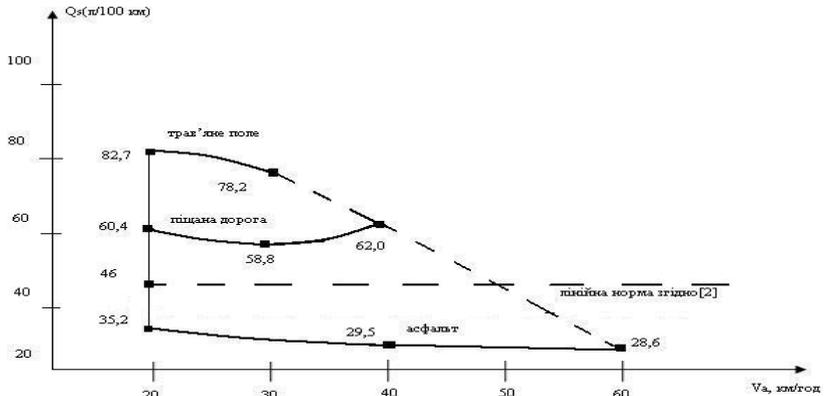


Рисунок 1 - Універсальна паливно-швидкісна характеристика автомобіля КамАЗ-4310 (вага 8 т) для різних типів доріг

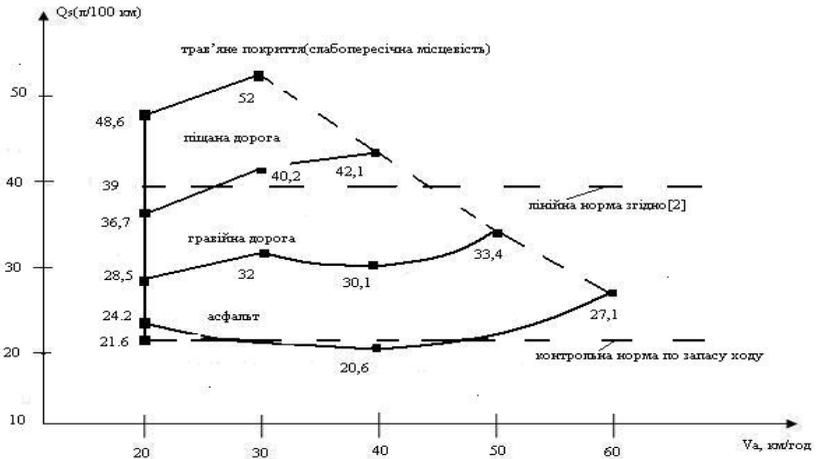


Рисунок 2 – Універсальна паливно-швидкісна характеристика автомобіля М998 А2 Hummer (вага 3 т) для різних типів доріг

**Висновки з даного дослідження і перспективи подальшого розвитку в даному напрямку.** Таким чином, аналіз отриманих експериментальних даних дає змогу стверджувати, що:

існуючі лінійні норми витрати палива  $Q_s$  (л/100 км) зорієнтовані на використання автомобілів на асфальтобетонних дорогах I категорії;

при експлуатації повнопривідних автомобілів на дорогах з деформованою поверхнею лінійна витрата палива зростає в 1,5-1,7 рази при русі на піщаних сухих дорогах та в 2,0-2,4 рази при русі по трав'яному сухому полі з невеликими уклонами;

збільшення опору рухові, у тому числі за рахунок збільшення коефіцієнту нерівності мікропрофілю  $S_H$  і відповідних додаткових втрат внаслідок коливань при русі на гравійних дорогах обумовлює зростання лінійної витрати палива  $Q_S$  в 1,2-1,4 рази в усьому діапазоні швидкостей у порівнянні з рухом по асфальтобетонних дорогах;

практично для всіх типів доріг характерний нелінійний взаємозв'язок  $Q_S$  зі швидкістю руху, де окрім відповідної зміни сумарного опору рухові, суттєвий вплив має відповідний підбір передатних чисел трансмісії та нелінійні залежності питомої витрати палива від частоти обертання колінчастого вала двигуна.

Отже, автомобіль КамАЗ-4310 у цьому плані має більш виражені характеристики транспортного автомобіля, що очевидно, обумовлено уніфікацією з базовою моделлю КамАЗ (6×4), а М998 А2 Hummer – явний ухил формування кінематики силового приводу як позашляховика зі зменшенням швидкості руху з найменшою витратою палива в 40-50 км/год.

Слід зазначити, що по мірі ускладнення руху на дорогах без твердого покриття суттєво зменшується нелінійний вплив швидкості руху на витрату палива в діапазоні швидкостей, обмежених сприйнятою комфортністю руху.

**Список літератури:** 1. Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті. Друга редакція. К.: Державтотранс НДІ проект, 2004. – 72 с. 2. *Говорущенко Н.Я.* Вопросы теории эксплуатации автомобилей на дорогах с различной степенью ровности покрытий. – Харьков: Издательство Харьковского Государственного Университета, 1964. – 34 с. 3. *Кошарный Н.Ф.* Техничко-эксплуатационные свойства автомобилей высокой проходимости. – Киев: Вища школа, 1981. – 208 с. 4. *Бударецкий Ю.И.* Автомобильный доплеровский радиолокацион-ный измеритель параметров движения наземных транспортных средств // Труды 12-й Крымской международной конференции “СВЧ-техника и телекоммуникационные технологии”. – Севастополь. – 2002. – С. 713-715. 5. *Аксёнов П.В.* Многоосевые автомобили. Издание второе. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с. 6. *Румишзский Л.З.* Математическая обработка результатов эксперимента. Справочное руководство. – М.: Высшая школа, 1971. – 192 с.

*Надійшла до редколегії 21.08.2009*

**С.И. ЛОМАКА**, канд. тех. наук., **Л.А. РЫЖИХ**, канд. тех. наук.,  
**Д.Н. ЛЕОНТЬЕВ**, аспирант ХНАДУ, **А.А. ЧЕБАН**, аспирант ХНАДУ,  
**А.Н. КРАСЮК**, аспирант ХНАДУ (г. Харьков)

## **СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ ИХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМИ МЕХАНИЗМАМИ**

В статті розглянуто гальмівне керування транспортного засобу з погляду теорії автоматичного керування механічними системами, наведено структурну схему системи автоматичного регулювання АБС, класифіковано системи автоматичного регулювання за фазами регулювання гальмівного моменту, класифіковано алгоритми за принципом виконання послідовності логічних операцій структурною логікою блока керування, запропоновано алгоритм керування системою АБС, та представлено результати експериментального дослідження процесу гальмування колеса ЗіЛ-4331 на інерційному стенді ХНАДУ в умовах, які відповідають гальмуванню на поверхні дороги з коефіцієнтом зчеплення  $j = 0.2$  та  $j = 0.25$ .

In article is considered brake governing the wheel transport facilities with standpoint of the system of the autocontrol. The presented system scheme of the automatic regulation ABS. The presented categorization of the systems of the automatic regulation on principle of the regulation of the brake moment. The presented categorization algorithm control on principle of the execution operation electronic controller. The Offered algorithm of control ABS. The presented experimental data braking wheel of vehicle ZiL - 4331 on mechanical stand HNADU in condition of the traction  $j = 0.2$  and  $j = 0.25$ .

**Введение:** В современной научной литературе отсутствует единая трактовка отдельных терминов и определений касающихся дополнительных систем, которыми оборудуется тормозное управление автотранспортного средства, для повышения качества процесса торможения и безопасности дорожного движения. Поэтому в данной статье на основе теоретических и экспериментальных исследований рабочего процесса современной антиблокировочной системы (АБС) используются термины общепринятые в системах автоматического регулирования (САР). Исходя из этого, показан процесс создания алгоритма управления качеством затормаживаемого колеса и его практическая реализация с использованием терминов САР.

**Постановка задачи и пути ее решения:** Все системы автоматического регулирования работают по единому циклу, построенному на принципе изменения выходной величины ( $X(t)$ ) в зависимости от входной ( $Y(t)$ ), поэтому их работа в циклическом режиме является очевидной. Под циклом понимается преобразование входной величины  $Y(t)$  в эквивалентный входной сигнал  $y(t)$ , обработка полученного сигнала и преобразование эквивалентного выходного сигнала  $x(t)$ , исполнительным механизмом САР, в

выходную величину  $x(t)$ , способствующую более эффективному торможению автотранспортного средства. Примером современной САР является широко используемая в тормозном управлении система автоматического регулирования АБС, схема которой приведена на рис. 1.

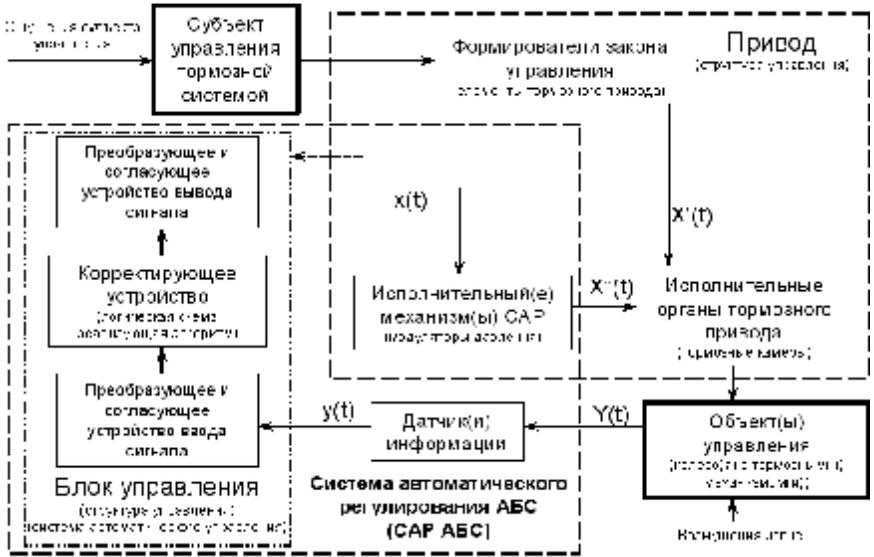


Рисунок 1 – Структурная схема тормозного управления с системой автоматического регулирования АБС.

В современном пневматическом тормозном управлении с системами автоматического регулирования, в качестве исполнительных механизмов САР, применяются пневматические модуляторы, реализующие рабочий процесс с использованием двух или трех фаз (первая фаза - наполнение, вторая фаза - опорожнение и третья фаза - выдержка). Не зависимо от типа современной системы автоматического регулирования, управление исполнительными механизмами САР (модуляторами давления), осуществляется автоматической системой управления (блоком управления). Блок управления преобразует и согласует ввод сигнала  $y(t)$ , затем обрабатывает его по заранее заданному алгоритму и преобразует в согласующем устройстве полученный результат в выходной сигнал  $x(t)$ , который обеспечивает качественное управление механизмами САР. В свою очередь механизмы САР обеспечивают качественное регулирование процессов происходящих с объектом управления (автомобильным(и) колесом(ами) с тормозным(и) механизмом(ами)). Под качественным регулированием понимается рациональное изменение выходной величины

$x(t)$ , близкое к желаемому («идеальному»), при любых возмущениях извне, воздействующих на объект управления.

Системы автоматического регулирования, реализующие рабочий процесс при использовании двух фаз, «впуск» (+h) и «выпуск» (-h), могут обеспечить работу тормозной системы только в циклическом режиме, что не всегда оправдано с точки зрения использования рабочего тела (воздуха), поскольку последнее имеет определенный ограниченный запас. Такие САР имеют ряд недостатков, из-за которых, не представляется возможным пропорциональное изменение выходной величины  $X(t)$ , в зависимости от входной  $Y(t)$ , так как, на объект управления постоянно оказывают воздействие возмущения извне, хотя многие исследователи предпринимают попытки в создании исполнительных механизмов САР обеспечивающих пропорциональное изменение выходной величины в зависимости от входной.

К таким механизмам САР можно отнести модулятор, с изменяемыми проходными сечениями [1] и модулятор с применением так называемой широтно-импульсной модуляцией [2].

В большинстве современных пневматических тормозных системах нашли применение САР, реализующие рабочий процесс с использованием всех трех фаз [3]. В таких системах имеется фаза выдержки давления, при которой отсутствует какое либо истечение воздуха через впускные и выпускные проходные сечения модуляторов давления (исполнительных механизмов САР). Опорожнение и наполнение исполнительного органа (тормозной камеры) через таких модуляторы осуществляется, при минимальном пневматическом сопротивлении напорной и выпускной части модулятора, а процесс закрытия и открытия впускных и выпускных каналов зависит от быстродействия модулятора.

Длительность фаз наполнения и опорожнения оказывает существенное влияние на процесс регулирования, а, следовательно, на период изменения давления в исполнительном органе. При перерегулировании, в случае длительной фазы наполнения, происходит потеря эффективности при торможении транспортного средства, а в случае опорожнения, снижается время прохождения зоны нечувствительности тормозного механизма, но слишком длинная фаза опорожнения также приводит к потере эффективности торможения. Следует отметить, что фазы наполнения, опорожнения и выдержки, оказывают существенное влияние на процесс блокирования и разблокирования автомобильного колеса, и как следствие влияют на устойчивость и управляемость транспортного средства в тормозном режиме.

Работа САР в значительной степени зависят от алгоритма, используемого для управления пневматическими модуляторами давления. Под алгоритмом понимается последовательность действий совершаемых программой заложенной в электронный блок управления, при изменении

входного сигнала  $y(t)$ , для создания на выходе из блока управления выходного сигнала  $x(t)$ , подаваемого на исполнительные механизмы САР. Таким образом, одним из определяющих факторов при проектировании и создании систем автоматического регулирования, а также при написании программы описывающей алгоритм работы блока управления в случае изменения входного сигнала, является выбранный разработчиком закон управления фазами наполнения, выдержки и опорожнения.

В современных системах автоматического регулирования, при реализации алгоритмов в виде логических схем, применим, так называемый, дискретный способ управления исполнительными механизмами САР. При затормаживании колеса, полученный с датчика частоты вращения колеса входная величина  $Y(t)$ , преобразуется во входной сигнал, в виде временного интервал  $t_i$ , который будет меньше последующего  $t_{i+1}$ , и чем больше последующий, тем интенсивнее останавливается колесо.

Для измерения входной величины  $Y(t)$  применяются различные датчики [4] которые способны ее измерять только при наличии импульсного колеса (кодового колеса). Датчиком входная величина преобразуется во входной сигнал, который по заданному алгоритму в блоке управления (Рис.1) определяет пороговую величину. Пороговая величина, например ускорение, может быть определена из выражения (1) [5], где  $S$  это расстояние между двумя зубьями импульсного колеса:

$$a = \frac{2 \cdot S \cdot (t_{i+1} - t_i)}{t_i \cdot t_{i+1} \cdot (t_i + t_{i+1})} \quad (1)$$

Если предположить, что все расстояния между зубьями импульсного колеса равны (зависит от технологии изготовления и производства кодового колеса):

$$S = \frac{2 \cdot p \cdot r_{имп}^{кол}}{N} \quad (2)$$

где  $r_{имп}^{кол}$  - радиус импульсного колеса, м;

$N$  - количество зубьев импульсного колеса.

А величина линейного ускорения равна:

$$a = \frac{dw^{\pm}}{dt} \cdot r_{имп}^{кол} \quad (3)$$

Окончательно запишем уравнение (1) с учетом уравнений (2) и (3) в виде:

$$\frac{dw}{dt} = \frac{4 \cdot p \cdot (t_{i+1} - t_i)}{N \cdot t_{i+1} \cdot t_i \cdot (t_i + t_{i+1})} \quad (4)$$

В процессе торможения рассчитанное значение  $\frac{dw^-}{dt}$  необходимо сравнивать с пороговым значением  $\frac{dw_{nop}^-}{dt}$ . При условии  $\frac{dw^-}{dt} \geq \frac{dw_{nop}^-}{dt}$  колесо необходимо растормаживать.

При разблокировании колеса, временной интервал  $t_i$  будет больше временного интервала  $t_{i+1}$  и если предположить, что колесо будет ускоряться равномерно, то аналогично предыдущим рассуждениям, получим выражение положительного ускорения:

$$\frac{dw^+}{dt} = \frac{4 \cdot p \cdot (t_i - t_{i+1})}{N \cdot t_{i+1} \cdot t_i \cdot (t_i + t_{i+1})} \quad (5)$$

Текущее значение положительного ускорения  $\frac{dw^+}{dt}$  необходимо сравнивать с пороговым  $\frac{dw_{nop}^+}{dt}$ , по достижении которого необходимо подача команды на модулятор АБС для повторного затормаживания колеса.

Пороговая величина может быть определена из соотношения:

$$\hat{E} = \frac{dw_{nop}^+}{dt} = \frac{a_{nop}^+}{r_{eff}} \quad (6)$$

где  $\hat{a}_{nop}$  - пороговое линейное замедление колеса для транспортного средства;

При такой организации определения величин углового ускорения необходимо иметь информацию как минимум двух временных интервалов (входных сигналов  $y(t)$ ) для выдачи выходного сигнала  $x(t)$ , соответствующего одной из трех фаз исполнительного механизма САР (модулятора давления). Используя данный принцип получения пороговых и граничных величин можно построить адаптивный или последовательный алгоритмы управления фазами системы автоматического регулирования приводного усилия в тормозном режиме для обеспечения эффективного качения колеса без блокирования на пределе сцепных свойств.

Представим примерный алгоритм, заложенный в электронный блок управления САР АБС, в виде блок-схемы представленной на рис. 2.

Система автоматического регулирования, по своей структуре, должна иметь так называемое «Задающее устройство» [6], которое реализовано в виде проверки наличия стоп-сигнала на блок-схеме алгоритма работы САР. Если такая проверка будет не предусмотрена, то электронный блок управления САР будет постоянно обрабатывать входной сигнал и выдавать выходной сигнал, бесполезно управляя модуляторами давления, даже в тех случаях, когда управление не должно осуществляться. Таким образом, благодаря «Задающему устройству», программа, заложенная в блок управления, будет функционировать, только по сигналу водителя,

активизируя выполнение логической последовательности действий описывающих алгоритм работы системы автоматического регулирования в тормозном режиме.

После активизации программы, заложенной в блок управления САР, необходимо выполнить последовательную проверку условий соответствующих режиму затормаживания и растормаживания автомобильного колеса, как показано на блок-схеме алгоритма работы САР. Выполнение, какого либо условия должно сопровождаться незамедлительной реакцией исполнительного механизма САР, для изменения проходных сечений в соответствии с фазами регулирования, для достижения максимальной эффективности затормаживания транспортного средства в целом.

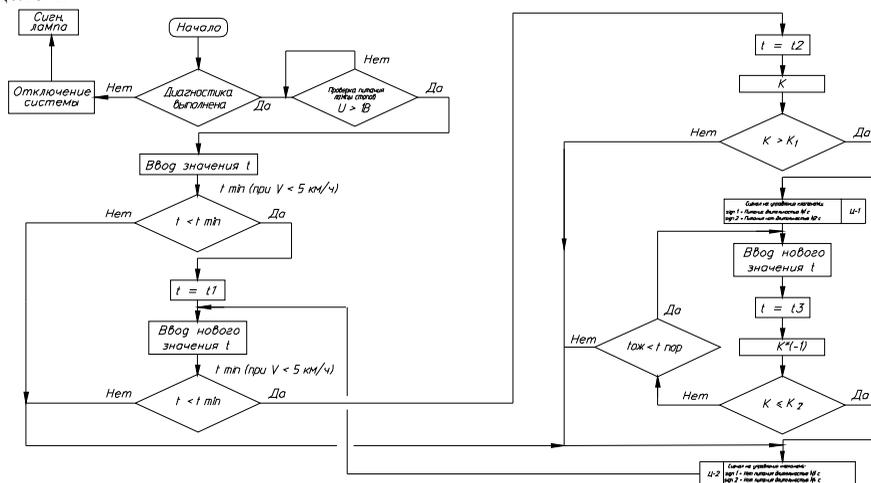


Рисунок 2 – Блок-схема алгоритма работы системы автоматического регулирования тормозного усилия.

Поскольку в процессе выполнения логических операций, описывающих алгоритм работы, может произойти сбой в цикле растормаживания колеса из-за особенностей получения входного сигнала с датчика частоты вращения  $y(t)$  (при скорости 5 км/ч возможно отсутствие сигнала), то необходимо предусмотреть принудительный переход из цикла растормаживания в цикл затормаживания. Такой переход, возможно, осуществить вводом искусственного времени ожидания ( $t_{ож}$ ) выполнения цикла растормаживания, в соответствии с приведенной блок-схемой на рис. 2.

На основе представленной блок-схемы алгоритма возможно создание двух типов систем автоматического регулирования АБС: с прерыванием фаз регулирования и последовательным выполнением фаз регулирования в соответствии с циклом выполнения логической последовательности,

реализованной в блоке управления САР. Отличие таких типов САР заключается в структурной логике, то есть, при последовательном выполнении логических операций, соответствующих фазам регулирования, блок ожидает выполнения выходного сигнала  $x(t)$ , независимо от полученного входного сигнала  $y(t)$ , а при САР с прерыванием фаз регулирования, происходит незамедлительное прерывание выходного сигнала  $x(t)$ , если входная величина  $y(t)$ , полученная от объекта управления изменилась вследствие воздействия возмущений извне. Последние САР АБС обладают адаптивными свойствами, поскольку не зависимо от воздействия внешних возмущений, способны обеспечить движение объекта управления (колеса) на пределе сцепных возможностей.

Примером реализации САР АБС с последовательным выполнением фаз регулирования может служить система управления немецкой фирмы «KNORR-BREMSE», работа которого приведена на рис. 3, полученной в результате дорожных испытаний на автобусе МАЗ – 256 с модуляторами производства НПП «РУП» (Белоруссия). На осциллограмме приведены следующие обозначения:

- $F_{\text{пед}}$  – усилие на педали тормоза, кг·м;
- $P_1$  и  $P_2$  – давления в передних тормозных камерах тип 16, кПа;
- $P_3$  и  $P_4$  – давления в задних тормозных камерах тип 16, кПа;
- $V$  – линейная скорость 5-го колеса, м/с;
- $t$  – время торможения автобуса, с;

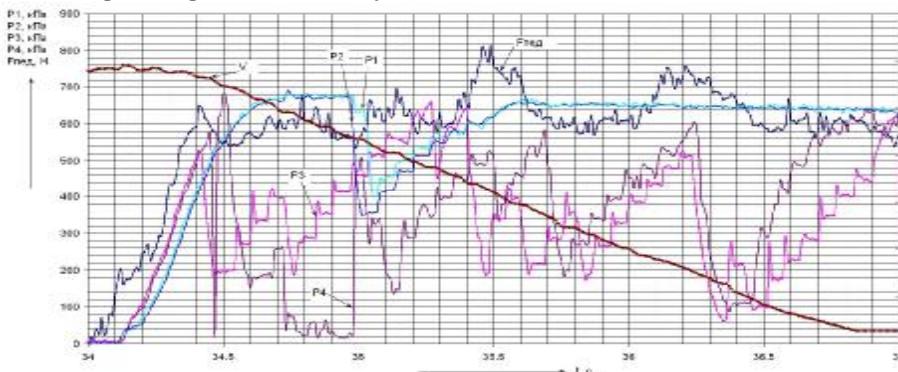


Рисунок 3 – Экспериментальная осциллограмма торможения грузового автобуса МАЗ – 256 с блоком управления АБС «KNORR-BREMSE» и модуляторами производства НПП «РУП» (Белоруссия).

Программа, реализующая алгоритм работы САР АБС с прерыванием фаз регулирования, была реализована в логической схеме электронного блока, разработанного на кафедре автомобилей ХНАДУ, для управления электропневматическим модуляторами фирмы KNORR-BREMSE. Результаты

испытания в стендовых условиях показали, что САР с прерыванием фаз регулирования, обеспечивает качение колеса, с достаточно высокой эффективностью на грани блокирования при изменении сцепных свойств, о чем свидетельствуют полученные экспериментальные осциллограммы представленные на рис. 4 и рис. 5.

Осциллограммы на рисунке 4 и рисунке 5 отличаются тем, что на рисунке 4, в стендовых условиях при качении колеса по поверхности бегового барабана между шиной и барабаном реализовывалась тормозная сила, соответствующая условиям сцепления  $j_{cp} = \frac{V_H - V_K}{t_K - t_H} = 0.2$ , которая равна

тормозной силе на пределе блокирования колеса (с отключенной САР АБС), при установившемся давления в тормозной камере 240 кПа. Повышение давления выше 240 кПа, при выключенной САР АБС, приводило к блокированию колеса, что является отрицательным фактором с точки зрения управляемости.

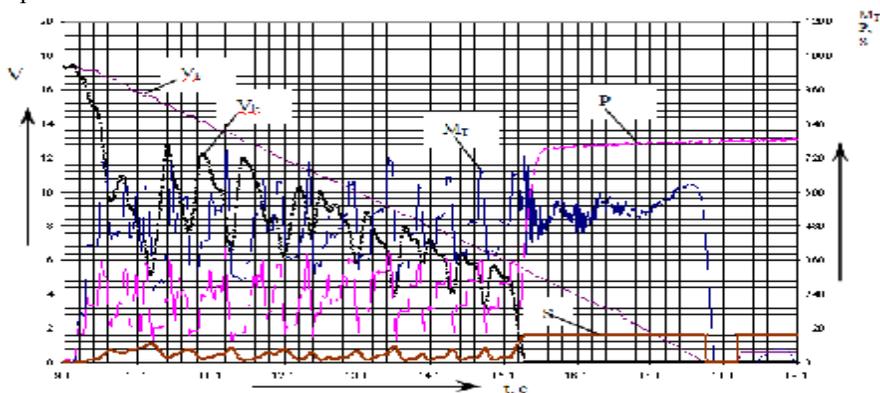


Рисунок 4 – Экспериментальная осциллограмма качения колеса автомобиля ЗиЛ–4331 при работе модулятора KNORR-BREMSE управляемого разработанной программой реализующей алгоритм работы АБС, с прерыванием фаз регулирования ( $M_t$  – тормозной момент, кг·м;  $P$  – давление в тормозной камере тип 20, кПа;  $V_k$  и  $V_b$  – соответственно линейная скорость колеса и инерционного барабана, м/с;  $S$  – проскальзывание затормаживаемого колеса, %).

Следует отметить, что работа САР АБС не ухудшает параметров торможения колеса, по сравнению с торможением на пределе блокирования при постоянной нагрузке на колесо и начальной скорости торможения, но приводит к незначительному расходу воздуха из-за частого срабатывания системы автоматического регулирования АБС. В камере тип 20 при работе САР наблюдался заброс по давлению до 360 кПа, который приводил к мгновенному возрастанию тормозного момента до 700 кг·м и, соответственно, к увеличению тормозной силы в пятне контакта шины с опорной поверхностью. При снижении давления в тормозной камере, колесо

разгонялось под действием сил инерции, но продолжало затормаживаться, поскольку давление в камере не снижалось ниже 100 кПа, что позволяло реализовывать тормозной момент свыше 300 кг·м.

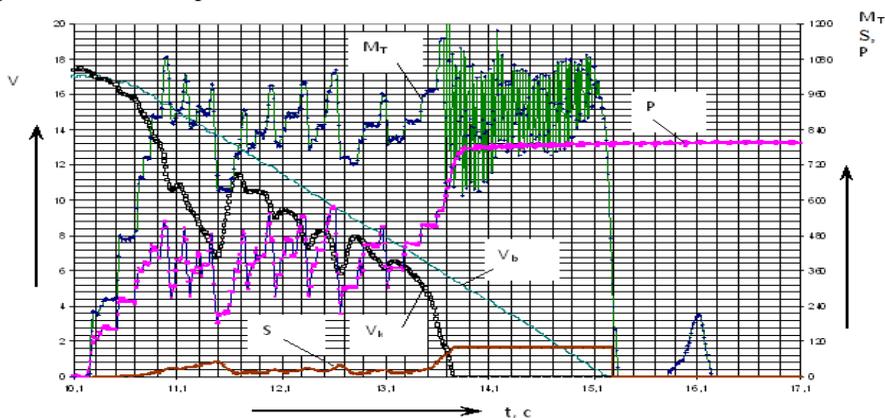


Рисунок 5 – Экспериментальная осциллограмма качения колеса автомобиля ЗиЛ – 4331 при работе модулятора KNORR-BREMSE управляемого разработанной программой реализующей алгоритм работы ABS, с прерыванием фаз регулирования.

На рисунке 5 приведены обозначения такие же, как на рисунке 4, но в отличие от рисунка 4 осциллограмма на рисунке 5 получена при постоянной нагрузке, но большей реализуемой тормозной силе, которая соответствует сцепным свойствам  $j_{cp} = 0.3$ . При затормаживании колеса, без САР ABS, его блокирование наблюдалось при повышении давления в тормозной камере выше 400 кПа. Давление равное 400 кПа позволяло реализовать средний коэффициент сцепления за процесс торможения  $j_{cp} = 0.25$ , который на 17% ниже среднего коэффициента сцепления реализуемого при работе САР ABS. Это означает, что тормозной путь при работе САР ABS снизился с 58,6м до 48,8м.

Предел блокирования для экспериментальных осциллограммах, приведенных на рис. 4 и рис. 5, определялся в соответствии с требованиями Приложения №13 Правил №13 ЕЭК ООН, при постепенном увеличении давления в тормозном приводе, на величину  $\Delta P = 10$  кПа. Реализуемая тормозная сила в пятне контакта между шиной и металлическим беговым барабаном большого инерционного стенда ХНАДУ создавалась специальным прижимным механизмом, который был разработан на кафедре Автомобилей ХНАДУ [7].

Как видно из осциллограмм, приведенных на рис. 4 и рис. 5, с увеличением среднего реализуемого коэффициента сцепления уменьшается количество срабатываний САР ABS с 15 до 7, а также уменьшается процесс торможения с 9с до 5с, что приводит к снижению тормозного пути на 33%.

Из осциллограмм также видно, что разработанная система автоматического регулирования, с прерыванием фаз регулирования, способна адаптироваться при изменении сцепных свойств шины с опорной поверхностью, то есть независимо от изменения сцепных свойств успевает реагировать на блокирование колеса и устранять это не желаемое явление.

**Выводы:** Экспериментальные исследования различных электронных блоков управления АБС показали, что современные системы автоматического регулирования могут быть построены на различных принципах управления, главной отличительной особенностью каждого принципа, должно быть обеспечение качества процесса торможения не зависимо от изменения дорожной обстановки или действий водителя. Системы автоматического регулирования должны автоматически, не зависимо от водителя, приспосабливаться к любым дорожным условиям и обеспечивать качественный процесс качения колеса на пределе сцепных свойств, при воздействии случайных возмущений извне. Предложенный алгоритм работы САР АБС с прерыванием фаз регулирования, позволяет обеспечить устойчивое качение затормаживаемого автомобильного колеса по опорной поверхности в стендовых условиях и как следствие позволяет реализовать высокую эффективность, не зависимо от изменения нагрузочных, скоростных, сцепных свойств шины или воздействий возмущений извне.

**Список литературы:** 1. Пат. 2314217 Россия, МКИ В60Т 8/36. Модулятор электронной тормозной системы: 2314217 Россия, МКИ В60Т 8/36 *Туренко А.Н., Ломака С.И., Клименко В.И., Богомолов В.А., Рыжих Л.А., Чебан А.А., Мельник С.П., Курчатый Ю.В., Назаренко И.Н., Красюк А.Н.* (Украина). - №200511679/11; Заявл. 19.04.2005; Оpubл. 27.10.2006. – 7с. 2. *Бондаренко А.И.* Вибір способу модуляції тиску в пневматичному модуляторі тиску / *Бондаренко А.И.* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім.Петра Василенка «Механізація сільськогосподарського виробництва». – 2008 – Т1 №75 С.360 – 365. 3. *Туренко А.Н., Ломака С.И., Рыжих Л.А., Чебан А.А., Красюк А.Н., Тишковец С.В.* Особенности конструкции пневматического модулятора АБС с электронным управлением // Вестник ХНАДУ № 37 2007 39-43 с. 4. *Рыжих Л. А., Чебан А.А., Тишковец С.В., Красюк А.Н.* Анализ датчиков угловой скорости колес автотранспортных средств // Автомобильный транспорт Сборник научных трудов выпуск №21 2007 7-12с. 5. *Клименко В.И., Рыжих Л.А., Красюк А.Н., Леонтьев Д.Н.* «Современные АБС и реализация их алгоритмов работы» Научный рецензируемый журнал «Известия МГТУ «МАМИ»» №1(7), Россия, - 2009г 6. *Пресекин В.Л., Белоусов А.И.* «Автоматическое управление механическими системами» // Новосибирск – 2002 – 49 с. 7. *Алекса Н.Н.* «Исследование влияния основных параметров модулятора давления в пневмоприводе тормозов на эффективность торможения автомобиля с противоблокировочным устройством» - Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук – Харьков – 1978 год, 159с.

*Поступила в редколлегию 01.12.2009*

*Н.Е. СЕРГИЕНКО*, канд. техн. наук,  
*А.Н. МАРЕНИЧ, А.Н. СЕРГИЕНКО*, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

## **К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЛИЧЕСТВА И РАСХОДА ТОПЛИВА АВТОМОБИЛЕМ**

Представлено результати визначення структури, параметрів і характеристик пристрою для визначення кількості палива в баці й витрати палива автомобілем, виконаного на базі мікропроцесора з використанням штатних датчиків.

Results of definition of structure, parameters and characteristics of the device for definition of quantity of fuel in a forecaskle and a corrected car economy executed on baseline of the microprocessor with use of regular sensing transducers presented.

**Постановка проблеми.** На многих автомобилях в составе контрольно-измерительных приборов для определения количества топлива в баке используется измерительный преобразователь – потенциометр с переменным сопротивлением и стрелочный указатель [1–4]. Он обладает следующими недостатками: низкая чувствительность, нелинейность передаточной характеристики, высокая погрешность измерения (7 – 10) % примерно 4 л (по мере износа подвижных частей датчика эта погрешность возрастает) и др. Показания стрелочного указателя уровня топлива не соответствуют действительному количеству топлива. Кроме неточности предоставляемой водителю информации, это устройство имеет ограниченные функциональные возможности, которые сегодня можно существенно расширить, используя современные микропроцессоры.

**Анализ публикаций.** Топливные баки современных автомобилей имеют весьма сложную форму, что вынуждает использовать профилированные датчики уровня. Под действием сил инерции происходит перераспределение топлива в баке, что приводит к появлению также погрешности измерения [2].

В СНГ и в дальнем зарубежье создаются все более точные и надежные измерители уровня топлива. Кроме того, находят применение приборы, реализующие простые и доступные методы и средства измерения. Так данным направлением занимается компания «Топливомер сервис». Особенностью их топливомеров ПТ-041 [4] является оригинальный принцип измерения уровня топлива, согласно которому замеряется расстояние от горловины до поверхности топлива [5]. Он обладает рядом недостатков: прибор внешний; для вычисления результата замера необходимо прибегать к тарировочным таблицам или дополнительным устройствам.

Проблема контроля за расходом топлива актуальна для любого предприятия, в котором эксплуатируются транспортные средства, а также для каждого водителя [6-8]. При этом обычные мероприятия по

фактическому замеру топлива в баке, определению расхода топлива на различных режимах движения автомобиля могут дать реальный положительный результат.

**Цель статьи.** Определение параметров и характеристик датчика, структуры и алгоритма работы многофункционального цифрового измерителя количества топлива в баке и расхода топлива автомобилем.

**Определения параметров и характеристик измерителя количества, расхода топлива автомобилем.** Задачей работы ставится на базе конструкции штатного измерительного датчика определить структурную схему, алгоритм работы и электрическую принципиальную схему автомобильного многофункционального цифрового устройства, определяющего вышеуказанные параметры при различных условиях работы автомобиля.

На основе анализа конструктивных исполнений аналогичных устройств была разработана структурная схема измерителя уровня топлива, представленная на рис. 1. В качестве первичного преобразователя используется потенциометр переменного сопротивления, подвижная часть которого кинематически связана с поплавком, который включается в мостовую измерительную схему. Балансировка моста осуществляется при максимальном значении сопротивления (соответствующее полному заполнению бака топливом). Вторичный преобразователь, позволяет повысить величину выходного сигнала, а также увеличить чувствительность измерительного блока. Сигнал с вторичного преобразователя подается для оцифровки на АЦП, сигнал с которого подается на микроконтроллер для обработки и выдачи соответствующего результата на индикатор.

Для определения скорости движения автомобиля на каждом колесе установлен датчик углового ускорения. Обработка их сигналов позволяет определить с высокой точностью скорость движения автомобиля.

В соответствии со структурной схемой была разработана схема электрическая принципиальная рис. 2. Датчик уровня В1 включается в одно из плеч измерительного моста, представленного резисторами R1-R3, сигнал с измерительного моста подается на операционный усилитель DA1 с коэффициентом усиления K, величина которого регулируется резистором RG, далее сигнал из усилителя подается на АЦП DA2 и затем на микропроцессор DD1, результаты отображаются на индикаторе HG1. Схема DA3 необходима для защиты микропроцессора от «зависания».

На рис. 3 приведена функциональная схема многофункционального устройства. Для получения необходимых показателей дополнительно требуется таймер, датчик – одомер, определяющий путь, пройденный автомобилем.

Принцип работы штатного датчика уровня топлива, применяемого на отечественных автомобилях, основан на изменении сопротивления потенциометра реагирующего на положение поплавка в баке. К примеру, для

автомобиля ВАЗ 2121 Нива, датчик представлен в виде проволочного реостата, имеющий порядка 90 витков, расположенных на диске радиусом 23 мм.

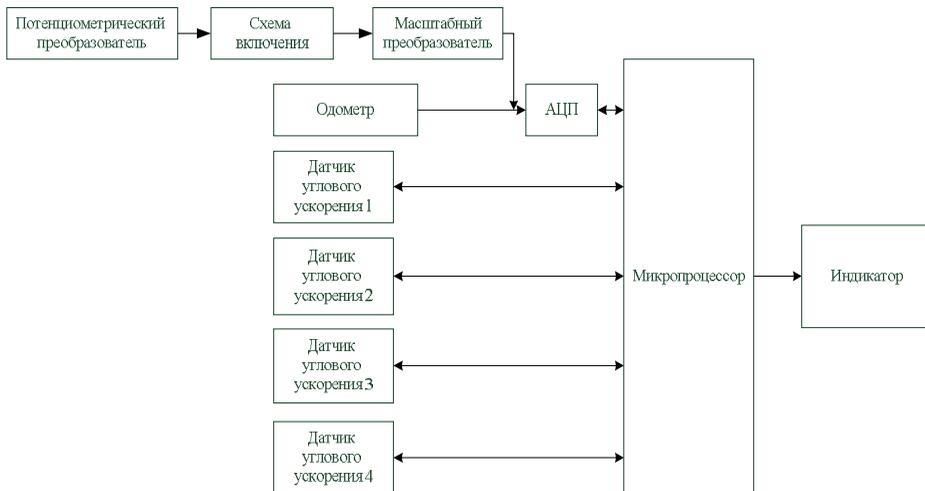


Рисунок 1 – Структурная схема устройства

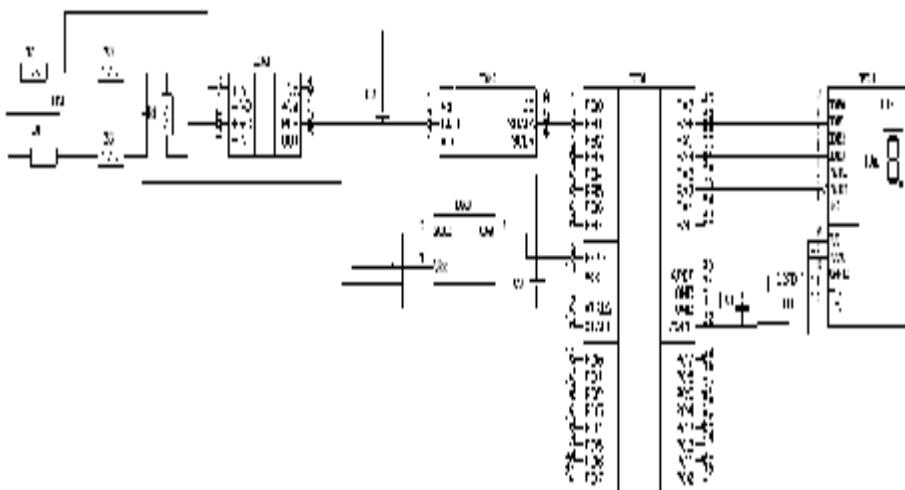


Рисунок 2 – Электрическая схема цифрового измерителя уровня топлива



Рисунок 3 – Функциональная схема многофункционального цифрового измерителя количества и расхода топлива

Подвижная часть преобразователя меняет угол поворота от  $0^\circ$  до  $100^\circ$ , следовательно, чувствительность такого прибора составляет 0,9 витка на 1 градус поворота датчика. Передаточный коэффициент  $K$  от поплавка к диску составляет 0,21. Длина дуги, по которой движется ползунок преобразователя, составляет 192 мм. Т.е. при использовании топливного бака объемом 46 литров и измерения в нем уровня топлива с помощью потенциометрического преобразователя чувствительность системы при линейной характеристике системы составит 4 мм на 1 литр, или же 0,83 л. Указанная точность не в полной мере удовлетворяет требованиям. Зависимость значения сопротивления потенциометра от угла поворота для автомобиля ВАЗ 2121 Нива приведена на рис. 4. Как видно из рисунка, реальная характеристика преобразователя нелинейная, а при эксплуатации такого датчика в реальных условиях, эта нелинейность будет выражена еще больше.

Существенную нелинейность характеристики задает также конструкция и форма бака. Форма бака на многих автомобилях выполняется таким образом, чтобы заполнить образованную нишу, обеспечить использование заданного резерва топлива. Объем топлива изменяется не пропорционально ходу чувствительного элемента датчика (см. рис. 5).

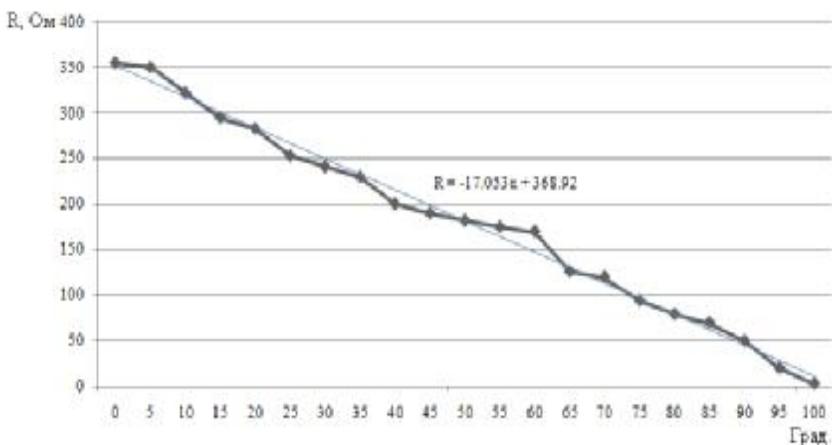


Рисунок 4 – Зависимость сопротивления поплавкового датчика от угла поворота ползуна потенциометра

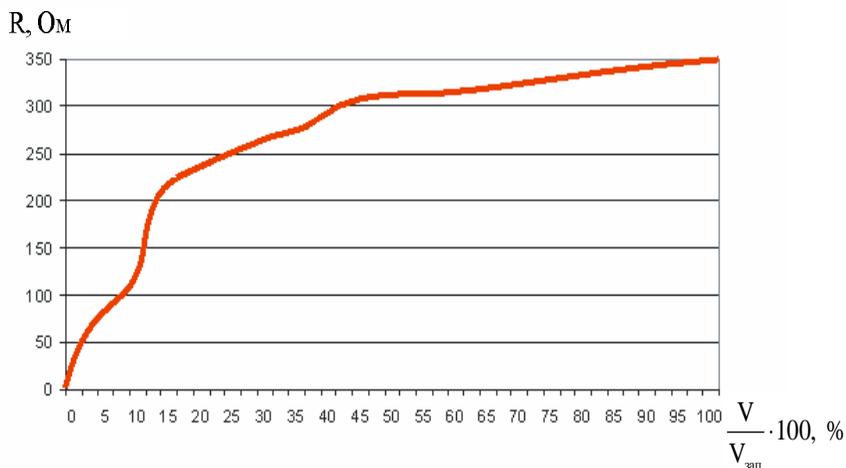


Рисунок 5 – Зависимость сопротивления датчика от степени заполнения бака топливом

Большинство современных датчиков измеряют количество топлива с точностью до 0,1 л. Повышение точности такого преобразователя может быть достигнуто конструктивными мероприятиями [2], а также изменением

методики обработки сигнала с датчика. К примеру, если увеличить радиус диска потенциометра датчика в 5 раз – до 106 мм, то количества витков на 1 градус, необходимо увеличить вдвое. Для исключения зоны нечувствительности датчика, возможно изменить угол навивки проволоки относительно оси поворота ползуна и конструкцию ползуна. Это позволит в некоторой степени повысить чувствительность датчика. Уменьшение толщины навиваемой проволоки не представляется возможным из-за снижения ресурса.

Ввиду того, что топливные баки на различных моделях автомобилей могут иметь разную форму (см. рис. 6), для повышения достоверности измерений количества топлива, тарировку измерительного датчика необходимо производить непосредственно для каждой конструкции топливного бака. Шаг тарировки необходимо выбирать с учетом обеспечения требуемой чувствительности и точности измерения.



Рисунок 6 – Форма топливного бака автомобилей ВАЗ 2104–07 и ВАЗ 2121

### **Функция измерения расхода топлива**

С применением микропроцессора в предлагаемой измерительной системе становится возможным не только отображение текущего значения уровня топлива, а так же накапливание этих результатов и их дальнейшая математическая обработка. Так одной из таких функций, есть функция измерения изменения объема израсходованного топлива. Расход топлива может рассчитываться как за заданный временной период, в данном случае временная привязка организовывается к встроенному в микропроцессор таймеру и результат будет представлен как [л/ч] формула (1), либо в виде

[л/км], в этом случае результат зависит от пройденного расстояния формула (2):

$$G_1(\Delta V, t) = \frac{V_2 - V_1}{t}, \quad (1)$$

где  $V_1$  и  $V_2$  – количество топлива до и после начала измерения;  
 $t$  – временной интервал, за который производилось измерение;

$$G_2(\Delta V, L) = \frac{V_2 - V_1}{L}, \quad (2)$$

где  $L$  – расстояние, пройденное автомобилем.

### **Выводы.**

В работе определены параметры и характеристики элементов устройства измерения количества топлива в баке автомобиля и его расхода. Выявлены источники возникновения погрешности в существующих системах измерения количества топлива в баке автомобиля и представлены варианты решений, направленных на повышение точности измерений. Разработаны структурная, электрическая схемы и методика определения количества и расхода топлива автомобилем с помощью микропроцессорного устройства.

**Список литературы:** 1. Голобородько О.О., Радчиць В.В., Коробочка О.М. Мехатронні системи автомобільного транспорту. – Харків: ТОВ Компанія СМІТ, 2006. – 300 с. 2. Сергієнко М.Є., Маренич О.М. Автомобильный цифровой измеритель уровня топлива. Вістник НТУ «ХПІ» 33\*2007. – с. 171-175. 3. Поляк Д.Г., Есеновский –Лаииков Ю.К. Электроника автомобильных систем управления – М.: Машиностроение, 2000. – 200 с. 4. Сайт [www.toplivomer.ru](http://www.toplivomer.ru) 5. Измеритель топлива в баке транспортного средства: Пат. 2344381 РФ. МКИ G01 P 5/08/ Ложкин А.П., Лысанов Н.Г.; заявка – 2007120564; Опубл. 20.01.09. 6. Сайт [www.multitronics.ru](http://www.multitronics.ru). 7. Сайт [www.owen.ru](http://www.owen.ru). 8. Сайт [www.filur.net](http://www.filur.net).

Поступила в редколлегию 22.12.2009

*А.Н. ТУРЕНКО*, д-р техн. наук, *С. Н. ШУКЛИНОВ*, канд. техн. наук,  
ХНАДУ (г. Харьков)

## **ФОРМИРОВАНИЕ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ**

Предложено математическое описание границ расположения статической характеристики тормозного управления по условиям регулируемости и эффективности торможения рабочей и аварийной тормозными системами.

Mathematical description scopes of brake management static description on the terms of regulable state and braking efficiency for working and emergency brake systems is offered.

**Введение.** Регулирование действия тормозного управления и его эффективность во многом зависят от параметров связи между установившимися значениями силы на педали и замедления колесной машины, т.е. от статической характеристики тормозного управления. Следует отметить, что статическая характеристика тормозного управления при эксплуатации изменяется, например, при изменении массы колесной машины или при выходе из строя одного из тормозных контуров или усилителя, снижении эффективности тормозных механизмов и др.

В этой связи при выборе параметров рабочей и аварийной тормозных систем, параметров тормозного управления необходимо знание границ допустимого расположения статической характеристики по условиям обеспечения качественного регулирования и эффективности торможения.

При разработке адаптивных систем тормозного управления, позволяющих сохранять параметры тормозного управления при воздействии возмущающих факторов, важно определить границы регулирования статической характеристики.

**Анализ публикаций.** Результаты исследований, приведенные в работе [1] показали, что с точки зрения точности управления наиболее рациональной является линейная статическая характеристика тормозного управления колесной машиной. Автором указанной работы определена область статических характеристик, при которых действие рабочей тормозной системы является регулируемым. Графическое представление линейной статической характеристики тормозного управления колесной машины в работах [1,2] имеет вид изображенный на рисунке 1.

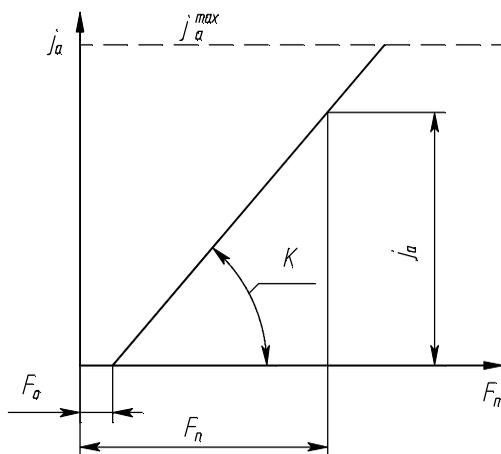


Рисунок 1 – Статическая характеристика тормозного управления колесной машины

При этом зона нечувствительности  $F_0$  в данном случае имеет смысл координаты пересечения статической характеристики с осью абсцисс, а коэффициент эффективности тормозного управления  $K$  определяется как тангенс угла начала характеристики:

$$K = \frac{j_a}{F_n - F_0}, \quad (1)$$

где  $j_a$  – установившееся замедление колесной машины;  $F_n$  – установившееся усилие на педали тормоза.

**Цель и постановка задачи.** Целью данной работы является формирование граничных условий статической характеристики тормозного управления колесной машины. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- уточнить зависимость установившихся значений замедления колесной машины и усилия на педали тормоза;
- определить границы для регулирования коэффициента эффективности тормозного управления колесной машины;
- определить область допустимого изменения коэффициента эффективности тормозного управления колесной машины, при котором диапазон изменения замедления меньше порога его различия водителем.

**Границы расположения статической характеристики тормозного управления колесных машин.** Следует уточнить, что по выражению (1) оценивается не коэффициент эффективности тормозного управления, а

эффективность замедления колесной машины. Для оценки эффективности тормозного управления целесообразно воспользоваться зависимостью

$$K_{\mathcal{E}} = \frac{j_a - j_0}{F_n - F_0}, \quad (2)$$

где  $j_0$  – замедление колесной машины в момент начала формирования тормозной силы на колесах, т.е. при условии  $F_n \cong F_0$ ;

При этом учитываются начальные условия торможения: скорость в начале торможения, сопротивление дороги.

С учетом зависимости (2) и особенностей восприятия уровня замедления водителем рациональная статическая характеристика тормозного управления должна располагаться между границами, представленными на рисунке 2.

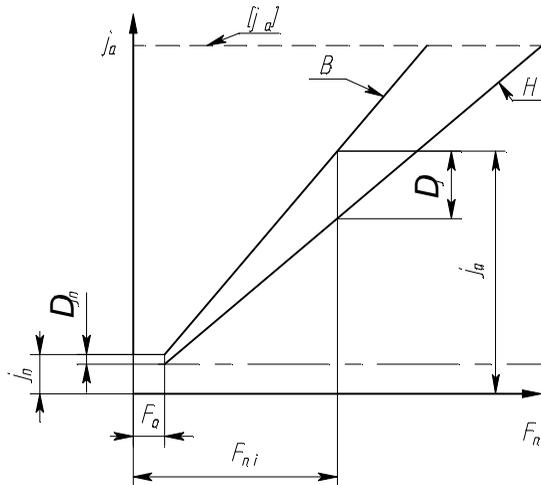


Рисунок 2 – Границы расположения статической характеристики максимально эффективного тормозного управления колесной машины:  $H$  – нижняя граница;  $B$  – верхняя граница;  $[j_a]$  – нормируемое замедление колесной машины;  $j_n$  – абсолютный порог различия замедления водителем;  $\Delta j$  – максимальная различимая величина ступени замедления при  $j_a$ ;  $\Delta j_n$  – максимальная различимая величина ступени замедления при  $j_n$ .

Верхняя граница значений замедления колесной машины в функции управляющего усилия на педали определяется системой уравнений:

$$\begin{cases} j_B = j_n + (F_n - F_0)K_{\mathcal{O}} & \text{при } F_n \geq F_0 \\ j_B = 0 & \text{при } F_n < F_0 \end{cases}, \quad (3)$$

где  $K_{\mathcal{O}}$  – коэффициент эффективности тормозного управления колесной машины в не нагруженном состоянии.

Очевидно, что нижняя граница значений замедления должна располагаться ниже верхней на максимальную различимую водителем величину ступени замедления  $\Delta j$ . Ступень замедления, различимая водителем согласно работе [2], должна удовлетворять условию:

$$\begin{cases} \Delta j \leq 0,07(j_a + 2,5) & \text{при } j_a \geq j_n \\ \Delta j = 0 & \text{при } j_a < j_n \end{cases}. \quad (4)$$

С учетом значения абсолютного порога различия  $j_n$  и коэффициента эффективности тормозного управления колесной машины  $K_{\mathcal{O}}$  условие (4) примет вид

$$\Delta j \leq 0,07\{[j_n + (F_n - F_0)K_{\mathcal{O}}] + 2,5\}. \quad (5)$$

Следовательно, нижняя граница значений замедления колесной машины в функции управляющего усилия на педали может быть определена вычитанием (5) из (3) и представлена в виде системы уравнений:

$$\begin{cases} j_H = 0,93[j_n + (F_n - F_0)K_{\mathcal{O}}] - \\ \quad \quad \quad - 0,175 & \text{при } F_n \geq F_0 \\ j_H = 0 & \text{при } F_n < F_0 \end{cases}. \quad (6)$$

Статическая характеристика тормозного управления, которая располагается между верхней и нижней границами (рис. 2) обеспечивает высшую эффективность и высокую точность тормозного управления.

С учетом вышеизложенного, зависимость (2) можно уточнить и записать в виде:

$$K_{\mathcal{O}} = \begin{cases} 0 & \text{при } F_n \leq F_0 \\ \frac{j_a - j_n}{F_n - F_0} & \text{при } j_0 \leq j_n \\ \frac{j_a - j_0}{F_n - F_0} & \text{при } j_0 > j_n \end{cases}. \quad (7)$$

С другой стороны коэффициент эффективности тормозного управления определяется параметрами колесной машины и тормозного управления

$$K_{\mathcal{O}} = f\{m_a^{-1}, K_{TV}\}, \quad (8)$$

где  $m_a$  – масса колесной машины;  
 $K_{TY} = i_n K_y [K_{T1} \cdot K_{Э1} + K_{T2} \cdot K_{Э2} \cdot K_{PTC}]$  – коэффициент передачи тормозного управления ( $i_n$  – передаточное число педали;  $K_y$  – коэффициент сервисного усиления;  $K_{T1}, K_{T2}$  – коэффициенты тормозных контуров;  $K_{Э1}, K_{Э2}$  – коэффициенты эффективности тормозных колес;  $K_{PTC}$  – коэффициент регулятора тормозных сил).

При допущении, что коэффициент передачи тормозного управления  $K_{TY}$  для данной машины не изменяется, то эффективность тормозного управления будет зависеть от степени загрузки, т.е. от массы колесной машины. Причем максимальный коэффициент эффективности тормозного управления характерен для не груженого состояния колесной машины. Поэтому границы расположения статической характеристики тормозного управления, определяемые зависимостями (3) и (6) и представленные на рис. 2 в данном случае относятся к эффективности тормозного управления колесной машины в не груженом состоянии.

Эффективность торможения колесной машины в груженом состоянии соответствует ломаной линии 2 на рисунке 3. При одинаковой начальной скорости торможения  $V_0$  замедление колесной машины в груженом состоянии  $j_{02}$  будет меньше, чем замедление в не груженом состоянии  $j_{01}$ .

Отношение указанных замедлений пропорционально отношению масс колесной машины для соответствующих состояний:

$$\frac{j_{01}}{j_{02}} = \frac{m_{a2}}{m_{a1}}, \quad (9)$$

где  $m_{a1}, m_{a2}$  – масса колесной машины, соответственно в груженом состоянии и не груженом состояниях.

При этом также снижается коэффициент эффективности тормозного управления и для достижения нормируемого замедления колесной машины  $[j_a]$  водитель должен увеличить усилие, прикладываемое к педали до величины  $F_n^{\max}$ . В этом случае снижение коэффициента эффективности допустимо до границы  $H_{\min}$  (см. рис. 3).

Величина максимального усилия на педали тормоза ограничивается стандартами [3,4]

$$F_n^{\max} \leq [F_n], \quad (10)$$

где  $[F_n]$  – максимально допустимое значение величины усилия на педали тормоза, при котором должно обеспечиваться нормируемое замедление  $[j_a]$  колесной машины.

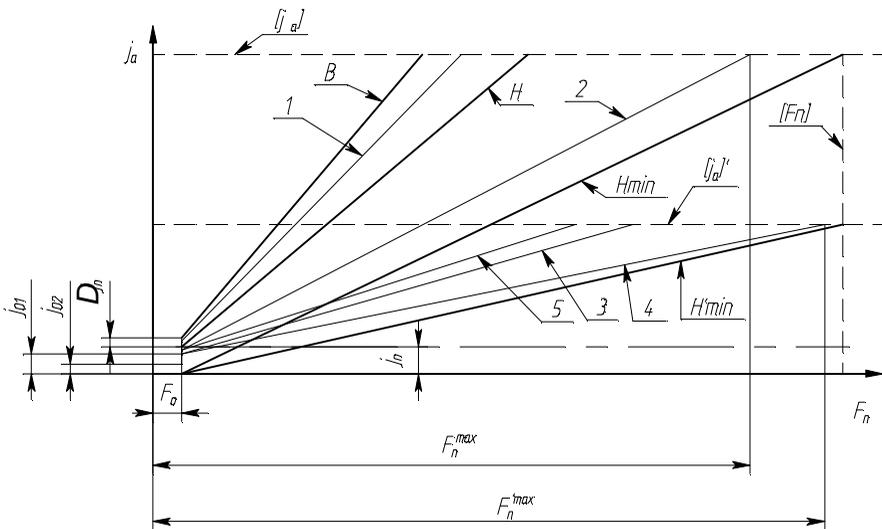


Рисунок 3 – Граничные условия и типовая статическая характеристика тормозного управления колесной машины:  $B$ ,  $H$  – границы максимальной эффективности;  $H_{min}$  – граница минимально допустимой эффективности при торможении рабочей тормозной системой;  $H'_{min}$  – граница минимально допустимой эффективности при торможении аварийной тормозной системой; 1, 2, 3, 4, 5 – статическая характеристика тормозного управления колесной машины, соответственно в негруженом и груженом состоянии, при отказе переднего и заднего тормозного контура и при отказе усилителя тормозов

При выходе из строя одного из тормозных контуров или усилителя тормозов коэффициент эффективности тормозного управления также снижается вследствие уменьшения коэффициента передачи  $K_{ТУ}$ . При этом водитель должен увеличить усилие на педали до значения  $F_n^{max}$  для достижения нормируемого замедления  $[j_a]'$ . В этом случае снижение коэффициента эффективности допустимо до границы  $H'_{min}$  (см. рис.3).

**Порог различия водителем изменения коэффициента эффективности тормозного управления.** Поскольку, вследствие особенностей восприятия, существует порог различия водителем уровня замедления, то постольку существует и порог различия коэффициента эффективности тормозного управления  $\Delta K_{\mathcal{E}}$ . Порог различия водителем изменения коэффициента эффективности тормозного управления  $\Delta K_{\mathcal{E}}$  можно определить с помощью схемы представленной на рисунке 4.

При соответствии статической характеристики тормозного управления верхней границе (см. рис.4) коэффициент эффективности определяет выражение:

$$K_{\mathcal{E}}^B = \frac{j_a - j_n}{F_n - F_0}, \quad (11)$$

а при соответствии статической характеристики нижней границе выражение:

$$K_{\mathcal{E}}^H = \frac{j_a - (j_n - \Delta j_n) - \Delta j}{F_n - F_0}. \quad (12)$$

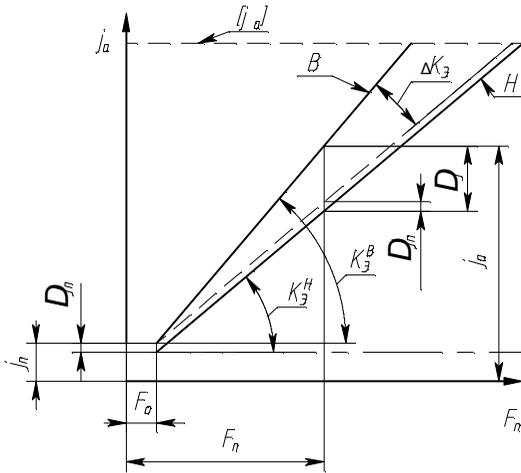


Рисунок 4 – Схема для определения коэффициента  $\Delta K_{\mathcal{E}}$

Очевидно, что порог различия водителем изменения коэффициента эффективности тормозного управления может быть получен вычитанием:

$$\Delta K_{\mathcal{E}} = K_{\mathcal{E}}^B - K_{\mathcal{E}}^H. \quad (13)$$

После подстановки и очевидных преобразований получим

$$\Delta K_{\mathcal{E}} = \frac{\Delta j - \Delta j_n}{F_n - F_0}. \quad (14)$$

С учетом выражения (4) пороговое замедление  $\Delta j_n$  можно определить как

$$\Delta j_n \leq 0,07(j_n + 2,5). \quad (15)$$

После подстановки выражений (4), (15) в формулу (14) и не сложных преобразований получим зависимость порога различия водителем изменения коэффициента эффективности тормозного управления от усилия на педали тормоза

$$\Delta K_{\varepsilon} = \begin{cases} 0 & \text{при } F_n \leq F_0 \\ \frac{0.07(j_a - j_n)}{F_n - F_0} & \text{при } F_n > F_0 \end{cases} \quad (16)$$

С учетом системы (7) выражение (16) можно переписать в виде:

$$\Delta K_{\varepsilon} = \begin{cases} 0 & \text{при } F_n \leq F_0 \\ 0.07K_{\varepsilon} & \text{при } F_n > F_0 \end{cases} \quad (17)$$

**Выводы.** Предложенные зависимости позволяют:

- более точно с учетом начальных условий торможения определить коэффициент эффективности тормозного управления колесной машины;
- определить диапазон изменения коэффициента эффективности при торможении колесной машины, как рабочей тормозной системой, так и аварийной системой;
- определить порог различия водителем изменения коэффициента эффективности тормозного управления.

Предложенные зависимости могут быть использованы при проектировании автоматических адаптивных систем тормозного управления:

- для определения диапазона регулирования коэффициента эффективности  $K_{\varepsilon}$ ;
- для определения отклонений коэффициента эффективности  $K_{\varepsilon}$ , при которых водитель не различает изменения эффективности торможения колесной машины.

**Список литературы:** 1. Савельев Б.В. Обоснование статической характеристики тормозной системы автомобиля. Автореф. дис. к.т.н. – М., 1988. 2. Нужный В.В. Разработка электропневматического тормозного привода автотранспортного средства. Диссертация на соискание уч.ст.к.т.н. – Донецк, 1996. 3. ГОСТ 22895 – 77. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 14 с. 4. ДСТУ UN/ECE R 13-07,08:2002 Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения. – Київ.: Державний комітет України з питань технічного регулювання та технічної політики, 2002. – 180 с.

Поступила в редколлегию 15.12.2009

# **ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ**

УДК 621.313:629.423

*А. В. ДЕМИДОВ, Б. Г. ЛЮБАРСКИЙ*, канд. техн. наук,  
*Т.В. ПАРФЕНЮК*, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

## **ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ИНВЕРТОРОМ НАПРЯЖЕНИЯ, РАБОТАЮЩЕГО ПО МЕТОДУ ПРОСТРАНСТВЕННО ВЕКТОРНОЙ ШИМ ПРИ ПОСТОЯНСТВЕ АМПЛИТУДЫ СУММАРНОГО ВЕКТОРА НАПРЯЖЕНИЯ**

Розроблено імітаційну модель, що реалізує алгоритм подачі керуючих імпульсів для тягового приводу за методою просторово-векторної ШИМ, що забезпечує постійність амплітуди сумарного вектору напруги.

A simulation model, realizing the algorithm of serve of managing impulses for a hauling drive on the method of space-vector PVM, is developed, providing constancy of amplitude of total vector of voltage.

В настоящее время большая часть пригородного пассажиропотока Украины перевозится устаревшим подвижным составом, не отвечающим современным нормам в области экономической эффективности [1]. Для повышения конкурентоспособности пассажирских перевозок на линиях с малым пассажиропотоком необходим новый эффективный подвижной состав, имеющий улучшенные характеристики, позволяющие снизить затраты на электроэнергию и эксплуатационные расходы.

Одним из главных недостатков существующего подвижного состава является неэффективный тяговый привод, состоящий из коллекторного тягового электродвигателя постоянного тока и контактно-реостатной системы регулирования. Мировая практика показала, что для пригородных перевозок наиболее перспективен непосредственный привод на базе двигателей переменного тока с возбуждением от постоянных магнитов.

Создание высокоэффективного непосредственного тягового привода возможно при использовании высокомоментных тяговых двигателей и системы управления, обеспечивающей высокую энергетическую эффективность при разных частотах вращения и сравнительно равномерный момент при пуске. Наиболее полно таким требованиям отвечают синхронные двигатели с возбуждением от постоянных магнитов и метод управления силовыми транзисторами называемый пространственно-векторная ШИМ.

Целью работы является разработка имитационной модели, реализующей алгоритм подачи управляющих импульсов для тягового привода по методу пространственно-векторной ШИМ.

На рисунке 1 показана принципиальная схема привода, состоящая из двигателя переменного тока, подключенного к инвертору напряжения. Поскольку силовые ключи VS1, VS3, VS5 могут находиться только во включенном или отключенном состоянии и, при этом, ключи VS2, VS4, VS6 могут находиться только в противоположном состоянии (паузами неперекрывания в данном случае пренебрегаем), то всего возможно восемь состояний силовой схемы управления, шесть из которых приводят к формированию ненулевых фазных напряжений.

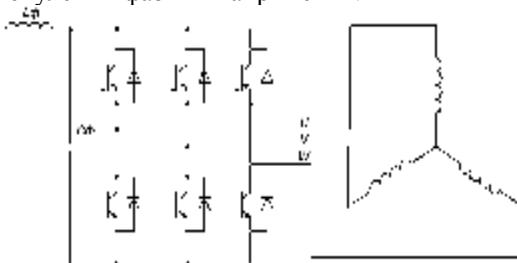


Рисунок 1 – Принципиальная схема инвертора напряжения синхронного двигателя.

Также существуют шесть переходных состояний, в которых открыто только по одному транзистору анодной и катодной групп. Если провести суммарные векторы напряжений, проходящих через обмотки статора, то начала векторов двенадцати ненулевых и переходных комбинаций будут находиться в вершинных и переходных комбинаций будут находиться в вершинных и серединах сторон этого треугольника.

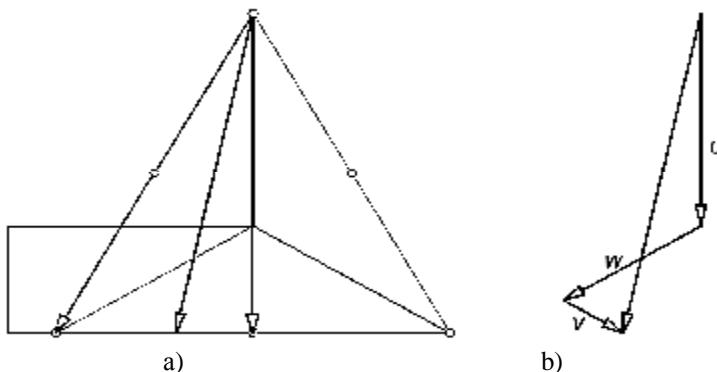


Рисунок 2. – а) работа системы пространственно-векторной ШИМ при положении суммарного вектора статора  $OC$ . б) векторная диаграмма, поясняющая получение вектора  $OC$ .

Последовательное переключение описанных двенадцати векторов создаст вращающийся вектор напряжения. Из-за дискретного характера вращения вектора напряжения, а, следовательно, и вектора потока статора,

угол управления будет переменным, что приведет к скачкам момента двигателя. Для подвижного состава с непосредственным приводом необходимо формирование не только 12 основных векторов напряжения, но и промежуточных между ними. В таком случае удастся максимально полно использовать двигатель, так как угол управления в этом случае будет поддерживаться системой управления близким к оптимальному (90 градусов), и получить плавный ход подвижного состава при малых скоростях движения. Принцип формирования промежуточного вектора напряжения, в данном случае соответствующего отрезку  $OC$ , приведен на рисунке 2.

Временной интервал, на который нужно открывать каждый модулирующий транзистор при любом положении суммарного вектора напряжения (в данном примере вектора  $OC$ ) определяется длиной отрезков  $KL$  и  $LM$ , показанных слева от векторов напряжения (рисунок 2). Длина отрезка  $KL$  определяет интервал открытого состояния транзистора катодной группы фазы  $W$ , длина отрезка  $LM$  соответственно интервал открытого состояния транзистора катодной группы фазы  $V$ .

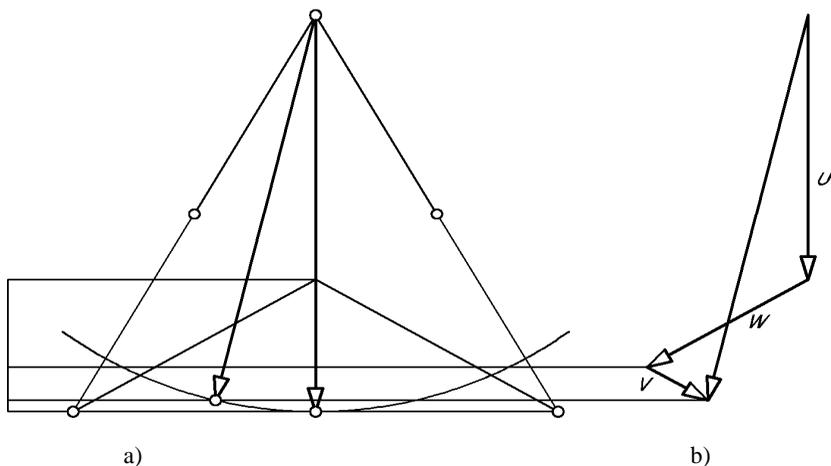


Рисунок 3– *a*) работа модифицированной системы пространственно-векторной ШИМ при положении суммарного вектора статора  $OC$ . *b*) векторная диаграмма, поясняющая получение вектора  $OC$ .

У схемы работы, показанной на рисунке 2, есть существенный недостаток. При положениях конца вектора в вершинах треугольника он больше вектора фазы в  $\sqrt{3}$  раз, а при положении в середине стороны треугольника – больше в 1,5 раза. Следовательно, во время поворота вектора на  $30^\circ$  его длина будет постоянно меняться, и разница между самым коротким и самым длинным вектором равна  $\frac{\sqrt{3}}{1.5} = 1.1547$  раза. Так как

момент двигателя напрямую зависит от тока, а следовательно и от напряжения статора, то он тоже будет изменяться в указанное число раз. Это приведет к рывкам силы тяги и вибрации двигателя, что для тягового электропривода неприемлемо. Одним из способов решения этой проблемы является ограничение длины суммарного вектора напряжения статора на уровне 1,5 фазного напряжения, что соответствует самому короткому суммарному вектору напряжений статора [2].

В уравнение, определяющее временные интервалы открытого состояния модулирующих транзисторов вводится еще одна переменная – длина отрезка MN, которая определяет насколько нужно уменьшить длину текущего суммарного вектора напряжения, чтобы привести его к 1,5 фазного напряжения. Эта величина определяет временной интервал, в течение которого оба модулирующих транзистора будут находиться в закрытом состоянии. Работа модернизированной таким образом системы показана на рисунке 3.

Так как тяговый двигатель синхронный, входной величиной для системы управления является сигнал с датчика положения ротора, а также сигналы обратных связей от датчиков тока и напряжения. Зная положение ротора двигателя, можно однозначно определить коэффициенты, соответствующие длинам отрезков KL, LM, MN. Измерив временной интервал между импульсами с датчика положения ротора можно определить частоту вращения двигателя, а, следовательно, и скорость движения подвижного состава.

После проведения геометрических преобразований получены выражения, определяющие работу системы модернизированной ШИМ.

Так как прикладываемое к двигателю напряжение изменяется, расчет ведется в относительных единицах, за единицу принят вектор фазного напряжения в фазе U, соответствующий положению вектора OB. Расчет ведется для участка, соответствующего повороту вектора суммарного напряжения статора с 0 по 60 градусов.

Коэффициент, соответствующий длине отрезка ML:

$$k_{ml} = \frac{1 - \frac{\tan(g_{\text{рад}} + \frac{P}{180})}{\sqrt{3}}}{1 + \frac{\tan(g_{\text{рад}} + \frac{P}{180})}{\sqrt{3}}}, \quad (1)$$

где  $\gamma_{\text{рад}}$  – угол, определяющий положение ротора.

Коэффициент, соответствующий длине отрезка MN:

$$k_{mn} = \frac{2 \cdot 1.5}{\sqrt{3} \cdot \sqrt{(1 + k_{ml})^2 + 3 \cdot (1 - k_{ml})^2}}, \quad (2)$$

Коэффициент, соответствующий длине отрезка KL:

$$k_{kl} = (1 - k_{ml}) \cdot (1 - k_{mn}), \quad (3)$$

Согласно вычисленным коэффициентам определяются фазные напряжения:

$$\begin{aligned} U_U &= U_\phi \cdot (1 - k_{mn}) \\ U_V &= U_\phi \cdot k_{ml} (1 - k_{mn}) \\ U_W &= U_\phi \cdot (1 - k_{ml}) \cdot (1 - k_{mn}) \end{aligned} \quad (4)$$

Используя полученные выражения, была создана цифровая модель системы управления электропривода в пакете Matlab-Simulink [3]. В модели осуществлено управление транзисторами *VSI-VS6* и реализована система регулирования методом пространственно-векторной ШИМ. Для регулирования напряжения в звене постоянного тока используется импульсный регулятор. Для упрощения цифрового моделирования работа импульсного регулятора в модели не рассматривается, он заменен регулируемым источником напряжения. Также в работе приняты следующие допущения: транзисторы *VSI-VS6* идеальные ключи, обратные диоды – идеальные диоды, источник регулируемого напряжения имеет внутреннее сопротивление  $10^{-7}$  Ом.

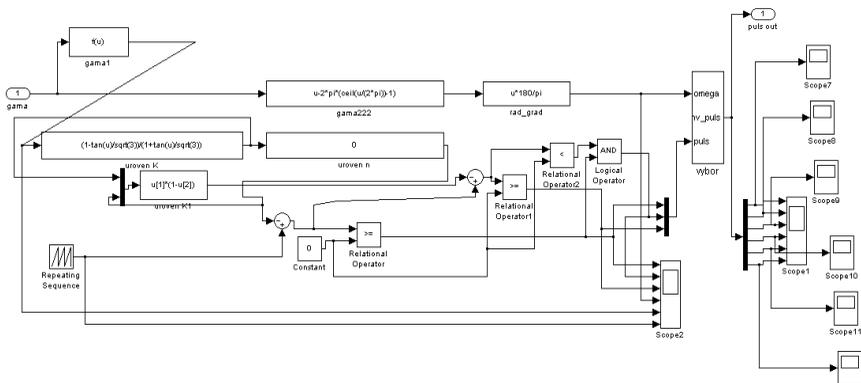


Рисунок 4 – Подсистема вычисления коэффициентов и генерирования управляющих импульсов.

Внешний вид блока модели, реализующего расчет коэффициентов для работы системы ШИМ и генерирование управляющих импульсов, приведен на рисунке 4.

Выводы:

В результате имитационного моделирования системы управления инвертором напряжения согласно методу пространственно-векторному ШИМ получены графики подачи управляющих импульсов на затворы силовых транзисторов.

Предложена методика формирования управляющих импульсов для инвертора напряжения в составе непосредственного привода с синхронным двигателем с возбуждением от постоянных магнитов, работающего по методу пространственно-векторной ШИМ.

Особенностью предложенной методики является стабилизация амплитуды суммарного вектора напряжения при любом положении ротора.

Разработана имитационная модель, реализующая алгоритм подачи управляющих импульсов для тягового привода по методу пространственно-векторной ШИМ, обеспечивающий постоянство амплитуды суммарного вектора напряжения.

**Список литературы:** 1. LXVI Международная научно-практическая конференция «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта» г. Днепропетровск 2006, *Омельяненко В.И., Любарский Б.Г., Бойко А.И. Демидов А.В.* Тяговый электропривод для подвижного состава железных дорог Украины. 2. Field Orientated Control of 3-Phase AC-Motors. – Texas Instruments Europe. Literature Number: VPRA073. February 1998. 3. *Ануфриев И. Е., Смирнов А. Б., Смирнова Е. Н.* MATLAB 7. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 1104 с.: ил.

*Поступила в редколлегию 26.11.2009*

*Ю.В. МАКАРЕНКО*, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

## **КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ВАГОНА, ОБОРУДОВАННОГО ПНЕВМАТИЧЕСКИМ РЕССОРНЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ**

У статті наведено результати комп'ютерного моделювання динаміки вагона, який обладнано пневматичним ресорним підвішуванням. Досліджена спільна робота пневморесори та пристрою для живлення її стислим повітрям.

In article results of computer modelling of dynamics of the car equipped with pneumatic spring suspension are resulted. Teamwork of a pneumospring and the device for a food by its compressed air is investigated.

Для металлических систем рессорного подвешивания транспортных средств характерен ряд недостатков: ограниченность величины статического прогиба, необходимость применения гасителей колебаний, слабая фильтрация вибраций и шума, проникающего в кузов и т.д. Реальные возможности его совершенствования практически исчерпаны.

Указанные обстоятельства актуальны для пригородного железнодорожного подвижного состава, где характеристики существующих конструкций металлического рессорного подвешивания налагают значительные ограничения на показатели повышения производительности и комфорта перевозок пассажиров.

Применение пневматического рессорного подвешивания является одним из перспективных направлений решения задачи улучшения эксплуатационных качеств подвижного состава. Оно обеспечивает получение больших статических прогибов, т.е. собственную частоту вертикальных колебаний кузова в окрестности 1 Гц наиболее комфортную для пассажиров, обладает демпфирующими и виброизолирующими свойствами, стабилизирует уровень пола вагона и автосцепки при изменении загрузки вагона и снижает динамическое воздействие на путь. Опыт эксплуатации систем пневматического рессорного подвешивания, получивших широкое распространение за рубежом (Япония, Франция, Англия, Италия), как на автомобильном, так и на железнодорожном транспорте показывает экономическую целесообразность его применения.

Однако, несмотря на значительные успехи практического применения пневматического рессорного подвешивания, отдельные вопросы динамики экипажей с пневморессорами (ПР) имеют недостаточное теоретическое обоснование. Например, в технической литературе недостаточно освещены вопросы совместной работы пневморессоры и устройства для питания ее сжатым воздухом, которое одновременно регулирует уровень автосцепки относительно рельсов (высоторегулирующий клапан – ВК [1]). Например,

при неисправности демпфирующего устройства ВК, он будет осуществлять спонтанную подачу или выпуск сжатого воздуха из пневморессоры, что изменит давление воздуха в них, т.е. приведет к появлению возмущающей силы. Эта сила может вызвать появление режима вынужденных колебаний кузова, т.е. автоколебания. В связи с этим необходимо продолжить теоретические исследования в этом направлении.

Целью статьи является исследование режимов вынужденных колебаний, т.е. автоколебаний кузова вагона на пневматических рессорах, которые установлены между поперечной балкой и боковиной рамы тележки (рис.1). Пневморессора соединена трубопроводом, содержащим дроссель с дополнительным воздушным резервуаром и ВК.

Каждая тележка вагона оборудована двумя пневматическими рессорами, которые установлены на правой и левой боковинах ее рамы.

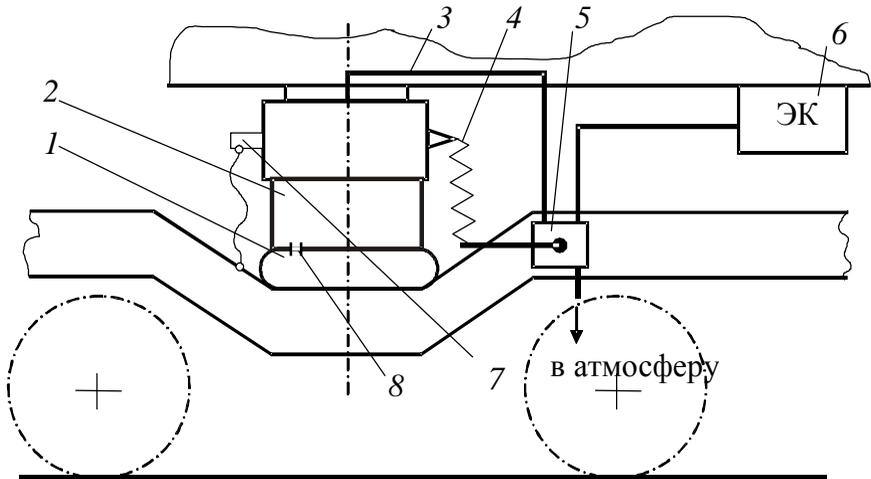


Рисунок 1 – Схема пневматического рессорного подвешивания задней тележки  
 1 – пневморессора, 2 – дополнительный резервуар, 3 – соединительный трубопровод,  
 4 – привод высоторегулирующего клапана, 5 – высоторегулирующий клапан,  
 6 – электрокомпрессор, 7 – срывной клапан с тросиком, 8 – дроссель.

Математическая модель, описывающая в виде системы дифференциальных уравнений динамику вагона, оборудованного пневматическим рессорным подвешиванием, составлена на базе фундаментальных положений теоретической механики термо- и газодинамики [2]. Ее исследование проведено методами численного интегрирования.

Рассмотрен колебательный процесс системы, состоящей из части массы кузова вагона, приходящейся на пневморессору, соединенную с дополнительным резервуаром трубопроводом с дросселем.

Введем следующие обозначения

$P_n$  – давление воздуха в пневморессоре определяется термодинамическими процессами;  $z$  – вертикальная координата.

Уравнение собственных колебаний массы

$$m \ddot{z} + K \frac{G}{f_d} \dot{z} + \frac{n(P_n + I)F^2}{V_n + V_{др}} z = 0, \quad (1)$$

где  $m$  – часть массы кузова вагона,  $K$  – коэффициент,  $G$  – масса воздуха, которая перетекала через дроссельное отверстие в течение полупериода колебаний;  $f_d$  – площадь проходного сечения дроссельного отверстия;  $F$  – эффективная площадь пневморессоры;  $V_n$ ,  $V_{др}$  – объем пневморессоры и дополнительного резервуара – соответственно;  $n$  – показатель политропы.

Второе слагаемое в (1) представляет собой диссипативную силу, а третье слагаемое – упругую силу, создаваемую пневморессорой.

Для описания термодинамических процессов введем следующие параметры:  $T$  – абсолютная температура воздуха;  $r$  – плотность воздуха;  $C_p$  – теплоемкость воздуха в процессе  $P = const$ ;  $C_v$  – теплоемкость воздуха в процессе  $V = const$ ;  $R$  – газовая постоянная,  $Q$  – количество теплоты.

Ввиду малого диапазона изменения температур в системе будем считать, что  $C_p$ ,  $C_v$  и  $R$  не зависят от температуры и от времени.

Первый закон термодинамики в дифференциальной форме

$$C_v T_i dG_i + C_v G_i dT_i + P_i dV_i = \Sigma dQ_i, \quad (2)$$

где  $dQ_i$  – количество теплоты отводимой (–) или подводимой (+) к элементу термодинамической системы через теплообмен с окружающей средой;  $i$  – индекс элемента системы:  $i=1$  для пневморессоры,  $i=2$  для трубопровода,  $i=3$  для дополнительного резервуара  $i=4$  для высоторегулирующего клапана.

Уравнение теплообмена элемента пневмосистемы с окружающей средой

$$dQ_i = K_i \cdot H_i (T_0 - T_i) dt$$

где  $K_i$  – стационарный усредненный коэффициент теплопередачи;  $H_i$  – площадь поверхности теплообмена;  $T_0$  – температура окружающей среды;  $t$  – время теплообмена.

Для массы воздуха, перетекающей из одного объема в другой

$$dQ_i = C_p T_i dG_i.$$

После подстановки в уравнение (2) получим

$$C_v T_i dG_i + C_v G_i dT_i + P_i dV_i = C_p T_i dG_i + K_i H_i (T_0 - T_i) dt. \quad (3)$$

Состояние воздуха в системе описывается уравнением Клапейрона

$$P_i dV_i + V_i dP_i - K_i T_i dG_i - R_i G_i dt = 0 \quad (4)$$

Хотя масса воздуха в отдельных элементах пневматической системы при колебаниях груза на рессоре изменяется, суммарная масса воздуха в системе постоянна, если пренебречь утечками воздуха. Уравнение закона сохранения массы воздуха

$$dG_1 + dG_2 + dG_3 + dG_4 = 0 \quad (5)$$

Здесь последнее слагаемое представляет собой количество сжатого воздуха, подаваемое или выпускаемое из системы пневматического рессорного подвешивания через ВК. Оно может быть представлено в виде периодической функции, частота и амплитуда которой определяются величиной относительных перемещений верхнего и нижнего днищ пневморессоры в процессе колебаний элементов экипажа, а также зависят от параметров ВК, в частности от его зоны нечувствительности, в пределах которой она обращается в ноль.

Уравнение расхода воздуха через дроссель, если его скорость не превышает половины скорости звука

$$dG = \pm m f \sqrt{2 r_2 (P_1 - P_2)} dt, \quad (6)$$

Для воздушного тракта, соединяющего пневморессору и ВК

$$dG_4 = \pm m_4 f_4 \sqrt{2 r_r (p_r - p_1)} dt \quad (7)$$

здесь  $m$  – коэффициент истечения воздуха через дроссель.

При истечении воздуха из пневморессоры берется знак «+», а при возврате знак «-», в связи с чем, дифференциальные уравнения, описывающие термодинамические процессы в пневматической системе подвешивания будут различными для ходов сжатия и расширения пневморессоры.

Система дифференциальных уравнений (1–7), образующих математическую модель, исследовалась в среде математического

моделирования MatLab. В качестве объекта исследования был выбран пассажирский вагон с номинальной загрузкой.

На рис. 2 приведена осциллограмма собственных вертикальных колебаний массы вагона на пневморессорах при отключенном по воздуху ВК.

Как видно из осциллограммы, колебания носят затухающий характер при частоте около 1 Гц.

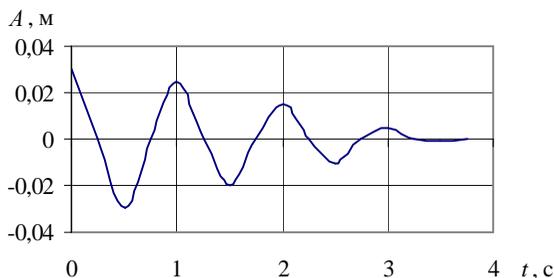


Рисунок 2 – Собственные колебания массы на пневморессоре без подпитки от ВК

Если ВК включен по воздуху то при опускании массы вниз от номинального положения, в пневматическую систему поступают от ВК порции сжатого воздуха, что создает импульсы сил, направленные вверх. При движении массы вверх от номинального положения, порции сжатого воздуха через ВК выходят в атмосферу, давление в пневморессоре снижается. Это может привести к нарастанию амплитуд колебаний, которое обусловлено периодической подачей – выпуском сжатого воздуха из пневморессоры. Это явление можно рассматривать как автоколебательный процесс.

На рис. 3 приведена одна из осциллограмм, из которой видно, что при определенных начальных условиях действительно развивается автоколебательный процесс, т.е. амплитуды колебаний заметно нарастают, что подтверждает гипотезу, изложенную в работе [3].

Такое нарастание амплитуд наблюдается только при частотах колебаний близким к собственной частоте колебаний массы на пневморессоре.

Если порции воздуха, протекающие через ВК, представить в виде отдельных периодически повторяющихся импульсов, что моделирует работу ВК, имеющего зону нечувствительности, то картина автоколебательного процесса существенно не изменяется.

Такое нарастание амплитуд колебаний для вагона является нежелательным, в связи с чем ВК должен быть устроен так, чтобы при собственных частотах колебаний кузова на пневматических рессорах впуска – выпуска сжатого воздуха из пневморессор не происходило. Это обеспечивается подбором демпфирующего устройства, замедляющего работу ВК или устройством в питающем трубопроводе калиброванного отверстия необходимого сечения.

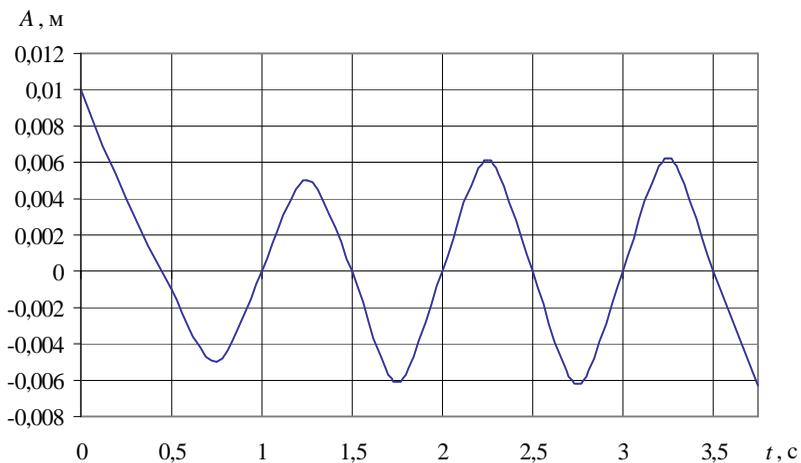


Рисунок 3 – Колебания груза на пневморессоре при включенном ВК

Таким образом, подтверждена возможность развития автоколебаний в системе «пневморессора – высоторегулирующий питательный клапан»

При снижении частоты собственных колебаний наблюдается более высокий темп нарастания амплитуд автоколебаний.

При одиночных импульсах автоколебательный процесс не развивается, если демпферы вагона находятся в неисправном состоянии.

Полученные результаты показывают, что на подвижном составе, оборудованном пневматическими рессорами, высоторегулирующие клапана должны поддерживаться в исправном состоянии, а информация о нарушениях в их работе должна поступать к машинисту.

**Список литературы:** 1. Пневматическое рессорное подвешивание тепловозов / Куценко С.М., Елбаев Э.П., Кирпичников В.Г., Маслиев В.Г., Рубан А.Н. / Под ред. С.М.Куценко. – Харьков: Вища школа, 1978. – 97 с. 2. Развитие устройств регуляторов пневматического рессорного подвешивании транспортных средств / Маслиев В.Г., Макаренко Ю.В. Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2008. – № 46. – 91 – 96 с 3. Теоретическое исследование пневматического рессорного подвешивания при линейном регуляторе / Загорецкий В.А., Куценко С.М., Савушкин С.С., Шевченко П.М. Сб. «Локомотивостроение», вып. 1, 1968. – с 35–43

Поступила в редколлегию 2.12.2009

*А. М. МУХА*, канд. техн. наук. (Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна)

## **ВИЗНАЧЕННЯ СПІВВІДНОШЕННЯ МІЖ ВАРТІСТЮ ТА ПАРАМЕТРАМИ СИЛОВИХ НАПІВПРОВІДНИКОВИХ ПРИЛАДІВ ТЯГОВИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ БАГАТОСИСТЕМНИХ ЕЛЕКТРОВІЗІВ**

В статті наведені результати визначення залежності між вартістю силових напівпровідникових приладів та їх параметрами (прямий струм та клас приладу), які пропонується представити у вигляді показника «струм/клас». Отримані аналітичні залежності можуть бути використані для знаходження оптимальних структур статичних перетворювачів для тягового приводу багатосистемних електровізів.

In article are presented results of the determination to dependencies between cost power semiconductor instrument and their parameter (the direct current and class), which is offered present in the manner of factor "current/class". Got analytical dependencies can be used for finding of the optimum structures of the steady-state converters for traction drive much systems electric locomotive.

**Вступ.** У теперішній час рівень розвитку силової електроніки дозволяє створювати перетворювачі з будь-якою потрібною структурою. Наявність повністю керованих силових напівпровідникових приладів (СНП) забезпечує можливість побудови відносно простих перетворювачів з покращеними енергетичними показниками у порівнянні з системами які використовувались раніш [1,2].

Але потужні високовольні СНП мають відносно високу вартість. Тому постає питання, щодо визначення перетворювальних структур, які б були оптимальні саме за вартісними показниками (капітальні та експлуатаційними витрати), що може бути здійснено за допомогою так званої цільової функції  $\dot{O}_N$  [3].

**Мета роботи.** Провести дослідження, метою яких є визначення співвідношення між вартістю та параметрами силових напівпровідникових приладів, що дозволить визначити функцію затрат  $\zeta^c(U)$  цільової функції  $\dot{O}_N$  для подальшого пошуку оптимальних перетворювальних структур тягового приводу багатосистемних електровізів.

### **Матеріал і результати дослідження.**

Умовно приймаємо, що вартість складових частин тягового перетворювача пристрою пропорційна вартості напівпровідникових вентилів, з яких вони зібрані. Абсолютна вартість пристрою не має значення, так як для визначення оптимального параметричного ряду пристроїв потрібно знайти мінімальне відносне значення цільової функції [3].

До складу виразу цільової функції входять капітальні витрати на закупівлю напівпровідникових приладів та інших компонентів перетворювача. Аналіз технічної літератури та інших джерел показав, що вартість напівпровідникових перетворювачів залежить насамперед від виду та типу силових напівпровідникових приладів, які є основою будь-якого перетворювача. Тому в даних дослідженнях приймаємо, що функція капітальних витрат на виробництво складових частин перетворювача визначається саме вартістю силових напівпровідникових приладів. Проведений аналіз російського ринку напівпровідникових приладів (станом на 2007 рік) дозволяє визначити характерну залежність вартості СНП від класу приладу та його номінального струму, тобто від параметрів напівпровідникових приладів. Як відомо, саме параметри СНП визнають можливість технічної реалізації будь-якої структури напівпровідникового перетворювача.

На вартість СНП впливають об'єктивні (вид, тип приладу та його технічні параметри та характеристики) та суб'єктивні фактори (розвинення ринку, наявність конкуренції та інш.), які в дослідженнях намагалися виключити за рахунок дослідження ринку Росії, як більш розвиненого, але такого, що пропонує такі ж самі прилади, що і в Україні.

Пропонується ввести показник  $\tilde{N}\hat{E} = \frac{\tilde{N}\delta\hat{o}\hat{i}}{\hat{E}\hat{e}\hat{a}\hat{n}}$ , який на думку автора, найбільш повно характеризує основні параметри силових напівпровідникових приладів.

Пропонується використовувати залежність відносної вартості приладу  $\hat{A}^*$  від відношення «струм/клас», тобто досліджувана функція має вигляд  $\hat{A}^* = f(CK)$ .

Вартість приладу визначимо у відносних одиницях, тобто вартість кожної позиції у загальному переліку СНП, який складено за даними [3,4,5],

розраховується як  $B^* = \frac{B}{B_{\min}}$ , де  $B$  вартість одного СНП,  $B_{\min}$  - найменша

вартість серед усього переліку СНП даного виду. За «видом» СНП, які розглядаються, розподілено на: діоди випрямні (найменша вартість 39,26 руб.), діоди лавини (найменша вартість 81,6 руб.), тиристори низькочастотні (найменша вартість 42,83 руб) [3,4,5].

На рис. 1 представлена залежність  $\hat{A}^* = f(CK)$  для випрямних діодів, маркування яких відповідає діючим стандартам в Україні.

Пропонується провести апроксимацію залежності  $\hat{A}^* = f(CK)$  для приладів, які згруповано по класам, а саме в діапазонах: [0;10), [10;20); [20;30); [30;40); [40;50].

Апроксимація залежності  $\hat{A}^* = f(CK)$  проводимо за наступним виразом (у загальному вигляді):  $y(x) = y_0 + A_1 e^{\left(\frac{-x}{t_1}\right)}$  (експоненціальна першого порядку).

Для розглянутої залежності  $\hat{A}^* = f(CK)$  СНП коефіцієнти апроксимації мають наступні значення:  $y_0 = 172,91173$ ,  $A_1 = -164,73039$ ,  $t_1 = 257,811$ . Тоді вираз для апроксимованої залежності  $\hat{A}^* = f(CK)$  приймає вигляд:

$$V^*(CK) = 172,91173 - 164,73039 \cdot e^{\left(\frac{-CK}{257,811}\right)}.$$

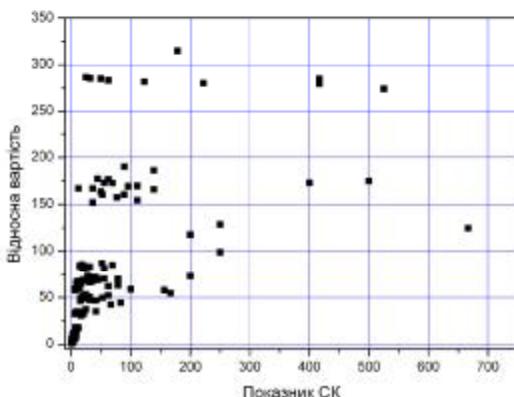


Рисунок 1 – Залежність  $\hat{A}^* = f(CK)$  для випрямних діодів всіх класів.

На рис. 2 представлена експериментальна та апроксимована залежність  $\hat{A}^* = f(CK)$  для випрямних діодів діапазону класів  $\hat{E} = [0;10)$ .

Використання інших аналітичних виразів для апроксимації залежності  $\hat{A}^* = f(CK)$  не дозволило побудувати апроксимовану залежність, яка б відповідала характеру поведінки експериментальної залежності  $\hat{A}^* = f(CK)$ . Тому приймаємо, що для апроксимації експериментальної залежності  $\hat{A}^* = f(CK)$  розглянутих в роботі СНП, використовуємо експоненціальну залежність першого порядку.

Для перевірки узгодженості теоретичних значень функції  $\hat{A}^* = f(CK)$  з експериментальним використаємо критерій  $\chi^2$  (хі- квадрат) Пірсона [7].

Критерій узгодженості  $\chi^2$  у нашому випадку запишеться:

$$c_{\text{нн } \delta \text{нн}}^2 = \sum_1^S \frac{(B_A^* - B_O^*)^2}{B_O^*},$$

де  $c_{\text{нн } \delta \text{нн}}$  - критерій узгодженості, що спостерігається;

$B_E^*$  - емпірична відносна вартість СНП, яка визначається по експериментальним даним;

$B_T^*$  - теоретичне значення відносної вартості СНП, яка визначається за допомогою апроксимованої функції.

$S$  - кількість інтервалів групування відносної вартості СНП.

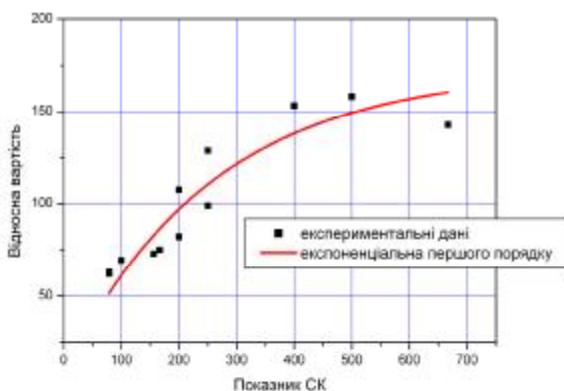


Рисунок 2 – Апроксимована залежність  $\hat{A}^* = f(CK)$  для випрямних діодів, діапазон класів  $\hat{E} = [0;10)$ .

Теоретична  $B^*(CK)$  узгоджується з експериментальним значенням якщо:

$$c_{\text{нн } \delta \text{нн}}^2 < c_{\delta \delta}^2,$$

де:  $c_{\delta \delta}^2$  - критерій Пірсона, який визначається по спеціальним таблицям [7], для цього потрібно визначити кількість ступенів свободи розподілення  $k = S - n$ ;  $n$  - кількість незалежних умов розподілення.

В нашому випадку при визначені ступені узгодженості теоретичних та експериментальних значень  $B^*(CK)$  задано дві умови: середні значення розподілення повинні співпадати; дисперсії розподілення також повинні співпадати, тобто  $n = 2$ .

Рівень значимості приймаємо  $a = 0,05$ .

Представимо результати перевірки узгодженості емпіричних та теоретичних залежностей  $\hat{A}^* = f(CK)$  для випрямних діодів (діапазон класів  $[0;10)$ ) у табличному вигляді (табл. 1).

Використовуючи аналогічну методику представимо на рис. 3 та результати апроксимації залежностей  $\hat{A}^* = f(CK)$  для випрямних діодів інших діапазонів класів, що розглядаються.

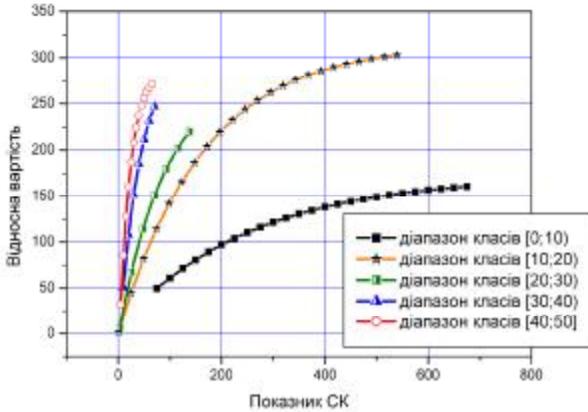


Рисунок 3 – Апроксимовані залежності  $\hat{A}^* = f(CK)$  для всіх діапазонів класів випрямних діодів.

Отримана аналітична залежність  $\hat{A}^* = f(CK)$  для випрямних діодів всіх діапазонів класів, що розглядаються, запишеться як:

$$B^*(CK) = \begin{cases} 172,91173 - 164,73039 \cdot e^{\left(-\frac{CK}{257,811}\right)}, \hat{E} = [0,10), CK = [78,75; 666,67] \\ 314,78 - 314,12736 \cdot e^{\left(-\frac{CK}{164,88305}\right)}, \hat{E} = [10,20), CK = [0,56; 525] \\ 281,84 - 283,11551 \cdot e^{\left(-\frac{CK}{90,49054}\right)}, \hat{E} = [20,30), CK = [2,5; 123,08] \\ 298,52041 - 321,76063 \cdot e^{\left(-\frac{CK}{38,25211}\right)}, \hat{E} = [30,40), CK = [11,11; 69,44] \\ 286,87 - 321,25566 \cdot e^{\left(-\frac{CK}{21,38554}\right)}, \hat{E} = [40,50), CK = [5,68; 62,5] \end{cases}$$

За аналогічною методикою можливо визначити відносну вартість будь-якого СНП.

Представимо результати визначення залежності  $\hat{A}^* = f(CK)$  для лавинних діодів (рис. 4) та тиристорів низькочастотних (рис. 5).

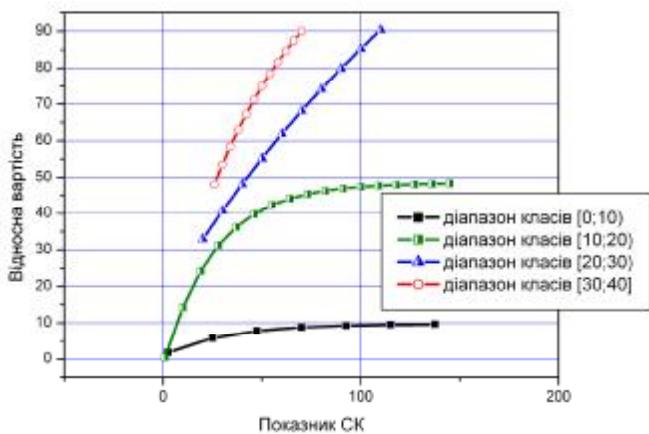


Рисунок 4 – Апроксимовані залежності  $\hat{A}^* = f(CK)$  для всіх діапазонів класів лавинних діодів.

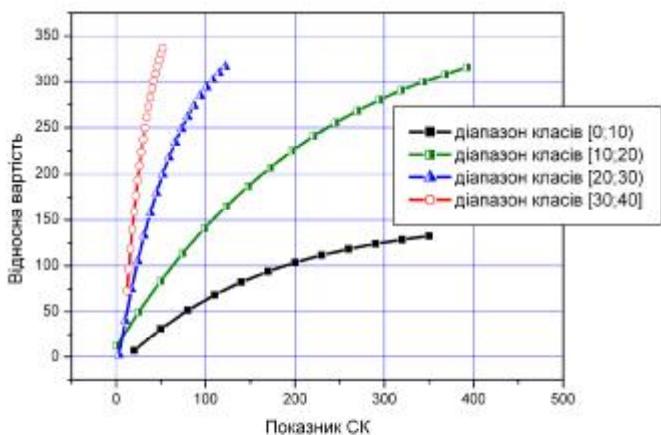


Рисунок 5 – Апроксимовані залежності  $\hat{A}^* = f(CK)$  для всіх діапазонів класів низькочастотних тиристорів

Таблиця 1

Результати перевірки узгодженості емпіричних та теоретичних залежностей

$$\hat{A}^* = f(CK) \text{ для СНП}$$

СНП	Діапазон класів	$k = S - n$	$c_{\text{н і н}0}^2$	$c_{\text{ед}}^2$	$c_{\text{н і н}0}^2 < c_{\text{ед}}^2$
Випрямні діоди	[0...10)	$7 - 2 = 5$	6,85	11,1	Так
	[10...20)	$11 - 2 = 9$	14,07	16,9	Так
	[20...30)	$13 - 2 = 11$	16,59	19,7	Так
	[30...40)	$6 - 2 = 4$	0,62	9,5	Так
	[40...50]	$7 - 2 = 5$	10,33	11,1	Так
Лавинні діоди	[0...10)	$13 - 2 = 11$	0,101	19,7	Так
	[10...20)	$14 - 2 = 12$	15,25	21,0	Так
	[20...30)	$9 - 2 = 7$	13,25	14,1	Так
	[30...40]	$5 - 2 = 3$	1,006	7,8	Так
Тиристори низькочастотні	[0...10)	$17 - 2 = 15$	24,289	25,0	Так
	[10...20)	$20 - 2 = 18$	23,26	28,9	Так
	[20...30)	$13 - 2 = 11$	18,142	19,7	Так
	[30...40]	$5 - 2 = 3$	1,595	7,8	Так

Таблиця 2

Результати розрахунку допустимої похибки об'ємів репрезентативних вибірок  $n$  по кожному з видів СНП

Вид СНП	Репрезентативна вибірка, $n$	Допустима похибка, $d$
Випрямні діоди	143	7,00%
Лавинні діоди	65	11,53%
Тиристори низькочастотні	270	4,01%
Генеральна сукупність $N$	478	-

Допустима похибка  $d$  при апроксимації залежності  $\hat{A}^* = f(CK)$  представлених об'ємів репрезентативних вибірок  $n$  по кожному з видів СНП (випрямні діоди, лавинні діоди та низькочастотні тиристори), при умові обмеженої генеральної сукупності  $N$  (загальна кількість СНП) та забезпечені рівня довірчої вірогідності  $S = 0,95$ , може бути визначена з наступного виразу [8]:

$$n = \frac{N}{(1 + d^2 N)},$$

Звідки:

$$d = \sqrt{\frac{N-n}{Nn}}.$$

Результати визначення допустимої похибки представлені у табл. 2. Оскільки допустима похибка репрезентативної вибірки «лавинні діоди» перевищує 10% (що є нормальним показником в галузі технічних наук), тому використовувати отримані, при апроксимації експериментальних значень, співвідношення за цим видом напівпровідникових приладів (табл. 2), є недоцільним.

**Загальні висновки.** Проведені дослідження дозволили визначити аналітичні вирази для співвідношення між вартістю та параметрами силових напівпровідникових приладів різних видів. Отримані, за допомогою апроксимації емпіричних даних, аналітичні залежності, узгоджуються з вихідними даними. На підставі цих аналітичних залежностей можуть бути розраховані затратні функції, які дозволять вирішити задачу оптимального вибору перетворювальної структури для тягового приводу багатосистемних електровозів.

**Список літератури 1.** Преобразовательные устройства электропоездов с асинхронными тяговыми двигателями. [Текст]. / *А. М. Солодунов, Ю. М. Иньков, Г. Н. Коваливкер, В. В. Литовченко.* // под ред. *А. М. Солодунова.* – Рига: Зинантне, 1991. – 351 с. **2.** Справочник по преобразовательной технике [Текст]. / *И. М. Чиженко, П. Д. Андриенко* / под ред. *И. М. Чиженко.* – К.: Техніка, 1978. – 447 с. **3.** *Дубинец, Л. В.* Научное обоснование и разработка систем управления электроподвижным составом на основе применения герконовых устройств. [Текст] / Дис. докт. техн. наук: 05.09.03 - Днепропетровск, 1991. – 356 с. **4.** Силовые полупроводниковые приборы и агрегаты. Прайс-лист ЗАО «Производственное объединение электрических машин» «Электромаш», г. Челябинск, от 01 апреля 2006. [електронний ресурс] <http://www.poelectromash.ru>. **5.** Ценник реализуемой продукции ООО «Элемент преобразователь» (г. Санкт-Петербург, Россия) от 07 сентября 2006 г. [електронний ресурс] <http://www.preobraz.ru>. **6.** Прейскурант договорных оптовых цен на силовые полупроводниковые приборы и охладители ОАО «Электровыпрямитель» (г. Саранск, Россия) от 01 июля 2007 г. [електронний ресурс] <http://www.elvpr.ru>. **7.** *Гмурман, В.Е.* Руководство к решению задач по теории вероятностей и математической статистике. [Текст] / *В.Е. Гмурман* – М.: Высшая школа, 1975. – 146 с. **8.** *Зекцер, Д.М.* Особенности маркетинга низковольтных электрических аппаратов. [Текст] / *Д.М. Зекцер* – Х.: РЦНИТ, 2006. – 84 с.

Надійшла до редколегії 25.11.2009

**В.И. ОМЕЛЬЯНЕНКО**, д-р техн. наук, **Н.Н. КАЛЮЖНЫЙ**,  
**Г.В. КРИВЯКИН**, канд. техн. наук, **Б.Х. ЕРИЦЯН**, (г. Харьков)

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА ТЕПЛОВОЗОМ ПРИ ВЕДЕНИИ ПОЕЗДА ПО УЧАСТКУ ПУТИ ЗАДАННОГО ПРОФИЛЯ**

Розроблені методика та алгоритм уточненого розрахунку витрати палива тепловозом при руху з потягом по ділянці шляху заданого профілю на основі результатів рішення тягової задачі. Представлена реалізація розробленої методики у вигляді пакету програм для ПЕОМ. Розв'язана тестова задача по розрахунку витрати палива при веденні потягу по реальній ділянці шляху.

The method and the algorithm of the fuel consumption specified calculation by diesel locomotive when moving with train the track section of established profile on basic of the decision results of coupler task are worked out. The realization of developed methods in the form of software package for personal computer is presented. The test task by calculation the fuel consumption when locomotive moving the real track section is solved.

Рост цен на дизельное топливо и спад объемов перевозок в существующей экономической обстановке негативно отражаются на рентабельности железнодорожных перевозок. В этих условиях большое значение приобретает разработка и внедрение на железной дороге системного подхода к энергосберегающим технологиям. Одной из составляющих такого подхода является научное обоснование нормирования расхода топлива.

Величина расхода топлива определяется характеристиками силовой установки тепловоза, согласованием режимов ее работы с передачей мощности и квалификацией машиниста. Так, опытные машинисты экономят 5...10% топлива по сравнению с установленной нормой, что свидетельствует об имеющихся резервах экономии топлива.

Согласно имеющейся методике расход топлива при движении тепловоза с поездом по участку пути с заданным профилем определяется на основании диаграмм скорости  $V=f(S)$  и времени движения  $t=f(S)$  полученных в результате тягового расчета. Также в расчете учитываются экспериментальные данные об удельном расходе топлива в различных режимах работы тепловозного дизеля. Таким образом, суммарный расход топлива в килограммах рассчитывается по формуле

$$E = \sum_{i=1}^n G_i \Delta t_i + g_x \Delta t_x ;$$

где:  $G_i=f(V, P_k)$  – расход топлива за  $i$ -й интервал движения, кг/мин;  $\Delta t_i$  – длительность  $i$ -го интервала движения, мин;  $g_x \Delta t_x$  – расход топлива дизелем

тепловоза в режиме холостого хода, кг;  $V$  – скорость движения поезда, км/час;  $P_k$  – позиция контроллера машиниста.

Такая оценка расхода топлива является приближенной, поскольку: для определения средней скорости движения на  $i$ -м интервале используются значения скоростей в начале и в конце интервала; изменения скорости внутри интервала не учитываются; для уменьшения объема вычислений, уменьшается количество переключений контроллера машиниста; скорость движения поезда и позиция контроллера машиниста однозначно не определяют текущую мощность дизеля; невозможно учесть изменение расхода топлива в переходных режимах работы, которые могут составлять до 20% общего времени работы дизеля [1].

Исходя из этого, была поставлена цель, разработать методику уточненного расчета расхода топлива и реализовать ее для удобства использования в виде пакета программ для ПЭВМ.

Для достижения этой цели предложено использовать в расчете не усредненные значения скорости и мощности, а их мгновенные значения. Также для реализации различных стратегий ведения поезда предусматривается интерактивный режим работы пользователя и ЭВМ. Это позволяет избежать необходимости перепрограммирования логики системы автоведения жестко «защитой» в программном коде.

Исходными данными для уточненного расчета являются: заданные скорость и ускорение при движении поезда по участку пути; параметры профиля пути (длины и уклоны участков, радиусы и длины кривых, длина перегона); параметры силовой установки (номинальная мощность, характеристика удельного расхода топлива); параметры локомотива (тип, количество секций); параметры состава (тип и количество вагонов).

Расчетными величинами являются: общее время движения поезда по перегону; время движения в координатах «время-путь»; мгновенная скорость движения в координатах «скорость-путь»; мгновенные значения мощности и расхода топлива; суммарный расход топлива.

При разработке алгоритма в основу работы системы управления движением заложены следующие принципы: наращивание (сброс) мощности дизеля производится с учетом времени переходных процессов при переключении позиций; предусмотрены следующие режимы движения локомотива: разгон, тяга, выбег, реостатное и пневматическое торможение; управляющие воздействия вырабатываются системой путем сравнения текущей скорости движения поезда с заданной для данного участка, с учетом мгновенных значений ускорения, силы тяги (торможения); при движении происходит проверка на превышение силы тяги (торможения) согласно предельной величине сцепления колеса с рельсом; поезд рассматривается как распределенная система, а не в виде материальной точки.

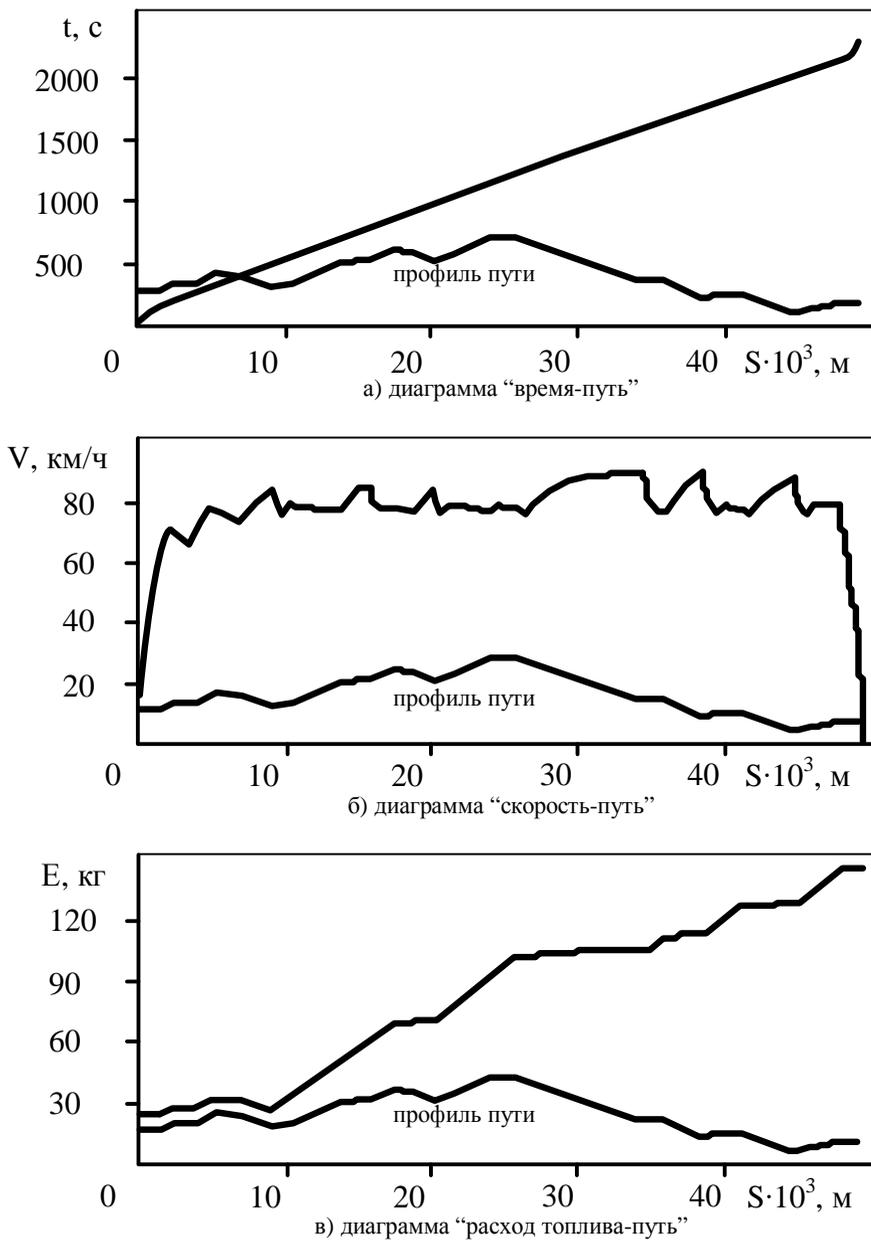


Рисунок 1 – Диаграммы движения поезда

Разработанный программно-алгоритмический комплекс позволяет рассчитывать уточненные значения мгновенных значений расхода топлива и его суммарной величины на основе результатов решения тяговой задачи. Программная реализация комплекса выполнена в среде объектно-ориентированного программирования DELPHI [2].

Для нахождения кривых движения поезда используется дифференциальное уравнение движения в форме Коши [3].

$$\frac{dV}{dt} = x \cdot f_y ;$$

где:  $\xi$  – ускорение поезда, при действии ускоряющей силы 1 Н/т, м/с<sup>2</sup>;  
 $f_y$  – удельная ускоряющая сила поезда, Н/т.

Для решения уравнения движения в программно-алгоритмическом комплексе используется модифицированный метод Эйлера-Коши [4].

Тестирование программного комплекса было проведено при моделировании расхода топлива тепловозом с дизелем 1Д80Б (16ЧН26/27) номинальной мощностью 2080кВт, ведущим пассажирский состав из 14 вагонов по перегону длиной 49,082 км линии Харьков-Киев с заданной скоростью 80 км/ч. Руководящий уклон на рассматриваемом перегоне составляет 5‰ и имеет протяженность 7,65км.

Как видно на графиках результатов моделирования (рис. 1), время движения поезда составило 2272с при средней скорости движения 77,8км/час. Суммарный расход дизельного топлива составил 148,7кг.

Также был проведен расчет расхода топлива по применяемой в настоящее время методике использующей средние значения параметров по участку движения. Расход дизельного топлива в этом случае составил 172,9кг. Разница между результатами, полученными по используемой и уточненной методикам, составила 24,2кг, т.е. около 14%.

В настоящее время программный комплекс проходит отладку по результатам сравнения расчетных величин расхода топлива с величинами, полученными при проведении опытных поездок.

Таким образом, разработанная методика, использующая для расчета расхода топлива мгновенные значения скорости движения и мощности силовой установки, позволяет учитывать изменение режимов работы тепловоза в процессе движения. Это дает возможность более точно производить нормирование необходимого количества топлива.

**Список литературы:** 1. Струнзе Б.Н., Канило П.М., Невелев И.М. и др. Регулирование частоты вращения и мощности дизель-генераторов тепловозов – М., Транспорт, 1976, 112с. 2. Фленов М.Е. Библия DELPHI. СПб., ПХВ-Петербург, 2004 –880с. 3. Деев В.В., Ильин Г.А., Афонин Г.С. Тяга поездов – М., Транспорт, 1987 – 264с. 4. Бахвалов Н.С., Жидков Н.П., Кобельков Г.М. Численные методы. М.,Наука, Физматмет, 1987 –548с.

*Поступила в редколлегию 22.12.2009*

**Т.В. ПАРФЕНЮК**, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

## **МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЯГОВОГО СИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ВОЗБУЖДЕНИЕМ ОТ ПОСТОЯННЫХ МАГНИТОВ**

Наведено методику визначення залежностей потокозчеплень та електромагнітного моменту тягового синхронного двигуна за результатами розрахунку магнітного поля методом кінцевих елементів.

A method is resulted of determination of dependence of flux linkage and electromagnetic moment of hauling synchronous engine as a result of computation of magnetic field by the method of eventual elements.

В настоящее время на железных дорогах Украины проводится комплекс мероприятий по повышению качества и увеличению объема пригородных перевозок на железнодорожном транспорте. Актуальным направлением этой работы является создание отечественного мотор-вагонного подвижного состава для малонагруженных участков перевозок так называемые рельсовые автобусы и повышение энергосбережения и снижение затрат на железных дорогах.

Основной проблемой существующей на данный момент является выбор типа тягового привода для такого подвижного состава, обеспечивающего необходимый уровень энергоэффективности при минимальных эксплуатационных издержках.

В работах [1,2] проведен анализ существующих и перспективных типов электромеханических преобразователей энергии для подвижного состава. Одним из перспективных типов является преобразователь на базе синхронного двигателя с возбуждением от постоянных магнитов.

Однако в настоящее время для создания тяговых приводов на базе синхронных тяговых двигателей с возбуждением от постоянных магнитов отсутствуют обобщенные модели привода в целом, позволяющие проводить моделирование переходных и аварийных режимов привода. Для создания такой модели необходимо разработать модель тягового синхронного двигателя, параметры которой отражали состояние магнитной системы в различных режимах ее работы

Цель работы: разработать методику определения зависимостей потокозчеплений фаз обмоток статора и электромагнитного момента по результатам расчета магнитного поля методом конечных элементов.

Для решения поставленной цели предлагается провести комплекс цифровых экспериментов по определению электромагнитного момента и потокозчеплений обмоток статора тягового двигателя.

Цифровой эксперимент проводится путем расчета магнитного поля тягового двигателя методом конечных элементов при заданном положении ротора двигателя и двух заданных токах фаз статора. Предлагается проводить расчет в двумерной постановке задачи с использованием программного комплекса FEMM [3] и макроса расчета написанного на языке Lua [4]. Так как обмотки статора соединены в звезду то согласно первого закона Кирхгофа ток фазы С:

$$i_C = -i_A - i_B,$$

где  $i_A$ ,  $i_B$  токи фаз А и В соответственно.

На рис. 1и 2 представлена область для расчета магнитного поля методом конечных элементов для тягового двигателя электропоезда мощность двигателя 250 кВт номинальная частота вращения 1200 об/мин, внешний диаметр статора 650 мм длина активного статора 300 мм.

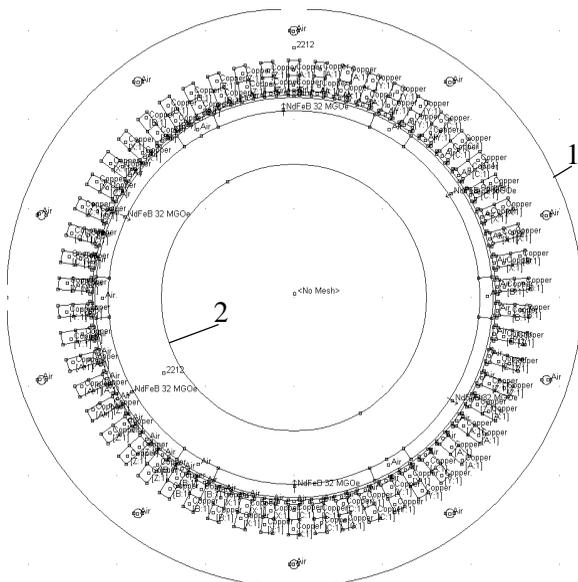


Рисунок 1 – Область для расчета магнитного поля методом конечных элементов. 1 и 2 границы расчетной области.

Установлено граничное условие первого рода по границам 1и 2. Параметры материалов. Сердечники статора и ротора выполнены из электротехнической стали 2212. В качестве постоянного магнита выбран магнит с коэрцитивной силой 883310 А/м и относительной магнитной проницаемостью 1,045.

Обмотка статора двухслойная волновая число витков в секции 1.

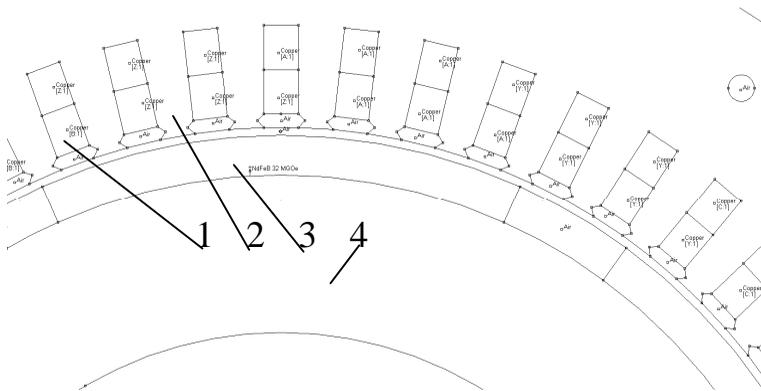


Рисунок 2 – Расчетная область для в зоне воздушного зазора. 1– обмотка статора, 2– сердечник статора, 3– постоянный магнит, 4– сердечник ротора.

На рис. 2 приведен результат расчета магнитного поля при токе в фазе А 600А, в фазе В -600 А и угле поворота ротора  $0^\circ$  в расчетной области, а на рис 3 в зубцовой зоне

По результатам расчета магнитного поля с использованием встроенных алгоритмов интегрирования комплекса FEMM получены значения покосцеплений фаз обмоток статора и электромагнитный момент. Для рассматриваемого варианта потокосцепление фазы А составляет  $-0,19$  Вб, фазы В  $0,62$  Вб, фазы С  $-0,37$  Вб, а Электромагнитный момент  $13111$ Нм.

Используя предложенный алгоритм определения потокосцеплений предлагается провести полнофакторный цифровой эксперимент. Токи фаз ротора варьируются в пределах от  $-1000$  до  $1000$  А с шагом  $200$  А, а угловая координата от  $0$  до  $120^\circ$  с шагом в  $1^\circ$ . Зависимости потокосцеплений фаз А и В при различных величинах токов в статоре приведены на рис 4 и 5. На рис 6 приведена зависимость электромагнитного момента при различных значениях токов в статоре

Как видно из графиков потокосцепления фаз статора имеют гармонический вид с явно выраженной постоянной составляющей и сдвинуты друг относительно друга на приблизительно на  $120^\circ$  эл. Величина постоянной составляющей потокосцепления изменяется в зависимости от величин токов в фазах статора. Электромагнитный момент двигателя имеет также гармонический характер, однако в его зависимости ярко выражена 17 гармоника момента, которая составляет приблизительно  $11..14$  % от суммарного значения момента. Это составляющая момента возникла в результате ступенчатой формы МДС статора, которая, в свою очередь, вызвана конструкцией распределенной обмотки.

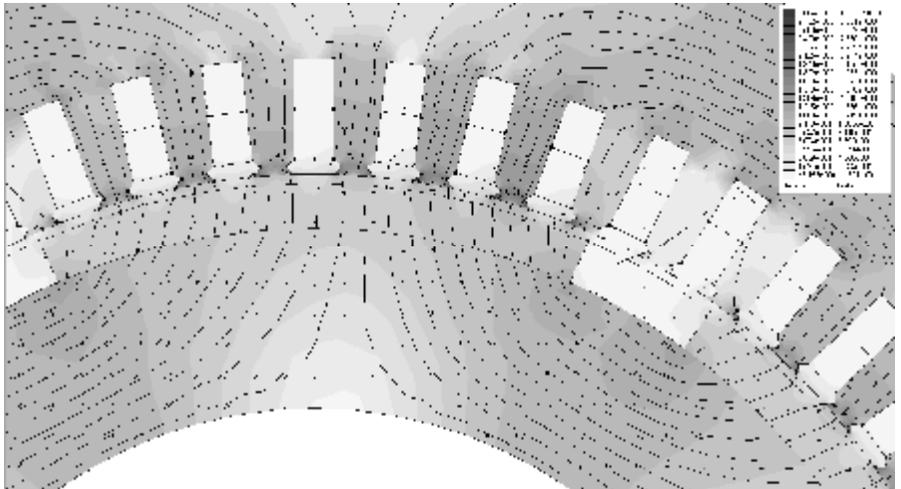
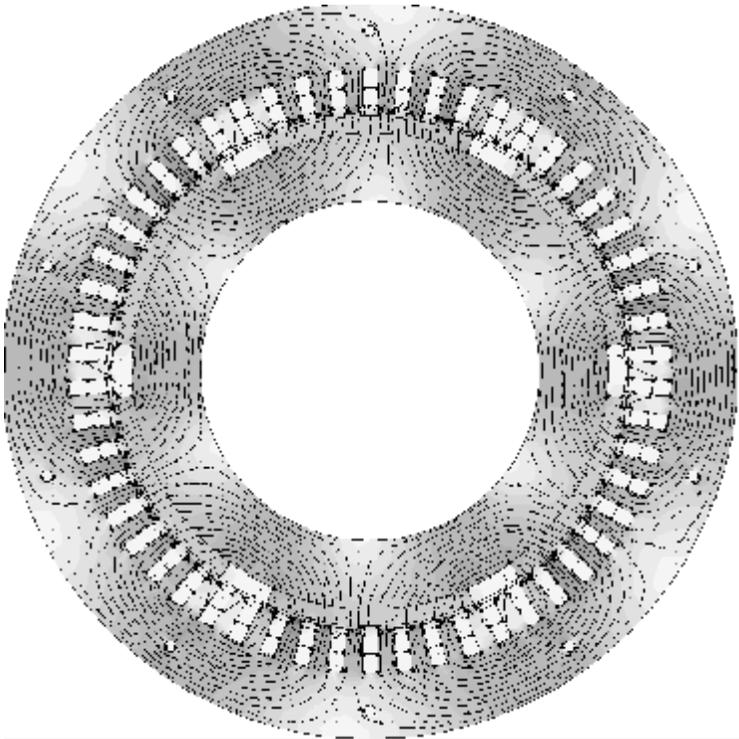


Рисунок 3 – Результаты расчета магнитного поля

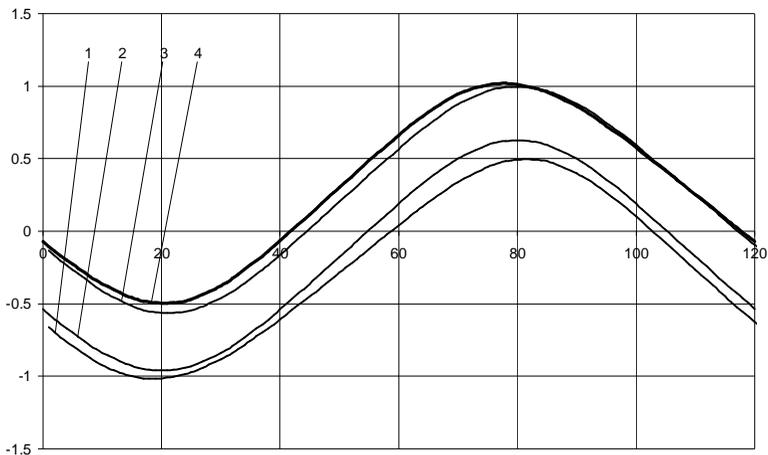


Рисунок 4 – Зависимость попокоосцепления фазы А от угла поворота ротора при токах : 1–  $i_A = -1000$  А  $i_B = -1000$  А, 2–  $i_A = -600$  А  $i_B = 400$  А, 3–  $i_A = 800$  А  $i_B = 400$  А, 4–  $i_A = 1000$  А  $i_B = 1000$  А

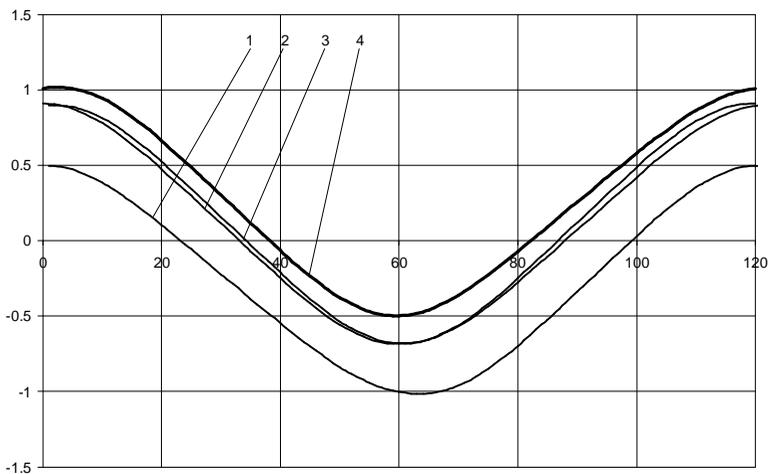


Рисунок 5 – Зависимость попокоосцепления фазы В от угла поворота ротора при токах : 1–  $i_A = -1000$  А  $i_B = -1000$  А, 2–  $i_A = -600$  А  $i_B = 400$  А, 3–  $i_A = 800$  А  $i_B = 400$  А, 4–  $i_A = 1000$  А  $i_B = 1000$  А

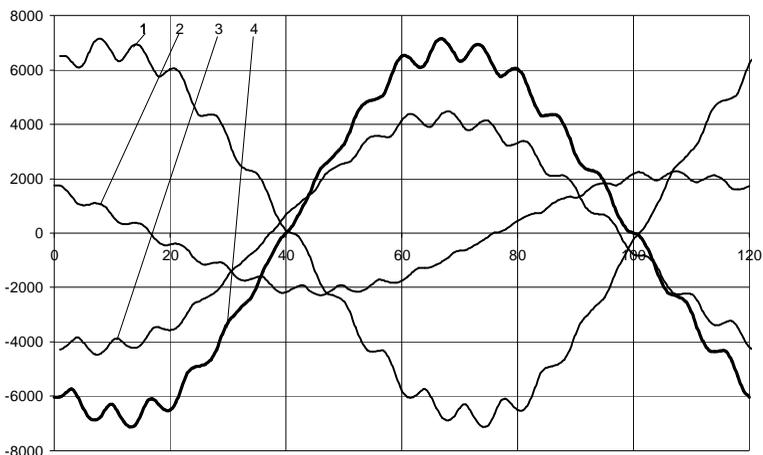


Рисунок 6 – Зависимость электромагнитного момента от угла поворота ротора при токах : 1-  $i_A = -1000$  А  $i_B = -1000$  А, 2-  $i_A = -600$  А  $i_B = 400$  А, 3 -  $i_A = 800$  А  $i_B = 400$  А, 4-  $i_A = 1000$  А  $i_B = 1000$  А

**Выводы.** 1. Предложена методика определения зависимостей потокоцеплений фаз статора и электромагнитного момента тягового синхронного двигателя с возбуждением от постоянных магнитов по результатам расчета магнитного поля методом конечных элементов в среде FEMM. 2. Зависимость электромагнитного момента двигателя от угла поворота ротора имеет гармонический характер, однако в его зависимости ярко выражена 17 гармоника момента, которая составляет приблизительно 11..14 % от суммарного значения момента, что может вызвать вибрации и дополнительные нагрузки в механической части привода. При моделировании электромагнитных процессов в двигателе этот факт необходимо учитывать.

**Список литературы:** 1. Омеляненко В. И. Анализ и сравнение перспективных тяговых электродвигателей. [Текст] / В. И. Омеляненко, Б. Г. Любарский, Е. С. Рябов, А.В. Демидов, Т. В. Глебова // Залізничний транспорт України. – 2008. – № 2/1. – С. 26–31. 2. Омеляненко, В. И. Электродвигатели для перспективного электроподвижного состава [Текст] / В. И Омеляненко, Б. Г Любарский, Рябов Е. С, А. В Демидов, Т. В. Глебова // Локомотив-информ. – 2008. – №1. – с. 16-19. 3. <http://femm.berlios.de> 4. <http://www.lua.org>.

Поступила в редколлегию 18.11.2009

*Е. С. РЕДЧЕНКО*, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

## **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЛИЯНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СИЛЫ НА МЕХАНИЗМ НАКЛОНА КУЗОВА ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ С УЧЕТОМ КОЛЕБАНИЙ НАДРЕССОРНОГО СТРОЕНИЯ**

У статті наведені короткі відомості про стендове обладнання для випробувань рухомого складу. Запропонована математична модель для розрахунку миттєвого значення радіусу перехідної кривої. Розроблена математична модель для дослідження впливу центробіжної сили на механізм нахилу з урахуванням коливань надресорної будови вагону. Наведені пропозиції щодо створення каткового стенду з можливістю імітації центробіжної сили.

In article the short information about stand equipment for rolling stock test are given. The mathematical model to make calculations of the instantaneous value of the transition curve radius is proposed. The mathematical model for investigation of the centrifugal force effect on the tilt mechanism taking into account oscillations of the bolster construction of the car is worked out. The suggestions concerning the creation of the roller rig with possibility to centrifugal force simulation are given.

Ежегодно услугами железнодорожного транспорта в Украине пользуются более 400 млн. пассажиров. Однако на сегодняшний день пассажирские перевозки не в полном объеме удовлетворяют современным потребностям общества. В первую очередь это касается недостаточной скорости движения обусловленной наличием на существующих линиях большого количества кривых малого радиуса.

Для повышения скоростей движения на существующих линиях “Концепция Государственной целевой программы внедрения на железных дорогах скоростного движения пассажирских поездов на 2005-2015 годы” предусматривает использование поездов с наклоняемыми кузовами [1,2], поскольку такие поезда предназначены, в первую очередь, для увеличения скорости движения в кривых участках пути. В концепции также высказывается мысль, что на первом этапе целесообразно приобретать скоростные поезда с наклоняемыми кузовами у зарубежных производителей [3].

Одним из рисков связанных с покупкой таких поездов, является отсутствие данных, характеризующих особенности эксплуатации подвижного состава с наклоняемыми кузовами на существующей инфраструктуре пути. В частности, это касается действия на подвижной состав центробежных сил при проходе кривых малых радиусов. Эта ситуация осложняется и тем, что в Украине на сегодняшний день фактически отсутствуют полигоны, предназначенные для скоростей движения более 140 км/ч, где в процессе испытаний можно оценить ходовые и динамические характеристики закупаемых поездов.

В этом отношении полезен опыт ведущих предприятий и исследовательских учреждений отрасли, которые в процессе разработки и испытаний подвижного состава используют специальное стендовое оборудование [4]. Одним из главных преимуществ стендов при испытаниях подвижного состава является имитация специфических условий эксплуатации, характерных для различных линий. Это особенно важно, при отсутствии возможности проведения натуральных испытаний.

Для проведения полного цикла тягово-энергетических и динамических испытаний подвижного состава используются специальные испытательные установки – катковые стенды [5,6].

Катковые стенды основаны на имитации непрерывного рельсового пути путем вращения катков, имеющих профиль рельса. В конструкцию стенда входит несколько систем, включающих катковый блок, блок привода, систему управления привода, гидравлическую систему, систему сбора и обработки данных, систему контроля. Структурная схема стенда приведена на рис. 1.

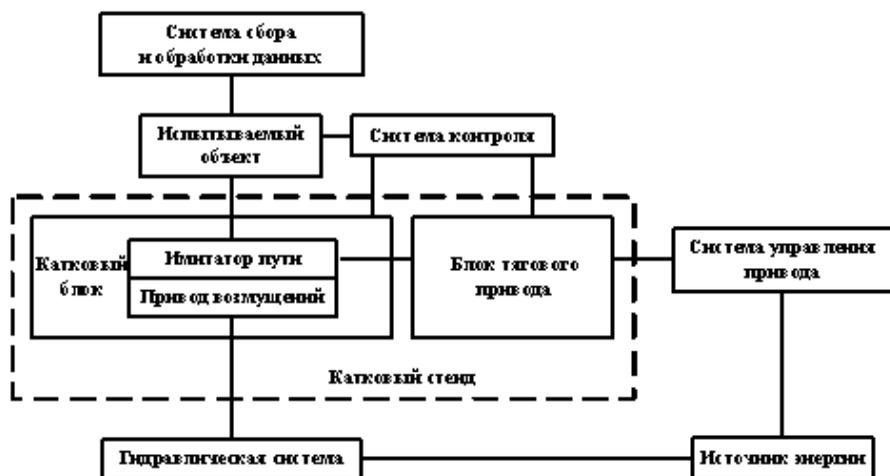


Рисунок 1 – Структурная схема каткового стенда

По виду решаемых задач катковые стенды разделяются на два типа: RTU (Rolling Test Unit) – катковые стенды, основная функция которых – имитация движения подвижного состава по прямому участку пути с реализацией тяговых (тормозных) усилий или без них; RVTU (Rolling Vibrating Test Unit) – катковые стенды у которых в дополнении к базовым функциям стендов RTU имеется возможность имитации неровностей пути. Объектами испытания на катковом стенде могут быть – локомотив (вагон), тележка, колесная пара.

В тоже время подробный обзор современных катковых стендов, приведенный в [4] показал, что ни один из рассмотренных стендов не позволяет имитировать возникновение и изменение центробежных сил, действующих в кривых на поезд. Таким образом, стенд с возможностью имитации центробежной силы является важным инструментом для исследований скоростных поездов с устройствами принудительного наклона кузова в кривых.

Поэтому в данной статье разработаны предложения по модернизации катковых стендов в этом направлении, базирующиеся на имитации центробежных сил с помощью специального механизма, создающего силовое воздействие в определенном направлении и в заданной точке наддрессорного строения испытуемого вагона. Уровень этого силового воздействия определяется из следующих соображений.

Величина центробежной силы действующей на кузов вагона при движении в кривой постоянного радиуса определяется по формуле

$$F_{ц} = \frac{mV^2}{R};$$

где  $m$  – масса кузова, кг;  $V$  – скорость движения, м/с;  $R$  – радиус кривой.

Как видно на схеме (рис. 2), движение поезда по кривой состоит из трех участков: вход – движение по переходной кривой при изменении радиуса от бесконечности до заданного радиуса кривой; движение по кривой с постоянным радиусом, выход – движение по второй переходной кривой при изменении радиуса от заданного значения до бесконечности.

Таким образом, при определении величины центробежной силы необходимо учитывать изменение радиуса при движении по переходным кривым.

Мгновенные значения радиуса определяются из решения следующей системы дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} \frac{dL}{dt} = V; \\ \frac{dr}{dt} = -\frac{R \cdot S_{ПК} \cdot V}{S(t)^2}. \end{cases}$$

где:  $r$  – мгновенный радиус переходной кривой в момент времени  $t$ , м;  $R$  – радиус кривой, м;  $S_{ПК}$  – длина переходной кривой, м;  $S(t)$  – путевая координата поезда в момент времени  $t$ , м.

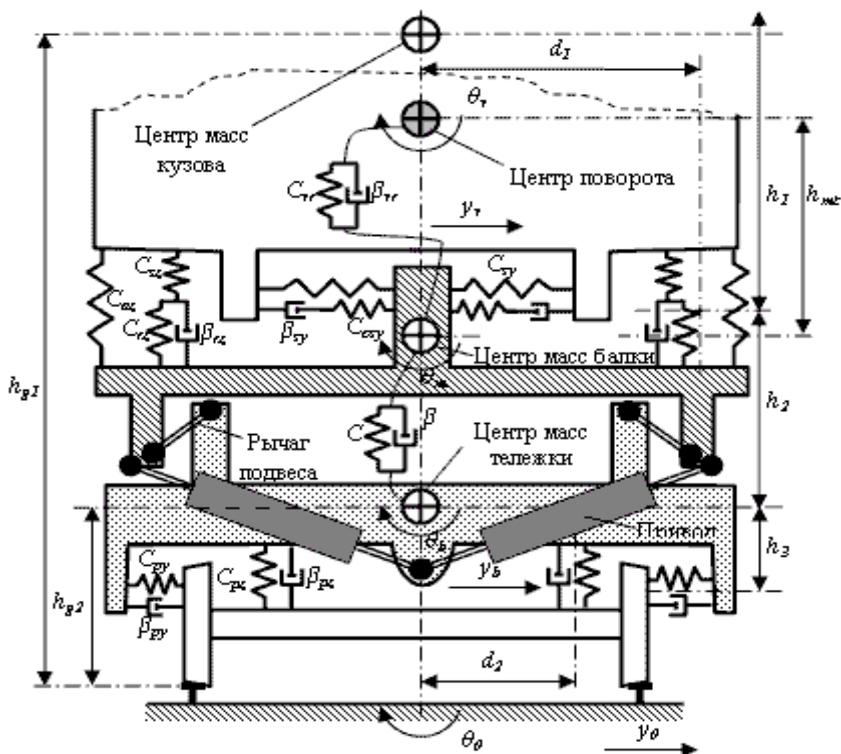


Рисунок 2 – Схема путевого входа

Исследование влияния центробежной силы на элементы наддрессорного строения и механическую часть системы наклона кузова базируется на результатах, полученных в [7]. Математическая модель, описывающая вынужденные колебания наддрессорного строения вагона, основана на расчетной схеме показанной на рис 3.

Расчетная схема включает боковые степени свободы, степени свободы вращения кузова и тележки. Представление пары пневморессор используется для имитации «заваливания» вторичного рессорного подвешивания, однако вертикальными степенями свободы в модели пренебрегают. Для дальнейшего упрощения, динамика колесной пары не принимается во внимание, но связанное с ней воздействие включено в модель путем использования соответствующего фильтра. Первичные и вторичные подвешивания (как вертикальные – рессорные, так и боковые) моделируются парой пружина/демпфер, которые включены параллельно (концевая жесткость демпфера учитывается в боковом вторичном подвешивании). Жесткость антикренового устройства, установленного между кузовом и тележкой/промежуточной балкой, также включена в модель (учитывая

демпфирование крена). Активный наклон осуществляется промежуточной балкой (механизма наклона), подвешенной к тележке (это механическое расположение известно как подвес промежуточной балки к раме тележки ниже вторичного рессорного подвешивания).

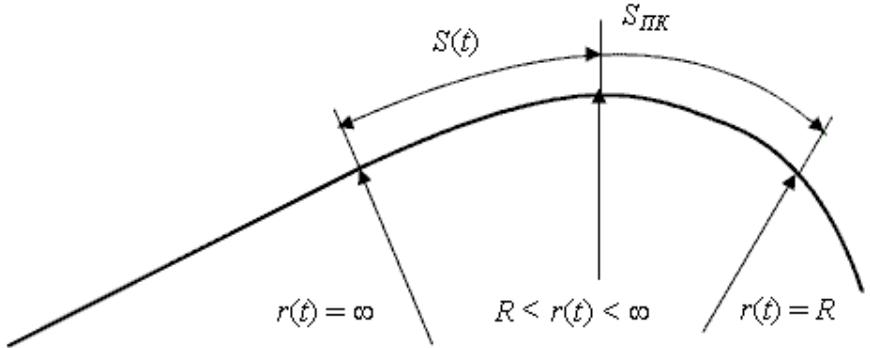


Рисунок 3 – Расчетная схема надрессорного строения вагона с наклоняемым кузовом

Таким образом, базовая система уравнений, записанная относительно выбранных степеней свободы, будет иметь следующий вид.

Для бокового отбоя кузова

$$m_v \ddot{y}_v = -2C_{sy} y_v + 2C_{sy} h_1 q_v + 2(C_{sy} + C_{c_{sy}}) y_b + 2(C_{sy} + C_{c_{sy}}) h_2 q_b - 2C_{c_{sy}} y_{es} - [2h_{mt}(C_{sy} + C_{c_{sy}}) - m_v g] h_m + m_v g q_0 - F_u - m_v h_{g1} \ddot{q}_0.$$

Для боковой качки кузова

$$i_{vr} \ddot{q}_v = (2h_1 C_{sy} + m_v g) y_v - [C_{vr} + 2h_1^2 C_{sy} + 2d_1^2 (C_{az} + C_{sz})] h_v - [2h_1 (C_{sy} + C_{c_{sy}}) + m_v g] y_b + [2d_1^2 C_{az} - 2h_1 h_2 (C_{sy} + C_{c_{sy}})] h_b - b_{vr} \ddot{q}_v + 2C_{sz} d_1^2 q_r + 2h_1 C_{sy} y_{es} + [C_{vr} + 2d_1^2 C_{az} + 2(C_{sy} + C_{c_{sy}}) h_1 h_{mt}] h_m + b_{vr} \ddot{q}_m - i_{vr} \ddot{q}_0.$$

Для бокового отбоя тележки

$$m_b \ddot{y}_b = 2C_{sy} y_v - 2h_1 C_{sy} q_v - 2[(C_{sy} + C_{csy}) + C_{py}] y_b - 2[h_2(C_{sy} + C_{csy}) - h_3 C_{py}] h_b - \\ - 2b_{py} \ddot{y}_b + 2h_3 b_{py} \ddot{q}_b + 2C_{csy} y_{es} + 2C_{py} y_0 + 2b_{py} \ddot{y}_0 + 2h_{mt}(C_{sy} + C_{csy}) q_m + m_b g q_0 - \\ - F_u - m_b h_{g2} \ddot{q}_0.$$

Для боковой качки тележки

$$i_{br} \ddot{q}_b = 2h_2 C_{sy} y_v + [C_{vr} - 2h_2 h_1 C_{sy} + 2d_1^2(C_{az} + C_{sz})] q_v - 2[h_2(C_{sy} + C_{csy}) - h_3 C_{py}] y_b - \\ - [2h_2^2(C_{sy} + C_{csy}) + 2h_3^2 C_{py} + 2d_2^2 C_{pz} + 2d_1^2 C_{az}] h_b + b_{vr} \ddot{q}_v + 2h_3 b_{py} \ddot{y}_b - \\ - (2d_2^2 b_{pz} + 2h_3^2 b_{py}) \ddot{y}_b - 2C_{sz} d_1^2 q_r + 2h_2 C_{csy} y_{es} - 2h_3 C_{py} y_0 - 2h_3 b_{py} \ddot{y}_0 - \\ - [C_{vr} + 2d_1^2 C_{az} - 2(C_{sy} + C_{csy}) h_2 h_{mt}] q_m - b_{vr} \ddot{q}_m - i_{br} \ddot{q}_0.$$

Для кинематики привода

$$i_{vm} \ddot{q}_m = -\ddot{q}_m \cdot b - q_m \cdot C + K_1 F_H - K_2 m_v g.$$

Для концевой жесткости

$$\ddot{y}_{es} = b_{sy}^{-1} (C_{csy} y_b + h_2 C_{csy} q_b + b_{sy} \ddot{y}_b - b_{sy} h_1 \ddot{q}_v - C_{csy} h_{mt} q_m - C_{csy} y_{es}).$$

Здесь:  $y_v, y_b, y_0$  – боковое смещение кузова, тележки, пути;  $y_{es}$  – боковое смещение с учетом концевой жесткости демфера;  $\theta_v, \theta_b$  – наклон кузова, тележки;  $\theta_m$  – наклон промежуточной балки;  $\theta_o$  – наклон пути, обусловленный возвышением наружного рельса;  $\theta_r$  – наклон, обусловленный просадкой пневморессор;  $V_v$  – скорость движения экипажа;  $m_v, i_{vr}$  – масса кузова, приходящаяся на один механизм наклона и его момент инерции;  $m_b, i_{br}$  – масса тележки и ее момент инерции;  $C_{az}$  – жесткость пневморессоры;  $C_{sz}$  – последовательная жесткость пневморессоры;  $C_{rz}$  – жесткость дополнительного резервуара;  $\beta_{rz}$  – демпфирование дополнительного резервуара;  $C_{sy}$  – поперечная жесткость второй ступени рессорного подвешивания;  $\beta_{sy}$  – поперечное демпфирование второй ступени рессорного подвешивания;  $C_{csy}$  – поперечная концевая жесткость второй ступени рессорного подвешивания;  $C_{vr}$  – жесткость противокренового устройства;  $\beta_{vr}$  – демпфирование противокренового устройства;  $C_{pz}$  – жесткость первичного рессорного подвешивания;  $\beta_{pz}$  – демпфирование первичного рессорного подвешивания;  $C_{py}$  – жесткость буксовых упоров;  $\beta_{py}$  – демпфирование буксовых упоров;  $d_1$  – расстояние от вертикальной оси кузова до оси пневморессоры;  $d_2$  – расстояние от вертикальной оси кузова до осей пружин первичного рессорного подвешивания;  $h_1$  – расстояние от центра масс кузова

до горизонтальной оси пневморессор;  $h_2$  – расстояние от центра масс тележки до горизонтальной оси пневморессор;  $h_3$  – расстояние от центра масс тележки до горизонтальной оси пружин первичного рессорного подвешивания;  $h_{m1}$  – расстояние от центра масс механизма наклона кузова до мгновенного центра поворота;  $h_{g1}$  – расстояние от уровня головок рельсов до центра масс кузова;  $h_{g2}$  – расстояние от уровня головок рельсов до центра масс тележки;  $C$  – жесткость привода;  $B$  – демпфирование привода;  $K_1, K_2$  – коэффициенты, учитывающие направление векторов соответствующих сил в зависимости от текущего угла наклона промежуточной балки механизма;  $F_H$  – сила, воздействующая на шток привода наклона кузова;  $F_{ЭМ} = -\frac{1}{V_T} \left( L \frac{di^2}{dt} + i^2 \frac{dL}{dt} \right)$

– сила, развиваемая электромагнитным приводом ( $F_H \geq F_{ЭМ}$ );  $V_T$  – скорость перемещения штока силового привода;  $L$  – индуктивность обмотки электромагнита силового привода;  $I$  – ток обмотки электромагнита силового привода;  $i_{vm}=f(\theta)$  – совместный момент инерции кузова и механизма наклона.

Приведенная математическая модель дает возможность исследовать в реальном времени влияние центробежной силы на динамические процессы в системе наклона кузова с учетом колебаний надрессорного строения, при движении (или имитации движения на стенде) по участку пути с конкретными параметрами кривой.

На рис. 4 приведена схема, иллюстрирующая суть предложения по созданию каткового стенда с возможностью имитации центробежных сил при движении вагона в кривых участках пути.

Этот стенд, кроме описанных выше систем, имеет еще дополнительно систему имитации действия центробежной силы при прохождении объектом испытаний кривых с любым радиусом, возвышением наружного рельса и скоростью движения. Как показали наши расчеты, центробежные силы, действующие на подвижной состав в кривых, лежат в пределах 40...50 кН. Для их создания в качестве привода, по нашему мнению, наиболее целесообразен электромеханический исполнительный механизм, который должен иметь канал управления, согласованный с каналами управления приводов возмущений.

Таким образом, вопрос создания для украинских железных дорог катковых стендов с возможностью имитации центробежной силы является особенно актуальным в связи с существующей точкой зрения на внедрение в перспективе скоростного пассажирского движения поездов с наклоняемыми кузовами. Такие стенды являются мощным инструментом, позволяющим испытывать подвижной состав с наклоняемыми кузовами. Для имитации действия центробежных сил целесообразно использовать систему электромеханического преобразования энергии, согласованную с механизмом, имитирующим возмущения движения экипажа в кривых.

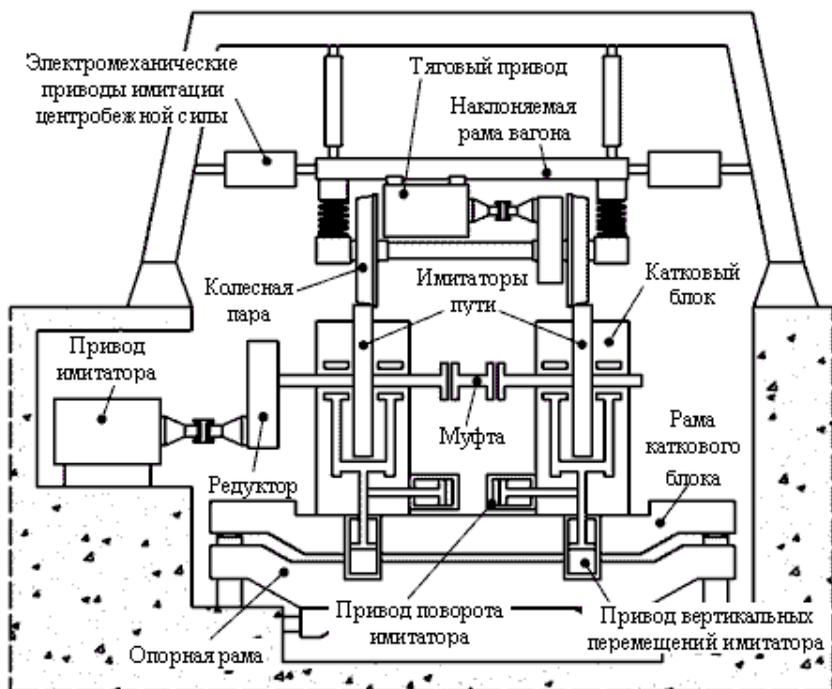


Рисунок 4 – Схема каткового стенда с возможностью имитации центробежной силы

**Список литературы:** 1. *Омельяненко В.И., Кривякин Г.В., Якунин Д.И., Редченко Е.С.* Поезда с наклоняемыми кузовами для скоростного пассажирского движения // Локомотив-информ. – Харьков: Техностандарт. – 2008. – №5 С. 12-17. 2. *Persson R.* Tilting trains. Description and analysis of the present situation. Literature study. – Stockholm, КТН. – 2006. – 94 p. 3. *Корниенко В.В., Омельяненко В.И.* Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт. – Харьков, НТУ «ХПИ», 2007. –159 с. 4. *Омельяненко В.И., Кривякин Г.В., Редченко Е.С.* Катковые стенды для испытаний подвижного состава // Локомотив-информ. – Харьков: Техностандарт. – 2009. – №5-6 С. 50-54. 5. *Iwnicki S.* Handbook of Railway Vehicle Dynamics. – Taylor & Francis Group, 2006. – 526 p. 6. *Jaschinski A., Chollet H., Iwnicki S., Wickens A., Von Wurzen J.* The Application of Roller Rigs to Railway Vehicle Dynamics // Vehicle System Dynamics. – 1999. – Vol.31. – P.345–392. 7. *Zolotas A.C., Goodall R.M., Halikias G.D.* New control strategies for tilting trains.

Поступила в редколлегию 25.11.2009

*Д.И. ЯКУНИН*, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

## **НАГРУЗОЧНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА МЕХАНИЗМА НАКЛОНА КУЗОВА**

У статті розглянуто математичну модель, що дозволяє отримати характеристику навантаження механізму нахилу кузова транспортного засобу із заданими параметрами. Показано якісний характер зміни сили залежно від кута нахилу екіпажа та оцінено її величину. Поставлено задачу обрання лінійного електромеханічного перетворювача енергії, тягова характеристика якого найбільш відповідає отриманій характеристиці навантаження.

In article the mathematical model is considered, allowing to receive the loading characteristic of the mechanism of an inclination of a vehicle's body with the set of parameters. Qualitative character of change of force depending on a corner of an inclination of crew is shown and its size is estimated. The task in view of a choice of the linear electromechanical converter of the energy, which traction characteristic most corresponds to the received loading characteristic

Сеть железных дорог, расположенная на территории Украины, по праву считается одной из самых разветвленных железнодорожных сетей Европы. Её общая протяженность составляет 22050 км. Железнодорожным транспортом сегодня осуществляется 82% перевозки грузов и 48% пассажирских перевозок от общего объема. 400 млн. пассажиров пользуются услугами железнодорожного транспорта в течение года [1].

Начало строительства железнодорожных линий Украины произошло весьма давно, поэтому для них характерны большое число кривых малого радиуса. Технические параметры пути также относительно низкие и в настоящее время, как и в ближайшей перспективе, коренная реконструкция таких линий маловероятна. Тем не менее, эти линии играют важную роль в экономическом и социальном развитии регионов, по территории которых они проходят.

Следовательно, целесообразным представляется заострить внимание на создании подвижного состава с наклоняемыми кузовами, поскольку такие поезда предназначены, в первую очередь, для увеличения скорости движения в кривых участках пути. Поэтому такие поезда представляют собой рациональный способ сокращения длительности поездок и, следовательно, улучшения транспортного обслуживания населения [2].

В качестве силового привода механизма принудительного наклона кузова в таких поездах в настоящее время используются гидравлические, пневматические, электрогидравлические и электромеханические системы.

Наиболее распространенным в мировой практике является гидравлический силовой привод. По сравнению с ним, меньшую стоимость имеет только пневматический привод, поскольку он, как и гидравлическая система, может быть собран из стандартных компонентов, выпускаемых серийно. Обслуживание гидравлического привода наиболее сложно в силу

его конструкции, здесь выгоднее использовать электромеханический или электрогидравлический приводы. По массогабаритным показателям и простоте конструкции также лидируют электромеханический и электрогидравлический приводы. Их быстродействие сопоставимо с гидравлическим приводом, и значительно опережает пневматический привод.

Наибольшие опасения вызывает тот факт, что электромеханический привод в случае неисправности не обеспечивает самовозврат в исходное положение, что может привести к диагональной разгрузке колесных пар. Демпфирование колебаний в этом приводе также неудовлетворительное.

Следовательно, широкому применению электромеханического привода препятствует недостаточное демпфирование и отсутствие самовозврата, что обусловлено наличием в его составе винтовой пары. Это приводит к тому, что преобразование электрической энергии в механическую происходит опосредованно. Непосредственное преобразование электрической энергии в механическую энергию перемещения штока можно обеспечить, используя в качестве силового привода линейный электромеханический преобразователь энергии (ЛЭМПЭ). Обладая всеми достоинствами электромеханического привода, такая система будет лишена пары вращения и, следовательно, вышеупомянутых недостатков.

Приступая к выбору типа ЛЭМПЭ, необходимо определить, какую силу для наклона кузова на заданный угол необходимо развить на его штоке, а также характер изменения этой силы, то есть определить нагрузочную характеристику линейного двигателя. В связи с этим, в данной работе была поставлена задача – определить нагрузочную характеристику ЛЭМПЭ  $F_H(\theta)$ , приводящего в движение систему наклона кузова, аналогичную используемой на поезде X2000.

Для оценки силы, которую необходимо приложить для наклона кузова типичного вагона на угол до  $8^\circ$  и характера ее изменения, требуется определить реакции в подвесах и найти их проекции на ось наклоняемой балки (рис. 1). Разность указанных проекций будет равна искомой возвращающей силе, приведенной к центру наклоняемой балки [3]. Эту силу необходимо уравновесить силой привода для того, чтобы наклонить кузов на заданный угол.

При расчете также следует учесть, что за счет возвышения наружного рельса  $h_B$  весь экипаж по отношению к горизонту будет наклонен внутрь кривой на угол  $g = \arcsin(h_B/2S)$ .

Поскольку возвышение наружного рельса ограничено величиной 150 мм, а ширина колеи по кругам катания  $2S = 1600$  мм, то максимальное значение угла уклона пути составит  $\gamma_{\max} = 0,094$  рад ( $5,4^\circ$ ).

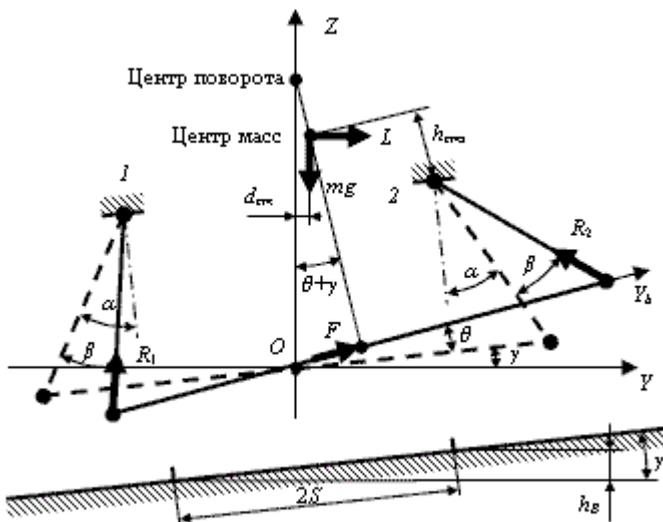


Рисунок 1 – Схема механизма привода наклона кузова

Смещение центра масс от вертикальной оси в результате поворота кузова на угол  $\theta$

$$d_{cm} = h_{cpr} \tan(q + g)$$

где  $h_{cpr}$  - высота центра поворота над центром масс.

В квазистатически уравновешенной системе сумма моментов сил относительно верхних шарниров подвеса и сумма проекций сил на ось балки равны нулю. В этом случае математическая модель имеет вид

$$\begin{aligned} m \cdot g(b_r + d_{cm}) + L \cdot h_{cms} - F \cdot L_p \cos(a - b + q) - R_2 \cdot 2b_r \cos(a + b) &= 0; \\ -m \cdot g(b_r - d_{cm}) + L \cdot h_{cms} - F \cdot L_p \cos(a + b - q) + R_1 \cdot 2b_r \cos(a - b) &= 0; \\ R_1 \sin(a - b + q) + F + L \cos q - R_2 \sin(a + b - q) &= 0; \end{aligned}$$

где  $h_{cms}$  – высота центра масс над осями верхних шарниров подвеса

Решая данную систему уравнений, получаем интересующую нас силу  $F_H$  исполнительного механизма при движении поезда при заданных условиях и отклонении кузова на требуемый угол  $\theta$ .

С помощью данной математической модели произведен расчет трех вариантов зависимостей силы исполнительного механизма от угла наклона кузова. В первом случае предполагалось, что экипаж принятой массы и геометрии остановлен и возвышение наружного рельса в кривой –

отсутствует. Во втором случае было добавлено возвышение наружного рельса 150 мм, в третьем случае экипаж также условно двигался по кривой радиусом 600 м со скоростью 160 км/ч (рис. 2).

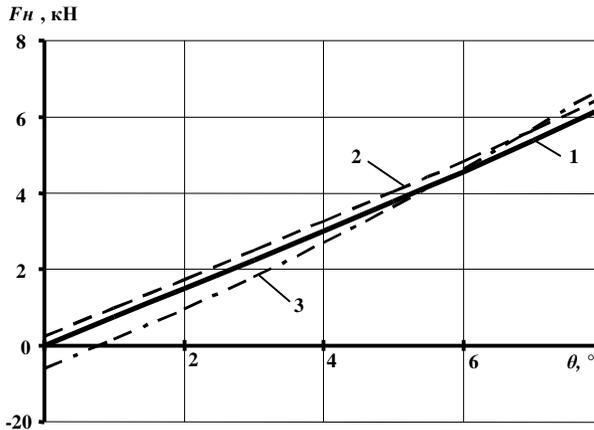


Рисунок 2 – Зависимость силы исполнительного механизма от угла наклона кузова: 1 – воздействия центробежной силы и возвышения наружного рельса нет; 2 – имеется возвышение наружного рельса  $h=150$  мм; 3 – имеет место воздействие центробежной силы, обусловленное движением поезда по кривой  $R=600$  м со скоростью  $V=160$  км/ч; возвышение наружного рельса  $h=150$  мм.

Анализ приведенных зависимостей показывает, что в пределах изменения угла наклона кузова от  $0$  до  $8^\circ$ , сила имеет гравитационную природу и ее величина, требуемая для удержания механизма в текущем положении монотонно, по закону, близкому к линейному, нарастает от  $0$  до  $65$  кН, что составляет около  $20\%$  от веса экипажа, приходящегося на одну тележку. Гиперболичность полученной кривой на данном участке выражена слабо. Очевидно, что центробежная сила оказывает некоторое влияние на характер изменения силы, реализуемой исполнительным механизмом. Однако это влияние незначительно, и им можно пренебречь.

Таким образом, следует выбрать такой электромеханический преобразователь энергии, чтобы его тяговая характеристика в наибольшей мере соответствовала приведенной нагрузочной характеристике механизма.

**Список литературы:** 1. Корниенко В.В., Омеляненко В.И. Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт. – Харьков, НТУ «ХПИ», 2007. – 159 с. 2. Омеляненко В.И., Криваякин Г.В., Якунин Д.И., Редченко Е.С. Поезда с наклоняемыми кузовами для скоростного пассажирского движения // Локомотив-информ. – Харьков: Техностандарт. – 2008. – №5 С. 12-17. 3. Вериго М.Ф. Динамика вагонов. / ГУУЗ МПС. – М.: ВЗИИЖТ, 1971. – 176 с.

Поступила в редколлегию 23.11.2009

# **ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**

УДК 531. 383

*Д.О. ВОЛОНЦЕВИЧ*, д-р. техн. наук,

*В.С. БОГАЧ*, аспірант, *С.Н. БЕЛЯЕВ*, аспірант, НТУ ХПИ (г. Харків)

## **ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ АВТОНОМНЫХ И ИНТЕГРИРОВАННЫХ НАВИГАЦИОННЫХ СИСТЕМ ДЛЯ АРМЕЙСКИХ МАШИН**

В статті наведені основні характеристики навігаційних систем армійських машин ведучих країн світу. Розглянуті основні типи датчикової апаратури, що використовуються в безплатформених інерціальних навігаційних системах.

In report the characteristics of the military vehicles navigation systems of leading countries are presented. Main types of sensors used in strap-down inertial navigation systems are considered.

В настоящее время, для навигации подвижных объектов армейских машин всё чаще используются комплексные навигационных системы. Они построены на совместном использовании автономной навигационной системы (АНС) подвижного объекта и аппаратуры пользователя спутниковой навигационной системы (GPS) [4]. В виду большого разнообразия датчиковой аппаратуры, применяемой в таких системах, точность позиционирования объекта на местности сильно отличается.

Опыт ведущих стран мира по применению автономных и интегрированных навигационных систем для армейских машин позволяет определить современный уровень параметров точности. В данной статье рассматриваются серийные автономные и интегрированные навигационные системы ведущих стран мира, датчики, которые в них используются, а также сделаны выводы о современных требованиях, предъявляемых к таким системам.

В рассматриваемых ниже АНС в качестве датчиков угловых скоростей применяются волоконно-оптические или лазерные гироскопы. Определение углового положения (ориентации) объекта осуществляется путем численного интегрирования кинематических уравнений для нахождения параметров ориентации. Этими параметрами могут быть кватернионы (они же параметры Родрига - Гамильтона), углы Эйлера-Крылова или некоторые другие. Удобнее с точки зрения интегрирования на ЭВМ применять кватернионные параметры. Кинематические уравнения связывают параметры ориентации с

проекциями угловой скорости объекта на оси связанной с ним системы координат.

Фирма KVH (США) представляет свою современную интегрированную навигационную систему TACNAV II, которая устанавливается на большинстве машин военного назначения армии США, включая Abrams M1A2, HAMMER и многих других [2].

В качестве датчиковой аппаратуры в ней используются волоконно-оптические гироскопы. Отличительными особенностями этой системы навигации является очень малые габариты и вес, а так же высокая степень интеграции датчиковой аппаратуры с другими системами и, в частности, системой электронного контроля боя.

Основные характеристики системы TACNAV II представлены в таблице 1.

Таблица 1. Основные характеристики интегрированной навигационной системы TACNAV II (США)

Точность позиционирования:	
с GPS	5...10 метров
без GPS (после предварительного выравнивания GPS)	±1% дистанции после движения 20 мин.
без GPS	±2,5% дистанции независимо от времени движения
Курсовая точность:	
с GPS	<0,5° после 1000 метров движения
без GPS (после предварительного выравнивания GPS)	±1% после движения 20 мин.
без GPS	±3% независимо от времени движения
Время готовности	<15 секунд
Напряжение питания	28В
Потребляемая мощность	<12 Вт
Габаритные размеры блока датчиковой аппаратуры	160x260x90 мм
Масса блока датчиковой аппаратуры	4 кг

Следующей фирмой, занимающей на рынке навигационных систем одно из ведущих мест, является IMAR (Германия). Рассмотрим характеристики интегрированной навигационной системы iNAV-RQH-0018-ROAD/LSURV для армейских машин специального назначения, фото модуля датчиковой аппаратуры которой, представлено на рисунке. Такая система устанавливается на немецкие танки Leopard, разведывательные машины Fenpek и многие другие армейские машины Германии и других стран.

Модуль датчиковой аппаратуры АНС построен с использованием лазерных гироскопов и, как заявляет производитель, высокоточных акселерометров [5].

Основные характеристики системы iNAV-RQH-0018-ROAD/LSURV представлены в таблице 2.



Рисунок 1 – Модуль датчиковой аппаратуры интегрированной навигационной системы фирмы IMAR (Германия)

Таблица 2. Основные характеристики интегрированной навигационной системы iNAV-RQH-0018-ROAD/LSURV (Германия)

Курсовая точность	<0,02°
Точность позиционирования (с GPS и датчиком скорости)	<1 м
Точность скорости (с использованием фильтра Калмана)	<1 мм/с
Время готовности	<10 мин
Напряжение питания	12...34В
Потребляемая мощность	40 Вт
Габаритные размеры блока датчиковой аппаратуры	299x213x179 мм
Масса блока датчиковой аппаратуры	9,5 кг

Следует отметить, что фирма IMAR выпускает и другие модели датчиковой аппаратуры, параметры точности которых, отличаются в несколько раз. Например, для использования в специальных гражданских целях (в частности, для легковых авто) предлагается интегрированная навигационная система iNAV-FJI-001-LSURV в которой используются

высокоточные волоконно-оптические гироскопы. В этой системе курсовая точность  $<0,01^\circ$ , а точность позиционирования  $<0,2\%$  дистанции движения.

Россия, в частности, Раменский приборостроительный завод также выпускает АНС, предназначенную для установки на подвижных наземных объектах. Бесплатформенная инерциальная навигационная система - БИНС-ЛЧЭ построена на основе прецизионных датчиков первичной информации: трёхкомпонентном лазерном гироскопе ЛЧЭ и трёх интегральных акселерометрах. Основные характеристики системы БИНС-ЛЧЭ представлены в таблице 3.

Таблица 3. Основные характеристики бесплатформенной инерциальной навигационной системы - БИНС-ЛЧЭ (Россия)

Погрешности определения:	
координат, км за час работы	1,85
углов:	
крена, тангажа	$0,1^\circ$
курса	$0,05^\circ$
Время готовности	5 мин
Габаритные размеры	190x190x340 мм
Напряжение питания	27 В
Потребляемая мощность	80 Вт

В результате проведенной работы можно сделать следующие выводы:

а) в работе были рассмотрены основные характеристики автономных и интегрированных навигационных систем, а также типы датчиковой аппаратуры применяемых в АНС ведущих стран мира;

б) совместная работа АНС с GPS позволяет получить более высокие параметры точности позиционирования объекта на местности;

в) исследуемые основные характеристики современных систем навигации для армейских машин ведущих стран позволяют определиться с необходимыми характеристиками точности для перспективных отечественных транспортных средств специального назначения.

г) механические гироскопы не находят своего применения, в виду их недостатков, а именно: меньшей надёжности, поскольку в своей конструкции имеют вращающийся ротор, чувствительности к вибрациям, высокого энергопотребления и т.п.

**Список литературы:** 1. ГОСТ Р 51794-2001. Аппаратура радионавигационная глобальной навигационной спутниковой системы и глобальной системы позиционирования. Системы координат. Методы преобразований координат определяемых точек. – Введен в действие 9 августа 2001 г. 2. <http://kvh.com/> 3. *Серегин В.В.* Прикладная теория и принципы построения гироскопических систем // Учебное пособие. – СПб.: СПбГУ ИТМО, 2007. – 78 с. 4. Интегрированные системы ориентации и навигации для морских подвижных объектов / *О.Н. Анушин, Г.И. Емельянцева.* – СПб., 1999. – 357 с. 5. <http://www.imar-navigation.de/>

Поступила в редколлегию 08.11.2009

*Д.О. ВОЛОНЦЕВИЧ*, д-р техн. наук, *А.И. ВЕРЕТЕННИКОВ*, канд. техн. наук, *Е.А. ВЕРЕТЕННИКОВ*, *Ю.М. МУЩИНСКИЙ*, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

## **ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИНАМИЧНОСТИ АРМЕЙСКИХ КОЛЕСНЫХ МАШИН И СОВЕРШЕНСТВА ИХ ТРАНСМИССИЙ ПО КРИТЕРИЮ МАКСИМАЛЬНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ**

У даній роботі запропонований новий підхід в оцінці показників динамічності наземних транспортних засобів і досконалості їхніх трансмісій, а також проведена оцінка динамічності вітчизняних армійських колісних машин і ступеня досконалості їхніх трансмісій за критерієм максимального використання потужності двигуна.

In the given work the new approach in an estimation of indicators of dynamism of land vehicles and perfection of their transmissions is offered, and also the estimation of dynamism of domestic army wheel cars and degree of perfection of their transmissions by criterion of maximum use of capacity of the engine is spent.

### **Введение.**

При проектировании новых или выборе лучшего образца из имеющихся в наличии колесных и гусеничных машин любого назначения всегда возникает вопрос сравнительной оценки их показателей динамичности. Особенно это важно для автомобилей спортивного класса и колесных и гусеничных машин военного назначения, где параметры динамичности имеют более высокий приоритет по сравнению с параметрами топливной экономичности и требованиями по экологии к транспортному средству.

Кроме того, далеко не каждая машина, имеющая весьма мощный двигатель, способна из-за структуры и параметров своей трансмиссии во всем диапазоне скоростей реализовывать всю эту мощность в виде силы тяги.

### **Анализ последних достижений и публикаций.**

Для решения описанных выше задач и в теории автомобиля и в теории колесных и гусеничных машин обычно используются такие показатели как динамический фактор и удельная сила тяги, время и путь разгона до заданной скорости или график достижимых ускорений [1-3].

Однако ни один из этих показателей не является достаточно универсальным и удобным в процессе автоматизированного анализа показателей, например, на этапе оптимизационных расчетов. Поэтому был предложен критерий максимального использования мощности двигателя [4], с помощью которого удобно оценивать динамичность машин и качество их трансмиссий, в том числе и при параметрической оптимизации. Также данный критерий позволяет сравнивать степень совершенства гидродинамических и механических трансмиссий.

### Цель и постановка задачи.

Целью данной работы является оценка показателей динамичности армейских колесных машин и совершенства разных типов трансмиссий по критерию максимального использования мощности двигателя.

### Основная часть.

Рассмотрим этот показатель для бронетранспортеров, характеристики которых приведены в таблице 1.

Таблица 1

Основные характеристики бронетранспортеров

Характеристики	Модели бронетранспортеров			
	БТР-80	БТР-3Е	БТР-3У	Дозор Б-1
1	2	3	4	5
Длина, мм	7650	7850	7650	5680
Высота, мм	2350	2928	2930	2400
Ширина, мм	2900	2900	2900	2700
Масса автомобиля полная, кг	14000	16000	16400	8000
Мощность брутто, кВт/л.с., при (мин <sup>-1</sup> )	191/260 ( 2600 )	221/300 ( 2600 )	240/326 ( )	140/191 ( 2300 )
Макс. крутящий момент брутто, Нм при (мин <sup>-1</sup> )	785 (1600-1800)	981 (1500-1600)		714 (1400)
Максимальная скорость, км/ч	80	80	100	120
Передаточные числа КПП	7,82; 4,03; 2,5; 1,53; 1; зх 7,38	7,82; 4,03; 2,5; 1,53; 1; зх 7,38	3,49; 1,86; 1,41; 1; 0,75; зх 5,03	
Передаточные числа РК	0,76; 1,39	0,76; 1,39		
Передаточные числа ГП	1,826	1,826	1,826	1,826
Радиус ВК, м	0,54	0,54	0,522	0,522

Графики динамического фактора для машин с гидродинамической трансмиссией на высшей ступени раздаточной коробки представлены на кривых 1 – 2 рис. 1.

Графики динамического фактора для машин с механической трансмиссией на высшей ступени раздаточной коробки представлены на кривых 1 – 2 рис. 2.

При определении времени и пути разгона машины до заданной скорости оценивается для каждой скорости движения разница между динамическим фактором  $D$  и суммарным коэффициентом сопротивления движению  $f_0$ , после чего находится потенциально возможное максимальное ускорение

$$a = \frac{g}{d}(D - f_0),$$

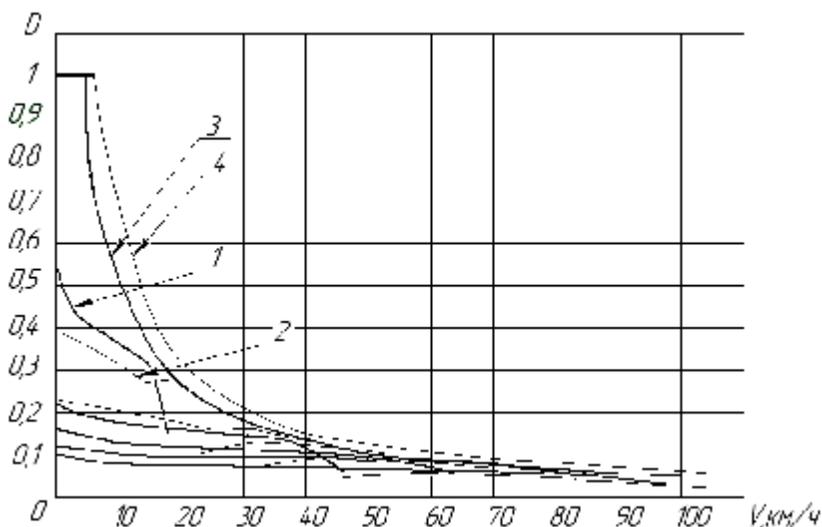


Рисунок 1 – Графики классического динамического фактора на высшей ступени раздаточной коробки для бронетранспортеров:  
 динамический фактор для реальных трансмиссий бронетранспортеров:  
 1 – БТР-3У; 2 – Дозор Б-1; динамический фактор для идеальных трансмиссий бронетранспортеров: 3 – БТР-3У; 4 – Дозор Б-1

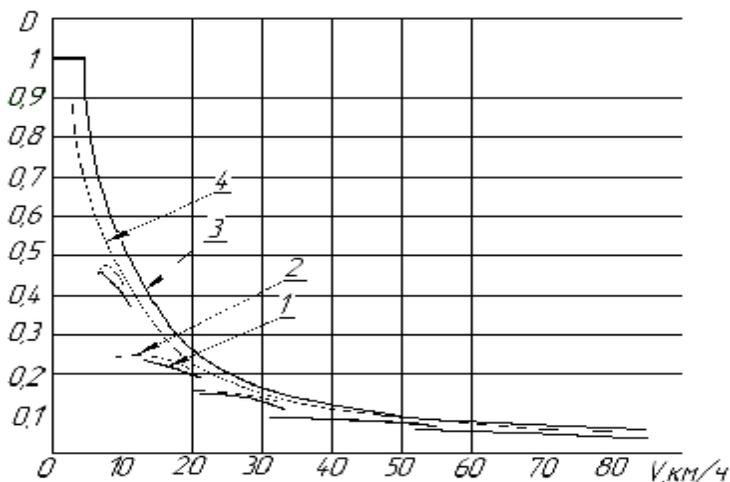


Рисунок 2 – Графики классического динамического фактора на высшей ступени раздаточной коробки для бронетранспортеров:  
 динамический фактор для реальных трансмиссий бронетранспортеров:  
 1 – БТР-3Е; 2 – БТР-80; динамический фактор для идеальных трансмиссий бронетранспортеров: 3 – БТР-3Е; 4 – БТР-80

где  $g$  – ускорение свободного падения;  $d$  – коэффициент приведения вращающихся масс. И тогда приращение по времени при переходе из  $j$  – ой точки со скоростью  $V_{l,j}$  в  $(j+1)$  – ую со скоростью  $V_{l,j+1}$  при движении на  $l$  – ой передаче составит

$$\Delta t = \frac{(V_{l,j+1} - V_{l,j})(d_{l,j+1} + d_{l,j})}{g(D_{l,j+1} + D_{l,j} - 2f_0)}.$$

Далее, зная в каждой точке скорость движения машины и время перехода из точки в точку, можно определить путь, проходимый машиной за время достижения заданной скорости. Однако все эти вычисления можно произвести, только задавшись предварительно условиями движения (значение  $f_0$ ), что не позволяет или сильно затрудняет получение полной информации об абсолютной или относительной динамичности машины во всем спектре скоростей и дорожных условий. Для решения этой проблемы предлагается от графика классического динамического фактора  $D$  перейти к графику интегрального динамического фактора  $D_S$ :

$$D_S = \int_0^{V_{\max}} D dV, \quad (1)$$

который фактически является площадью под кривой  $D = f(V)$  и характеризует динамические возможности машины при разгоне ее с места до любой текущей скорости  $V$ . При этом в процессе сравнения динамических характеристик различных машин может получиться, что на разных участках скоростной характеристики машины могут иметь лучшие или худшие сравнительные показатели.

Графики интегрального динамического фактора, рассчитанного по формуле (1) для высшей ступени раздаточной коробки представлены на кривых

1 – 3 рис. 3.

С помощью критерия максимального использования мощности двигателя можно оценивать динамические возможности машины как с полной нагрузкой, так и с частичной, как на нормальном так и на замедленном ряду в раздаточной коробке, независимо от условий движения, и, самое главное – в автоматизированном режиме, используя этот параметр в качестве одной из целевых функций в процессе оптимизации параметров или структуры трансмиссии.

Для оценки уровня совершенства по критерию максимального использования мощности двигателя собственно трансмиссии, а не машины в целом, необходимо построить графики классического и интегрального динамического фактора для этой машины при условии, что вместо штатной трансмиссии

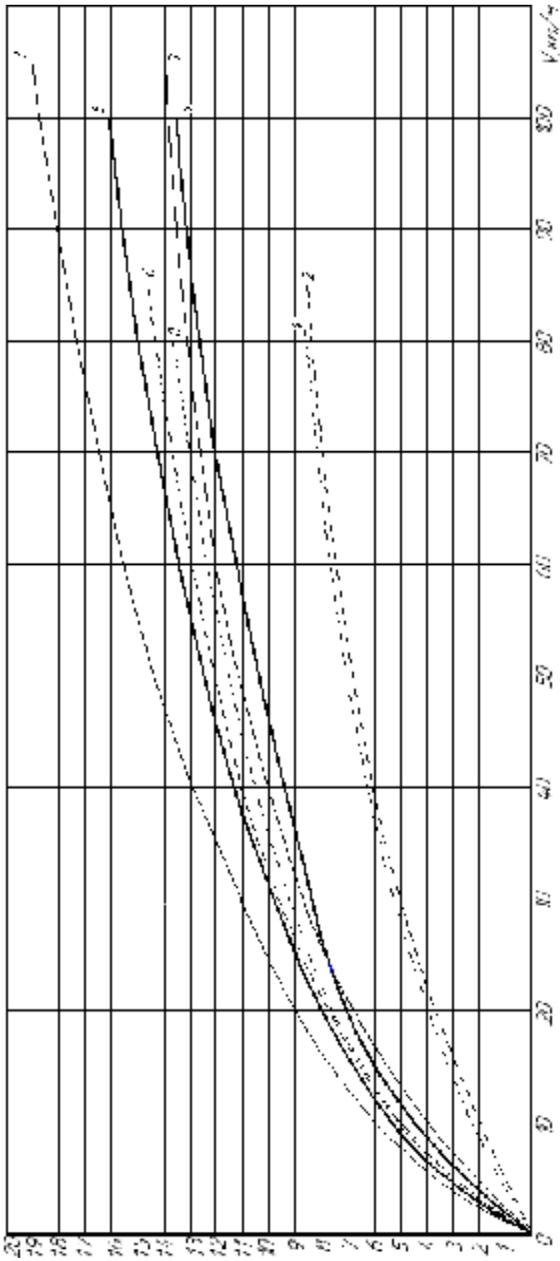


Рисунок 3 — Графики интегрального динамического фактора на высшей ступени раздаточной коробки для бронетранспортеров, приведенных в табл. 1:  
динамический фактор для реальных трансмиссий бронетранспортеров:  
1 — БТР-3У; 2 — БТР-3Е; 3 — Дозор Б-1; 4 — БТР-80;  
динамический фактор для идеальных трансмиссий бронетранспортеров:  
5 — БТР-3У; 6 — БТР-3Е; 7 — Дозор Б-1; 8 — БТР-80

на ней будет установлен идеальный трансформатор крутящего момента. Под идеальным трансформатором крутящего момента понимаем такое условное устройство, которое преобразует крутящий момент бесступенчато и без потерь мощности в соответствии с уравнением

$$M_i = \frac{N}{w}. \quad (2)$$

Для однозначного определения крутящего момента и динамического фактора при малых значениях  $w$  для всех  $D_i > 1$  принимаем  $D_i = 1$  (кривые 3–4 на рис. 1-2).

После этого строим графики интегрального динамического фактора для вариантов машин, указанных в табл. 1, с идеальной трансмиссией (кривые 5–8 на рис. 3).

Теперь в нашем распоряжении имеется численный материал по степени приближения рассматриваемых реальных трансмиссий к соответствующим идеальным при разгоне автомобиля до любой достижимой скорости с места. В этом случае мы получаем возможность проанализировать качество собственно трансмиссии по количеству передач, по закону разбивки передаточных чисел, по потерям в трансмиссии независимо от показателей мощности и грузоподъемности транспортного средства.

С целью получения коэффициента качества трансмиссии по критерию использования мощности двигателя в процессе разгона необходимо для каждого автомобиля во всем диапазоне скоростей от нуля до  $V_{\max}$  разделить текущее значение интегрального динамического фактора автомобиля с реальной трансмиссией на соответствующее значение интегрального динамического фактора автомобиля с идеальной трансмиссией:

$$K_{к.мп.i} = \frac{D_{Si}}{D_{Sид.мп.i}}. \quad (3)$$

Графики коэффициентов качества трансмиссии, рассчитанных по формуле (3), по критерию использования мощности двигателя в процессе разгона для бронетранспортеров, приведенных в табл.1, изображены на рис. 4.

#### **Выводы.**

В данной работе проведена оценка динамичности армейских колесных машин и степени совершенства разных типов трансмиссий по критерию максимального использования мощности двигателя.

Следует отметить, что:

– Большой интегральный динамический фактор не является залогом лучшего использования мощности двигателя, которая тем выше, чем ближе расположены реальный и идеальный интегральные динамические факторы машины.

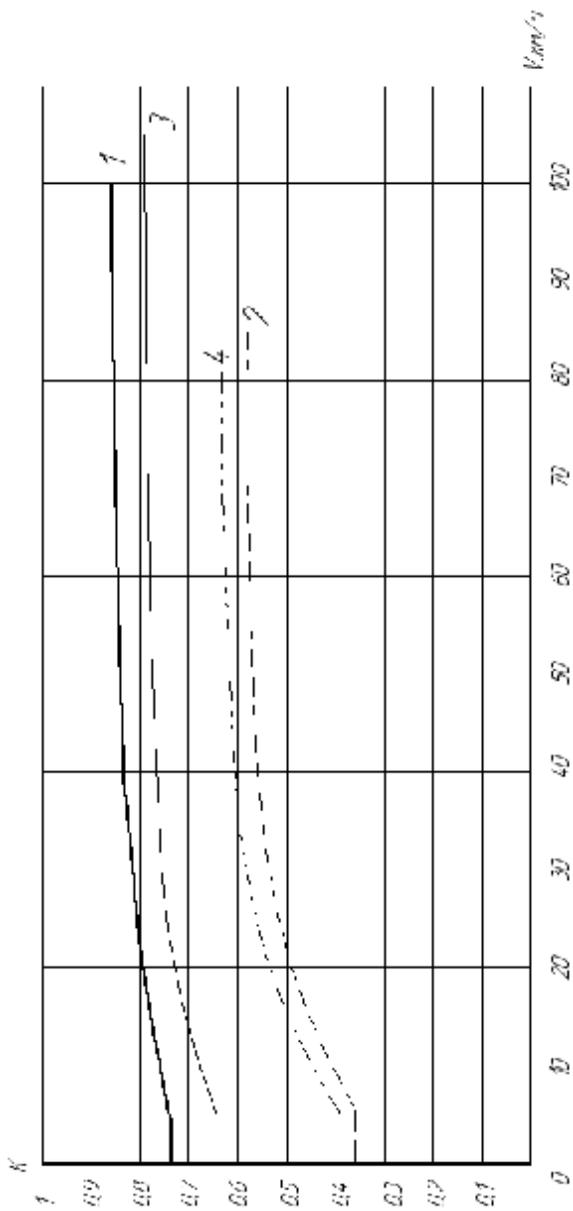


Рисунок 4 – Графики коэффициентов качества трансмиссии по критерию использования мощности двигателя в процессе разгона для бронетранспортеров:

1 – БТР-3У; 2 – БТР-3Е; 3 – Дозор Б-1; 4 – БТР-80

– Установка гидродинамической трансмиссии приводит к значительному улучшению динамических показателей. Так, по проведенным расчетам гидродинамическая трансмиссия бронетранспортера БТР-3У намного лучше использует мощность своего двигателя (при разгоне до скорости 80 км/ч – на 40%), чем механическая трансмиссия на бронетранспортере БТР-3Е. На легком бронетранспортере Дозор Б-1, несмотря на больший интегральный динамический фактор, использование мощности хуже, чем на бронетранспортере БТР-3У.

– На бронетранспортере БТР-3Е и бронетранспортере БТР-80 установлена одинаковая пятиступенчатая коробка передач КамАЗ. Однако при создании БТР-3Е была сделана ставка на повышение максимальной скорости за счет изменения передаточных чисел трансмиссии (раздаточная коробка, бортовой редуктор). Максимальная скорость машины выросла на 5%, но при этом потеря в использовании мощности двигателя при разгоне составила около 8%.

– По проведенным расчетам можно сделать вывод, что, несмотря на массовое производство, коробка передач КамАЗ с точки зрения использования мощности двигателя при динамичном разгоне далека от совершенства и при создании новой техники в данном вопросе не обязательно преследовать цель высокой унификации.

И в заключении следует отметить, что критерий использования мощности двигателя в процессе разгона для большинства машин может быть совсем не приоритетным и конечно не единственным при проектировании трансмиссии. В процессе параметрической оптимизации его наряду с другими критериями следует учитывать с применением соответствующих весовых коэффициентов, однако для спортивных автомобилей и колесных и гусеничных машин военного назначения именно критерий использования мощности двигателя в процессе разгона является особенно значимым.

**Список литературы:** 1. Методика расчета тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования: Учебное пособие. // Д.Е. Вохминов, В.В. Коновалов, В.В. Московкин и др. – М.: МГТУ «МАМИ», 2000. – 43 с. 2. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с. 3. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.

*Поступила в редколлегию 17.11.2009*

*В.В. ДУЩЕНКО*, канд. техн. наук (м. Харків)

## **ПИТАННЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ТА СИНТЕЗУ НОВИХ ФІЗИЧНИХ ПРИНЦИПІВ ДІЇ ВУЗЛІВ СИСТЕМ ПІДРЕСОРИЮВАННЯ ВІЙСЬКОВИХ ГУСЕНИЧНИХ І КОЛІСНИХ МАШИН**

Представлены результаты оптимизации характеристик, а также поиска и анализа физико-технических эффектов, пригодных для реализации новых физических принципов действия упругих элементов и демпфирующих устройств систем поддресоривания военных гусеничных и колесных машин.

Results of optimization of characteristics, and also search and the analysis of physico-technical effects, suitable for realization of new physical mode of functioning of elastic elements and the snubber devices of systems of a cushioning of military caterpillar and wheel machines are submitted.

**Постановка проблеми.** Пошук шляхів удосконалення та аналіз критеріїв розвитку показників якості сучасних систем підресорювання (СП) військових гусеничних і колісних машин (ВГКМ) говорить про те, що досить часто фізичні принципи дії (ФПД) і технічні рішення (ТР), що використовуються в їхніх вузлах, не дозволяють задовольнити підвищені вимоги, які висуваються до перспективних машин. Можливим рішенням даної проблеми є перехід до нових поколінь вузлів і агрегатів СП, які використовують інші ФПД та ТР, що їх реалізують.

**Аналіз останніх досягнень.** У роботі [1], при постановці задачі синтезу нових ФПД і ТР пружних елементів (ПЕ) та демпфіруючих пристроїв (ДП) підвіски ВГКМ, було сформульовано проблемну ситуацію розвитку та протиріччя, які заважають її вирішенню. У роботах [2,3] представлено репольний (речовина-поле) аналіз ПЕ і ДП та визначено можливі перспективні напрямки створення їх нових ФПД та ТР.

**Мета досліджень.** Застосувати результати проведених функціонально-фізичного і репольного аналізів при оптимізації характеристик ПЕ та ДП і, в якості прикладу, синтезувати по деяким перспективним напрямкам нові ФПД і ТР даних вузлів СП ВГКМ.

**І.** Одним з протиріч розвитку ПЕ, що були розглянуті у роботі [1], є необхідність забезпечення їхньої “нульової” (мінімальної) жорсткості у випадку кінематичного збурювання і максимально можливої жорсткості у випадку динамічного збурювання. З іншого боку, підйоми, спуски і нерівності з великим перепадом висот та кінцева величина динамічного ходу підвіски, вимагають певної, не “нульової”, але й не максимальної, величини жорсткості ПЕ.

Проведемо оцінку впливу і оптимізацію характеристики ПЕ із ділянкою “нульової” жорсткості на рівні статичного ходу на прикладі бронетранспортера БТР-70 з дослідними пневмогідролічними ресорами

(ПГР). Дослідження будемо проводити за допомогою розробленої і експериментально перевіреної математичної моделі руху колісної машини (КМ) при її пересуванні по синусоїдальним нерівностям, що мають період дві бази машини. У якості вихідної, була прийнята характеристика ПГР (рис.1), яка складалася із трьох ділянок, друга з котрих мала “нульову” жорсткість, а на третій жорсткість прогресивно збільшувалася. Необхідно зазначити, що використання ПЕ з ділянкою “нульової” жорсткості приводить до зависання підвіски на початку або кінці даної ділянки і відповідно до невизначеного положення підресореного корпусу машини у просторі. Це викликано наявністю тертя в шарнірах підвіски, особливо гумових сайлент-блоках. Для зменшення зазначеного тертя, гумові шарніри частково були замінені металевими сферичними шарнірами. Це, у свою чергу, знизило демпфірування у підвісці та погіршило параметри плавності ходу. Як показали розрахунки, при відсутності тертя та жорсткості зазначених шарнірів, мінімальна прохідна висота нерівностей на резонансному режимі руху 8,88...10,0м/с (32...36км/год) знизилася з 0,14м до 0,1м. Істотно знизилася плавність ходу і на дорезонансному режимі. Таким чином, тертя в гумових шарнірах підвіски забезпечує істотне демпфірування коливань підресореного корпусу КМ і відсутність даних шарнірів повинна бути компенсована збільшенням сил опору основних ДП підвіски.

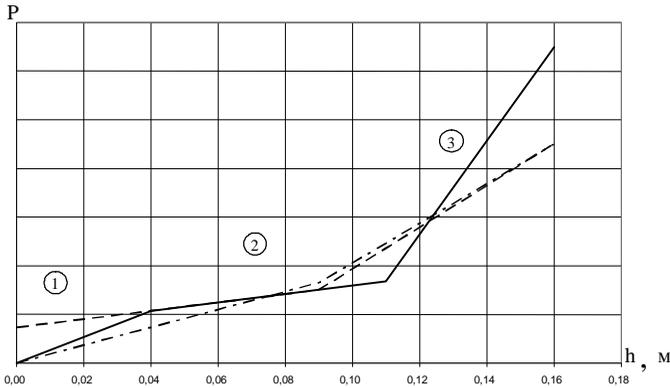


Рисунок 1 – Пружні характеристики ПГР (1; 2; 3 – ділянки різної жорсткості)  
 ————— вихідна хар-ка ПГР; - - - - - оптим. хар-ка ПГР;  
 - · - · - · хар-ка без ділянки “нульової” жорсткості

В якості проектних параметрів при оптимізації вибиралися наступні: жорсткості 1-ї, 2-ї та 3-ї ділянок пружної характеристики, а також переміщення штока ресори, що відповідають моментам початку роботи 2-ї і 3-ї ділянок. Критерій якості роботи СП представлявся у вигляді

інтегрального показника прохідних висот нерівностей у діапазоні швидкостей 4,44...13,33м/с (16...48км/год). Для пошуку максимуму критерію якості та оптимального вектора проектних параметрів, що йому відповідає, використовувався метод покоординатного під'йому Гаусса-Зейделя в сполученні з методом “золотого перетину” для одномірного пошуку по окремому параметру. Результати оптимізації пружної характеристики ПГР представлені на рис. 1, з яких витікає наступне:

- 1) жорсткість 1-ї ділянки характеристики необхідно знизити до рівня жорсткості 2-ї, що приводить до об'єднання ділянок;
- 2) початок роботи 3-ї ділянки повинен змінитися з 0,11м до 0,09м;
- 3) жорсткість 3-ї ділянки характеристики необхідно зменшити на 31%.

На рис. 2 представлені швидкісні характеристики СП, з яких витікає, що застосування ділянки пружної характеристики з “нульовою” жорсткістю не істотно (з 0,1м до 0,11м) збільшило прохідну висоту нерівностей на резонансному режимі, однак значно її підняло на дорезонансному режимі (при швидкості руху 4,44 м/с (16км/год) – з 0,31м до 0,58м, тобто на 87%) і на зарезонансному режимі (при швидкості руху 13,33м/с (48км/год) – з 0,13м до 0,23м, тобто на 77%).

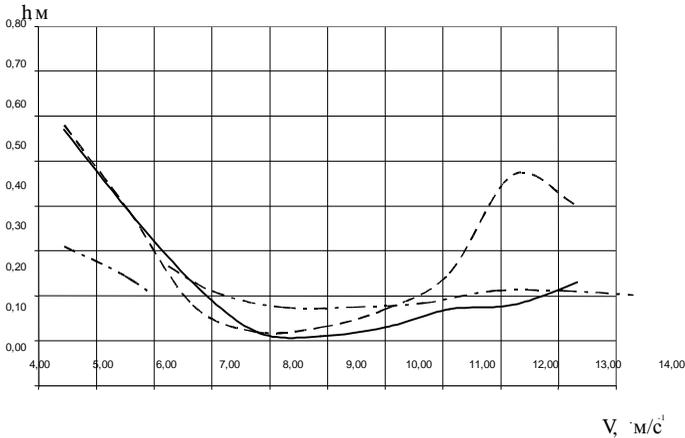


Рисунок 2 – Швидкісні характеристики СП (гумові шарніри відсутні)  
 — вихідна хар-ка ПГР; - - - оптим. хар-ка ПГР; - · - · - хар-ка ПГР без ділянки “нульової” жорсткості

Проведена оптимізація забезпечила збереження високої плавності ходу на дорезонансному режимі руху, (ріст прохідної висоти нерівностей склав 2%), підвищення мінімальної прохідної висоти з 0,11м до 0,12м (тобто на 10%) на резонансному режимі та істотне збільшення плавності ходу на високих швидкостях руху (зарезонансний режим). При швидкості руху 12,2

м/с (44км/год) прохідна висота нерівностей збільшилася з 0,18м до 0,48м, тобто в 2,7 рази.

Таким чином, використання оптимальної пружної характеристики з ділянкою “нульової” жорсткості у порівнянні із звичайною пружною характеристикою, для розглянутої КМ, привело до підвищення мінімальної прохідної висоти нерівностей на дорезонансному, резонансному і зарезонансному режимах руху відповідно на 89%, 20% та у 3,4 рази. Дані висновки було підтверджено полігонними випробуваннями КМ “Дозор” з дослідними ПГР.

Як показали розрахунки, для компенсації зниження тертя в шарнірах підвіски і підвищення мінімальної прохідної висоти нерівностей на резонансному режимі руху до рівня, що відповідає сучасним вимогам, для БТР-70 необхідне збільшення сил опору основних ДП в 2,7 рази.

**II.** Проведемо пошук оптимальної характеристики ДП. Одними з протиріч розвитку ДП, що були розглянуті у роботі [1], є наступні:

1) на прямому ході, ДП підвіски, у випадку кінематичного збурювання, повинні мати мінімальний опір, оскільки він приводить до порушення коливань, а у випадку динамічного збурювання – максимальний, що забезпечує необхідне ефективне гасіння коливань;

2) на зворотному ході підвіски, незалежно від швидкості руху, а також висоти та довжини нерівностей, ДП повинні дозволяти опорному вузлу (ОВ – колесу або котку) відслідковувати нерівність з нульовою реакцією, тобто повністю відбирати, накопичену ПЕ, енергію, але не допускати зависання ОВ з його відривом від ґрунту.

Проведене дослідження впливу характеру сил опору ДП підвіски на плавність ходу гусеничної машини (ГМ) показало, що використання фрикційних амортизаторів (ФА), у порівнянні з гідравлічними (ГА), дозволяє істотно зменшити амплітуди повздошно-кутових і вертикальних коливань підресореного корпусу, теплову напруженість ДП, а також збільшити мінімальну прохідну висоту нерівностей на резонансних режимах руху. Це стало можливим завдяки тому, що у ФА сили опору залежали тільки від переміщення ОВ, на відміну від ГА, де дані сили залежали лише від швидкості його переміщення. У результаті, на зворотному ході підвіски ФА починав працювати відразу з максимальним зусиллям опору, у той час як для ефективної роботи ГА ОВ повинен був набрати досить високу швидкість, а за цей час частина енергії, що була накопичена ПЕ, поверталася у коливальну систему та сприяла розгойдуванню машини.

Розглянемо ідеальний випадок, коли ДП підвіски дозволяє ОВ на зворотньому ході відслідковувати профіль нерівностей, зберігаючи при цьому реакцію ґрунту на його осі рівною нулю. Будемо вважати, що машина рухається по синусоїдальним нерівностям з періодом рівним двом її базам.

На рис. 3 представлені графіки зміни в часі:  $N_z$ – вертикальної реакції ґрунту на осі ОВ, обумовленої дією ПЕ,  $Z_1$ – динамічного ходу та  $V_k$  –

вертикальної швидкості ОВ. Із графіків видно, що коли ОВ повністю використав динамічний хід, а зусилля, яке розвиває ПЕ, максимальне, вертикальна швидкість переміщення ОВ близька до нуля. У разі застосування ГА, зусилля, яке він розвиває, теж мінімальне, а отже, мінімальна і його ефективність. На рис. 4 крива 1 відповідає характеристиці зворотнього ходу ГА, коли зусилля на штоці залежить від швидкості його переміщення. Крива 2 відображає вид оптимальної характеристики ДП на зворотньому ході, що залежить як від швидкості переміщення, так і від величини переміщення штока відповідно до характеру кривих, представлених на рис. 3. Таким чином, для забезпечення необхідної ефективності, ДП на зворотньому ході підвіски повинний забезпечувати максимальне зусилля опору, порівнянне з моментом від ПЕ при максимальному динамічному ході, з наступним його зменшенням, незважаючи на ріст вертикальної швидкості ОВ по мірі його опускання униз.

$N_z, Z_1, V_k$

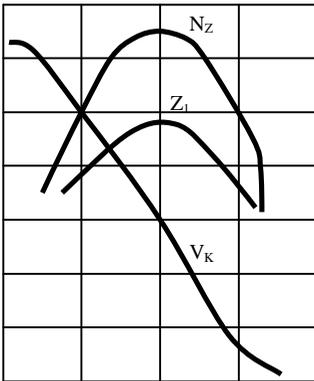


Рисунок 3 – Графіки зміни у часі:  $N_z$  – вертикальна реакція;  $Z_1$  – динамічний хід;  $V_k$  – вертикальна швидкість ОВ

$P_{шт}$

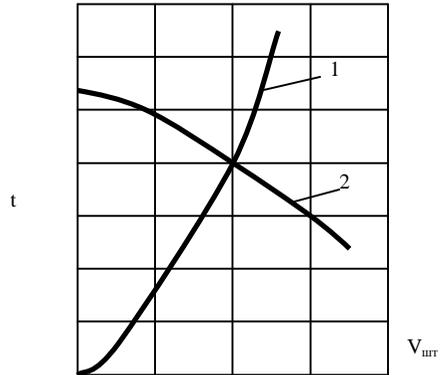


Рисунок 4 – Характеристики ДП  
1 – характ. зворотнього ходу ГА;  
2 – оптимальна характ. зворотнього ходу ДП

В загальному випадку, оптимальна характеристика 2 повинна залежати від швидкості руху ВГКМ і профілю нерівностей, тобто необхідна спеціальна система керування, яка забезпечує формування даної характеристики зворотнього ходу, в залежності від зазначених умов. Альтернативний варіант, що дозволяє обійтися без системи керування – вибір даної характеристики для певного режиму руху, наприклад, резонансного, по найбільш несприятливому синусоїдальному профілю нерівностей.

Неважко помітити, що найбільш пристосованим для реалізації такої оптимальної характеристики є ФА, оскільки створити великий опір при мінімальній швидкості переміщення ОВ, використовуючи ГА, практично

неможливо. Нижче буде представлено конструкцію ФА з системою керування на основі нового синтезованого ФПД, яка дозволить реалізувати дану характеристику.

Оцінимо вплив одержаної оптимальної характеристики зворотнього ходу ДП на плавність ходу ГМ. На рис. 5. представлені швидкісні характеристики СП ГМ проміжної категорії по масі.

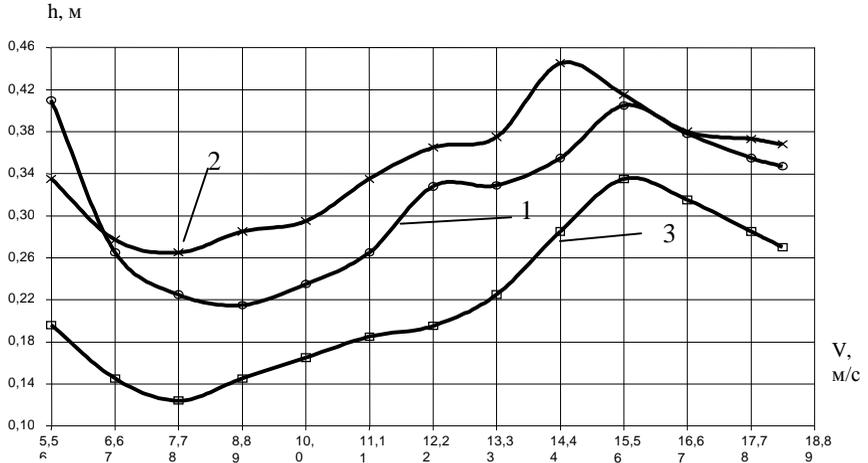


Рисунок 5 – Швидкісні характеристики СП

Крива 1 відповідає вихідним характеристикам ГА, крива 2 – вихідній характеристиці ГА на прямому ході і оптимальній характеристиці на зворотньому ході, яка забезпечується згаданою системою керування, крива 3 – відсутності опору ГА на прямому ході та оптимальній характеристиці на зворотньому ході. З аналізу представлених кривих витікає, що використання на зворотньому ході запропонованої оптимальної характеристики, яка забезпечується системою керування, дозволяє істотно, до 25%, підвищити плавність ходу на резонансному і зарезонансному режимах руху, а скорегувавши характеристику прямого ходу, і на дорезонансному режимі. Використання даної системи керування характеристикою ДП на зворотньому ході, при відсутності опору на прямому ході, приводить до погіршення плавності ходу, що, однак, перебуває в досить прийнятних межах, при цьому теплова напруженість ДП істотно зменшиться, бо на прямому ході він працювати не буде.

### III. Розглянемо приклади синтезу нових ФПД та ТР ПЕ і ДП.

Одним з протиріч розвитку ПЕ та ДП, сформульованих у роботі [1], було те, що дані вузли повинні бути простими, довговічними, ремонтоспридатними, мати низьке енергоспоживання і невисоку вартість, але, для досягнення високих показників, на цей час, необхідно використовувати

дорогі та складні системи керування і регулювання, що знижують надійність, ускладнюють обслуговування та т.і.

У роботі [2], в результаті проведеного репольного аналізу, було визначено можливі перспективні напрямки подальшого розвитку ПЕ, а саме:

1) розробка нової «основної» речовини ПЕ, «чутливої» до механічного поля, що діє, або введення додаткової речовини з відповідним керуючим полем, з метою полегшення керування характеристиками ПЕ, в залежності від характеристик діючого механічного поля;

2) використання змін властивостей «основної» речовини, пов'язаних з переходом з макро- на мікрорівень;

3) перехід до більш керованого хімічного поля на основі використання явищ сорбції та десорбції, із застосуванням двох «основних» речовин.

Розглянемо більш докладніше один з напрямків, а саме використання змін властивостей «основної» речовини, пов'язаних з переходом з макро- на мікрорівень. Застосуємо цей напрямок для подолання згаданого протиріччя та розробки простої і надійної системи регулювання положення

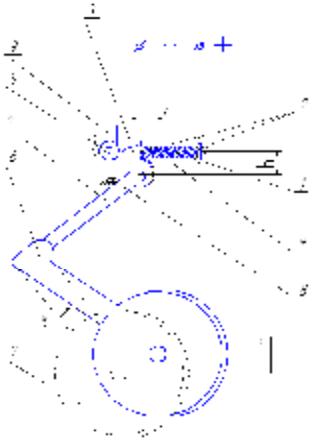


Рисунок 6. Принципова схема підвіски з системою регулювання

підресореного корпусу ВГКМ на основі використання матеріалів в ефектом пам'яті форми. Принципова схема підвіски з даною системою регулювання представлена на рис. 6, де: пружина 1 виготовлена з нікеліду титана з відповідною термічною обробкою та «запам'ятовуванням» форми. Дана пружина була пластично деформована (розтяганням) і закріплена одним кінцем через ізолюючу прокладку 2 до корпусу машини, а іншим кінцем через аналогічну прокладку до рухливої заділки 3, торсіону 4. Заділка 3 пов'язана із храповим механізмом 5. Протилежний кінець торсіона пов'язаний з балансиrom підвіски 6, який у свою чергу пов'язаний з

колесом (котком) 7. Для фіксації положення рухливої заділки 3 також використовується упор 8. Зміна положення корпусу ВГКМ в статисти здійснюється шляхом нагрівання електричним струмом пружини 1, що приводить до її стискування внаслідок ефекту пам'яті форми (повернення форми, що «запам'яталася»). Одночасно із цим відбувається розблокування храпового механізму за допомогою блокатора 9. Стиск пружини 1 приведе до повороту рухливої заділки 3, а отже і балансира 6 на кут  $j$ , що приведе до збільшення кліренсу на величину  $H$ . При досягненні необхідного кліренсу

блокується храповий механізм 3 і знімається напруга із пружини 1. Для повернення кліренсу до вихідного положення храповий механізм розблоковується і ВГКМ під власною вагою повертає рухливу заділку 3 торсіона 4, поки вона не упреться в упор 8. При роботі в різних кліматичних умовах температура пружини контролюється термодатчиком 9. Проведені розрахунки показали принципову можливість створення такої системи регулювання положення корпусу для легких ВГКМ, яка і була запатентована [4].

Використання ефекту пам'яті форми в системі регулювання положення корпусу ВГКМ, має ряд переваг і недоліків, у порівнянні з аналогічними традиційними конструкціями (пневматичними, гідравлічними або механічними). Як показали дослідження, основними проблемами використання ефекту пам'яті форми з метою регулювання положення корпусу ВГКМ є такі:

1) обмежена величина регулювання положення корпусу (для кліренсу – у межах 100...120мм), внаслідок малого робочого ходу пружини, що має прийнятні габарити та масу і реалізує ефект пам'яті форми (деформація повернення форми складає до 8%);

2) система регулювання має досить високе енергоспоживання, яке витрачається на нагрів пружин та їх охолодження;

3) велика вартість сплаву нікеліду титану, який має найкращі показники по ефекту пам'яті форми.

Для вирішення даних проблем потрібна розробка нових матеріалів з більш вираженим ефектом пам'яті форми та меншою вартістю.

**IV.** Можливі перспективні напрямки подальшого розвитку ДП, за результатами проведеного репольного аналізу, було визначено, у роботі [3]. Це:

1) модифікація «основної» речовини (робочих рідин і матеріалів поверхонь тертя), з метою усунення (мінімізації) недоліків відомих ТР ДП;

2) використання змін властивостей «основної» речовини, пов'язане з переходом з макро- на мікрорівень;

3) застосування додаткової речовини з відповідним керуючим полем, з метою полегшення керування характеристиками ДП, в залежності від характеристик діючого механічного поля.

Використаємо останній напрямок для створення простої та надійної системи керування характеристиками ФА.

Недоліками ФА є великий знос дисків, нестабільність характеристик та їх незалежність від дорожніх умов руху. Для ліквідації перших двох недоліків, металеві рухомі і нерухомі диски ФА танку Леопард-2 (ФРН) мають тефлонове покриття та працюють у маслі.

Використаємо дану конструкцію за прототип та, з метою підвищення ефективності роботи ФА шляхом керування його характеристиками, в залежності від дорожніх умов руху, введемо додаткову речовину у вигляді

напівпровідникового покриття нерухомих дисків, яке, при зміні температури, забезпечує зміну коефіцієнту тертя між дисками (ефект Джонсона – Рабека). Зміна температури дисків відбувається у разі інтенсивної роботи ФА при руху ВГKM у важких дорожніх умовах, або в результаті їх керованого нагріву електричним струмом. Конструкція даного ФА (рис. 7) складається із корпусу 1, де нарізані шліци на які одягаються нерухомі диски 2, з нанесеним напівпровідниковим матеріалом (целюлоза або геміцелюлоза), що підключені до контактних планок 3 і 4. Рухомі диски 5, кріпляться на осі балансира 6. На контактні планки системою керування (не показана) подається електричний струм. При русі ВГKM, її корпус зазнає динамічних навантажень від нерівностей дороги, які викликають його коливання. Вісь балансира 6 повертається, рухомі диски 5 і нерухомі диски 2 починають взаємодіяти, створюючи при цьому протидію подальшому повороту осі балансира. У важких дорожніх умовах, напівпровідникове покриття на нерухомих дисках 2 нагрівається від інтенсивного тертя, що призводить до збільшення коефіцієнту тертя та підвищення ефективності ФА.

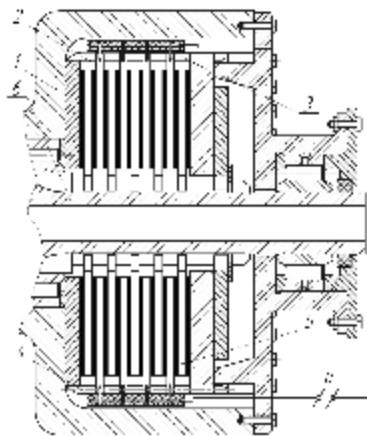


Рисунок 7 – Конструкція фрикційного амортизатора із змінним коефіцієнтом тертя

Крім цього зміна коефіцієнта тертя можлива в залежності від умов руху, шляхом нагрівання напівпровідникового покриття дисків електричним струмом, що подається на контактні планки 3 і 4 системою керування. Таким чином, використання ефекту Джонсона – Рабека дозволяє підвищити ефективність ФА шляхом реалізації простої та надійної системи керування його характеристиками в залежності від дорожніх умов руху машини. Дана конструкція ФА була запатентована [5].

## **Висновки:**

1. Проведено параметричну оптимізацію характеристики ПЕ з ділянкою “нульової” (мінімальної) жорсткості, яка дозволила в певній мірі подолати протиріччя розвитку ПЕ та, у порівнянні з їх звичайною характеристикою, стосовно БТР-70, покращити плавність ходу на дорезонансному, резонансному і зарезонансному режимах руху відповідно на 89%, 20% та у 3,4 рази;

2. Одержано оптимальну характеристику ДП на зворотньому ході, яка забезпечується системою керування і дозволяє істотно, до 25%, підвищити плавність ходу на резонансному і зарезонансному режимах руху;

3. Синтезовано і запатентовано систему регулювання положення корпусу ВГКМ на основі нового ФПД з використанням ефекту пам'яті форми, яка відрізняється простотою та надійністю;

4. Синтезовано і запатентовано новий ФПД керування характеристиками ФА, який відрізняється простотою, надійністю і малою вагою та габаритами вузлів.

**Список літератури:** 1. Дущенко В. В. Синтез систем підресорювання військових гусеничних і колісних машин; постановка задачі / В.В. Дущенко // Механіка та машинобудування. – 2006. – №2. – С. 77–82. 2. Дущенко В.В. Вепольный анализ упругих элементов систем поддресоривания военных гусеничных и колесных машин / В.В. Дущенко // Механіка та машинобудування. – 2007. – №2. – С. 163–169. 3. Дущенко В.В. Вепольный анализ демпфирующих устройств систем поддресоривания военных гусеничных и колесных машин / В.В. Дущенко // Механіка та машинобудування. – 2008. – №1. – С. 130–140. 4. Пат. 37869 на корис. мод., Україна, 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”. – № у 200809281; заявл. 16.07.08; опубл. 10.12.08, Бюл. № 23. 5. Пат. 37887 на корис. мод., Україна, МПК F16F 7/00. Фрикційний амортизатор / Дущенко В.В., Сипливий І.М.; заявник і патентовласник Нац. Техн. Ун-т „Харків-й політехн. ін-т”. – № у 200809513; заявл. 21.07.08; опубл. 10.12.08, Бюл. № 23.

*Поступила в редколлегию 19.11.2009*

**В.В. ЄПІФАНОВ**, канд. техн. наук, **В.К. БЄЛОВ**, канд. техн. наук,  
**Є.О. ВЕРЕТЕННИКОВ**, магістрант, НТУ «ХПІ» (м. Харків)

## **ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ СТАНДАРТНИМИ МЕТОДАМИ МАШИН, ЩО ПЛАВАЮТЬ**

Проведена оцінка можливості модернізації плаваючих машин стандартними методами (збільшення діаметра робочого колеса водометного двигачеля) на прикладі бронетранспортера БТР-3Е. Визначено максимальну швидкість машини на плаву. Проведено розрахунки для визначення часу і відповідного шляху розгону машини до максимальної швидкості.

The estimation of possibility upgradeability floating machine's upgradeability by standard methods is carried out. The method is shown by the example of BTR – 3E troop-carrier and includes increasing the driving wheel's diameter of the floating machine. The highest speed of the machine's afloat is calculated. Calculations for determination the time and the proper machine's way of acceleration up to the highest speed are also offered.

У сучасних бойових умовах легким броньованим машинам відводиться одна з головних ролей. Для підвищення рухомості військ необхідно, щоб бойова машина мала можливість долати перешкоди, у тому числі й водні.

На даний час існують різні водохідні рушії: сухопутний рушій, гребний гвинт та водомет. Саме водомет має найбільший коефіцієнт корисної дії, надає машині необхідної маневреності. Також водомет захищений від ушкоджень сторонніми предметами. Але він має також свої недоліки: встановлення водомету зменшує запас плавучості машини та дещо ускладнює конструкцію, також можливе забруднення вхідних решіток [1].

На даному етапі розвитку бойових машин постійно підвищуються вимоги, що стосуються швидкості руху машини, у тому числі й на воді. Розміри водомету залежать від компонування моторно-трансмісійного відділення, оскільки водомет встановлюється між двигуном та днищем машини, то ж значне збільшення габаритів водомету неможливе без повної зміни компонування машини.

На даний час у сухопутних військах багатьох країн залишаються на озброєнні машини, що плавають, які були спроектовані декілька десятиліть тому. Також багато сучасних машин випускаються на базі раніше розробленої техніки (водохідні рушії в них не змінюються). Ця техніка була спроектована відповідно до вимог минулих років.

Викладене вище дозволяє поставити проблему перевірки ефективності удосконалення традиційними методами існуючої техніки з метою приведення її у відповідність сучасним вимогам.

Розглянемо це на прикладі бронетранспортера БТР-3Є [2]. На цій машині використаний водомет з розмірами:

$D_{\text{вих}} = 0,319 \text{ м}$  – зовнішній діаметр вихідного отвору;  $d_{\text{вих}} = 0,085 \text{ м}$  – внутрішній діаметр вихідного отвору;  $D = 0,420 \text{ м}$  – діаметр робочого колеса.

Збільшимо діаметр робочого колеса водомета на  $0,03 \text{ м}$ .

При цьому сила опору рухові машини на тих самих швидкостях не зазнає змін. Ця сила визначена за методикою А.П. Степанова для колісних машин [3].

Сумарна сила опору рухові машини на плаву визначається за формулою:

$$R = (x_m + \Delta x_m + x_\phi + x_g) 0,5 r V^2 S, \quad (1)$$

де  $r = 1000 \text{ кг/м}^3$  – щільність води;  $S = 61 \text{ м}^2$  – площа поверхні, що змочена;  $V$  – швидкість плаву машини;  $x_m$  – коефіцієнт сили опору тертя, який залежить від числа Рейнольдса ( $Re$ ) та визначається

$$x_m = 0,455(\lg Re)^{-2,58},$$

причому  $Re = \frac{VL}{n}$ ;

$L = 7,65 \text{ м}$  – довжина корпусу машини за ватерлінією;  $n = 1,57 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$  – кінематична в'язкість води;  $\Delta x_m = 0,0003$  – постійний коефіцієнт, що враховує тертя на зварювальних швах, нерівномірність фарбування і т. інш.;  $x_\phi = 0,035$  – коефіцієнт опору форми, який є незмінним;  $x_g$  – коефіцієнт хвильового опору, який визначається за формулою  $x_g = 0,075 Fr - 0,015$ ;

причому  $Fr = \frac{V}{\sqrt{gL}}$  – число Фруда;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Також незмінною залишається приєднана маса води, яка визначається за формулою [3]:

$$m_g = I_\kappa + I_{xч}, \quad (2)$$

де  $I_\kappa$  – при'єднана маса корпусу;  $I_{xч}$  – при'єднана маса елементів ходової частини.

$$I_\kappa = 2m_x m_p r b^2 d,$$

де  $m_x$  – коефіцієнт, що залежить від  $(l/b)$ ;  $m$  – коефіцієнт, що залежить від  $(d/b)$ ;  $l, b, d$  – половина відповідно довжини, ширини та висоти частини корпусу, зануреної у воду.

$$I_{xч} = 2m_{xч} m_{pч} r b_{xч}^2 d_{xч},$$

де  $m_{xxч}$  – коефіцієнт, що залежить від  $(l_{xч}/b_{xч})$ ;  $m_{xч}$  – коефіцієнт, що залежить від  $(d_{xч}/b_{xч})$ ;  $l_{xч}, b_{xч}, d_{xч}$  – половина відповідно довжини, ширини та висоти ходової частини, зануреної у воду.

Для машини, що розглядається це дорівнює  $l = 3,925$  м,  $b = 1,45$  м,  $d = 0,708$  м,  $m_x = 1,8$ ,  $m = 0,31$ ,  $l_{xч} = 2,766$  м,  $b_{xч} = 0,37$  м,  $d_{xч} = 0,2375$  м,  $m_{xxч} = 2,1$ ,  $m_{xч} = 0,31$ .

Отже, загальна при'єднана маса води, розрахована за формулою (2), дорівнює  $m_g = 7534$  кг.

При зміні діаметру робочого колеса зазнає змін сила тяги водометного рушія, яка може бути описана рівнянням [4]:

$$P = Qr \left( \frac{Q}{F_{\text{вых}}} - V \right), \quad (3)$$

де  $F_{\text{вых}}$  – площа вихідного отвору водомета;  $Q$  – продуктивність насоса водомета.

Площа вихідного отвору водомета визначається так:

$$F_{\text{вых}} = p \frac{D^2 - d^2}{4}, \text{ і дорівнює } F_{\text{вых}} = 0,074 \text{ м}^2.$$

Продуктивність насоса водомета визначається [3]:

$$Q = \left[ 0,07 \frac{P}{4} (1 - d^2) \right]^{\frac{3}{2}} n D^3,$$

де  $D = 0,450$  м – діаметр робочого колеса;  $d = 0,341$  – втулочне відношення робочого колеса;  $n = n_{\text{ов}}/i_{\text{прив}}$  – частота обертання робочого колеса, де  $n_{\text{ов}} = 1800 \dots 2400$  об/хв – частота обертання колінчастого вала двигуна;  $i_{\text{прив}} = 2,016$  – передавальне відношення приводу від двигуна до валу робочого колеса.

Результати розрахунків сили тяги водометного рушія та сумарної сили опору рухові машини для діаметру робочого колеса  $D = 0,450$  м за частот обертання двигуна 1800, 2000, 2200 та 2400 об/хв представлені на малюнку 1. Перетин прямих сили тяги водомету з кривою сили опору руху машини визначає найбільшу швидкість машини на плаву за даних обертів двигуна.

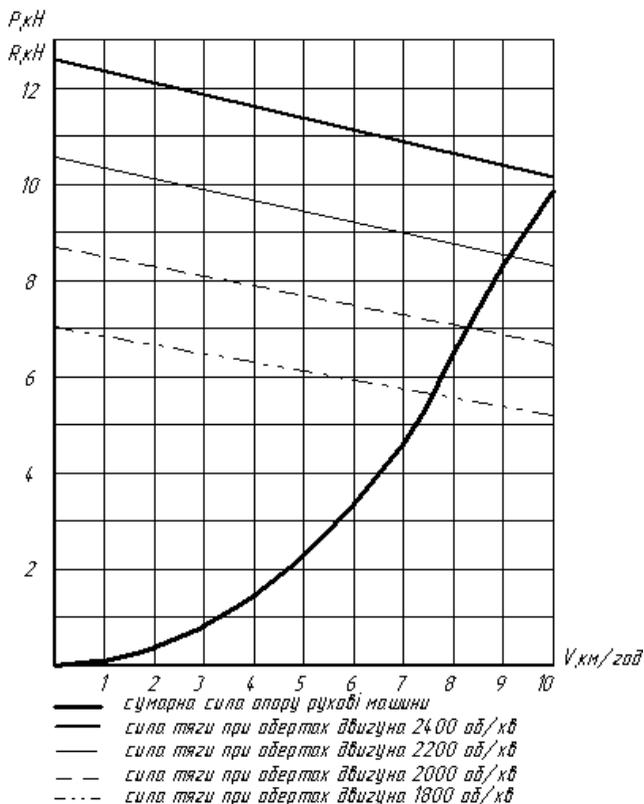


Рисунок 1 – Сумарна сила тяги водометного рушія та сила опору рухові машини

Максимальна теоретична швидкість машини на плаву визначається виходячи з умови:

$$R = P.$$

З урахуванням співвідношень (1) та (3) вона може бути знайдена з рівняння

$$(x_m + \Delta x_m + x_\phi + x_e) 0,5rV^2 S = Qr \left( \frac{Q}{F_{\text{вых}}} - V \right)$$

і становить  $V_{T \max} = 10,43$  км/год.

Для побудування розгінних характеристик машини розглянемо диференціальне рівняння руху машини на плаву, яке має вигляд [5]:

$$\frac{dV}{dt} (m + m_e) = P - R \text{ або}$$

$$dt = \frac{dV(m + m_e)}{P - R} \quad (4)$$

де  $m$  – маса машини, яка для машини-прототипу дорівнює 16000 кг.

Запишемо це рівняння в кінцевих прирощеннях часу  $\Delta t$  та швидкості  $\Delta V$

$$\Delta t = \frac{\Delta V(m + m_e)}{P - R}.$$

Для побудовання розгінних характеристик проведемо розрахунки за рівнянням (4).

Знаходимо прирощення шляху  $\Delta S$ :

$$\Delta S = \Delta t V_{cp}, \text{ де } V_{cp} = \frac{V_n + V_{n+1}}{2},$$

причому  $V_n$  – швидкість машини наприкінці попереднього та на початку поточного інтервалу;  $V_{n+1}$  – швидкість машини наприкінці поточного інтервалу.

Залежності часу та шляху розгону від швидкості зі стандартним та збільшеним водометами зображені на малюнках 2 та 3 відповідно.

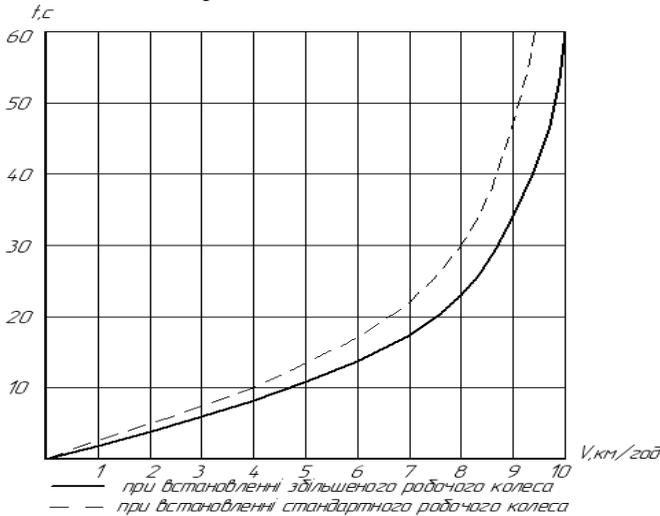


Рисунок 2 – Час розгону машини

Виходячи з отриманих результатів, можна зробити висновок, щодо можливості покращення показників динаміки машини на плаву стандартними методами. За умови збільшення діаметру робочого колеса на 7% запас плавучості знижується менш ніж на 1%. Максимальна швидкість машини збільшується з 9 км/год до 10,43 км/год (на 16%). Час розгону до швидкості 9

км/год зменшується з 47с до 34 с (у 1,38 рази), а відповідний шлях зменшується з 78 до 50 м (у 1,56 рази).

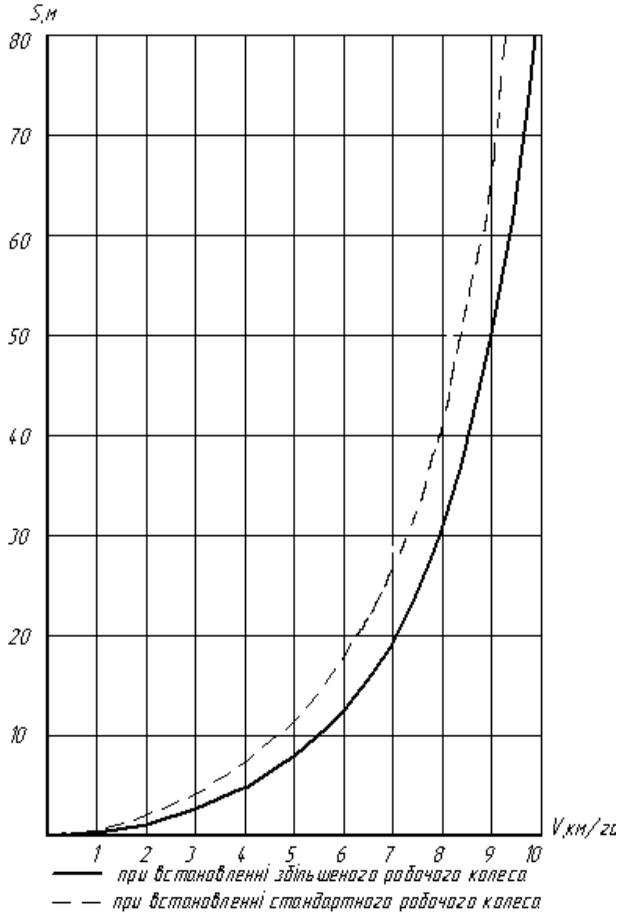


Рисунок 3 – Шлях розгону машини

**Список літератури:** 1. Белов В.К., Тимченко А.Ю. Оценка водоходных качеств транспортера-тягача МТ-ЛБ с различными типами водоходных движителей//Вестник НТУ «ХПИ». – 2008. – Вып. 46. – С. 34 – 39. 2. Харьковское конструкторское бюро по машиностроению имени А.А. Морозова/Под общ. ред. М.Д. Борисюка. – Харьков, - 2007. – 188с. 3. Степанов А.П. Конструирование и расчет плавающих машин. – М.: Машиностроение, 1983. – 200с. 4. Бугаев С.В. Гидродинамика плавающей машины. – Одесса, 2007. – 294с. 5. Белов В.К. Расчет разгонных характеристик плавающей машины // Вестник ХПИ. – 1985. – №222. – С. 57-59.

Надійшла до редколегії 15.05.2009

**О.Я. НИКОНОВ**, канд. техн. наук, НТУ «ХПІ» (м. Харків)

## **АНАЛІЗ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ СУМІСНОСТІ ІНТЕГРОВаних ЦИФРОВИХ ТЕЛЕМАТИЧНИХ СИСТЕМ БАГАТОЦІЛЬОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Рассмотрена задача анализа электромагнитной совместимости интегрированных цифровых телематических систем многоцелевых транспортных средств, находящихся под воздействием внешних случайных возмущений.

The problem of the analysis of an electromagnetic compatibility integrated digital telematic systems of the multipurpose trasport facilities were under effect of outage random disturbances is considered.

### **Постановка проблеми**

Постійно зростаючі вимоги до електромагнітної сумісності (ЕМС) вузлів та агрегатів транспортних засобів змушують шукати нові методи і засоби аналізу і синтезу таких систем, особливо це важливо для багатоцільових транспортних засобів (наприклад: більшогузні тягачі, трубоукладачі для нафтогазопроводів, мобільні бурові установки, спеціальні машини для пожежників, рятувальних служб, мобільних роботів та ін.), що експлуатуються в умовах підвищеної відповідальності механізмів [1-3]. Проблему ускладнюють поява у складі сучасних транспортних засобів інтегрованих телематичних систем, що призводить до появи додаткових джерел неавтономних електромагнітних завад [3]. Тому проблема аналізу ЕМС інтегрованих телематичних систем багатоцільових транспортних засобів, а також вузлів і агрегатів транспортних засобів в цілому є актуальною.

### **Аналіз останніх досліджень і публікацій**

Аналіз впливу завад на системи передачі сигналів у цифровій формі має принципові відмінності від аналізу аналогових систем. По-перше, цифрові канали характеризуються не шумами і скривленням сигналів, що передаються, а ймовірністю помилки. По-друге, зв'язок між ймовірністю помилки і завадами або шумом є принципово нелінійним. Тому, на відміну від аналогових систем, не можна розглядати вплив завад окремо від інших завад і шумів та підсумувати отриманий ефект (навіть при малих завадах) [3, 4].

### **Формулювання мети**

Метою роботи є аналіз ЕМС інтегрованих цифрових телематичних систем багатоцільових транспортних засобів, що знаходяться під впливом зовнішніх випадкових збурень, із застосуванням теорії ймовірностей і математичного моделювання.

## Розроблення методів і алгоритмів аналізу ЕМС

Розглянемо задачу аналізу ЕМС інтегрованих цифрових телематичних систем багатоцільових транспортних засобів на прикладі бортової апаратури супутникового мобільного зв'язку, яка входить до складу сучасних телематичних систем.

Основна формула розрахунку ймовірності помилки  $P_{ном}$  при прийомі одного бінарного символу в точці регіону з координатами  $(x, y)$  в умовах множинних завад має вигляд [5]

$$P_{ном}(x; y) = M [\operatorname{erfc}(r(x; y)S + r(x; y)Z(x; y))], \quad (1)$$

де  $M$  – символ математичного очікування;

$$\operatorname{erfc}(a) = \frac{2}{\sqrt{p}} \int_a^{\infty} \exp(-t^2) dt \text{ – додаткова функція помилок;}$$

$r^2$  – відношення сигнал-шум;

$$S = \sin(p/M);$$

$M$  – число положень фаз при ФМ (кратність ФМ);

$Z$  – випадкова величина, що описує вплив завади.

Для завади, пов'язаної із сусідніми супутниками, випадкова величина  $Z$  виражається в такий спосіб (далі вказівки на координати  $(x, y)$  опущені):

$$Z = \sum_{j \in C}^K R_j \cos q_j, \quad (2)$$

де  $K$  – кількість джерел завад;

$C$  – конфігурація системи зв'язку;

$$R_j = \sqrt{I_j/S'};$$

$I_j$  – потужність  $j$ -го сигналу джерела завад;

$S'$  – потужність корисного сигналу;

$q_j$  – випадкова величина, яка рівномірно розподілена на інтервалі  $(0, 2p)$ .

Розглянемо питання про міру близькості розподілу випадкової величини (2) до нормального розподілу для різних, у тому числі і великих, значень величини  $K$ . Для цього досить скористатися набором амплітуд  $\{R_j\}$ , що визначаються за правилом  $R_j = m j^{-5/4}$ , де  $m$  – константа.

Як критерій близькості використаємо ексцес. Для його знаходження необхідно обчислити другий і четвертий моменти.

Другий момент.

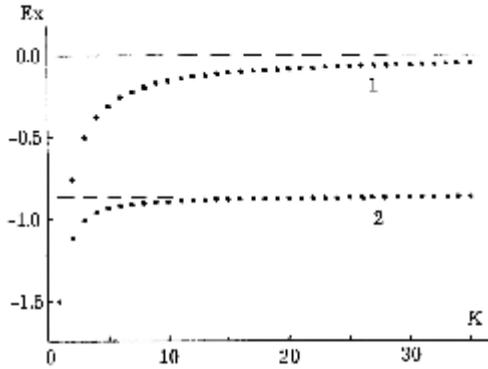


Рисунок 1 – Ексцес розподілу

$$M[z^2] = M \left[ \sum_{n=1}^K \sum_{m=1}^K R_n R_m \cos q_n \cos q_m \right] = M \left[ \sum_{n=1}^K R_n^2 \cos^2 q_n \right] = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^K R_n^2.$$

Четвертий момент.

$$M[z^4] = M \left[ \left( \sum_{n=1}^K \sum_{m=1}^K R_n R_m \cos q_n \cos q_m \right)^2 \right] = -\frac{3}{8} \sum_{n=1}^K R_n^4 + 3(M[z^2])^2.$$

Тому ексцес  $E_x$  розподілу випадкової величини (2) дорівнює

$$E_x = -\frac{3}{2} \left( \sum_{n=1}^K R_n^4 \right) \left( \sum_{m=1}^K R_m^2 \right)^{-2}.$$

Розглянемо два випадки.

Випадок 1.  $R_n = R_0$ , тобто всі  $\{R_n\}$  однакові. Тоді

$$E_{x_1} = -3/(2K). \quad (3)$$

Випадок 2.  $R_n = m n^{-5/4}$ . Тоді

$$Ex_2 = -\frac{3}{2} \left( \sum_{n=1}^K n^{-5} \right) \left( \sum_{m=1}^K m^{-5/2} \right)^{-2}. \quad (4)$$

Функція  $Ex_1$  гіперболічно наближається до нуля з ростом  $K$ , тобто  $\lim_{K \rightarrow \infty} Ex_1(K) = 0$ .

Що стосується функції  $Ex_2$ , то вона ніколи не дорівнює нулю. Для  $K \gg 1$  отримаємо, використовуючи позначення для дзета-функції Рімана  $\zeta(x)$ , що дає

$$\lim_{K \rightarrow \infty} Ex_2(K) = -3\zeta(5.0) \left( 2\zeta^2(2.5) \right)^{-1} \approx -0.864.$$

Отже, з погляду обраного критерію (ексцесу) розподіл випадкової величини (2) ніколи не перейде в гаусове.

З формул (3) і (4) випливає істотно різний хід залежностей ексцесів від числа джерел завад  $K$ . З рис. 1 (залежність 1 – випадок однакових амплітуд, формула (3); залежність 2 – випадок різних амплітуд, формула (4)) видно, що ексцес розподілу випадкової величини  $Z$  (залежність 2) ні при якому  $K$  не рівняється нулю. З ростом  $K$  його величина асимптотично наближається до значення, що зазначено на рисунку пунктиром з ординатою  $-0.864$ .

По розглянутому інтегральному признаку (ексцес розподілу) випадкова величина  $Z$  не переходить асимптотично в нормальну випадкову величину. Тому для опису властивостей щільності розподілу  $p(z)$  не можна використовувати центральну граничну теорему теорії ймовірностей.

Для обчислення ймовірності помилки по формулі (1) необхідна інформація про щільність розподілу ймовірностей  $p(z)$ , що описує вплив завади на приймач, яка пов'язана із сусідніми супутниками-передавачами. Щільності розподілу ймовірностей  $p(z)$  можна отримати за допомогою методу прямого усереднення. Однак, вона, як було відзначено, мало придатна для алгоритмізації. Тому повернемося до вихідної формули для щільності розподілу ймовірностей  $p(z)$

$$p(z) = M \left[ d \left( z - \sum_{j \in C} R_j \cos q_j \right) \right]. \quad (5)$$

Випадкові величини  $q_j$  рівномірно розподілені кожна в інтервалі  $(0, 2\pi)$ , а функція  $\cos q_j$  – парна. Тому досить здійснити синтез функцій для  $z \geq 0$ , а потім, завдяки парності  $p(z)$ , поширити результат на всю числову

вісь. Для фіксованого числа мод  $K$  областю існування аргументу буде  $|z| \leq \Omega_C$ .

Різноманітні складні задачі, що пов'язані з обчисленням багатократних інтегралів, як показує досвід, можуть бути вирішені методом статистичних випробувань (інакше метод Монте-Карло) [6, 7]. Маючи на увазі цей факт, повернемося до формули (5) для  $p(z)$ . Позначимо  $\vec{\Theta} = (\Theta_1, \Theta_2, \dots, \Theta_K)$ . Цей вектор утворений послідовністю величин  $\{q_j\}$ . Кожна з яких є випадковою величиною із щільністю розподілу  $f(q_j) = 1/2p$ , якщо  $0 \leq q_j \leq 2p$ , і  $f(q_j) = 0$  в протилежному випадку.

Тоді з (5) витикає

$$p(z) = (2p)^{-K} \int_0^{2p} dq_1 \dots \int_0^{2p} dq_K d \left( z - \sum_{j \in C} R_j \cos q_j \right).$$

Випадковий вектор  $\vec{\Theta}$  рівномірно заповнює простір, обмежений  $K$ -мірним гіперкубом зі стороною, рівною  $2p$ . Побудуємо вибірку обсягу  $N$ , що утворилася з послідовності значень  $\left\{ \vec{q}_n \right\}_1^N$  випадкового вектора  $\vec{\Theta}$ .

Задасмося величиною  $N_l$  – число каналів аналізу, наприклад,  $N_l = 30$ . Розіб'ємо відрізок  $(0, \Omega_C)$  на  $N_l$  однакових ділянок шириною  $h = \Omega_C / N_l$  кожний. Задасмося величиною  $N_v$  – обсяг вибірки, наприклад,  $N_v = 10^5$ . Тепер можна ставити задачу на обчислення оцінки щільності  $p(z)$  методом Монте-Карло [6, 7]. У рамках цього методу апроксимується щільність  $p(z)$  за допомогою цілочисленної функції  $W(n)$  цілочисленного аргументу  $n$ , яка обчислюється шляхом поканального заповнення індикатором випадкової величини  $Z$ . По завершенні циклу по об'єму вибірки ми отримуємо необхідний масив  $W$ .

Вищеописаний алгоритм і був покладений в основу побудованого програмного засобу, за допомогою якого були отримані кількісні характеристики щільності  $p(z)$ .

На рис. 2 наведена залежність щільності  $p(z)$  для випадку, коли число джерел завад дорівнює одиниці ( $K = 1$ ). У цьому випадку щільність  $p(z)$  допускає аналітичне подання

$$p(z) = \begin{cases} 1/p\sqrt{R_1^2 - z^2}, & \text{для } |z| < \Omega_1; \\ 0, & \text{для } |z| > \Omega_1. \end{cases} \quad (6)$$

Залежність по цій формулі позначена на рис. 2 безперервною лінією. На цьому ж рисунку крапками позначена залежність щільності  $p(z)$ , яка отримана на основі програмного засобу для числа каналів  $N_l = 60$ , об'єму вибірки  $N_v = 5 \cdot 10^3$  і кутового інтервалу на ГО  $\Delta q = 1.75^\circ$ , що дає  $\Omega_1 = 0.0994$ .

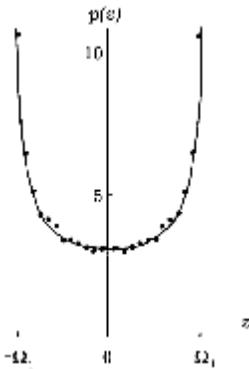


Рисунок 2 – Гістограма і щільність розподілу ймовірностей

Із цього рисунка видно, що дані, отримані шляхом статистичного моделювання, добре погоджуються із залежністю, що описується формулою (6). Ступінь близькості експериментальних і теоретичних даних поліпшується зі збільшенням об'єму вибірки як  $1/\sqrt{N_v}$ . Практично виявилось, що об'єм вибірки, достатній для передачі основних властивостей вищезазначеної щільності, не перевищує величину  $N_v = 10^5$ . Оскільки алгоритм, що покладений в основу програми, вимагає лише ординарної переробки, при переході від одномодового випадку ( $K=1$ ) до багатомодового ( $K=2, 3, \dots, 40, \dots$ ), то за допомогою програмного засобу можна отримувати кількісну інформацію про перешкодову обстановку, що створена

сукупністю із  $K$  супутників-передавачів на орбіті.

На рис. 3 наведена сукупність залежностей щільності  $p(z)$  для  $K=1, 2, 3, 4, 5$ . Вони наочно показують вплив числа мод  $K$  (джерел завад) на формування щільності розподілу ймовірностей випадкової величини  $Z$ . Розбіжність щільності  $p(z)$  для  $K=1$  на границях  $z = \pm\Omega_1$  змінюється двома вираженими симетричними максимумами при  $K=2$ . Можна показати, для  $K \geq 2$

$$\lim_{z \rightarrow \Omega_K} p(z) = 0, \quad \lim_{z \rightarrow -\Omega_K} p(z) = 0.$$

Ці значення на границях відповідних інтервалів підтверджені аналітичним розрахунком. В області, що примикає зсередини до граничних точок  $\pm\Omega_K$ , профіль функції носить дзвонообразний характер (для  $|z| > \Omega_K$  маємо тотожно  $p(z) = 0$ ).

Виразність двох максимумів у щільності  $p(z)$  зберігається для всіх розглянутих  $K$ , хоча висота цих максимумів (при  $K=1$  максимуми

нескінченні) має тенденцію до зменшення. При  $z = 0$  є виражений локальний мінімум. Ці властивості функції  $p(z)$  мають місце для всіх розглянутих  $K$ .

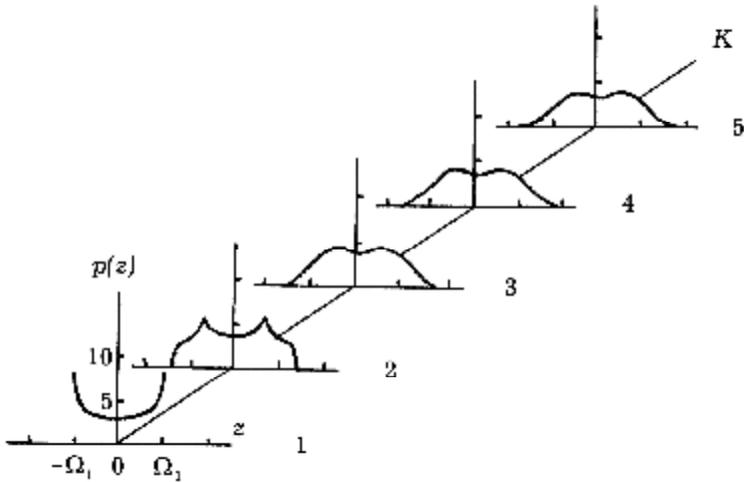


Рисунок 3 – Щільності розподілу ймовірностей

Додатковий розрахунок, проведений для  $K = 20, 40, \dots, 100$ , показав збереження зазначених властивостей і в цих випадках. Цю стійкість форми кривої  $p(z)$  можна пояснити швидким зменшенням амплітуд  $R_j$  – доданків випадкової величини  $z$  (2) при  $R_j = j^{-5/4}$ . Разом з тим навколо стійкого ходу тренда кривої  $p(z)$  мають місце локальні максимуми відносно невеликих розмірів, місце розташування яких різне для різних  $K$ . Областю їхнього прояву є, в основному, район  $z \approx 0$ , що, очевидно, можна ще зв'язати із чисельним ефектом зникнення значущих цифр у випадку, коли алгебраїчна сума мала.

Зазначені властивості в основному передають характер щільності  $p(z)$  випадкової величини  $z$  (2), наочно показані на рис. 3. Зокрема, важлива область, що примикає праворуч до граничної точки  $z = -\Omega_C$ . Саме цей район значень  $z$  в основному впливає на величину  $P_{ном}$  в силу властивостей додаткової функції помилок  $\text{erfc}(x)$ .

Обчислення багатократних інтегралів можна здійснити повторним застосуванням алгоритмів однократного інтегрування. Однак з підвищенням кратності інтегралів різко зростає об'єм обчислювальної роботи. Тому скористаємося методом статистичних випробувань для обчислення багатократних інтегралів. Повернемося до формули (1) для  $P_{ном}$  і розглянемо

набір, утворений послідовністю незалежних величин  $\{q_j\}$ . Кожна з цих величин є випадковою величиною із щільністю розподілу  $f(q_j)=1/2p$ , якщо  $0 \leq q_j \leq 2p$ , і  $f(q_j)=0$  в протилежному випадку.

Тоді із формули (1) маємо

$$P_{ном} = (2p)^{-K} \int_0^{2p} dq_1 \dots \int_0^{2p} dq_K \operatorname{erfc} \left( r S + r \sum_{j \in C} R_j \cos q_j \right)$$

Випадковий вектор  $\vec{\Theta} = (\Theta_1, \Theta_2, \dots, \Theta_K)$  рівномірно заповнює простір, обмежений  $K$ -мірним гіперкубом зі стороною, рівною  $2p$ . Функція  $\operatorname{erfc}(x)$  безперервна та обмежена, і тому абсолютно інтегрувальна. Тоді

$$P_{ном} = M_{\Theta} \left[ \operatorname{erfc} \left( r S + r \sum_{j \in C} R_j \cos q_j \right) \right],$$

де  $M_{\Theta}$  – математичне очікування відносно випадкового вектора  $\vec{\Theta}$ .

### Виводи і перспективи подальших досліджень

В статті розглянута задача аналізу ЕМС інтегрованих цифрових телематичних систем багатоцільових транспортних засобів, що знаходяться під впливом зовнішніх випадкових збурень. Розроблено методики і алгоритми аналізу ЕМС, які засновані на методі статистичних випробувань (Монте-Карло). Для подальших досліджень доцільно побудова інформаційних карт ЕМС багатоцільових транспортних засобів, які дозволять визначити вплив електромагнітних завад, як зовнішніх так і внутрішніх, в кожній точці простору, що досліджується.

**Список літератури:** 1. Колісні та гусеничні машини високої прохідності: підруч. для вузів у 10 т.; за ред. *Є.Є. Александрова*. – Т. 7. Автоматизоване проектування електронних і мікропроцесорних систем колісних та гусеничних машин. – Харків: ХДПУ, 1996. – 137 с. 2. *Говоруценко Н.Я., Туренко А.Н.* Системотехніка транспорту. – Харків: ХГАДТУ, 1998. – 255 с. 3. *Бажинов О.В., Смирнов О.П., Серіков С.А. та ін.* Гібридні автомобілі. – Харків: ХНАДУ, 2008. – 327 с. 4. *Гнатов А.В.* Математична модель корисних сигналів та завад на комплексі технічних засобів // Зб. Наук. Пр. ХУПС. – 2005. – Вип. 3(43). – С. 175-183. 5. *Калашиников Н.И.* Системы связи. – М.: Радио и связь, 1988. – 428 с. 6. *Форсайт Дж., Малькольм М., Муллер К.* Машинные методы математических вычислений: пер. с англ. – М.: Наука, 1980. – 314 с. 7. *Бусленко Н.П.* Моделирование сложных систем. – М.: Наука, 1978. – 384 с.

Поступила в редколлегию 02.12.2009

# ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

УДК 621.43.052

**Ф.И. АБРАМЧУК**, д-р. техн. наук,  
**А.Н. КАБАНОВ**, канд. техн. наук,  
**Г.В. МАЙСТРЕНКО, А.П. КУЗЬМЕНКО**, ХНАДУ (г. Харьков)

## **ВЫБОР ПОДХОДА К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ТУРБУЛЕНТНОЙ СКОРОСТИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ПЛАМЕНИ В ЦИЛИНДРЕ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ 4ГЧ 7,5/7,35**

Виконано аналіз літературних джерел з метою вибору оптимального підходу до визначення турбулентної швидкості полум'я в циліндрі газового двигуна 4ГЧ 7,5/7,35. Обрано рівняння турбулентної швидкості полум'я, що дозволяє виконати розрахунок розрахунок індикаторних показників і показників токсичності двигуна з максимальною точністю.

Analysis of literary sources for the purpose of optimal approach to turbulent flame speed evaluation in cylinder of gas engine 4ГЧ 7,5/7,35 has been carried out. Equation of turbulent flame speed makes it possible to carry out indicated ratings and toxicity ratings evaluation with maximum precision has been selected.

В настоящее время актуальной задачей является расчет показателей токсичности ДВС, что позволяет существенно снизить затраты материальных ресурсов и времени на экспериментальное определение этих показателей. Одной из целей такого расчета является определение содержания нормируемых токсичных компонентов в отработавших газах двигателя внутреннего сгорания, в частности – оксидов азота  $NO_x$ . Выполнить расчет образования оксидов азота в цилиндре двигателя можно только в том случае, если есть возможность с достаточной точностью путем расчета рабочего процесса получить поле распределения температур в цилиндре ДВС в процессе сгорания топливо-воздушной смеси.

Кроме того, отсутствуют четкие и однозначные рекомендации по выбору подхода к решению данной задачи для газового двигателя с искровым зажиганием. Соответственно, выбор методики расчета рабочего процесса, позволяющей выполнить данный расчет с достаточной точностью для газового двигателя с искровым зажиганием, является актуальной задачей.

Все существующие математические модели расчета рабочего процесса можно разделить на следующие три класса [1].

1. Полуэмпирические методики, являющиеся частными случаями уравнения закона плотности вероятности непрерывной случайной величины [2, 3]. Наиболее известной моделью такого типа является модель Вибе [2],

получившая наибольшее распространение в мире. Однако методика Вибе не позволяет выполнить моделирование образования вредных компонентов в цилиндре двигателя, так как не учитывают разделения рабочей смеси на зоны с разной температурой в процессе сгорания топлива. Так как оценка эколого-химических показателей двигателя, конвертированного на сжатый природный газ, является не менее важной, чем расчет его мощностно-экономических показателей, данная методика не является предпочтительной для моделирования рабочего процесса газового двигателя 4ГЧ7.5/7.35.

2. Модели основанные на моделировании турбулентных течений в цилиндре двигателя, называемые CFD-моделями (от Computational Fluid Dynamics) [1, 4-6].

3. Модели, где скорость распространения фронта пламени рассчитывается при помощи эмпирических и полуэмпирических уравнений [5, 6].

Определить поле температур в цилиндре в процессе сгорания позволяют второй и третий классы моделей, так как позволяют учесть расположение в пространстве пламени, сгоревшей и несгоревшей зон. Следовательно, эти классы моделей могут быть использованы для моделирования рабочего процесса с расчетом эколого-химических показателей газового ДВС.

**CFD-модели.** Из всего многообразия данного класса моделей можно выделить следующие наиболее распространенные:

1. Прямое численное моделирование (DNS) [7]. Дополнительных уравнений нет. Решаются нестационарные уравнения Навье – Стокса с очень мелким шагом по времени, на мелкой пространственной сетке. При этом размер ячейки сетки должен удовлетворять Колмогоровскому масштабу длины, а временной шаг – колмогоровскому масштабу времени. Это неизбежно влечет за собой огромную нагрузку на вычислительные мощности, на современном этапе развития вычислительной техники позволяет получать результаты только при малых числах Рейнольдса, соответственно – время моделирования неприемлемо.

2. Метод крупных вихрей (LES) [7, 8]. Занимает промежуточное положение между моделями, использующими осреднённые уравнения Рейнольдса и DNS. Используется для больших образований в жидкости. Влияние вихрей, которые по размерам меньше, чем размеры ячейки расчётной сетки, заменяется эмпирическими моделями. Временные шаги и размер ячеек сетки могут быть меньше, чем в RANS, соответственно, нагрузка на компьютер уменьшается. Однако как следствие в LES не решена проблема моделирования анизотропных малых пристеночных вихрей, моделируемых в DNS, что существенно снижает точность моделирования.

3. Модель напряжений Рейнольда (RANS) [7, 8]. В рамках усреднённых по Рейнольдсу уравнений решается семь дополнительных уравнений для переноса напряжений Рейнольдса. В результате система дифференциальных уравнений получается незамкнутой, что снижает точность расчета и

увеличивает потребление вычислительных мощностей вследствие применения сложных итерационных подходов для решения данной системы.

4. Модель Буссинеска [7]. Уравнения Навье – Стокса преобразуется к виду, в котором добавлено влияние турбулентной вязкости. Рейнольдсовы напряжения при этом связаны со скоростью средней деформации через турбулентную вязкость. Однако данное предположение не выполняется даже в простых турбулентных течениях (например, течение жидкости в трубе). Используется только в случаях, когда основное влияние на осредненное движение оказывает лишь одна из компонент тензора рейнольдсовых напряжений – напряжение сдвига. Только в этом случае нарушение гипотезы Буссинеска не приводит к заметным погрешностям. Следовательно, для выполнения поставленных задач данная модель не подходит.

5. Модель Спаларта-Алмараса (SA-модель) [7]. В данной модели решается дополнительное уравнение переноса коэффициента турбулентной вязкости. SA-модель является однопараметрической моделью и была разработана для аэрокосмических приложений. Эта модель дает хорошие результаты для пограничных слоев, характеризующихся положительными градиентами давлений. Традиционно эта модель эффективно работает в низкорейнольдсовом случае. Вследствие этого для исследования турбулентности в ДВС с искровым зажиганием она неприменима.

6. Семейство k-w моделей [4-6, 7, 8]. Уравнения движения k-w моделей преобразуется к виду, в котором добавлено влияние флуктуации средней скорости. В данной модели решается 2 дополнительных уравнения для переноса кинетической энергии турбулентности и переноса диссипации турбулентности.

В семействе k-w моделей наиболее распространенной является SST-модель (shear-stress transport, модель переноса сдвиговых напряжений). Стандартная SST-модель учитывает низкорейнольдсовые эффекты, влияние сжимаемости и распространение сдвиговых возмущений, однако существенно уступает k-ε моделям по кругу решаемых задач. Она хорошо подходит для расчета турбулентности в пристеночной области, однако расчет турбулентности в глубине потока очень неточен.

7. k-ε модели [5-8]. Похожи на k-w модели, вместо уравнения переноса диссипации турбулентности в них решается уравнение для скорости диссипации турбулентной энергии ε. При этом уравнение движения в k-ε моделях преобразуется к виду, в котором добавлено влияние флуктуации средней скорости.

Семейство k-ε моделей относится к двухпараметровым моделям турбулентности, где используется система уравнений, связывающих кинетическую энергию турбулентности k и скорость её диссипации ε. Это семейство моделей давно и широко используется для решения различных типов задач. Традиционно считается, что стандартная k-ε модель

турбулентности Лаундера-Сполдинга обеспечивает хорошие результаты при моделировании течений с малыми градиентами скоростей.

Таким образом, семейство к-ε моделей является наиболее приемлемым CFD-подходом для расчета турбулентных течений в цилиндре ДВС.

Семейство к-ε моделей основано на решении следующей системы основных уравнений (1)-(3)

$$r \left( \langle u_x \rangle \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial x} + \langle u_y \rangle \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial y} + \langle u_z \rangle \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \langle p \rangle}{\partial x} + 2 \frac{\partial}{\partial x} \left( m_{eff} \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( m_{eff} \left( \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial y} + \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( m_{eff} \left( \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial z} + \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial x} \right) \right); \quad (1)$$

$$r \left( \langle u_x \rangle \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial x} + \langle u_y \rangle \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial y} + \langle u_z \rangle \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \langle p \rangle}{\partial y} + 2 \frac{\partial}{\partial y} \left( m_{eff} \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( m_{eff} \left( \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial y} + \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( m_{eff} \left( \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial z} + \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial y} \right) \right); \quad (2)$$

$$r \left( \langle u_x \rangle \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial x} + \langle u_y \rangle \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial y} + \langle u_z \rangle \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \langle p \rangle}{\partial z} + 2 \frac{\partial}{\partial z} \left( m_{eff} \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( m_{eff} \left( \frac{\partial \langle u_x \rangle}{\partial z} + \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( m_{eff} \left( \frac{\partial \langle u_y \rangle}{\partial z} + \frac{\partial \langle u_z \rangle}{\partial y} \right) \right); \quad (3)$$

где  $\rho$  – плотность рабочей среды,  $\langle p \rangle$  – осредненное давление;  $\langle u_x \rangle$ ,  $\langle u_y \rangle$ ,  $\langle u_z \rangle$  – осредненные проекции скорости на координатные оси;  $\mu_{eff}$  – эффективная динамическая вязкость

$$\mu_{eff} = \rho(\nu + \nu_B), \quad (4)$$

$\nu_B$  – турбулентная (вихревая) вязкость.

Вихревая вязкость рассчитывается с помощью зависимости Прандтля-Колмогорова

$$\nu_B = C_v \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (5)$$

где  $C_n = 0,09$  – эмпирический коэффициент.

Система уравнений (6)-(7), связывающих кинетическую энергию турбулентности  $k$  и энергию её диссипации  $\varepsilon$ , записывается в виде

$$\frac{\partial(\langle u_x \rangle \cdot k)}{\partial x} + \frac{\partial(\langle u_y \rangle \cdot k)}{\partial y} + \frac{\partial(\langle u_z \rangle \cdot k)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{(v + v_B)}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{(v + v_B)}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{(v + v_B)}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) + \frac{G}{\rho} - \varepsilon, \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\langle u_x \rangle \cdot \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\langle u_y \rangle \cdot \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\langle u_z \rangle \cdot \varepsilon)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{(v + v_B)}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{(v + v_B)}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{(v + v_B)}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \frac{G}{\rho} - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} + C_3 \frac{G^2}{\rho^2 k}, \quad (7)$$

где  $G$  – скорость генерации турбулентности,  $\sigma_k=1,0$ ;  $\sigma_\varepsilon=1,3$ ;  $C_1 = 1,43$ ;  $C_2 = 1,92$ ;  $C_3 = 0$  – эмпирические коэффициенты.

То есть мы можем видеть, что в  $k$ - $\varepsilon$  моделях также присутствует существенный элемент эмпиризма, вследствие чего они проигрывают моделям с полуэмпирическими уравнениями для турбулентной скорости распространения пламени. При такой же погрешности расчетов (из-за эмпирических коэффициентов, а также во многом благодаря цикловой неравномерности процесса сгорания в двигателях с принудительным воспламенением рабочей смеси) последние намного менее трудоемки в подготовке исходных данных и проведении расчетов.

Следовательно, для моделирования желательно использовать модели с полуэмпирическими уравнениями для турбулентной скорости распространения пламени.

**Модели с полуэмпирическими уравнениями для турбулентной скорости распространения пламени.** В [9-11, 13] показано, что до тех пор, пока размеры сферы пламени меньше масштаба турбулентных пульсаций, сгорание развивается по законам мелкомасштабной турбулентности. Для такого типа турбулентности Щелкиным предложено уравнение [9]

$$u_{TM} = u_n \left( 1 + \frac{W\mathbf{1}}{c} \right)^{0.5}, \quad (8)$$

где  $W'\ell$  – коэффициент турбулентного обмена (произведение средней скорости турбулентных пульсаций на масштаб турбулентности);  $\chi$  – коэффициент теплопроводности.

В [12] предложено уравнение для мелкомасштабной турбулентности

$$u_{TM} = const \sqrt{(\chi_m + \chi_m)w_p}, \quad (9)$$

где  $\chi_m = W\ell$  – коэффициент турбулентного обмена;  $\chi_m = w_m \ell_m$  – коэффициент молекулярной диффузии;  $w_m$  – средняя скорость молекул;  $\ell_m$  – средняя длина свободного пробега молекул;  $w_p$  – скорость реакции в пламени;  $const$  – эмпирическая константа.

В уравнении (9) почти все компоненты являются достаточно абстрактными и невозможными для экспериментального определения, что практически переводит это уравнение в разряд эмпирических. Компоненты уравнения (8) достаточно просто определить на основании имеющихся в литературе справочных данных. Следовательно, уравнение (8) более предпочтительно использовать для практических расчетов.

В дальнейшем, как показано в [12, 13], наибольшее влияние в ДВС на скорость распространения пламени оказывают турбулентные пульсации крупных масштабов. Мелкомасштабная турбулентность не играет существенной роли, а турбулентная скорость пламени определяется в основном крупномасштабной турбулентностью.

Первая попытка определить турбулентную скорость пламени при крупномасштабной турбулентности была предпринята Дамкелером [6, 14]

$$u_T = u_n \left( 1 + C \left( \frac{u'}{u_n} \right)^n \right), \quad (10)$$

где  $n, C$  – эмпирические коэффициенты.

После пионерских работ Дамкелера было много попыток определить коэффициенты  $n, C$ .

Так, в [13, 15] экспериментальным путем получены следующие значения коэффициентов:  $C \approx 1$  – принято как константа, зависящая от физико-химических свойств топлива;  $n \approx 0,7$ . Однако результаты экспериментов существенно расходятся с расчетными данными. Хотя эти попытки были неудачными, уравнение Дамкелера дало хорошее понимание природы турбулентной скорости пламени.

Там же, в [13, 15] приводится зависимость для крупномасштабной турбулентности, которая получается путем преобразования уравнения Дамкелера

$$u_T = A\bar{w}u_i^{1-n}, \quad (11)$$

где  $\bar{w}$  – средняя скорость потока в цилиндре;  $A \approx 0,7 \dots 1,0$ ,  $n \approx 0,7$  – эмпирические коэффициенты.

Данная зависимость была выведена для горения потока горючей смеси в бунзеновской горелке, где величину  $\bar{w}$  определить сравнительно легко. Однако, как показала практика, к случаю горения топливо-воздушной смеси в цилиндре ДВС с искровым зажиганием данная зависимость неприменима.

В [12] приводится теория, что фронт пламени при крупномасштабной турбулентности представляет собой множество конусов, направленных остриями в несгоревшую смесь. Исходя из этой теории, на основании уравнения Дамкелера было выведено соотношение

$$u_T = u_n \sqrt{1 + \left( \frac{u'}{u_n} \right)^2}, \quad (12)$$

где  $u'$  – среднеквадратичная скорость турбулентных пульсаций;  $u_n$  – нормальная скорость распространения пламени.

Анализ данной зависимости показывает, что в случае сильной крупномасштабной турбулентности, то есть  $u_T \gg u_n$ , получаем  $u_T \approx u'$ . Из этого следует, что скорость распространения пламени практически не зависит от  $u_n$ , то есть от физико-химических свойств рабочей смеси.

Тот же результат может быть получен из предположения, что распространение турбулентного пламени осуществляется путем заброса очагов горения в свежую смесь крупными турбулентными вихрями, движущимися со средней скоростью  $u'$  причем в дальнейшем пламя распространяется от этих очагов со скоростью  $u_n$ .

Практика, однако, показывает, что если первый вывод теории – наличие пропорциональности между  $u_T \approx u'$  – подтверждается с достаточной точностью, то второй вывод, то есть независимость  $u_T$  от  $u_n$ , как правило, не подтверждается, что связано с ламинарной скоростью горения смеси в направлении распространения фронта пламени, хотя вклад этого компонента в итоговую турбулентную скорость фронта незначителен [9, 13].

Хорошее совпадение с экспериментальными данными показали результаты опытов, проведенных в [10]. В результате исследований в широком диапазоне пульсационных скоростей была получена следующая зависимость

$$u_T = a \cdot u' + b, \quad (13)$$

где

$$b \approx u_n, \quad (14)$$

$$a \sim e^{-\frac{E}{RT_z}}. \quad (15)$$

Здесь, как видно, турбулентная скорость зависит от нормальной. Формула показала неплохое соответствие экспериментальным данным, поэтому в ряде работ встречается ее развитие.

Так, в [11] предложено следующее уравнение

$$u_T = kp^n e^{-\frac{E}{RT}} W' + u_n, \quad (16)$$

где  $W$  – скорость течения газов в камере сгорания;  $k$  – степень турбулентности

$$k = \frac{W'}{W}. \quad (17)$$

Если среднюю скорость турбулентных пульсаций можно приблизительно определить, то скорость течения газов в камере сгорания – величина трудноопределимая вследствие сложного трехмерного анизотропного характера этого течения в цилиндре ДВС. В [11] приведены зависимости для  $W$ , однако для каждого типа камеры сгорания необходимо подбирать новые зависимости для этой величины, что практически сводит на нет универсальность методики.

Отдельно стоит так называемый фрактальный подход к математическому моделированию скорости турбулентного пламени. В соответствии с этим подходом пламя представляет собой фрактал (лат. fractus – дробленный) – геометрическую фигуру, обладающую свойством самоподобия, то есть составленную из нескольких частей, каждая из которых подобна всей фигуре целиком. Путем ряда геометрических преобразований в рамках этой теории получено соотношение [6, 16, 17]

$$u_T = u_n \frac{A}{A_T} = u_n \left( \frac{L}{h} \right)^{D_3 - 2}, \quad (18)$$

где  $D_3 = 2 \dots 3$  – фрактальная размерность трехмерной поверхности

$$D_3 = D_2 + 1; \quad (19)$$

$D_2 = 1 \dots \infty$  – фрактальная размерность двухмерной кривой;

$A(\varepsilon_n)$  – средняя поверхность фронта пламени (усредненная, сглаженная),  $m^2$

$$A(\varepsilon_n) \sim \varepsilon_n^{1 - D_3}; \quad (20)$$

$L(\varepsilon_n)$  – средняя длина фрактальной кривой в сечении фронта пламени

$$L(\varepsilon_n) \sim \varepsilon_n^{1 - D_2}; \quad (21)$$

$\varepsilon_n$  – масштаб длины в фрактальной геометрии, м;  $\eta$  – Колмогоровский микромасштаб турбулентности;  $A_T$  – мгновенная полная поверхность фронта пламени,  $m^2$ .

Фрактальный подход практически невозможно использовать потому, что нет возможности сколько-нибудь четко обосновать выбор довольно абстрактных величин  $L$  и  $\eta$ , в результате чего зависимость (18) становится чисто эмпирической. Кроме того, в [16] отсутствует проверка данной теории экспериментом.

Часть авторов пытается косвенно выразить величину  $u'$  через параметры, которые достаточно легко определить расчетным или экспериментальным путем.

Например, в [18, 19] предложено уравнение для скорости турбулентного пламени с использованием скорости ламинарного пламени, определяемого по теории Семенова

$$u_T = \left( u_n^2 + C_1 \left( wD \cdot \frac{\rho_r}{T_r^{0.67}} \right)^{C_2} \right)^{0.5}, \quad (22)$$

где  $u_n$  – скорость ламинарного пламени, рассчитанная по теории Семенова;  $w$  – средняя скорость потока через проходное сечение впускного клапана, м/с;  $D$  – диаметр цилиндра, м;  $\rho_r$ ,  $T_r$  – соответственно средняя плотность, кг/м<sup>3</sup>, и средняя температура, К, газов в цилиндре в данный момент времени;  $C_1$  и  $C_2$  – эмпирические константы.

В этом уравнении  $u'$  фактически выражено через  $w$  и  $D$ .

Петерсом была предложена модель, которая может быть применена как к мелкомасштабной, так и к крупномасштабной турбулентности [6, 20, 21]

$$\frac{u_T}{u_n} = \left( -\frac{a}{2} A + \sqrt{\left( \frac{aA}{2} \right)^2 + aA \frac{u'}{u_n} + a + 1} \right), \quad (23)$$

где  $A = L_T / \delta_n + 1$ ,  $a = 0,547$  – эмпирические коэффициенты;  $\delta_n$  – толщина фронта ламинарного пламени;  $L_T$  – интегральный масштаб турбулентности.

Как указано самим Петерсом [21], уравнение (23) справедливо для тонких зон химических реакций и искривленных пламен. Из уравнения (23) видно, что при  $L_T / \delta_n \ll 1$  данная зависимость сводится к классическому уравнению Дамкелера для мелкомасштабной турбулентности [6]

$$u_{MT} \sim u' \cdot Da^{\frac{1}{2}}, \quad (24)$$

где  $Da$  – число Дамкелера

$$Da = \frac{L_T}{u'} \cdot \frac{u_n}{\delta_n}. \quad (25)$$

Во втором случае, когда  $L_T / \delta_n \rightarrow \infty$  и  $u' \gg u_n$ , уравнение сводится к уравнению Дамкелера для крупномасштабной турбулентности

$$u_T \sim u' . \quad (26)$$

Таким образом, методика может быть универсальной, описывать как мелкомасштабную, так и крупномасштабную турбулентность.

Однако многочисленные эксперименты показывают, что турбулентная скорость пламени есть функция гораздо большего количества параметров [4-6, 18, 20]. Одним из главных показателей, характеризующим степень турбулентного течения смеси в цилиндре, следовательно, оказывающим сильное влияние на турбулентную скорость горения, является число Рейнольдса.

С учетом этого на основе уравнения Дамкелера было создано ряд методик.

Одной из первых попыток добавить число Рейнольдса в уравнение турбулентной скорости горения была сделана Зимонтом [6, 22]

$$u_T = u_n \cdot A \cdot \text{Pr}^{0.25} \cdot \text{Re}^{0.25} \cdot \left( \frac{u'}{u_n} \right)^{0.5} , \quad (27)$$

где  $\text{Pr}$  – критерий Прандтля,  $\text{Pr} = 0,71$ ;  $\text{Re}$  – число Рейнольдса;  $A = 0,52$  – эмпирический коэффициент.

Методика Зимонта была разработана для анализа процесса горения топлива в газовых турбинах, а также благодаря своей простоте и надежности хорошо зарекомендовала себя в горелках различного типа. Однако процесс горения топлива в ДВС вследствие ряда факторов существенно отличается от такового в горелках со стационарным пламенем, поэтому попытки применения данной методики к горению в ДВС были неудачными [6].

В [1, 23] было усовершенствовано уравнение Дамкелера путем добавления в него числа Рейнольдса. Авторы получили зависимость для сгорания смеси сжатого природного газа и воздуха в цилиндре ДВС

$$u_T = u_n \left( 1 + A_G \cdot \left( \frac{u'}{u_n} \right)^{n_{ST}} \cdot \text{Re}^{m_{ST}} \right) , \quad (28)$$

где  $A_G$  – эмпирический множитель ( $A_G = 0,62$ );  $m_{ST}$ ,  $n_{ST}$  – эмпирические коэффициенты ( $m_{ST} = 0,25$ ,  $n_{ST} = 0,5$ );  $u'$  – средняя скорость турбулентных пульсаций, м/с;  $\text{Re}$  – число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{u' \cdot \mathbf{l}_i \cdot \rho_U}{\eta(T_U)} , \quad (29)$$

где  $\ell_i$  – интегральный масштаб турбулентности, м;  $\rho_U$  – плотность несгоревшей смеси, кг/м<sup>3</sup>;  $\eta(T_U)$  – динамическая вязкость смеси как функция температуры несгоревшей смеси, Па·с

$$h(T_U) = \frac{\sum_{i=1}^n V_i h_i(T_U) \sqrt{M_i \cdot T_{crit,i}}}{\sum_{i=1}^n V_i \sqrt{M_i \cdot T_{crit,i}}}, \quad (30)$$

где  $V_i$  – парциальный объем компонента смеси;  $M_i$  – молекулярная масса компонента смеси;  $T_{crit,i}$  – критическая температура компонента смеси.

Интегральный масштаб турбулентности предлагается рассчитывать с использованием зависимости

$$I_i = K_{Ii} \cdot \left( \frac{\rho_{IVC}}{\rho} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (31)$$

где  $K_{Ii} = 0.002$  – эмпирический коэффициент;  $\rho$  – средняя плотность смеси в цилиндре;  $\rho_{IVC}$  – плотность заряда цилиндра в момент закрытия впускного клапана;

Расчетные исследования в [23] показали хорошее совпадение результатов расчета процесса сгорания в газовом ДВС с экспериментальными данными при правильном подборе коэффициентов  $A_G$ ,  $m_{ST}$ ,  $n_{ST}$ .

**Основные элементы математической модели расчета процесса сгорания.** Уравнение нормальной скорости распространения пламени взято из тепловой теории [11]

$$u_n = 1,15 \cdot 10^8 \left[ \frac{\alpha(1+\gamma)R}{(H_u - \Delta H_{хим} - \Delta H_{дис}) \cdot E} \right]^{1,5} \times \left[ \frac{n^m \cdot \exp(-E / RT_{nl})}{p^{0,23} T_{nl}^{1,5} (T_{nl} + 118) \left( 4,76 + \frac{n}{m} \right)^{n+m} (1+\gamma)^{n+m}} \right], \quad (32)$$

где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  $g$  – коэффициент остаточных газов;  $R$  – газовая постоянная;  $H_u$  – низшая теплота сгорания топлива;  $\Delta H_{хим}$  – потери тепла из-за химической неполноты сгорания при недостатке воздуха;  $\Delta H_{дис}$  – потери тепла на диссоциацию;  $E$  – энергия активации;  $m$ ,  $n$  – условные порядки реакции по топливу и кислороду;  $T_{nl}$  – температура пламени;  $p$  – текущее давление в цилиндре.

Температура в зоне пламени [11]

$$T_{nl} = \left[ T_{cm} + \frac{1}{M\mu C_p} \int_{q_0}^q \left( dQ - \frac{pV}{2} \sigma \right) \right] \cdot \left( 1 + \frac{dp}{p} \right), \quad (33)$$

где  $T_{cm}$  – температура горючей смеси перед фронтом пламени;  $dQ$  – доля тепла, выделившаяся на предыдущем шаге;  $dp$  – приращение давления в расчетном шаге

$$dp = -\frac{k}{V} \left( \frac{k-1}{k} dQ - \frac{p_{i-1}V}{2} \sigma \right), \quad (34)$$

где  $k$  – показатель адиабаты смеси на данном расчетном шаге;  $p_{i-1}$  – давление смеси в предыдущем расчетном шаге.

Температуры сгоревшей и несгоревшей смеси [24]

$$\frac{dT_n}{d\phi} = \frac{1}{m_n C_{pn}} \left( V_n \frac{dp}{d\phi} + \frac{dQ_n}{d\phi} \right); \quad (35)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_c}{d\phi} = & \frac{p}{m_c R_c} \left( \frac{dV}{d\phi} - \frac{(R_c T_c - R_n T_n) dm_c}{p d\phi} \right) - \\ & - \frac{p}{m_c R_c} \left( \frac{R_n V_n}{p \cdot C_{pn}} \frac{dp}{d\phi} + \frac{R_n}{p \cdot C_{pn}} \frac{dQ_n}{d\phi} - \frac{V}{p} \frac{dp}{d\phi} \right), \end{aligned} \quad (36)$$

где  $T_n, T_c$  – соответственно температура несгоревшей и сгоревшей смеси;  $j$  – угол поворота коленчатого вала, град. п.к.в.;  $m_n, m_c$  – соответственно масса несгоревшей и сгоревшей смеси;  $C_{pn}$  – изобарная теплоемкость несгоревшей смеси;  $V_n$  – объем несгоревшей смеси;  $Q_n$  – количество теплоты, переданное в несгоревшую смесь из зоны сгоревшей смеси;  $R_n, R_c$  – соответственно характеристическая газовая постоянная несгоревшей и сгоревшей смеси.

Зависимости между массовыми и объемными долями выгоревшего топлива [11]

$$x = \frac{1}{1 - \frac{1-y}{y} \left( \frac{T_{nl}}{T_{cm}} \right)^{\frac{1}{n_1}}}, \quad (37)$$

где  $n_1$  – показатель политропы сжатия.

В [11] предлагается задаваться долей топлива, выгорающей в первой фазе сгорания, то есть при формировании очага пламени, как  $x_1 \approx 0,03$ . При этом продолжительность первой фазы сгорания, град. п.к.в.

$$\theta_1 = \frac{0,372n}{u_{T.M.}} \sqrt{\frac{(\Delta x_1 V_c \sigma_{заяж} (\varepsilon - 1) + 1) \left( \frac{T_{пл}}{T_{см}} \right)^{\frac{n_1}{n_1 - 1}}}{\left[ \left( \frac{T_{пл}}{T_{см}} \right)^{\frac{n_1}{n_1 - 1}} - 1 \right] \cdot x_1 + 1}}, \quad (38)$$

где  $n$  – частота вращения коленчатого вала;  $V_c$  – объем камеры сгорания;  $\varepsilon$  – степень сжатия;  $\sigma_{заяж}$  – значение кинематической функции КШМ, соответствующее углу опережения зажигания;  $n_1$  – показатель политропы сжатия.

Так как глубина зоны горения составляет до 30 мм [11, 12], то при расчетах более предпочтительно использовать трехзонную модель, так как использование двухзонной модели вместе с упрощением расчета приводит к занижению расчетного содержания  $\text{NO}_x$  в отработавших газах [11, 12].

Глубина зоны горения определяется по соотношению [12]

$$\delta_T = l_0 \frac{\xi + 1}{4} \ln \frac{u_T}{u_n}, \quad (39)$$

где  $x$  – коэффициент расширения;  $l_0$  – начальный размер горящего объема (приблизительно равен половине высоты камеры сгорания [11]).

Разделение смеси на сгоревшую и несгоревшую зоны с целью расчета осуществляется исходя из того, что зона пламени состоит наполовину из сгоревшей и наполовину из несгоревшей смеси, при этом граница между сгоревшей и несгоревшей смесью проходит в середине глубины зоны горения [12].

**Экспериментальная проверка уравнений.** Адекватность выбранной модели можно подтвердить результатами обработки индикаторных диаграмм, а также результатами измерения содержания токсичных компонентов в отработавших газах. Сравнение расчетных данных с экспериментальными приведено в таблице 1.

Измерение содержания  $\text{N}_{ox}$  в отработавших газах производилось при помощи газоанализатора «МЕТА Автотест 02.03.П» Расчет концентрации  $\text{NO}_x$  в отработавших газах для всех скоростей турбулентных пламен проводился по методике, приведенной в [25].

Из таблицы 1 видно, что использование зависимости (28) позволяет более точно выполнить расчет показателей токсичности, а также индикаторных показателей двигателя. Зависимость (28) незначительно уступает зависимости (27) в точности расчета только при частоте вращения более  $3500 \text{ мин}^{-1}$ , хотя при  $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$  зависимость (28) показала более высокую точность расчета содержания  $\text{NO}_x$  в отработавших газах двигателя.

Таблица 1

Сравнение результатов расчета индикаторных показателей и показателей токсичности для различных уравнений турбулентной скорости пламени с результатами эксперимента

	NO <sub>x</sub>	n	N <sub>e</sub>	p <sub>i</sub>	η <sub>i</sub>
	ppm	мин <sup>-1</sup>	кВт	МПа	–
Эксперимент	500	1600	9,84	0,655	0,225
Расчет по уравнению (22)	708	–	–	0,758	0,260
Расчет по уравнению (23)	602	–	–	0,594	0,204
Расчет по уравнению (27)	631	–	–	0,6	0,206
Расчет по уравнению (28)	558	–	–	0,627	0,215
Эксперимент	716	2000	12,6	0,728	0,281
Расчет по уравнению (22)	625	–	–	0,797	0,308
Расчет по уравнению (23)	788	–	–	0,846	0,326
Расчет по уравнению (27)	666	–	–	0,795	0,307
Расчет по уравнению (28)	755	–	–	0,699	0,270
Эксперимент	1354	3000	21,2	0,915	0,344
Расчет по уравнению (22)	1228	–	–	0,885	0,332
Расчет по уравнению (23)	1682	–	–	1,088	0,408
Расчет по уравнению (27)	1112	–	–	0,821	0,308
Расчет по уравнению (28)	1295	–	–	0,882	0,331
Эксперимент	1459	3500	24,28	0,945	0,360
Расчет по уравнению (22)	1682	–	–	0,858	0,327
Расчет по уравнению (23)	1200	–	–	0,749	0,285
Расчет по уравнению (27)	1558	–	–	1,008	0,384
Расчет по уравнению (28)	1365	–	–	0,885	0,337
Эксперимент	1712	5000	31,53	0,911	0,367
Расчет по уравнению (22)	1452	–	–	0,963	0,388
Расчет по уравнению (23)	1688	–	–	0,984	0,396
Расчет по уравнению (27)	1608	–	–	0,925	0,372
Расчет по уравнению (28)	1748	–	–	0,948	0,382

**Список литературы:** 1. *Lammler C.* Numerical and Experimental Study of Flame Propagation and Knock in a Compressed Natural Gas Engine: diss. for the degree of Doctor of Technical Sciences: Swiss Federal Institute of Technology. – Zurich, 2005. – 169 pp. 2. *Вубе И.И.* Новое о рабочем цикле двигателей. – М.: Машгиз, 1962. – 270 с. 3. *Нейман К.* Кинетический анализ процесса сгорания в дизеле. – Сб. монографий из иностранной литературы «Двигатели внутреннего сгорания», Т. IV. – М.: Машгиз, 1938. – С. 118-142. 4. *Abu-orf G.M., Cant R.S.* A turbulent reaction rate model for premixed turbulent combustion in spark-ignition engines // *Combustion and Flame*. – № 122. – 2000. – P. 233-252. 5. *Stefano G.* Flame Age Model. A transient laminar flamelet approach for turbulent diffusion flames: diss. for the degree of Doctor of Sciences: Swiss Federal Institute of Technology. – Zurich, 2007. – 194 pp. 6. *Siewert P.* Flame front characteristics of turbulent lean premixed methane/air flames at high pressure: diss. for the degree of Doctor of Science: Poznan University of Technology. – Poznan, 2006. – 135 pp. 7. *Белов И.А., Исаев С.А.* Моделирование турбулентных течений. – Санкт-Петербург: Типография БГТУ, 2001. – 108 с. 8. *А.А. Юн, Б.А. Крылов.* Расчет и моделирование турбулентных течений с теплообменом, смешением, химическими реакциями и двухфазных течений в программном комплексе FASTEST-3D. – М.: Издательство МАИ, 2007. – 116 с. 9. *Щелкин К.И., Трошин Я.К.* Газодинамика горения. – М.: АН СССР, 1963. – 253 с. 10. *Соколик А.С.* Самовоспламенение, пламя и детонация в газах. М.: АН СССР, 1960. – 427 с. 11. *Третьяков Н.П.* Метод математического моделирования процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием // *Двигателестроение*. – № 7. – 1983. – С. 7-9. 12. *Воинов А.Н.* Горение в быстроходных поршневых двигателях. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: «Машиностроение», 1977. – 277 с. 13. *Иссерлин А.С.* Основы сжигания газового топлива / Справочное пособие, 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Недра, 1987. – 336 с. 14. *Damkohler G.* Der Einfluss der Turbulenz auf die Flammengeschwindigkeit in Gasgemischen // *Zeitschrift für Elektrochemie*. – № 46. – 1940. – P. 601-652. 15. Теория точных процессов / Под ред. *Г.Ф. Кнорре, И.И. Палеева.* М.–Л.: Энергия, 1966. – 375 с. 16. *Gouldin F.C.* An Application of Fractals to Modelling Premixed Turbulent Flames // *Combustion and Flame*. – № 68. – 1987. – P. 249-266. 17. *Mandelbrot B.B.* The fractal geometry of nature. – New York: Freeman, 1983. – 187 p. 18. *Blizard N.C. and J.C. Keck.* Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines // SAE Preprint. – № 740191. – 1974. – 19pp. 19. *Samaga B.S., Murthy B.S.* Investigation of a Turbulent Flame Propagation Model for Application for Combustion Prediction in the Engine // SAE Preprint. – № 760758. – 1976. – 12pp. 20. *Peters N.* The turbulent burning velocity for small-scale and large-scale turbulence. // *Journal of Fluid Mechanics*. – № 384. – 1999. – P. 107-132. 21. *Dinkelacker F., Holzler S.* Investigation of a turbulent flame speed closure approach for premixed flame calculations // *Combustion Sciences and Technologies*. – № 158. – 2000. – P. 321-340. 22. *Zimont V., Polifke W., Bettelini M., Weisenstein W.* An efficient computational model for premixed turbulent combustion at high Reynolds numbers based on turbulent flame speed closure / *Transaction of ASME*. – № 120. – 1998. – P. 526-532. 23. *Gulder O.L.* turbulent Premixed Flame Propagation Models for Different Combustion Regimes / *Twenty-Third Symposium (International) on Combustion*. – The Combustion Institute, 1990. – P. 743-750. 24. *Bade Shrestha S.O., Karim G.A.* A Predictive Model for Gas Fueled Spark Ignition Engine Applications / SAE Preprint, № 1999-01-3482. – 1999. – 18 p. 25. *Куценко А.С.* Математическое моделирование и идентификация рабочих процессов ДВС на альтернативных топливах: дис. докт. техн. наук: 05.14.05/Институт проблем машиностроения. – Харьков, 1996. – 321 с.

*Поступила в редколлегию 15.12.2009*

*А.Н. АВРАМЕНКО*, канд. техн. наук, (г. Харьков)

## **ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКИХ, ЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ**

В роботі наводяться результати числового моделювання робочого циклу тракторного дизеля. Проводиться порівняльна оцінка економічних, екологічних показників дизеля та аналіз теплонапруженого стану головки циліндра при роботі дизеля на номінальному режимі. Для вирішення зв'язаної газодинамічної та термоструктурної задачі використовується програмний комплекс, оснований на методі скінчених елементів.

In work results of numerical settlement - experimental modeling of a nominal cycle of an tractor diesel engine are resulted. The comparative estimation of ecological parameters of a diesel engine and the settlement - experimental analysis of a heat-stressed condition of the head of the cylinder is carried out at work of a diesel engine on an operational mode. For the decision connected gasodynamics and thermostructural problems the program complex based on a method of final elements.

**Введение.** Повышение требований к экологическим и технико-экономическим показателям ДВС, в первую очередь к токсичности отработавших газов, требует проведения комплексной расчетно-экспериментальной оценки перспективных направлений улучшения этих показателей. Совместная оценка параметров рабочего цикла, токсичности отработавших газов и прочностных показателей деталей ДВС позволяет решить целый ряд проблем, возникающих в процессе разработки двигателей новой конструкции и доводки существующих.

### **Анализ публикаций**

Развитие CFD технологий (вычислительная гидродинамика) позволяет с достаточной степенью достоверности моделировать процессы смесеобразования и сгорания в цилиндре поршневого ДВС, о чем свидетельствуют ряд зарубежных публикаций [1-4].

Численное моделирование процессов рабочего цикла позволяет оценить влияние конструктивных и режимных факторов на показатели рабочего цикла и сократить время доводки двигателя [3, 4]. Расчетная оценка токсичности продуктов сгорания позволяет получить принципиально новые данные о влиянии вышеуказанных факторов на токсичность отработавших газов ДВС.

### **Цель и постановка задачи**

Цель работы – расчетная оценка экологических и прочностных показателей быстроходного дизеля при работе на номинальном режиме.

В работе ставились задачи:

- разработать геометрическую и конечноэлементную модель камеры сгорания) КС дизеля Д21А;
- разработать схемы задания начальных и граничных условий;

- выполнить расчет рабочего цикла;
- оценить состав продуктов сгорания по таким компонентам как NO, CO, CO<sub>2</sub> и твердые частицы (ТЧ);
- разработать конечноэлементную модель головки цилиндра;
- используя результаты расчета параметров рабочего цикла выполнить расчет теплонапряженного состояния (ТНС) головки цилиндра;
- сравнить результаты расчетов температурного поля головки цилиндра с результатами термометрирования;
- сделать выводы и рекомендации.

### Основные этапы и результаты исследования

Базовый двигатель – быстроходный тракторный дизель 2 Ч 10,5/12 семейства Д21. Для численного моделирования рабочего цикла были разработаны геометрическая и конечноэлементная модели КС. Конечноэлементная модель (рис.1) насчитывает 475240 конечных элементов (КЭ) и 332668 узловых точек.



Рисунок 1 – Конечноэлементная модель КС

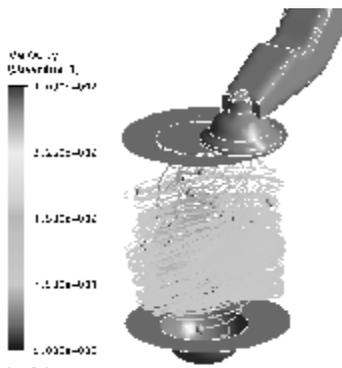


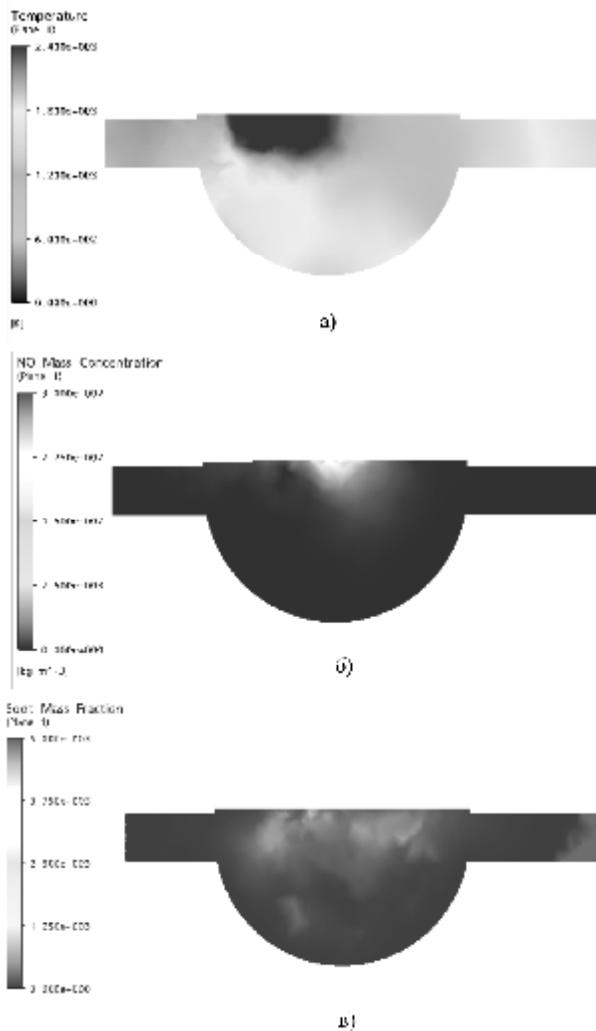
Рисунок 2 – Распределение скорости свежего заряда (м/с) по радиусу цилиндра

Расчет процесса наполнения был выполнен с учетом наличия остаточных газов в КС и впускном канале.

В качестве начальных условий задавались: давление, температура, массовая фракция остаточных газов в КС, а также скорости потока.

В качестве граничных условий (ГУ) задавались давление и температура воздуха на впуске, параметры топливоподачи, перемещение поршня, впускного и выпускного клапанов.

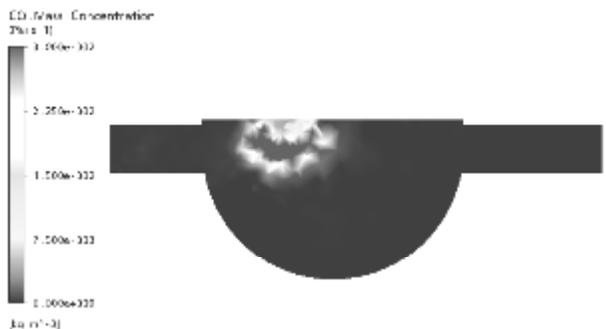
Расчетное распределение скорости свежего заряда в процессе наполнения представлено на рис. 2. Максимальная скорость зарегистрирована в области клапанной щели и достигает 300 м/с. Результаты расчета сравнивались с экспериментальными данными полученными методом электротермоанемометрирования при работе дизеля на этом же режиме[5].



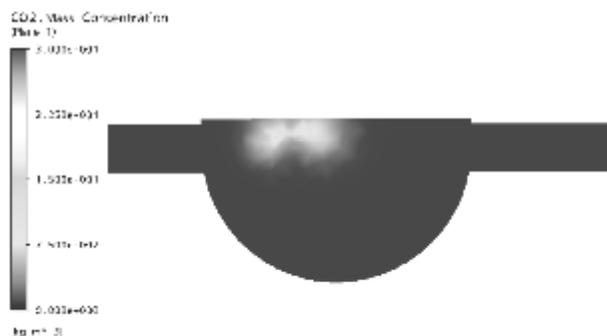
режим  $N_e = 18,4 \text{ кВт}$ ,  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$

Рисунок 3 – Распределение температуры (К) (а), массовой концентрации NO (б) ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ), и массовой фракции ТЧ (в) в выбранном сечении КС

В результате расчета получено вихревое отношение, которое на исследуемом режиме составляет 6.



а)



б)

режим  $N_e = 18,4 \text{ кВт}$ ,  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$

Рисунок 4 – Распределение  $\text{CO}$  (а),  $\text{CO}_2$  (б), ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ) в выбранном сечении КС

Далее были выполнены расчеты процесса сжатия свежего заряда и впрыска топлива. В дальнейшем был выполнен расчет горения топливовоздушной смеси и оценка состава продуктов сгорания (рис. 3 и рис. 4).

На рис. 3.а представлено распределение температуры в цилиндре в меридиональном сечении КС лежащем вдоль оси поршневого пальца. Максимальная расчетная температура на исследуемом режиме достигает  $2400 \text{ К}$ , а максимальное давление сгорания достигает  $8 \text{ МПа}$ .

Далее, с использованием данных эксперимента и результатов расчета была проведена оценка удельного эффективного расхода топлива ( $g_e$ ,  $\text{г}/\text{кВтч}$ ) и часового расхода топлива ( $B_c$ ,  $\text{кг}/\text{ч}$ ). Удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме составил  $251 \text{ г}/\text{кВтч}$ , а часовой расхода топлива составил  $4,62 \text{ кг}/\text{ч}$ .



Для расчета ТНС головки цилиндра использовались ГУ, полученные с использованием результатов расчета рабочего цикла (температуры и коэффициенты теплоотдачи, а также давление в цилиндре).

Автором был проведен моторный эксперимент по определению теплового состояния головки цилиндра и поршня дизеля Д21А на исследуемом режиме. Результаты расчета теплового состояния головки цилиндра сравнивались с данными термометрирования в контрольных точках (значения температур в контрольных точка обведены в рамку (рис. 5.б)).

Температурное поле огневого днища головки цилиндра представлено на рис. 5.б. Максимальная температура огневого днища зарегистрирована в области перемычки между отверстиями под седла клапанов и достигает 210 °С (рис. 5.б). На периферийных участках огневого днища температура достигает 160 °С. Погрешность в определении температурного поля головки цилиндра по сравнению с экспериментальным составила менее 3%.

В дальнейшем был выполнен расчет напряженного состояния головки цилиндра. Для задания схемы закрепления использовались рекомендации работ [7].

Максимальные расчетные значения интенсивностей напряжений зарегистрированы в области перемычки между отверстиями под седла клапанов, которые достигают 107 МПа (рис. 5.в). В области отверстия под форсунку интенсивности напряжений достигают 95 МПа, а на периферийных участках 60 – 70 МПа.

### **Выводы**

Численное моделирование рабочего цикла в сочетании с анализом ТНС деталей КС позволяет оценить влияние конструктивных и режимных факторов на показатели рабочего цикла, токсичность отработавших газов ДВС и прочностные характеристики деталей КС.

**Список литературы:** 1. *Dahlén L.* CFD Studies of Combustion and In-Cylinder Soot Trends in a DI Diesel Engine/ L. Dahlén, A. Larsson – Comparison to Direct Photography Studies SAE 2000-01-1889, 2000. 2. *Epping, K.* The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions/ K. Epping, S. Aceves, R. Bechtold, J. Dec. SAE Technical Paper 2002-01-1923, 2002. 3. *По материалам сайта: [www.avl.com](http://www.avl.com).* 4. *По материалам сайта: [www.ricardo.com](http://www.ricardo.com).* 5. *Ховак М.С.* Автотракторные двигатели. Исследование рабочих процессов, систем топливоподдачи и газообмена. М.: Машиностроение, 1968. – 340 с. 6. *Бганцев В.Н.* Газовый двигатель на базе четырехтактного дизеля общего назначения/ В.Н. Бганцев, А.М., Левтеров, В.П. Мараховский / Международный технический журнал/ Мир Техники и Технологий / № 10. – 2003. С. 74 - 75. 7. *Тринев А.В.* Математическая модель теплонапряженного состояния крышки цилиндра/А.В. Тринев, А.Н. Авраменко / Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков: НТУ “ХПИ”. - 2006. - № 2. - С. 18 - 28.

*Поступила в редколлегию 26.10.2009*

**Н.Г. МИХАЛЕВИЧ**, ассистент, ХНАДУ (г. Харьков)

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЦ РАВНОВЕСИЯ ВПУСКНОГО И ВЫПУСКНОГО МЕМБРАННОГО КЛАПАНА МОДУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ**

Визначені розрахункова схема електропневматичного гальмівного приводу та модулятора тиску. Наведені дві конструктивні схеми мембранного клапана. Визначені межі рівноваги мембранних клапанів з умови їх роботи.

The accounting scheme electropneumatic brake drive and modulator of the pressure are described. They are brought two constructive schemes of membrane valve. The Certain borders of the balance of membrane valve from condition of their work.

Минимизация зоны нечувствительности является одной из важных задач при разработке алгоритма управления модулятором электропневматического привода тормозов (ЭПТП). От величины зоны нечувствительности зависит качество регулирования, расход сжатого воздуха, и, как следствие, комфорт и безопасность при торможении автотранспортного средства.

В конце прошлого века разными коллективами были проведены обширные работы по исследованию и созданию ЭПТП для таких заводов как ЗИЛ, КамАЗ, и МАЗ. Результаты испытаний отражены в работах [1, 2, 3]. На сегодняшний момент регулярно публикует отчёты об испытаниях своих систем только фирма WABCO [4] в то время как отечественные производители существенно сократили объёмы исследований.

Создание оптимального алгоритма управления не возможно без исследования характеристик объекта регулирования и регулятора. Для оценки возможностей регулирования давления исследуем свойства мембранного клапана модулятора давления применяющегося в большинстве современных электропневматических тормозных аппаратах с управляющей электроникой.

Силовая часть контура современного тормозного привода с управляющими электрическими элементами отражена на рисунке 1. Обозначим характерные параметры каждого объёма расчётной схемы одного контура ЭПТП. Каждому давлению, температуре и объёму присвоим индексы соответствующие расчётным ёмкостям. К ним также относятся объёмы трубопроводов соединяющие ресивер с модулятором, а также модулятор с тормозной камерой. В соединении каждого трубопровода с аппаратом имеется местное гидравлическое сопротивление, которое характеризуется эффективной площадью (произведение коэффициента расхода и площади проходного сечения) [5].

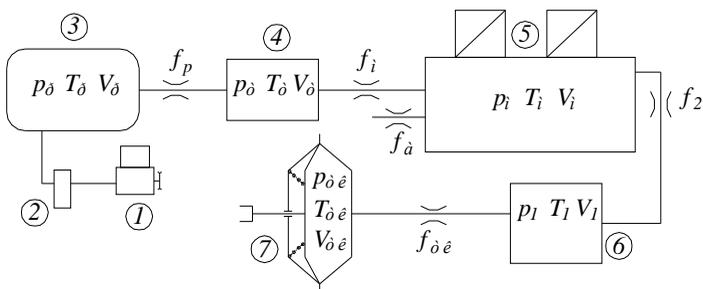


Рисунок 1 – Расчётная схема пневматической части привода:

1 – компрессор; 2 – регулятор давления; 3 – ресивер; 4 – трубопровод; 5 – модулятор давления; 6 – трубопровод; 7 – тормозная камера;  $T, V, p$  - температура, объём и давление воздуха соответствующих объёмов;  $f$  - эффективные площади соответствующих звеньев.

В трубопроводе между модулятором и тормозной камерой имеет место движение воздуха как от модулятора к тормозной камере, так и обратно, при этом давление в тормозной камере может монотонно повышаться или монотонно снижаться. В трубопроводах между ресивером 3 и модулятором 5 воздух движется только в одном направлении, от ресивера к модулятору. В пневматическую часть модулятора входит его основная проточная полость, управляющие полости мембранных клапанов, а также каналы подвода воздуха к ним. Расчётная схема (см. рис. 2) описывает функциональные связи электромагнитных клапанов и пневматической части модулятора. Все гидравлические сопротивления представлены на схеме эффективной площадью проходного сечения. Подача и сброс давления к управляющим полостям мембран А (рис. 3) осуществляется при помощи двухпозиционных электромагнитных клапанов. В нормально открытом положении электромагнитного клапана воздух от канала, находящегося под постоянным давлением, поступает в управляющую полость мембраны А, и мембранный клапан прижимается к седлу, закрывая тем самым впускной клапан модулятора. При срабатывании электромагнитного клапана воздух из управляющей полости выходит в атмосферу, и мембрана открывает впускной клапан модулятора. Впускной клапан модулятора работает аналогично впускному. Так как на функциональные поверхности 2 и 3 впускной и выпускной мембран действуют различные давления (см. рис. 3) то условия при которых начнётся их срабатывание также будут различными. Оценить величину давления в управляющей полости, при достижении которой начнётся перемещение клапана, можно проанализировав баланс сил воспринимаемых мембраной.

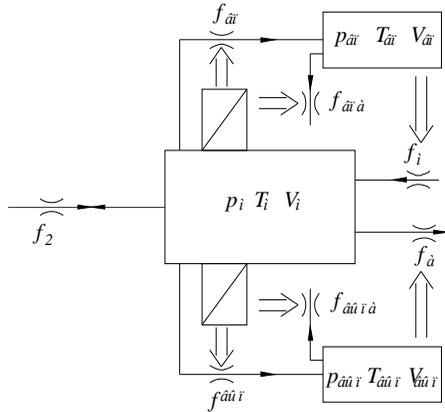


Рисунок 2 – Расчётная схема модулятора:

$V_{en}, T_{en}, p_{en}$  - объём, температура и давление воздуха в управляющей полости впускного мембранного клапана модулятора;  $V_{вып}, T_{вып}, p_{вып}$  - объём, температура и давление воздуха в управляющей полости выпускного мембранного клапана модулятора;  $V_m, T_m, p_m$  - объём, температура и давление воздуха проточной полости модулятора;  $f_{en}$  - эффективная площадь впускного канала электромагнитного клапана управляющего впускной мембраной;  $f_{ena}$  - эффективная площадь выпускного канала электромагнитного клапана управляющего впускной мембраной;  $f_{вып}$  - эффективная площадь выпускного канала электромагнитного клапана управляющего выпускной мембраной;  $f_{выпа}$  - эффективная площадь выпускного канала электромагнитного клапана управляющего выпускной мембраной;  $f_m$  - эффективная площадь впускного клапана модулятора открывающего доступ воздуху из ресивера;  $f_a$  - эффективная площадь выпускного клапана модулятора выпускающего воздух в атмосферу;  $f_2$  - эффективная площадь канала модулятора соединённого с тормозной камерой; < - стрелками показаны связи между элементами модулятора и переменными эффективными площадями.

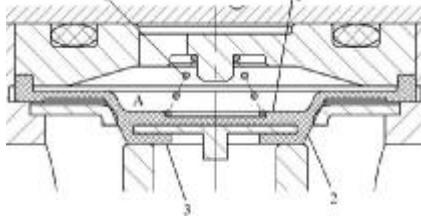


Рисунок 3 – Управляющая полость мембраны (мембранный клапан закрыт):

1 – поверхность мембраны воспринимающая управляющее давление; 2 – поверхность мембраны воспринимающая давление за модулятором; 3 – поверхность мембраны воспринимающая давление в ресивере тормозного привода (или атмосферного давления, для выпускного клапана); 4 – пружина, обеспечивающая предварительное прижатие мембраны к седлу.

Очевидно, что существует некая величина давления в управляющей полости, при котором наступает равновесие сил действующих на мембрану. Поскольку у мембранного клапана практически отсутствует гистерезис, значение этого давления одинаково как для открытия так и для закрытия клапана.

Из уравнения движения мембраны (1) видно, что при определённом конструктивном исполнении скорость перемещения зависит только от перепада давлений.

$$S_1 \cdot P_1 + F_{np} - S_2 \cdot P_2 - S_3 \cdot P_3 = m_M \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (1)$$

где  $S_1$  – площадь мембраны,  $m^2$  (рис. 3) воспринимающая давление в управляющей полости  $P_1$ , Па;  $S_2$  – площадь мембраны,  $m^2$  воспринимающая давление  $P_2$ , Па;  $S_3$  – площадь мембраны,  $m^2$  воспринимающая давление  $P_3$ , Па;  $m_M$  – масса мембраны, кг;  $x$  – ход мембраны, м;  $F_{np}$  – усилие пружины, Н. Граничную величину давлений можно определить в начальный момент движения мембраны, когда  $\frac{d^2 x}{dt^2} = 0$

$$P_1 = \frac{S_2 \cdot F_2 + S_3 \cdot F_3 - F_{np}}{S_1} \quad (2)$$

Из соотношения (2) видно, что граничная величина давлений будет различной не только для впускного и выпускного клапанов, но и для разных конструктивных схем мембранного клапана.

*Конструктивная схема №1* (рис. 3).

*На зону 1* мембраны воздействует давление управляющей полости.

*На зону 2* мембраны воздействует давление воздуха из:

- ресивера (для впускной мембраны);
- атмосферы (для выпускной мембраны).

*На зону 3* мембраны воздействует давление воздуха из тормозной камеры.

*Конструктивная схема №2* (рис. 3).

*На зону 1* мембраны воздействует давление управляющей полости.

*На зону 2* мембраны воздействует давление воздуха из тормозной камеры.

*На зону 3* мембраны воздействует давление воздуха из:

- ресивера (для впускной мембраны);
- атмосферы (для выпускной мембраны).

Соотношение давлений в управляющих полостях для различных клапанов и их конструктивных схем в зависимости от давления в полости модулятора во время наполнения и опорожнения контура отражено на рис. 4, а их изменение в динамике наполнения контура на рис. 5.

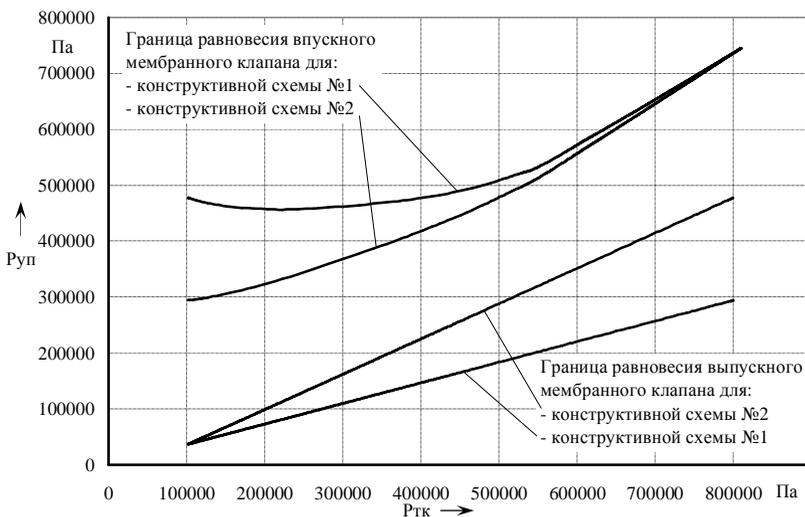


Рисунок 4 – Соотношение давлений на мембраны впускного и выпускного клапанов модулятора в зависимости от давления в тормозном контуре



Рисунок 5 – Соотношение давлений на мембраны впускного и выпускного клапанов модулятора во время наполнения и опорожнения тормозной камеры

Наличие граничного давления наталкивает на мысль о нецелесообразности полного опорожнения или наполнения управляющих полостей. Так, например, полное опорожнение управляющей полости впускного клапана приведёт к неоправданно большому его времени срабатывания при закрытии за счёт времени наполнения и опорожнения управляющей полости до граничного давления. Чёткое срабатывание

впускной мембраны достигается, если давление в управляющей полости падает или повышается на величину 0,05...0,1 МПа ниже значения баланса давлений на мембране, компенсируя тем самым изменение объёма при перемещении мембранного клапана. Анализируя кривые баланса впускной мембраны и изменения давления в контуре на участке между модулятором и тормозной камерой (см. рис. 4, 5) можно допустить соединение выпускного канала управляющей полости впускной мембраны с проточной полостью модулятора. В этом случае получим конструкцию модулятора с уменьшенным расходом рабочего тела, так как весь воздух из управляющей полости впускной мембраны направляется в контур ЭПТП. Однако, в таком случае необходимо учесть что давление воздуха в ресивере должно быть на 100 кПа выше необходимого максимального давления в контуре ЭПТП. Как показали расчёты, предпочтение следует отдавать конструктивной схеме №1, как для впускного, так и для выпускного клапана, при использовании мероприятий по ограничению давления в управляющих полостях.

При конструктивных параметрах характерных для мембранных модуляторов имеет смысл ограничить минимальное давление в управляющей полости впускного клапана. Исходя из аналогичных соображений, также рационально ограничить максимальное давление выпускного клапана. Хотя для выпускного клапана увеличение быстродействия таким способом будет менее заметно, чем для впускного, поскольку оно влияет на время открытия мембраны. Конструктивная схема установки мембран №1 более предпочтительна, так как её границы равновесия менее растянуты во всём диапазоне изменения давлений в управляющих полостях.

**Список литературы:** 1. Electronically Controlled Break System in motor coaches. System and functional Description. [Электронный ресурс]: Технический проспект. A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB) –2003 edition 32с. – Электрон. текстовые данные. WABCO 2005. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows. Acrobat Reader. – Заголовок с титул. экрана. 2. *Попов А. И.* Разработка и исследование электропневматического тормозного привода автопоезда: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / *Попов Андрей Иванович.* – М., 1988. – 180 с. 3. *Нужный В. В.* Разработка электропневматического тормозного привода автотранспортного средства: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / *Нужный Владимир Владимирович.* – Донецк, 1996. – 220 с. 4. Technical Report No. EB 134.1E for Trailer EBS D generation with Roll Stability support (RSS) [Электронный ресурс]. – Hanover: WABCO INFORM, 2007. – 21 p. – Режим доступа: [www.wabco-auto.com](http://www.wabco-auto.com). 5. *Герц Е. В.* Расчёт пневмоприводов / *Е. В. Герц, Г. В. Крейнин.* – М., «Машиностроение», 1975. – 272 с. – (Справочное пособие).

*Поступила в редколлегию 07.12.2009*

*А.П. СТРОКОВ*, д-р. техн. наук, *А.М. ЛЕВТЕРОВ*, канд. техн. наук,  
*П.Ю. НЕЧВОЛОД*, ХНАДУ (г. Харьков)

## **УЛУЧШЕНИЕ ЭНЕРГОЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АВТОНОМНОЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКИ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СМЕСЕВЫХ МОТОРНЫХ ТОПЛИВ И СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ**

В роботі розглядаються технології конвертування дизельних двигунів у газові двигуни з іскровим запалюванням та зв'язане з цим покращення екологічних показників поршневого ДВЗ, при роботі двигуна на суміші природного газу та водню. Також у роботі передбачається використання системи утилізації теплоти відпрацьованих газів для підвищення ККД установки з ДВЗ.

In the given work technologies of converting of diesel engines in gas engines with spark ignition and the improvement of ecological parameters connected to it piston ICE are considered, at work of the engine on a mix of natural gas and hydrogen. Also in work it is offered to use systems of recycling of heat of the fulfilled gases for increase of efficiency of installation with ICE.

### **Введение**

Повышение требований к экологическим и экономическим показателям поршневых ДВС продиктовано резким ухудшением экологической обстановки и истощением природных запасов нефти, традиционно используемой для моторных топлив ДВС.

Одним из эффективных путей улучшения экологических показателей поршневого ДВС является использование газообразных топлив, например таких, как сжатый природный газ (СПГ).

Важно отметить, что при сгорании газообразного топлива образуется значительно меньше твердых частиц оказывающих влияние на экологические и ресурсные показатели ДВС, а также отсутствует разжижение моторного масла жидким топливом в отличие от дизельных и бензиновых аналогов, что в свою очередь позволяет повысить моторесурс такого ДВС в 1,5 - 2 раза.

В последнее время в развивающихся странах, например таких как Россия и Индия действуют Государственные программы по переводу ДВС коммунального транспорта на смесь природного газа и водорода. Водородная добавка используется для улучшения как экологических так и экономических показателей таких ДВС.

Рост цен на традиционные топлива нефтяного происхождения стимулирует автопроизводителей к поиску альтернативных видов топлив для ДВС.

Таким образом, уменьшение энергозависимости Украины от поставок традиционного сырья для топлива, используемого в ДВС – нефти, является приоритетной задачей.

Использование природного газа в качестве топлива для поршневых ДВС становится все более привлекательным для автомобильной промышленности, в первую очередь из-за сравнительно низкой стоимости и экологичности этого вида топлива.

### **Анализ публикаций**

Согласно оценкам мировых экспертов [1, 2] разведанные запасы природного газа во много раз превышают запасы нефти, что делает его более перспективным топливом для ДВС.

Интерес к метану как к топливу для ДВС с искровым зажиганием в последнее время проявляют все большее количество автомобильных компаний. Так например компания Toyota планирует выпуск автомобилей Camry Hybrid, двигатели которых будут работать на СПГ. Компания Honda серийно выпускает автомобиль Honda Civic GX с двигателем, работающим на СПГ, и планирует в 2009 увеличить объем продаж этой модели до 2000 автомобилей в год [3].

Таким образом, поиск альтернативных видов топлив для ДВС и улучшение технико-экономических и экологических показателей поршневых двигателей является актуальной задачей современного двигателестроения.

### **Цель и постановка задачи**

Цель работы – улучшение экологических и экономических показателей поршневого ДВС с искровым зажиганием при работе на смесевых топливах на основе сжатого природного газа и водорода.

В проведенном исследовании ставились такие задачи: - провести литературный обзор и патентный поиск, изучить существующие подходы по улучшению экологических показателей поршневых ДВС и выявить перспективные направления исследований;

- проанализировать доступную технологию конвертирования дизельных ДВС в газовые с искровым зажиганием;

- разработать конструкцию теплообменника для системы утилизации теплоты отработавших газов ДВС.

### **Основные этапы и результаты исследования**

В качестве базового был выбран двигатель Владимирского тракторного завода Д12А - двухцилиндровый дизель воздушного охлаждения 2Ч10,5/12. Дизель Д21А имеет неразделенную камеру сгорания в поршне.

Степень сжатия в газовом двигателе определяет пределы бездетонационной работы ДВС на СПГ и экономичность двигателя. Также при выборе степени сжатия требуется учитывать возрастание пробивного напряжения на электродах свечей зажигания.

Сотрудниками ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины были проведены работы по переводу дизеля Д21А для работы на СПГ [4].

Степень сжатия у базового двигателя - 16,5 ед, а у газового доведена до 9,5 ед. за счет дообработки головки поршня. После расточки камеры сгорания головку каждого поршня подрезали на величину  $\delta = 7$  мм.

В соответствии с разработанной программой и методикой в рамках данного исследования планируется провести моторный эксперимент на двигателе Д21А, переведенном на природный газ, с целью получения характеристик токсичности и оценки эффективности системы утилизации теплоты отработавших газов ДВС.

Стенд оборудован системами и устройствами для подачи и измерения расходов жидкого топлива, воздуха и газа; температуры газа, воздуха, отработавших газов и масла двигателя; давления масла, высокого и низкого давления природного газа, разрежения воздуха на впуске, противодействия на выпуске и приборами измерения концентрации оксидов азота ( $\text{NO}_x$ ), оксидов углерода ( $\text{CO}$ ), несгоревших углеводородов ( $\text{C}_n\text{H}_m$ ) в отработавших газах.

Разработка системы утилизации теплоты отработавших газов ДВС мотивировалась и заключалась в следующем. Одним из путей повышения КПД энергоустановки с ДВС является использование теплоты отработавших газов двигателя. Такие системы в общем случае можно разделить на системы первичной утилизации теплоты и системы глубокой утилизации теплоты. Последние целесообразно использовать преимущественно для мощных стационарных дизель-генераторов, или судовых, для которых характерны значительные абсолютные потери теплоты в систему охлаждения, смазки, с отработавшими газами и сброс теплоты с теплообменных поверхностей блока и головок цилиндров в атмосферу.

Для автономных малоразмерных генераторных установок, работающих на природном газе и смесях природного газа с водородом экономически целесообразно устанавливать систему первичной утилизации теплоты отработавших газов.

Система утилизации теплоты представляет собой двухконтурный теплообменник и систему циркуляции теплоносителя (рис. 1). Теплообменник устанавливается вблизи выпускного коллектора ДВС. Он имеет два контура – контур отбора теплоты от отработавших газов и контур циркуляции теплоносителя. Отработавшие газы омывают внешние поверхности контура теплообменника, которые имеют большую площадь теплообменной поверхности, что связано с существенно более низким коэффициентом теплоотдачи от отработавших газов к стенкам. Теплоноситель, имеющий более высокий коэффициент теплоотдачи, циркулирует по внутреннему контуру теплообменника. За счет теплообмена через стенку теплоноситель нагревается, проходя по внутреннему контуру теплообменника, и далее поступает к потребителю, например в жилое или производственное помещение.

Для повышения надежности и исключения паровых пробок внутреннего контура теплообменника, в случае кипения теплоносителя, в контур включен расширительный бачок. Циркуляция теплоносителя осуществляется принудительно от центробежного насоса. В качестве теплоносителя в работе

предполагается использовать антифриз, имеющий необходимые эксплуатационные характеристики.

Принципиальная схема системы когенерационной установки с поршневым ДВС представлена на рис. 1.

Для выбора конструктивных параметров теплообменника использовались существующие рекомендации, а также были выполнены предварительные расчеты с использованием современных программных комплексов.

Теплообменник конструктивно представляет собой теплоизолированную емкость в виде цилиндра с наружным диаметром 100 мм, длиной 300 мм и толщиной стенок 0,3 мм.

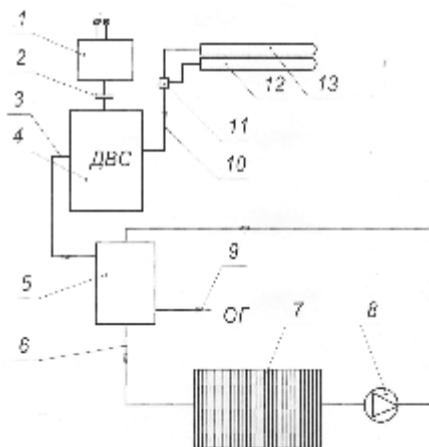


Рисунок 1 - Принципиальная схема когенерационной установки с поршневым ДВС. 1 – генератор; 2 – предохранительная муфта; 3 – отвод отработавших газов; 4 – двигатель; 5 – теплообменник; 6 – отвод нагретого теплоносителя от теплообменника; 7 – радиатор; 8 – циркуляционный насос; 9 – отвод отработавших газов от теплообменника; 10 – подвод топливозвоздушной смеси; 11 – блок смесителя и редукторов; 12 – баллон с водородом; 13 – баллон с сжатым природным газом.

Наружная поверхность теплообменника изолируется асбестовой тканью с низким коэффициентом теплопроводности. Внутри теплообменник имеет

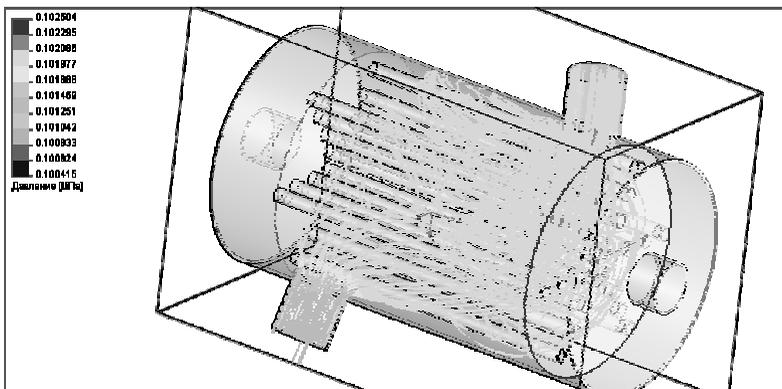


Рисунок 2 - Результаты предварительного расчета гидравлических сопротивлений теплообменника

три полости – полость входа теплоносителя, рабочая полость (вход и выход отработавших газов) и полость выхода теплоносителя. Теплоноситель внутри рабочей полости отделен от отработавших газов тонкостенными трубками с наружным диаметром 12 мм.

С использованием существующих экспериментальных данных о температуре и расходе отработавших газов, для газового двигателя на базе дизеля Д21А был выполнен предварительный расчет распределения давлений в полостях теплообменника, необходимый для оценки гидравлических сопротивлений проточной части теплообменника. Эти сопротивления важно учитывать при разработке конструкции теплообменника, так как они оказывают существенное влияние на условия выпуска отработавших газов и, соответственно, влияют на экономичность автономной когенерационной установки с ДВС.

Поставленная задача решалась в трехмерной стационарной постановке методом конечных объемов. При решении задачи рассматривались уравнения Навье-Стокса, законы сохранения массы, импульса и энергии, а также зависимость теплофизических свойств рабочих тел (отработавших газов и теплоносителя) от температуры.

Разработанная модель позволяет учитывать шероховатость поверхностей теплообменника и теплообмен рабочих тел с этими поверхностями. При этом коэффициенты теплоотдачи от отработавших газов к стенкам теплообменника и от стенок к теплоносителю задавались с учетом рекомендаций проф. Розенблита Г.Б. [5] и существующих зависимостей.

Учитывая режимы эксплуатации таких теплообменников следует отметить проблему поддержания чистоты наружных поверхностей трубок, омываемых отработавшими газами. В процессе длительной работы на вышеуказанных поверхностях неизбежно будут оседать твердые частицы,

которые обладают существенно более низким коэффициентом теплопроводности по сравнению с нержавеющей сталью, что в свою очередь будет снижать эффективность работы теплообменника.

Оценочная расчетная температура на внешней поверхности трубок теплообменника составляет порядка 320 – 350 °С, что существенно ниже температуры выгорания сажи (520 °С). Таким образом, для обеспечения эффективной длительной работы теплообменника необходимо организовывать принудительное выгорание сажи.

Такое выгорание сажи может быть реализовано двумя известными способами: подачей дополнительной порции топлива в выпускной коллектор в течение ограниченного промежутка времени (порядка 100 с), либо отключением контура циркуляции теплоносителя и кратковременная работа без теплоносителя в рабочей части теплообменника. Результаты предварительного расчета приведены на рис. 2.

Из рис. 2 видно, что предложенная конструкция теплообменника практически не оказывает сопротивления истечению отработавших газов ДВС и может в дальнейшем использоваться для проведения моторных исследований и уточненных расчетов параметров теплообмена.

### **Выводы**

В ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины разработана технология конвертирования дизельных двигателей малой мощности в газовые двигатели с искровым зажиганием, в которых используется СПГ и его смеси с водородом в качестве моторного топлива при полном замещении жидкого топлива.

Использование водорода в качестве добавки к СПГ позволит снизить эмиссию вредных веществ и массовый выброс твердых частиц, с отработавшими газами, что в свою очередь позволит существенно улучшить экологические показатели поршневого ДВС в составе автономной энергоустановки.

Использование системы утилизации теплоты отработавших газов позволяет повысить КПД энергоустановки и превратить её в когенерационную, а также снизить затраты на обогрев близлежащих промышленных или жилых помещений.

**Список литературы:** 1. Режим доступа: <http://www.eriras.ru>. 2. *Uitenbroek Paul C.* High efficiency Natural Gas Engine With Throttle-Free Load Control and Miller Cycle Valve Timing / Paul C. Uitenbroek, Peter Cremer, Hans Peter Kraemer, Johanas Minnaert.. NGV2002. - Washington, USA. - 2002. 3. Режим доступа: <http://www.hcars.ru> 4. *Бганцев В.Н.* Газовый двигатель на базе четырёхтактного дизеля общего назначения / В.Н. Бганцев, А.М. Левтеров., В.П. Мараховский // Международный технический журнал/ Мир Техники и Технологий / № 10. – 2003. С. 74 - 75. 5. *Розенблит Г.Б.* Теплопередача в дизелях/ Г.Б. Розенблит. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.

*Поступила в редколлегию 28.10.2009*

# ІСТОРИЯ НАУКИ ТА ТЕХНІКИ

УДК 623.827

**В.В. ЕПИФАНОВ**, канд. техн. наук, **А.П. МАРЧЕНКО**, д-р техн. наук, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

## **ГЕНЕРАЛЬНЫЙ КОНСТРУКТОР ПОДВОДНЫХ ЛОДОК (К 80-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ Н.И. КВАШИ)**

Наведено основні етапи життя та творчої діяльності випускника Харківського політехнічного інституту, видатного конструктора підводних човнів і глибоководних апаратів М.Й. Кваши

The basic stages of life and activity of prominent designer of submarine boats and deep-water vehicles N.I. Kvasha who was graduated from Kharkov Polytechnic Institute are described

Николай Иосифович Кваша родился 8 декабря 1929 года в городе Зиновьевске (ныне – Кировоград) в семье железнодорожника – потомственного запорожского казака. Подростком пережил голод на Украине в начале 30-х годов и немецкую оккупацию в годы Великой Отечественной войны.



После окончания школы с золотой медалью Николай направил документы в Одесское высшее мореходное училище. Но путь туда, увы был для него заказан – оккупационное прошлое сыграло злую шутку. Поступил в Харьковский авиационный институт, однако узнал, что все выпускники, бывшие в годы войны на оккупированной территории, подлежат распределению на фабрику алюминиевой посуды. Поэтому после третьего курса перевелся в Харьковский политехнический институт на энергомашиностроительный факультет. После окончания в 1953 году института с отличием по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" (специализация – судовые двигатели) направлен Министерством транспортного и тяжелого машиностроения СССР на завод "Красное Сормово" в город Горький (ныне – Нижний Новгород) – одно из крупнейших оборонных предприятий страны.

В бюро автоматизации и механизации производства завода первым его поручением была разработка чертежей переоборудования мостового крана

одного из цехов. Через 10 месяцев новая должность – старший инженер, а еще через год – начальник конструкторского бюро (КБ) автоматизации производства завода.

В 1956 году Н.И. Квашу избрали первым секретарем комитета комсомола завода, а с февраля 1957 года он работал во вновь организованном специальном КБ – СКБ-112 (позднее центральное КБ (ЦКБ) "Лазурит"), имевшем задачу проектирования подводных лодок. Одним из первых был зачислен в СКБ сначала инженером, но очень быстро стал ведущим конструктором по вооружению, затем начальником отдела автоматики и электроники, заместителем главного конструктора подводной лодки.

С 1962 года Николай Иосифович – главный инженер СКБ. С 1984 года одновременно стал и главным конструктором ЦКБ "Лазурит". С 1993 года – Генеральный директор и Генеральный конструктор ОАО "ЦКБ "Лазурит".

За годы работы участвовал в проектировании и создании многочисленных подводных аппаратов, в том числе дизель-электрической подводной лодки проекта 633, атомной подводной лодки проекта 670 (вооруженной крылатым стартом), подводной лодки – мишени проекта 690, спасательной подводной лодки проекта 940 "Ленок", глубоководного спасательного

аппарата  
проекта 1855  
"Приз" и др.

До  
подводных  
лодок проек-  
тную работу в  
СКБ Н.И. Кваша  
начинал с  
разработки  
проекта  
подводного  
танка сапера-  
разведчика,  
который был  
построен на  
Крюковском  
вагоностроитель-  
ном заводе



Подводная лодка "Барракуда"

(Полтавская область). Были и другие периоды творческой жизни, связанные, например, с разработкой схемы постановки гидроакустической станции обнаружения подводных лодок "Амур" в районе Камчатки или разработкой проектов и освоением подводных спасательных, рабочих, научно-исследовательских, поисковых и водолазных аппаратов.

Вершиной творчества КБ и его главного конструктора стала атомная подводная лодка проекта 945 "Барракуда", первая лодка в стране с полностью титановым корпусом. Формы и стремительные плавные обводы корпуса напоминают форму одного из лучших океанских пловцов – тунца, что обеспечило высокую скорость на любых глубинах. Лодка вооружена новейшими боевыми ракетами, придающими ей ударный потенциал. Главный козырь лодки – низкие физические поля, низкие магнитные и электрические характеристики. Акустические данные "Барракуды" сравнялись с американскими аналогами, что позволило устранить один из главных недостатков советских атомоходов – высокую шумность (за которую американцы дали им обидное прозвище "ревушие коровы").

Для проверки на практике проектных решений и поиска путей улучшения "Барракуды" генеральный конструктор вышел на головной лодке в дальний автономный поход продолжительностью свыше 100 суток. Лодка на практике показала свои уникальные технические данные, незамечено миновав ряд противолодочных рубежей США в Атлантике. Когда в 1990-х годах Николай Иосифович рассказал об этом походе, в США прогремел большой скандал – ведь они так и не зарегистрировали в свое время этот подводный атомоход, три месяца находившийся у их берегов с тысячами Хиросим на борту. За участие в специальных испытаниях многоцелевой атомной подводной лодки "Барракуда" Н.И. Кваше в 1993 году присвоено звание "Герой Российской Федерации". На рубеже XX и XXI веков при непосредственном руководстве и личном участии Николая Иосифовича разработаны наукоемкие, высокотехнологические образцы техники гражданского назначения: комплекс подводных технических средств добычи нефти и газа на арктических глубоководных месторождениях; комплекс плавучих технических средств для заглужения морских трубопроводов; суда различных назначений (подводно-технических, водолазных работ, ремонтных работ на водных переходах, а также гамма рыбопромысловых судов); блочная газотурбинная электростанция; медицинские многоместные и одностные лечебные барокомплексы; туристские подводные суда и т.д.

За 50 лет работы в ЦКБ "Лазурит" Н.И. Кваша принимал участие в проектировании всех подводных лодок, внося заметный вклад в разработку проектов (о чем свидетельствует более 50 авторских свидетельств и патентов на изобретения). Он – доктор транспорта, действительный член Академии транспорта Российской Федерации. За активный творческий вклад в новые проекты награжден орденами Ленина, двумя "Трудового Красного Знамени", "Знак почета", "За Заслуги перед Отечеством" 3-й степени, многими медалями, удостоен звания лауреата Премии Правительства России.

Умер Николай Иосифович 4 ноября 2007 года.

**Список литературы:** 1. Коданина А. Корифей подводного судостроения /А.Коданина/"Большая Волга". – 2003. – №48. 2. "Красный Сормович". – 2007. – №44. 3. [http:// www.cdb-lazurit.ru](http://www.cdb-lazurit.ru). 4. [http:// ru.wikipedia.org](http://ru.wikipedia.org). 5. [http:// www.warheroes.ru](http://www.warheroes.ru).

*Поступила в редколлегию 20.05.2009*

**Н.В. ЄПФАНОВА, Л.М. БЕСОВ**, д-р істор. наук, НТУ «ХПІ»(м. Харків)

## **МАЛОВІДОМІ СТОРІНКИ ІСТОРІЇ ХАРКІВСЬКОГО ТРАКТОРНОГО ЗАВОДУ**

Систематизована інформація о работе Харьковского тракторного завода им. С. Орджоникидзе по производству машин специального назначения. Приведены отдельные сведения о разработчиках техники, ее научном и кадровом сопровождении.

The information about activities of the Kharkov tractor plant named after Ordzhonikidze is systematized. This information related to the special purpose machines production. The detached information about developers of the new techniques is also given. The scientific and cadre support of this development is also described.

Харків широко відомий як місто машинобудівників, що дав життя, в тому числі, багатьом зразкам бронетехніки. Насамперед, це танки: легендарний Т-34, сучасні Т-64 та його модифікації, Т-84 та інші військові машини. За своїми характеристиками машини, які виробляються у Харкові, вивели Україну на одне з перших місць у світовому танкобудуванні. Але не тільки танки є відображенням броньованої техніки, що створюється у місті. Діяльність з її виробництва висвітлена в літературі [1—3]. Харківський тракторний завод ім. С. Орджонікідзе (ХТЗ) також має світову славу, як такий, що виготовив більш ніж два з половиною мільйони колісних та гусеничних тракторів різних класів.



Рисунок 1 – Бронетрактор  
Т-16 (ХТЗ-16)

Менш відома його діяльність з розробки та випуску швидкохідних військових гусеничних машин. У статті, що пропонується, систематизовано розпорошені матеріали з цього питання, вперше в узагальненому вигляді розкрито маловідомі сторінки історії ХТЗ з виробництва військової техніки, наведено дані про осіб, які працювали над її розробкою. Хронологія розвитку цього виду техніки з персоналіями, які її створювали, доповнять вітчизняну історіографію.

Організація танкового й танкоремонтного виробництва планувалась на заснованому у 1931 році ХТЗ ще наприкінці 1930-х років, але перші практичні роботи зі створення бронетехніки належать до 1941 року. 20 липня цього року вийшла постанова Державного Комітету Оборони № 219 «Про екранування легких танків і бронювання тракторів». У відповідності з нею

конструкторське бюро (КБ) Наукового автотракторного інституту (м. Москва) із залученням відділу головного конструктора ХТЗ розробили бронетрактор Т-16 (ХТЗ-16) (рис.1), який виконував функції самохідної протитанкової гармати. Машина являла собою посилене шасі трактора СТЗ-3 з гусеницями тягача СТЗ-5 та повністю броньованим корпусом (товщина броні 10—25 мм), у нерухомій кормовій рубці якого встановлено 45-мм



Рисунок 2 – Артилерійський тягач АТ-Л

танкову гармату та кулемет ДТ. Бронедеталі для ХТЗ-16 постачав Новокраматорський машзавод ім. Й.В. Сталіна, що виготовляв їх з прокату Маріупольського заводу ім. Ілліча. До завершення евакуації ХТЗ (жовтень 1941 року) випущено близько 60 бронетракторів, які використовувались в обороні Харкова. У серпні 1941 року завод у кооперації з іншими підприємствами міста повинен був розпочати випуск більш досконалої бронемашини – легкого танка Т-60,

розробленого КБ Горьківського автозаводу (головний конструктор М.О. Астров), але вдалося це здійснити тільки після евакуації підприємства з Харкова [4, с. 10, 32—34; 5, с. 209].

У роки Великої Вітчизняної війни керівний склад і робітники ХТЗ брали активну участь у випуску техніки для потреб Радянської Армії: танків Т-34 на заводах № 183 (м. Нижній Тагіл) і Сталінградському тракторному; танків КВ на Челябінському тракторному заводі; танкових двигунів В-2 на заводах № 77 (м. Барнаул), № 76 (м. Свердловськ) та Сталінградському тракторному; згаданих раніше танків Т-60 на заводі № 264 (м. Сталінград). Після повернення підприємства та його працівників з евакуації, відтворення виробничих потужностей з випуску тракторів, у 1947 році було організоване окреме КБ для розробки армійських швидкохідних гусеничних машин. Протягом 1948—1950 років створено легкий артилерійський тягач АТ-Л (рис. 2). Виготовлені зразки пройшли державні випробування у 1950—1952 роках, а протягом 1953—1954 років у експериментальному цеху випустили дослідну партію виробів. Інтенсифікації



Рисунок 3 – Транспортер-снігоболотохід ГТ-Т

робіт з цього напрямку сприяла постанова Уряду Радянського Союзу про створення на ХТЗ потужностей з виробництва АТ-Л і формування у 1954 році головного спеціалізованого КБ (ГСКБ). У серпні 1955 року завод розпочав серійний випуск таких машин, який тривав до 1967 року в декількох модифікаціях. АТ-Л був схвально сприйнятий в армії та народному господарстві. Широке застосування в тягачі автомобільних агрегатів відносно низької вартості, конструктивна простота, надійність та зручність експлуатації у поєднанні з високими технічними характеристиками визначили риси створеної на ХТЗ спецтехніки на багато років уперед [6, с. 26; 7, с. 62 – 69, 96, 99—101].

Наприкінці 1950-х років був розроблений плаваючий гусеничний транспортер-снігоболотохід ГТ-Т (виріб 21) (рис. 3) з колісно-лижним причепом КЛП-2. Після успішних випробувань машини, її було передано для серійного виробництва на Рубцовський машинобудівний завод, де до теперішнього часу випускають модифікації ГТ-Т [6, с. 26].



Рисунок 4 – Броньований транспортер-тягач МТ-ЛБ

У 1960 році ГСКБ було перейменоване у відділ головного конструктора ХТЗ з тягачів (ВГК-Т). Останній розгорнув роботи з проектування нових машин для Радянської Армії, які могли б успішно буксирувати гармати та перевозити їх розрахунки в бойових умовах. Під час розробки виробу було акцентовано увагу на можливість створення широкого спектру машин з уніфікованими двигуном, шасі (трансмсія, ходова частина, механізми керування) тощо. Засновником сімейства машин став

плаваючий легкий багатоцільовий транспортер-тягач, який виконано в броньованому (МТ-ЛБ) (рис. 4) і неброньованому (МТ-Л) варіантах. МТ-ЛБ взятий до озброєння у 1964 році. Його модифікації виробляються до сьогодні на ХТЗ та інших підприємствах країн СНД і зарубіжжя. Тягачі постачалися всім учасникам Варшавського договору та до інших країн світу, а у Болгарії та Польщі здійснювався їх випуск. Завдяки раціональним рішенням з компонування та високим тактико-технічним характеристикам, які й на сьогодні є сучасними, шасі МТ-ЛБ стало базою для створення у 1960-х—1990-х роках одного з найбільших у світі сімейства військових гусеничних машин. Серед них: МТ-ЛБВ і МТ-ЛБВМ – снігоболотохідні варіанти з більш широкими гусеницями, що дало змогу зменшити середній тиск на ґрунт з 44 кПа у МТ-ЛБ до 27 кПа; МТП-ЛБ – машина технічної допомоги; ТТ-ЛБ – шасі радіолокаційної станції «СНАР-10» розвідки та визначення місця позицій артилерії супротивника, яка стріляє; 9А34 (9А35) – самохідний зенітний ракетний комплекс ближньої дії «Стріла-10»; 9П-149 – самохідний

протитанковий ракетний комплекс «Штурм-С»; «Кашалот» – машина радіаційної та хімічної розвідки; самохідний автоматичний 82-мм міномет 2Б9М; ХТЗ-10НК «Харків» – транспортер-снігоболотохід для виконання транспортних та спеціальних робіт (залежно від змонтованого обладнання) в умовах бездоріжжя (громадянський аналог МТ-ЛБ); МТ-ЛБу – подальший розвиток МТ-ЛБ. Виріб має більш високий та довгий корпус та, відповідно, збільшену на один каток на борт ходову частину. На базі МТ-ЛБу створено більш ніж п'ятдесят комплексів озброєння та техніки, зокрема: 2С1 «Гвоздика» (рис. 5) – 122-мм самохідна артилерійська установка (гаубиця); 1Л219 «Зоопарк-1» – багатофункціональний радіолокаційний комплекс розвідки позицій ракет і артилерії; командно-штабна машина; 1В13 (1В14, 1В15, 1В16) – машини комплексу «Фальцет-М» управління вогнем самохідної артилерії; рухомі пункти розвідки та управління підрозділами протиповітряної оборони мотострілецьких і танкових полків; 9С737 «Ранжир» – уніфікований батарейний командирський пункт протиповітряної оборони сухопутних військ; УР-77 «Метеорит» – установка розмінування [5, с. 95—97, 473; 8, с. 427—428, 440—444, 451—453; 9, с. 339—343; 10, с. 302—303]. З викладеного щодо розгортання виробництва гусеничних машин на тракторному заводі за період з початку 1940-х і по 1990-ті роки, можна прослідкувати за їх технічним удосконаленням. Для цього зведемо моделі цієї техніки у наступну таблицю, де наведено основні характеристики військових гусеничних машин, що створені на ХТЗ [4, с. 32—34; 6, с. 27; 11, с. 10, 17, 29; 12, с. 98, 139].

#### *Характеристики військових гусеничних машин*

Модель машини	ХТЗ-16	АТ-Л	ГТ-Т	МТ-Л	МТ-ЛБ	2С1
Власна маса, кг	7000	6300	8200	8500	10100	15700
Озброєння	45-мм гармата 7,62-мм кулемет	_____	_____	_____	7,62-мм кулемет	122-мм гармата
Екіпаж(десант), осіб	2(0)	3(8)	2(21)	2(16)	2(11)	4(0)
Вантажопід'ємність, кг	_____	2000	2000	2500	2500	_____
Маса причепа, кг	_____	6000	4000	7000	6500	_____
Потужність двигуна, кВт (к.с.)	38(52)	96(130)	147(200)	177(240)	177(240)	221(300)
Максимальна швидкість, км/год: по шосе на плаву	15 – 20 _____	42 _____	45,5 6	61,5 6	61,5 6	61,5 6
Середній тиск на ґрунт, КПа	63	45	24	43	44	49

З аналізу відомостей таблиці можна дійти висновку, що виробництво гусеничної техніки на ХТЗ протягом десятків років ускладнювалось у зв'язку з вимогами, що диктували її замовники. Цікавим є той факт, що лише на етапі науково-технічної революції конструктори і виробники цього підприємства створили броньовану військову техніку, розроблену з новітніми досягненнями науки (МТ-ЛБ і його модифікації). Артилерійський тягач АТ-Л і транспортер-снігоболотохід ГТ-Т вироблялись, як вже зазначалось, на принципі застосування в них недорогих автомобільних агрегатів, вузлів, простих у виготовленні. Стосовно МТ-ЛБ та його модифікацій, то вони насичені новими, складними і дорогими конструкторськими елементами. Серед них якісно нові матеріали (леговані сталі, легкі сплави металів та ін., прилади виявлення рівня хімічного, радіаційного і бактеріологічного забруднення, оптична техніка і зброя фізичного знищення усього живого (кулемет, гармата тощо).

Історія ХТЗ, зокрема, не може бути зведена лише до виробництва на ньому техніки, впровадження тих чи інших нових зразків. Головним в історії завжди є люди, їх діяльність. Враховуючи цей аспект, прослідкуємо, хто з творців нових виробів у різні періоди історії очолював роботи зі створення нових машин. У різні роки колективи конструкторів, які створювали на ХТЗ спецтехніку, очолювали висококваліфіковані фахівці:



Рисунок 5 – Самохідна артилерійська установка 2С1 «Гвоздика»

М.С. Сидельников керував роботами з бронетрактора ХТЗ-16. На ХТЗ з 1934 року – конструктор, керівник групи, начальник КБ (1940); головний конструктор – заступник головного інженера (1940—1941), головний конструктор заводу № 77 (м. Барнаул) (1941—1942), головний конструктор Алтайського тракторного заводу (АТЗ) (м. Рубцовськ) (1942—1948); головний інженер АТЗ (1949—1952); головний інженер Волгоградського тракторного

завода (1952—1963); начальник управління Міністерства тракторного та сільськогосподарського машинобудування СРСР (1965—1979). Лауреат Державної премії СРСР (1950).

М.Г. Зубарев очолював проектування тягача АТ-Л. У 1930 році він закінчив Харківський механіко-машинобудівний інститут (ХММІ). Працював на Харківському паровозобудівному заводі ім. Комінтерна (ХПЗ) начальником КБ, головним конструктором з тракторів і тягачів (1930—1941). Тут під його керівництвом створено гусеничний трактор «Комінтерн» і тягач «Ворошиловець». У подальші роки М.Г. Зубарев: головний конструктор з тягачів заводу № 183 (м. Нижній Тагіл) (1941—1943); заступник головного

конструктора заводу № 75 (м. Харків) (1943—1946); головний конструктор ХТЗ (1946—1952); начальник управління Міністерства автомобільної промисловості СРСР (1952—1953); заступник начальника управління Міністерства машинобудування СРСР (1953—1954). Лауреат Державної премії СРСР (1950).

Проектування і розробку АТ-Л з 1947 по 1950 роки на ХТЗ здійснював В.П. Каплін, згодом – до 1957 року – І.І. Шевченко. До кінця 1950-х років на ХТЗ був накопичений досвід, який надав можливість перейти до проектування і виробництва легких броньованих тягачів, потребу в яких відчувало військове відомство СРСР. Очолив цей напрям талановитий конструктор і організатор А.Ф. Белоусов. Після закінчення у 1944 році Московського вищого технічного училища ім. М. Е. Баумана (МВТУ) він розпочав працювати на ХТЗ старшим майстром (1944—1947), згодом працював інженером-конструктором, старшим інженером-конструктором, начальником сектору, начальником конструкторського відділу, заступником начальника і начальником ГСКБ. З 1960 року він – головний конструктор ВГК-Т (1960—1986). Під його безпосереднім керівництвом на ХТЗ створено сімейство броньованих машин, виробництво яких було поширено у Болгарії та Польщі. Створено самохідну артилерійську установку «Гвоздика», яка за своїми тактико-технічними показниками перевищувала аналогічні машини країн НАТО. А.Ф. Белоусов, Г.І. Шевченко, І.П. Губарев, Г.М. Карцев, В.В. Біблик, М.Г. Олейников, А.Н. Федюняєв, М.Г. Бандуровська, В.А. Батюк у 1969 році удостоєні Державної премії СРСР за створення та освоєння спеціальних транспортних засобів. А.Ф. Белоусов кандидат технічних наук, він першим в Україні отримав почесне звання «Заслужений конструктор України».

М.Г. Олейников з 1986 року очолював модернізацію виробів, які розроблені під керівництвом А.Ф. Белоусова. На ХТЗ він з 1955 року: конструктор, начальник КБ, заступник головного конструктора ВГК-Т. З 1986 року головний конструктор ВГК-Т. Лауреат Державної премії СРСР, кандидат технічних наук. В.К. Коваленко очолював роботи з удосконалення конструкцій машини. У 1960 році він закінчив Харківський політехнічний інститут (ХПІ). Працював конструктором, начальником КБ ВГК-Т. З 1985 року – заступник головного конструктора, з 1995 року – головний конструктор ВГК-Т. Є.П. Пономарьов очолює конструкторський колектив у пошуку нових технічних рішень виробництва броньованих машин. Він випускник ХПІ 1975 року. Після закінчення інституту – конструктор, начальник КБ, заступник головного конструктора ВГК-Т. Головний конструктор ВГК-Т з 1996 року. Головний конструктор – начальник управління головного конструктора ХТЗ з 2005 року [1, с. 153—154; 2, с. 76; 7, с. 56, 86, 95—96, 101, 132, 144, 237; 10, с. 315—316; 13, с. 164—172].

Створення та розвиток спеціального виробництва на ХТЗ потребували підготовки кадрів з розрахунку, конструювання, випробування, технології виготовлення військових машин, а також спеціалістів з наукового супроводу робіт. Таких фахівців на теренах СРСР випускали МВТУ, Ленінградський та

Челябінський політехнічні інститути. Одним з потужних центрів з підготовки інженерів став ХПІ. У ХММІ, який згодом увійшов до складу ХПІ, у 1930 році відкрито кафедру тракторобудування. У зв'язку зі зростанням потреб підготовки спеціалістів з даного напрямку з 1952 року на кафедрі тракторобудування ХПІ розпочато навчання за спеціальністю «Колісні та гусеничні машини». З 1972 року підготовка за цим фахом ведеться на новоствореній тут кафедрі колісних та гусеничних машин (КГМ). Вона почала забезпечувати інженерними кадрами насамперед підприємства України: Завод ім. Малишева, КБ ім. О.О. Морозова, ХТЗ, Кременчуцький автомобільний завод, Крюківський вагонобудівний завод, ремонтні підприємства галузі [14, с. 135—136; 15, с. 3].

Так само, як ідеї та новації у створенні нової техніки давали люди, так і вища інженерна школа вела підготовку фахівців з військових гусеничних і колісних машин у ХПІ. Керівництво підготовкою здійснювали завідувачі відповідних кафедр.

Однією з видатних особистостей був М.І. Медведев. Він засновник та перший з 1930 року завідувач кафедри тракторобудування ХММІ. У 1925 році закінчив Харківський технологічний інститут. Працював начальником КБ тракторного цеху, головним конструктором ХПЗ. Завідувач кафедри тракторобудування, декан факультету тракторного та сільськогосподарського машинобудування, керівник Українського відділення Всесоюзної академії сільськогосподарських наук ім. В.І. Леніна (ВАСГНІЛ). Багато років був консультантом ХТЗ і ХПЗ. Своїми роботами «Теорія гусеничних систем», «Альбом по гусеничним системам» та ін. збагатив теорію і практику танкобудування і тракторобудування. Доктор технічних наук, професор, академік ВАСГНІЛ [16, л. 8; 17, с. 200].

Г.М. Шепеленко у 1950 році закінчив Запорізький інститут сільськогосподарського машинобудування і працював там викладачем. Аспірант ХПІ з 1952 року. Після закінчення аспірантури у 1955 році – викладач, доцент інституту. У 1961—1974 роках завідував кафедрою тракторобудування, декан факультетів тракторного та сільськогосподарського машинобудування з 1962, транспортного машинобудування з 1965 по 1986 роки. Сприяв налагодженню співробітництва ХПІ з ХТЗ у напрямку підготовки інженерних кадрів, удосконалення системи їх навчання. Кандидат технічних наук, професор [17, с. 29—330; 18, с. 3].

В.П. Аврамов – засновник та перший завідувач кафедри КГМ. У 1951 році закінчив ХПІ, де залишився працювати асистентом, старшим викладачем, доцентом. З 1972 року був завідувачем кафедри КГМ. Своєю роботою істотно вплинув на розробку вітчизняної броньованої техніки, підвищення її рухомості та маневреності. Доктор технічних наук, професор [14, с. 138—141].

Є.С. Александров, доктор технічних наук, професор, академік Академії наук вищої освіти України. Заслужений діяч науки і техніки, лауреат Державної премії України. Випускник ХПІ 1969 року. Почав працювати в КБ

з електроприладобудування «Хартрон». З 1992 по 2007 роки очолював кафедру КГМ. Під його керівництвом забезпечено перехід до підготовки бакалаврів, спеціалістів та магістрів на якісно новому рівні. Він в багатьох напрямках стимулював дослідження з удосконалення тактико-технічних характеристик сучасних військових машин [17, с. 27—28; 18, с. 4].

Д.О. Волонцевич керує кафедрою КГМ з 2007 року. Випускник ХПІ 1985 року. Очолює дослідницьку групу, яка займається створенням комплексних функціональних моделей збуреного руху військових гусеничних та колісних машин. Результати досліджень впроваджені у військову техніку. Поглиблює зв'язки ХПІ з підприємствами галузі у напрямку науково-дослідних та дослідницько-конструкторських робіт. Доктор технічних наук, доцент [19, с. 3—5].

Таким чином, Харківський тракторний завод ім. С. Орджонікідзе являє собою не тільки потужне підприємство зі створення тракторів, але й понад шістьдесят років є провідним розробником та виробником відомих у світі швидкохідних гусеничних машин військового та народногосподарського призначення.

**Список літератури:** 1. Харьковское конструкторское бюро по машиностроению имени А. А. Морозова / [А. И. Веретенников, И. И. Рассказов, К. В. Сидоров, Е. И. Решетилко. Под общ. ред. М. Д. Борисюка]. – Х. : 2007. – 188 с. 2. ХПЗ – Завод имени Малышева. 1895 – 1995. Краткая история развития / [А. В. Быстриченко, Е. И. Добровольский, А. П. Дроботенко и др.]. – Х. : Прапор, 1995. – 792 с. 3. Танкоград: История. Люди. События / [Л. Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, Е. Е. АЛЕКСАНДРОВА, Л. М. БЕСОВ, И. Е. АЛЕКСАНДРОВА]. – Х. : НТУ «ХПИ», 2004. – 236 с. 4. Вохмянин В. К. Харьков, 1941-й. Часть 1 : У края грозы / В. К. Вохмянин, А. И. Подопригора. – Х., 2008. – 100 с. 5. Карпенко А. В. Обзорение отечественной бронетанковой техники (1905 – 1995 гг.) / А. В. Карпенко. – Санкт-Петербург : «Невский Бастион», 1996. – 480 с. 6. Тодоров П. П. Харьковский тракторный – полвека в оборонке / П. П. Тодоров, Е. П. Пономарев // Военный парад. – 1998. – № 6. – С. 26 – 28. 7. Харківський тракторний завод імені С. Орджонікідзе. (Сторінки історії) / [авт. тексту В. В. Біблик]. – Х. : Прапор, 2008. – 260 с. 8. Бронетехника XX века: танки, САУ, военные машины / Составители: Р. Исмаилов, Г. Корнюхин, Д. Марченко, Б. Проказов. – Смоленск : Русич, 2006. – 560 с. 9. Шунков В. Н. Бронетехника / В. Н. Шунков. – Минск : «Попурри», 2000. – 448 с. 10. Александров Е. Е. Быстроходные гусеничные и армейские колесные машины : Краткая история развития / Е. Е. Александров, В. В. Епифанов. – Х. : НТУ «ХПИ», 2001. – 376 с. 11. Платонов В. Ф. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины / В. Ф. Платонов, Г. Р. Леиашвили. – М. : Машиностроение, 1986. – 296 с. 12. Гусеничные транспортеры-тягачи / [В. Ф. Платонов, А. Ф. Белоусов, Н. Г. Олейников, Г. И. Карцев. Под ред. В. Ф. Платонова]. – Москва : Машиностроение, 1978. – 351 с. 13. Харьковский тракторный завод имени Орджоникидзе (1931–1951) / ред. Юр. Шовкопляс. – Х. : Харьковское книжно-газетное издательство, 1951. – 176 с. 14. Історія танкобудування України. Персоналії : Навчальний посібник / [Є. С. Александров, І. Є. Александрова, Л. М. Бесов та ін.]. – Х. : НТУ «ХПІ», 2007. – 200 с. 15. Александров Е. Е. 25 лет кафедре колесных и гусеничных машин Харьковского государственного политехнического университета / Е. Е. Александров // Механіка та машинобудування. – 1997. – №1. – С. 3 – 6. 16. Медведев Михаил Иванович. Личное дело №57482, 1956 – 1957 / Архив НТУ «ХПИ». – 111 с. 17. Харьковский политехнический : ученые и педагоги / [Ю. Т. Костенко, В. В. Морозов, В. И. Николаенко и др.]. – Х. : Прапор, 1999. – 352 с. 18. Епифанов В. В. Факультет транспортного машиностроения НТУ «ХПИ» : вчера, сегодня, завтра (к 40-летию основания) / В. В. Епифанов // Механіка та машинобудування. – 2005. – №1. – С. 3 – 5. 19. Поточне діловодство кафедри колісних та гусеничних машин. Ос. справа Волонцевича Д. О. – НТУ «ХПІ». – 8 с.

Надійшла до редакції 20.11.2009

*А.А. ЛАРИН*, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

## **ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ С УЧЕТОМ ДЕМПФИРОВАНИЯ В ПЕРВОЙ ТРЕТИ ХХ ВЕКА (ИСТОРИЯ ВОПРОСА)**

Стаття присвячена першим дослідженням коливань з урахуванням розсіяння енергії при коливаннях. Це питання стало найважливішим в 30-ті рр. ХХ сторіччя при вивченні вібрацій двигунів внутрішнього згорання і парових турбін. Показано внесок в розвиток цього питання українських вчених.

Article is devoted to the first study of vibrations in the light scattering of energy during the vibrations. This problem has become critical in the 30-ies. XX century in the study of vibration of internal combustion engines and steam turbines. Showed contribution to the development of this issue of Ukrainian scientists.

В работах [1, 2] мы уже рассматривали структуру и периодизацию теории колебаний – самостоятельной отрасли механики, которая, в отличие от других ее разделов, освещена недостаточно полно. Важнейшим вопросом в ней является изучение влияния сопротивления на колебательные процессы. Если на первом этапе развития прикладной теории колебаний основное внимание уделялось свободным колебаниям, поскольку основным средством борьбы с вибрациями была отстройка от резонанса, то с развитием техники избавиться от резонансов в рабочем диапазоне стало невозможно. Особенно это проявлялось в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) и турбомашинах, имеющих достаточно плотный спектр собственных частот. В отличие от расчета свободных колебаний, заключающегося в определении собственных частот и форм колебаний и вынужденных колебаний вдали от резонанса, которые производятся без учета трения, исследование колебаний вблизи резонанса требует учета сил сопротивления. Данная статья посвящается истории исследований колебаний с учетом рассеяния энергии при колебаниях в первой трети ХХ века, на этапе развития прикладной теории колебаний. Вопрос этот освещен только в специальной литературе и носит характер поверхностного обзора.

В первой трети ХХ века началось бурное развитие двигателестроения. Мощность быстроходных бензиновых авиамоторов к концу 1920-х гг. достигла нескольких сот лошадиных сил, при массе мотора порядка 500 кг. В отличие от тихоходных стационарных и судовых дизелей, а также маломощных авто- и авиамоторов начала века, новые двигатели испытывали интенсивные крутильные колебания. Поскольку при колебаниях деформировались коленчатые валы двигателей, в резонанс попадали не только основные гармоники возбуждения, но и все остальные. Если коленчатый вал двигателя достаточно жесткий, его можно заменить

абсолютно твердым телом с суммарным приведенным моментом инерции. В этом случае на него действует суммарный момент возбуждения, который зависит только от сил давления газов, так как приведенные к валу моменты сил инерции движущихся частей различных кривошипно-шатунных механизмов при сложении взаимно уничтожаются. Тогда в разложении момента на коленчатом валу  $N$ -цилиндрового двигателя в ряд Фурье будут присутствовать только гармоники порядка  $N$ ,  $2N$ ,  $3N$  и т.д. для двухтактного двигателя и  $N/2$ ,  $N$ ,  $3/2 N$  и т.д. для четырехтактного<sup>1</sup>. Если же коленчатый вал при колебаниях деформируется или цилиндры двигателя из-за разрегулировки имеют разную мощность, то в системе валопровода возбуждаются колебания всех гармонических составляющих. Это означает, что отстроить систему валопровода быстроходного двигателя от резонансных зон колебаний практически невозможно. В связи с этим актуальным стало проведение расчетов вынужденных резонансных колебаний, которые требуют обязательного учета демпфирования в системе. Первыми с этой проблемой, естественно, столкнулись специалисты США и развитых стран Европы. Им и принадлежат первые работы по исследованию рассеяния энергии при колебаниях. Что касается Советского Союза, то только к 1928 г. в нем было восстановлено довоенное (1913 г.) производство лицензионных двигателей, и исследования колебаний ДВС до 30-х гг. не производились.

Причины рассеяния энергии при колебаниях тела могут быть внешние и внутренние. Внешние – сопротивление среды, в которой колеблются тела (воздух или жидкость), трение между поверхностями скольжения в сочленениях отдельных элементов, а также в опорах. К внутренним причинам относится рассеяние энергии в самом материале за счет его несовершенной упругости. Доля этих видов демпфирования неодинакова и зависит от многих факторов: особенностей колебательной системы, материала, из которого изготовлены детали, от параметров внешней среды и ее температуры, а также от формы колебаний.

Сопротивление среды, особенно при небольших скоростях движения, хорошо моделируется так называемой зависимостью *вязкого трения*, при которой принимается, что силы сопротивления пропорциональны скорости. При больших скоростях эта зависимость принимается квадратичной и даже более высокой степени.

При моделировании трения между поверхностями скольжения обычно применяется закон Кулона-Морэна, по которому сила трения принимается пропорциональной нормальной составляющей давления, действующего между поверхностями. При этом она не зависит от скорости скольжения. Например, в случае наличия смазочного слоя, когда между скользящими поверхностями существует масляная пленка, наоборот, предполагается, что

---

<sup>1</sup> Половинные гармоники возникают оттого, что в двигателестроении для четырехтактных двигателей разложение в ряд Фурье принято относить не к периоду колебаний, который составляет у них два оборота, а к одному обороту.

сила трения не зависит от давления и пропорциональна скорости скольжения. Такая характеристика справедлива также для масляного демпфера. Действительная характеристика трения занимает некоторое промежуточное положение между этими идеальными случаями.

Среди сопротивлений, возникающих при колебаниях упругих систем, внутреннее неупругое сопротивление имеет особое значение. Первым на наличие внутреннего трения в материале указал, видимо, Ш. Кулон, обнаруживший его при проведении опытов с крутильными весами. А первым, кто занялся изучением внутреннего трения, был У. Томсон (1865 г.) [3, с. 482]. Опытными исследованиями было установлено, что упругие материалы не следуют в точности закону Гука даже при деформациях, не выходящих за пределы упругости [4, с. 82-83]. Этим обусловлены внутренние потери энергии при колебаниях.

О важности внутреннего трения в материале говорят исследования многих ученых, проведенные в начале XX века. Широко поставленные опыты Гюи над внутренними потерями в материале при крутильных колебаниях металлических проволок показали ничтожную роль трения воздуха по сравнению с потерями в самом металле. Ф. Роветт на основании исследования затухания колебаний в ряде машин установил, что на долю внутреннего рассеяния энергии в материале приходится не менее двух третей всех потерь при колебаниях. Гейгер, исследуя рассеяние энергии при колебаниях в моторах, относит к внутреннему рассеянию в металле до 64% всех потерь [5, с. 2].

Несмотря на сложный характер рассеяния энергии в материале В. Фойгт, исходя из аналогии сил внутреннего трения упругих тел с трением внутри жидкости, полагает, что силы внутреннего трения пропорциональны первой степени скорости колебаний и представляет его в виде вязкого трения. При этом он руководствовался, в первую очередь, удобством интегрирования дифференциальных уравнений колебательного движения, а не близостью данного закона к действительному. В случае вязкого трения в качестве безразмерной характеристики сопротивления используют так называемый *декремент<sup>2</sup> колебаний*, т.е. отношение двух амплитуд колебаний через интервал времени, равный периоду, а чаще более удобную величину, равную логарифму этого отношения – *логарифмический декремент колебаний*, который для системы с одной степенью свободы равен

$$d = \frac{b}{2m}T \quad , \quad (1)$$

---

<sup>2</sup> слово декремент происходит от латинского *decrementum* – убавление. Однако большинство авторов используют, тем не менее, словосочетание декремент затухания, что, по сути, является тавтологией.

где  $b$  - приведенный коэффициент вязкого трения,  $m$  – обобщенный коэффициент инерции,  $T$  - период затухающих колебаний, зависящий от обобщенных коэффициентов инерции и жесткости, а также от демпфирования. Нетрудно заметить, что  $d$  не зависит от амплитуды колебаний, но зато изменяется пропорционально периоду. В случае изменения массы при постоянном сопротивлении и жесткости, логарифмический декремент также будет меняться, что, вообще говоря, выглядит странно.

При исследовании установившихся гармонических колебаний применяется еще один подход, при котором демпфирование берется пропорционально скорости деформации, деленной на частоту колебаний [6, с. 65]. В этом случае оно пропорционально амплитуде колебаний.

Обе эти гипотезы чрезвычайно удобны для использования, однако недостаточно обоснованы. В частности, трение, заданное в таком виде, не приведет к полному прекращению колебаний. Благодаря многочисленным исследованиям ряда ученых, особенно О. Фёплля и его школы, было твердо установлено, что величина демпфирования не зависит от частоты в интервале от 0 до 40 Гц. Обширные исследования Ф. Роветта, посвященные вопросу о рассеянии энергии в материале при кручении круглых труб, показывают, что в пределах изменения частоты от 0 до 4200 кол/мин расхождения в рассеянии энергии не превышают 5%, т.е. рассеяние почти не зависит от частоты. Опыты проводились с тонкостенными трубками из мягкой стали, подвергавшимися знакопеременному скручиванию, не превосходящему предела упругости [6, с. 65]. Однако, благодаря своему удобству, оба указанных способа применялись и применяются сейчас многими исследователями. Внутреннее трение, пропорционально скорости задавали и основоположники прикладной теории колебаний А. Н. Крылов [7, с. 16-19] и С. П. Тимошенко [8, с. 28].

И. Ньютон в «Математических началах натуральной философии» предложил правило, позволяющее по затуханиям колебаний маятника определить зависимость силы сопротивления движению от скорости. В 1935 г. академик А. Н. Крылов показал, что для свободных затухающих колебаний, описываемых дифференциальным уравнением

$$m\ddot{x} + \text{sign } \dot{x} | \dot{x}^n + cx = 0, \quad (2)$$

с помощью забытого к тому времени метода Ньютона можно получить выражение работы рассеяния за период колебаний. Крылов считал теорему Ньютона одной из основных теорем в учении о колебательном движении [7, с. 174-179].

Для расчета резонансных вынужденных колебаний валопроводов ДВС чаще всего применялись методы Видлера и Льюиса. В их работах приведены примеры вычисления амплитуд вынужденных колебаний в валопроводах

дизелей и данные о величине сопротивления гребного винта, генератора, цилиндров двигателя и внутреннего трения [8, с. 139].

Метод энергетического баланса, предложенный Видлером в книге «Крутильные колебания в поршневых машинах» («Drehschwingungen in Kolbenmaschinenlagen»), изданной в Берлине в 1922 г., строится на том факте, что при установившихся колебаниях энергия, сообщенная системе возмущающими моментами, равна энергии, рассеянной демпфирующими силами. Метод основан на построении таблиц, подобных таблицам метода остатка Толле [8, с. 152-153]. При этом предполагается, что форма вынужденных колебаний совпадает с формой свободных колебаний системы без учета сопротивления [9, с. 54]. Таким образом, независимо от характера распределения по системе гармонических возмущающих сил резонирующей частоты и, без учета возмущающих сил, имеющих другие частоты, мы предполагаем, что вся система совершает колебания в одной фазе или противофазе, а отношения амплитуд соответствуют форме главных колебаний. Тем самым неизвестной становится только одна, например, первая амплитуда, и задача сводится к задаче с одной степенью свободы. Единственную амплитуду колебаний первой массы определяем, приравнивая по абсолютной величине работу сил трения за период работе возмущающих сил за тот же промежуток времени

$$dA_{\text{возм}} = dA_{\text{тр}} . \quad (3)$$

При этом Видлер считает, что все, без исключения, демпфирующие сопротивления двигателя сосредоточены в цилиндрах машины и принимает их пропорциональными первой степени скорости. Силы трения он относит к площади поверхности поршня, выводя для них эмпирическую зависимость, а остальными видами сопротивления пренебрегает. Метод энергетического баланса получил в свое время широкое распространение в расчетной практике благодаря своей простоте и универсальности. В СССР он применялся для расчетов авиамоторов [5, с. 2]. Однако он пригоден только для случая гармонического возбуждения и дает большие ошибки, если, вопреки предположению, действительная форма вынужденных колебаний существенно отличается от собственной формы.

Способ Льюиса основан на том предположении, что наибольшая часть рассеиваемой энергии приходится на упругий гистерезис. При этом величина рассеиваемой энергии определяется по способу Роветта. Однако метод Льюиса дает хорошие результаты при расчетах коленчатых валов тяжелых тихоходных дизелей, изготовленных из мягкой стали, на опытах с которой и была получена формула Роветта, а для быстроходных двигателей, коленчатые валы которых выполнены из легированных сталей и имеют меньшее рассеивание энергии при колебаниях, не подходит.

Вынужденным крутильным колебания валов с учетом затухания посвящена работа А. П. Филиппова [10]. В статье [11] Анатолий Петрович

рассматривает уже поперечные колебания стержней при учете затухания, причем с осью стержня связаны сосредоточенные массы, а в уравнении учтена инерция поворота сечения. Автор получает решения в замкнутом виде для различных случаев закрепления стержней. Эту статью рекомендовал к печати академик А. Н. Крылов [11, с. 637].

В 1934 г. Лаборатория двигателей внутреннего сгорания Всесоюзного теплотехнического института (ВТИ) им. Ф. Э. Дзержинского, по поручению заведующего дизельным бюро Коломенского машиностроительного завода Н. М. Урванцева построила специальную испытательную машину, предназначенную для исследования влияния трения при крутильных колебаниях. Исполнителями работы были инженеры К. Т. Шаталов и В. К. Житомирский<sup>3</sup>. Спроектированная и построенная в ВТИ испытательная машина позволяла изучить влияние различных факторов на амплитуду колебаний и, в частности, выделить влияние внутреннего трения [5, с. 3-5]. Она полностью себя оправдала как мощное средство для экспериментального исследования целого ряда сложных проблем крутильных колебаний. Работа показала обратную зависимость момента внутреннего трения от частоты и, следовательно, независимость работы за цикл от частоты, а также непропорциональную зависимость максимальных резонансных амплитуд от возбуждающих моментов. Проведенные опыты показали чрезвычайную сложность всего комплекса вопросов, неизвестных ранее и приведших к невозможности без серии специальных исследований дать расчетные данные. Коэффициент демпфирования должен характеризоваться только физическими константами данного материала, в частности модулем упругости и коэффициентом зависимости внутреннего трения от напряжения. В отчете по данной теме отмечается необходимость поставить перед математиками вопрос о способе моделирования внутреннего трения, пригодном для получения решения в общем виде [5, с. 126-128]. Отчет был передан для ознакомления в Институт строительной механики АН УССР.

Как показали многочисленные исследования, действие внутреннего сопротивления выражается в так называемых *гистерезисных потерях* энергии деформации, т.е. оно носит неупругий характер. В связи с этим была принята гипотеза зависимости рассеяния энергии в материале от величины напряжения. В соответствии с ней при составлении уравнения колебаний необходимо вводить в рассмотрение *петлю гистерезиса*, ограниченную двумя пологими кривыми, соответствующими нагрузке и разгрузке. В местах их сопряжения наблюдается резкий излом петли, отчего ее форма не поддается описанию с помощью уравнения гладкой кривой. В связи с этим контур петли гистерезиса представляется двумя уравнениями, одно из

---

<sup>3</sup> К. Т. Шаталов и В. К. Житомирский - впоследствии сотрудники Центрального института авиационного моторостроения, доктора технических наук

которых относится к восходящей кривой, а другое к нисходящей. В местах же сопряжения ветвей должны удовлетворяться граничные условия.

Аналитическое описание петли гистерезиса при одномерном нагруженном состоянии впервые предложено академиком АН УССР Н. Н. Давиденковым в статье [3], опубликованной в 1938 г. Однако применение полученной зависимости для анализа вынужденных колебаний упиралось в отсутствие соответствующего расчетного аппарата. Кроме того, что зависимость сопротивления от деформации нелинейна, она еще представляется разными функциями для процессов нагружения и разгрузки. В той же статье Давиденков высказал сомнения о возможности математического решения проблемы колебаний механических систем с учетом рассеяния энергии в материале. Решить эту задачу удалось в конце 1940-х гг. Г. С. Писаренко.

Д. Ю. Панов в работе [5] исследует сопротивление при крутильных колебаниях стержня при наличии упругого гистерезиса. Автор основывается на гипотезе зависимости затуханий при установившихся колебаниях от максимальной амплитуды. Исходя из рассмотрения нелинейной зависимости между напряжениями и деформациями, которая приближенно отвечает зависимости, имеющей место в петле гистерезиса, и, пользуясь общими методами теории нелинейных колебаний, автор проводит математическое исследование рассматриваемой задачи и получает практически важные результаты.

В большинстве работ, посвященных вопросу о рассеянии энергии в материале, в 1920-1930-е гг. рассматривалось рассеяние в случае крутильных колебаний, что обусловлено, в первую очередь, задачами анализа колебаний валопроводов ДВС, поскольку именно они в то время стояли на первом месте. Рассеяние энергии при изгибных колебаниях было освещено мало. Кроме того, опыты с изгибными колебаниями не всегда проводились в условиях, исключающих потери энергии в зажимах образца. Следует также отметить, что почти все исследования рассеяния энергии производились при незначительных напряжениях, в то время как практический интерес представляет как раз рассеяние энергии в системе с большими амплитудами колебаний, характерными для резонанса, а, следовательно, и большими напряжениями. Несмотря на то, что изучение рассеяния энергии при крутильных колебаниях валопроводов ДВС имеет многолетнюю историю, этот вопрос и в наше время далек от разрешения. Причина такого положения в сложном характере демпфирования в ДВС и его многообразии. Созданию адекватной модели рассеяния энергии в валопроводе ДВС мешает также тот факт, что не только в разных образцах, но даже в одном двигателе на разных стадиях эксплуатации величина рассеяния энергии при колебаниях может отличаться в несколько раз. В связи с этим при исследованиях вынужденных крутильных колебаний валопроводов ДВС до сих пор трение принимается в виде линейной зависимости от скорости, причем коэффициент вязкого трения подбирается с помощью анализа экспериментальных записей

резонансных крутильных колебаний. Проведенное исследование показало, что даже при нелинейной модели колебательной системы такая замена дает вполне удовлетворительные результаты [12].

К концу 1930-х гг. большое практическое значение приобрели также задачи о колебаниях лопаток паровых турбин. Такие обстоятельства, как густота спектра возбуждающих сил и частот собственных колебаний, многообразие форм колебательных процессов потребовали проведения экспериментов с изгибными колебаниями для определения ряда величин, необходимых для вибрационного расчета. В 1940 г. к этим работам был подключен Институт строительной механики АН УССР, где было проведено исследование прочности пакетов турболопаток в связи с демпфированием и усталостью стали [13, 14]. Руководил темой академик С. В. Серенсен, а среди исполнителей был старший научный сотрудник Г. С. Писаренко. С этой работы начались его исследования, посвященные колебаниям с учетом рассеяния энергии в материале, которые выросли в новое направление в теории колебаний. Сам Писаренко стал основателем Института проблем прочности и научной школы. Его деятельность в этом направлении является темой отдельного исследования.

**Список литературы:** 1. *Ларин А. А.* Становление теории колебаний механических систем: исторический обзор / А. А. Ларин // Дослідження з історії техніки. - 2006. - Вип. 8. - С. 41-50 2. *Ларин А. А.* Периодизация развития теории механических колебаний / А. А. Ларин // Історія Української науки на межі тисячоліть. - 2008. - Вип. 33. - С. 134-143 3. *Давиденков Н. Н.* О рассеянии энергии при вибрациях / Н. Н. Давиденков // Журн. техн. физики. - 1938. - VIII. - Вып. 6. - С. 438-499 4. *Лурье И. А.* Крутильные колебания в дизельных установках / И. А. Лурье. - М.-Л. : Военмориздат, 1940. - 220 с 5. Отчет по изучению демпфирования материалов валов двигателей / Лаборатория двигателей внутреннего сгорания Всесоюзного теплотехнического института (ВТИ) им. Ф. Дзержинского НКТП СССР // Фонды архива Института механики НАН Украины, опись № 2.- 1935. - 132 с. 6. *Панов Д. Ю.* О крутильных колебаниях стержня при наличии упругого гистерезиса / Д. Ю. Панов // ПММ.- Т. IV.- вып. 1. - 1940. - С. 65-78 7. *Крылов А. Н.* Собрание трудов. - Т. X: Вибрация судов / А. Н. Крылов. - М.-Л. : Изд-во АН СССР, 1948. - 402 с. 8. *Тимошенко С. П.* Теория колебаний в инженерном деле / С. П. Тимошенко. - М. : ОНТИ.- 1934. - 344 с. 9. *Дондошанский В. К.* Расчет колебаний упругих систем на электронных вычислительных машинах / В. К. Дондошанский М.-Л. : Машиностроение, 1965. - 368 с. 10. *Филиппов А. П.* Вынужденные колебания крученых валов при учете затухания / А. П. Филиппов. - Изв. АН СССР, ОТН. - 1934, №4. - С. 897-904 11. *Филиппов А. П.* Вынужденные поперечные колебания стержней при учете затухания / А. П. Филиппов. - Изв. АН СССР, ОТН. - 1935, №7:4. - С. 637-649 12. *Беломятцев А. С.* Вынужденные колебания нелинейных систем при нелинейном демпфировании / А. С. Беломятцев, А. А. Ларин // Динамика и прочность машин. -1993. - №53. - С. 79-86 13. Рассеяние энергии при вибрации / Отчет по теме за 1940 г. // Фонды архива Института механики НАН Украины, опись № 2. - 35 л. 14. Исследование демпфирования в связи с прочностью пакетов турболопаток / Отчет по теме за 1940 г. // Фонды архива Института механики НАН Украины, опись № 2. - 45 л.

*Поступила в редколлегию 19.11.2009*

**В.И. ОМЕЛЬЯНЕНКО**, д-р техн. наук,  
**В.Г. МАСЛИЕВ**, д-р техн. наук, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

## **КАФЕДРА ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА И ТЕПЛОВОЗОСТРОЕНИЯ – ПРАВОПРЕЕМНИЦА КАФЕДР ПАРОВОЗОСТРОЕНИЯ И ЛОКОМОТИВОСТРОЕНИЯ**

Викладені історичні аспекти розвитку кафедри електричного транспорту та тепловозобудування з часів її заснування.

The historical aspects of the electric transport and diesel locomotive building department progress from the time of its foundation are presented.

### **Введение**

В истории развития кафедры, начиная с момента ее основания, можно условно выделить три этапа. Первый этап – паровозостроение, длился с 1892 года по 1955 год. Второй этап – тепловозостроение, охватывает годы с 1955 по 1998гг. И третий этап – современный, начинается с 1998 года.

Устанавливая эти временные рамки, хотелось бы отметить два обстоятельства.

Первое. Каждый из этапов связан с наименованием кафедры, но процессы освоения каждого новых направлений подготовки специалистов зрели в недрах кафедры и института задолго до того, как принималось формальное решение о переименовании кафедры.

Второе. Такая периодизация обусловлена как этапами в развитии техники железнодорожного транспорта, так и целым рядом сопутствующих факторов социально-экономического и политического характера.

При написании статьи мы хотели бы в исторической последовательности событий, технических решений и деятельности причастных ко всему этому лиц найти логику с тем, чтобы: во-первых, определить вектор развития современных и перспективных транспортных технологий; во-вторых, выявить факторы, определяющие подготовку для этих технологий инженерных кадров.

### **Этап паровозостроения**

Паровозостроение в Российской империи и в СССР имело ряд периодов.

Первый период – начальный, с 1834 по 1860 год, когда в Санкт-Петербурге двумя заводами было выпущено 187 паровозов.

Второй период, длящийся с 1860 по 1870 год, ознаменован выпуском 40 паровозов на Людиновском, Невском и Коломенском заводах.

Особенностью третьего периода, длящегося с 1870 по 1900 год, стало то, что паровозостроение сформировалось в самостоятельную отрасль производства, когда за 20 лет в России было выпущено 7678 паровозов.

Именно в это время, в 1897 году, выпущены первые два паровоза на Харьковском паровозостроительном заводе – первом в стране специализированном предприятии. В конце 90-х годов на Юге России был также создан второй специализированный завод – Луганский завод Русского общества машиностроительных заводов Гартмана, который в 1900 году выпустил свои первые 48 паровозов. Потребностью этих предприятий в кадрах инженеров-механиков железнодорожного транспорта и обусловлено начало подготовки в 1892 году в Харьковском Технологическом Институте инженеров-паровозостроителей.

Основателем этого направления является профессор П.М. Мухачев.

Петр Матвеевич Мухачев родился 27 февраля 1861 года в Санкт-Петербурге. Отец его, по происхождению из мещан, за выслугу лет по крестьянским делам получил орден св. Владимира 4-ой степени и вместе с ним звание потомственного дворянина. Окончив в 1883 году С.-Петербургский Технологический Институт, Петр Матвеевич уехал в Пермскую губернию, где и служил 4 года механиком на Нижне-Тагильском заводе П.П. Демидова. В 1887 году, после смерти П.П. Демидова, строительные работы на заводе были полностью прекращены, в виду чего, за отсутствием настоящего дела и с целью посвятить себя педагогической и научной деятельности, П.М. Мухачев переехал в Харьков и поступил на должность преподавателя в Харьковском Технологическом Институте. В 1888 году впервые посетил заграничные заводы и приступил к чтению курса заводских машин и гидротехнических сооружений. В 1892 году был назначен адъюнкт-профессором по кафедре механической технологии и получил 5-месячную заграничную командировку для изучения паровозостроения. Директор Харьковского Технологического Института В.Л. Кирпичев в своем письме Главному попечителю Харьковского учебного округа так обосновал необходимость в этом: «Большинство [выпускников], оканчивающих по механическому отделению, поступает на железные дороги и спрос, при современном положении дел, обеспечен надолго». Это подтверждается приведенной в этом же письме таблицей:

Учебные годы	1889-90	1890-91	1891-92	1892-93
Число проектирующих паровозы	0	0	12	13
Число проектирующих заводы	6	9	1	8

Командируя П.М. Мухачева, В.Л. Кирпичев дал ему такую характеристику в министерство: «В среде учебного персонала института нужно обратить внимание на инженера-технолога Мухачева, уже два года преподающего в институте заводские машины и гидротехнические сооружения, а также руководящего проектами 4 и 5 курсов. Прекрасная теоретическая подготовка П.М. Мухачева, практические сведения, полученные им во время службы на Тагильских заводах и выказанный им

лекторский талант – служат гарантией успеха в чтении курса паровозов и ведению проектов по этому отделу». С этого же 1892 года П.М. Мухачев начал чтение на 5 курсе лекций «Курс теории и устройства паровозов». В 1895 году за напечатание книги «Паровозы обыкновенных ширококолейных дорог» получил звание профессора по кафедре прикладной механики. Знание нескольких иностранных языков (немецкий, французский, английский), многочисленные поездки за границу и по России, в которых П.М. Мухачев досконально изучил паровозостроение, ковочно-штамповочное производство, металлургическое производство, сделали из него профессора большой эрудиции в области машиностроения.

В 1905 году П.М. Мухачев был избран на пост директора Харьковского Технологического Института имени Александра III, в каковой должности оставался до 1915 года. В 1912 году за выслугу 25 лет в одном и том же высшем учебном заведении получил звание Заслуженного профессора.

В 1917 году П.М. Мухачев по выслуге лет уходит на пенсию и до 1920 года преподает в Харьковском железнодорожном техникуме, а также с 1917 по 1923 год ведет специальные предметы во многих Харьковских ВУЗах. В 1920 году вновь принимается на работу в Харьковский Технологический Институт (ХТИ). К сожалению, на сегодняшний день нам не удалось проследить путь П.М. Мухачева с этого времени до момента его кончины в 1935 году, когда он занимал должность заведующего кафедрой паровозостроения.

По непроверенным данным заведующим кафедрой паровозостроения П.М. Мухачев работал с 1929 по 1935 год. А с 1920 по 1929 год кафедрой заведовал его ученик – профессор В.В. Монич.

Василий Васильевич Монич, сын крестьянина из Новгородского уезда, Минской губернии, родился 10.04.1874 года. В 1909 году окончил с отличием ХТИ, получил звание инженера-технолога и был направлен для работы на Луганский паровозостроительный завод. Однако, обратился к директору ХТИ с просьбой об «оставлении стипендиатом при институте для приготовления к профессорскому званию». В 1910 году его просьба была удовлетворена. С 1911 по 1913 год В.В. Монич находится в служебной командировке в Германии, где в 1912 году публикует 2 работы по вопросам паровозостроения: «Прямоточная паровая машина» и «Теоретическое исследование паровозных тележек со стороны возвращающей силы». С 1913 года зачислен в штат ХТИ преподавателем. В 1915 году в Киевском политехническом институте защищает диссертацию на звание адъюнкта по прикладной механике по отделу паровозов. С 1917 года В.В. Монич преподает в ХТИ курс «Эксплуатация паровозов». В 1918-1919 годах – доцент ХТИ, а в июле 1920 года – профессор, заведующий кафедрой паровозов.

Точных дат начала и окончания деятельности В.В. Монича как заведующего кафедрой пока установить не удалось. Здесь любопытно

отметить, что даже наименование «кафедра паровозостроения» встретилось нам впервые в служебной записке, находящейся в личном деле профессора В.В. Монича, датированной июлем 1920 года, согласно которой В.В. Монич командирован в город Москву на съезд инженеров службы тяги уже как профессор, «занимающий кафедру паровозостроения». Второе официальное упоминание о кафедре как о структурном подразделении встретилось нам в деле П.М. Мухачева в выписке из протокола №105 Коллегии Укрглавпрофобра от 04.08.1923г., которая гласила: «Руководство кафедры остается по-прежнему за т. Моничем. Основной курс читает, как и прежде, т. Монич, а т. Мухачев, как сверхштатный профессор, читает самостоятельный курс и руководит самостоятельной группой по проектам». Интересно отметить и то, что в «Формулярном списке о службе» П.М. Мухачева (аналог современного личного листка по учету кадров), который заполнен подробнейшим образом с 1887 до 1917 года, ни разу не названа кафедра паровозостроения. Аналогичная картина имеет место и в формулярном списке о службе профессора В.В. Монича до 1918 года – даты, когда сведения обрываются. Так что и точной даты основания кафедры паровозостроения как структурного подразделения института, к сожалению, мы назвать пока не в состоянии. Здесь можно лишь говорить о 1892 году, как времени начала подготовки в Харьковском Технологическом Институте инженеров-паровозостроителей.

П.М. Мухачев был блестящим педагогом. Проводя занятия на высоком теоретическом уровне, он умел передать сложнейшие вопросы техники в ясной и легко доступной форме. Особенно сильное впечатление производили представленные в художественной форме рисунки, сделанные профессором П.М. Мухачевым. Все знали, с каким художественным талантом он передавал сложнейшие конструкции машин во всех их мельчайших деталях.

В результате своей педагогической деятельности П.М. Мухачев подготовил большое количество инженеров для промышленности, одним из которых был директор, главный конструктор Луганского паровозостроительного завода П.А. Сорока, выпускник 1932 года. Среди его воспитанников – работавшие в разных ВУЗах и оставившие большой след в жизни страны профессора: А.С. Раевский, В.В. Монич, Н.И. Карташев, П.М. Шаройко, С.М. Куценко.

Одним из наиболее выдающихся учеников П.М. Мухачева был Александр Сергеевич Раевский. Он родился 4 февраля 1872 года в городе Харькове в семье преподавателей. Отец был учителем математики и физики в Харьковской гимназии, мать была первой русской женщиной, получившей от Академии Художеств звание художника, преподавала рисование в женской гимназии.

Окончив в 1895 году с отличием Харьковский Технологический Институт, А.С. Раевский работал до 1910 года на Харьковском паровозостроительном заводе, вначале конструктором по общему

машиностроению, станкостроению и краностроению, а затем помощником начальника и начальником паровозо-технической конторы, где им были спроектированы и построены две серии грузовых паровозов и одна пассажирских. А это же время А.С. Раевским были разработаны проекты трех типов тепловозов с непосредственной, пневматической и комбинированной системами передачи мощности. Однако правительство не дало средств для их постройки.

С 1910 по 1924 год А.С. Раевский работал начальником паровозо-конструкторского бюро Путиловского (Кировского) завода в Петрограде. Здесь им спроектирован 21 тип паровозов различной мощности и назначения с взаимозаменяемыми узлами и деталями, которые были призваны заменить весь устаревший парк паровозов отечественных железных дорог, выпущенных на четвертом периоде развития паровозостроения в Российской империи (с 1901 по 1917 год российскими заводами было выпущено 13475 паровозов). А.С. Раевский, выработав многие научно-обоснованные разделы теории локомотивов, ушел от существующей практики их проектирования по эмпирическим формулам и «принципу подобия образцу». Тем самым профессор А.С. Раевский поставил проектирование локомотивов на научную основу.

А.С. Раевский оставил глубокий след в отечественном тепловозостроении. В 1920 – 1921 годах русский ученый Я. Гаккель разработал проект одного из первых в мире магистральных тепловозов, по схеме передачи мощности «дизель – генератор – тяговые двигатели», ставшей классической. Ходовая часть и кузов этого тепловоза в 1923 году был спроектирован А.С. Раевским.

С 1919 по 1924 год профессор А.С. Раевский преподавал в Ленинградском политехническом институте на механическом факультете и возглавлял кафедру теории и конструкции локомотивов.

Работая над вопросами взаимодействия пути и подвижного состава, А.С. Раевский принимает участие в серии опытов над мостами Октябрьской железной дороги. 20 июня 1924 года по пути к Лихоборскому мосту, где заканчивались испытания, А.С. Раевский с начальником Московской испытательной станции инженером И.В. Шуваловым были сбиты поездом с опытным паровозом, шедшим со скоростью около 100 км/час. В 1925 году по решению исполкома Ленсовета проспект Сегалья (бывшего землевладельца, продавшего в 1899 году земельный участок для строительства Петербургского политехнического института) был переименован в проспект Раевского.

Перу П.М. Мухачева принадлежат замечательные по содержанию и изложению книги, как в области паровозостроения, так и в области различных заводских машин: Курс заводских машин. Прокатные станы (1890г.); Курс заводских машин. Механизмы для обработки металлов (1894г.); Теория и конструкция паровозов обыкновенных ширококолейных

дорог (1895г.); Машины металлургических производств (1899г.); Машины для обработки металлов в нагретом состоянии (1899г.); Машины металлургических производств. Молота и ковочные прессы (1902г.); Прокатные станы (1902г.); Курс паровозов (1905г.); Теория паровозов. Общий курс (1912г.); Лекции по механике (1914г.); Общий курс термических двигателей: 2 выпуска (1922г.); Паровозы: 2 тома с атласом (1927г.); Простые машины (1928г.); Регулирование хода паротепловых двигателей (1931г.).

В этих книгах глубокое и всестороннее изложение вопросов теории сочеталось с прекрасным литературным стилем. По существу дела эти книги являлись энциклопедиями того времени по теории и конструкции паровозов.

После смерти в 1935 году профессора П.М. Мухачева заведующим кафедрой стал С.М. Куценко.

Сергей Митрофанович Куценко родился 14 октября 1907 года в городе Славянске в семье железнодорожника. Его отец работал машинистом паровоза, начальником депо Константиновка, а затем начальником депо Харьков-Сортировочная. С 1923 по 1929 год С.М. Куценко – студент механического отделения Харьковского Транспортно-Тягового Института, где, защитив дипломную работу «Паровоз пассажирский», получил квалификацию инженера-механика железнодорожного транспорта. Поступив в 1931 году в аспирантуру по кафедре «Паровозы» Харьковского Института Инженеров Транспорта (ХИИТ), под руководством профессора П.М. Мухачева в 1934 году защитил кандидатскую диссертацию на тему «Влияние термосифонов на работу топок паровозных котлов» и в 1935 году был утвержден в звании доцента по кафедре «Паровозы». С 1933 года начал работать в Харьковском Механико-Машиностроительном Институте (ХММИ) на кафедре паровозостроения. С осени 1935 года был назначен заведующим кафедрой паровозостроения ХММИ и, одновременно с этим работал в ХИИТ в качестве доцента кафедры «Паровозы». Помимо учебной работы С.М. Куценко начинает руководить подготовкой аспирантов Ф.Н. Мамина, А.С. Николаенко, В.А. Игнатенко и А.П. Костюк.

С января 1942 года по февраль 1946 С.М. Куценко служил в Красной Армии на пяти фронтах в железнодорожных войсках. Награжден двумя орденами и медалью. В это время исполнял обязанности заведующего кафедрой паровозостроения доцент Д.Л. Чернявский.

Давид Лейбович Чернявский родился 13 июня 1907 года в городе Зеньков Полтавской области. С 1927 по 1931 год обучался в ХММИ на кафедре паровозостроения. После защиты дипломной работы получил звание инженера-механика по паровозам. С 1938 по 1941 год работал в должности доцента кафедры паровозостроения, а с 1941 по 1946 – исполнял обязанности заведующего этой кафедрой. По результатам научно-педагогической деятельности ему в 1939 году присваивается звание доцента, а после защиты в 1940 году диссертации «Уточнение вопросов геометрического и динамического вписывания паровозов в кривые и вписывание паровозов с

одноосными тележками» ему присуждается ученая степень кандидата технических наук. Впоследствии сферой научных интересов Д.Л. Чернявского стали расчеты на прочность оболочковых кузовов тепловозов. По разработанным им методикам были рассчитаны кузова тепловозов ТЭ10, ТЭ109, 2ТЭ121, 2ТЭ136 и др. Работал в институте до 1986 года.

### **Этап тепловозостроения**

Начало промышленного производства тепловозов в СССР относится к 1944 году, когда Харьковский паровозостроительный завод был преобразован в тепловозостроительный – Харьковский завод транспортного машиностроения им. Малышева (ХЗТМ), который стал базой для организации тепловозостроения в стране.

В 1946 году был выпущен первый тепловоз ТЭ1, прототипом которого послужил тепловоз ДА, мощностью 735 кВт, производства фирмы АЛКО, который был поставлен из США по ленд-лизу в партии из 120 единиц. Спустя год, в 1947 году, выпускается двухсекционный тепловоз ТЭ2. В период с 1953 по 1955 год налажен выпуск двухсекционных тепловозов ТЭ3, мощностью 1470 кВт в секции. Затем производство магистральных тепловозов налаживается на Луганском и Коломенском заводах, а маневровых – на Брянском, Людиновском, Муромском и Калужском.

Именно в это время на кафедре паровозостроения ХПИ происходит становление актуального научно-учебного направления – тепловозостроения. Под руководством и при непосредственном участии доцента С.М. Куценко создаются программы новых курсов «Теория и конструкция тепловоза», «Динамика тепловозов», «Поршневые двигатели» и др., которые утверждаются Министерством высшего образования СССР в качестве базовых для подготовки инженеров-тепловозостроителей. В 1955 году кафедра паровозостроения переименовывается в кафедру локомотивостроения.

Преподавание специальных дисциплин опиралось на большую научно-исследовательскую работу, проводимую с ХЗТМ по созданию тепловозов ТЭ3 и ТЭ7. Основные типы и параметры ходовых частей этих тепловозов были выбраны на основе теоретических, расчетных и экспериментальных работ, выполненных С.М. Куценко. На базе этих работ С.М. Куценко в июне 1956 года защитил докторскую диссертацию на тему «Исследования по динамике локомотивов», в которой на основе математического моделирования колебательных процессов конструкции тепловоза была получена новая концепция пространственного вписывания локомотива в кривые, что явилось существенным вкладом в теорию динамики взаимодействия локомотива с рельсами.

Полученные теоретические положения нашли свое развитие в таких хозяйственных работах как «Опоры и связи кузова с тележками»,

«Пневматическое подвешивание», «Упругое опирание моторов на ось», «Обрезиненные колесные пары» и др. Одни результаты этих работ были внедрены на серийных тепловозах, другие нашли применение на опытных тепловозах. В это время на кафедре организована отраслевая лаборатория локомотивостроения, которая в рамках хозяйственных договоров с Людиновским, Ворошиловградским (Луганским) и Коломенским тепловозостроительными заводами принимала участие в создании тепловоза ТЭМ7 для маневровой и горочной работы, магистральных грузовых тепловозов 2ТЭ10Л и 2ТЭ116, пассажирских ТЭП60 и ТЭП70, а также более десяти опытных тепловозов разных серий. В Министерство тяжелого машиностроения полагается предложения по созданию локомотива с атомным реактором, газотурбовоза и дизельтурбовоза на сжиженном газе.

Период 50-х...70-х годов XX века можно назвать этапом бурного развития тепловозостроения в СССР и кафедра локомотивостроения ХПИ, возглавляемая профессором С.М. Куценко была здесь на передовых позициях. Об этом свидетельствует тот факт, что многие выпускники кафедры тех лет стали руководителями ведущих предприятий отрасли. Так, на Луганском тепловозостроительном заводе в разные годы работали: Турик Н.А. (выпускник 1939г.) директор, главный конструктор, Герой Социалистического труда; Филонов С.П. (выпускник 1952 г.), главный конструктор; Шевченко П.М. (выпускник 1960г.) главный инженер, кандидат технических наук, заслуженный машиностроитель Украины; Мищенко К.П. (выпускник 1961 г.) главный конструктор, Лауреат Государственной премии Украины, Почетный железнодорожник Украины. На Харьковском заводе имени Малышева: Зайончковский В.Н. (выпускник 1962г.) главный конструктор по тепловозным дизелям, доктор технических наук, профессор, Лауреат Государственной премии СССР, Заслуженный деятель науки и техники Украины; Соболев В.Н. (выпускник 1960г.) заместитель Генерального директора по научно-исследовательской и опытно-конструкторской работе, кандидат технических наук, Лауреат Государственной премии, Заслуженный деятель науки и техники, Заслуженный изобретатель Украины; Савин В.А. (выпускник 1962 г.) доктор технических наук работал Генеральным директором Рижского вагоностроительного завода. Евстратов А.С. (выпускник 1955 г.) доктор технических наук многие годы был директором Всесоюзного научно-исследовательского тепловозного института (ВНИТИ). Михальчук Л.А. (выпускник 1963 г.) Почетный железнодорожник России работал главным конструктором и Генеральным директором Людиновского тепловозостроительного завода.

На кафедре интенсивно ведется подготовка кадров высшей квалификации. Если за период с 1935 по 1953 год через аспирантуру и институт соискательства под руководством С.М. Куценко прошли 6 человек и к 1953 году были защищены 4 кандидатских диссертаций, то за период с 1962 по 1984 год подготовлено 35 кандидатов наук. В период с 1963 по 1974

год защитили свои диссертации и составили ядро преподавателей кафедры Э.П. Елбаев, И.П. Карпов, В.Л. Добровольский, В.Г. Маслиев и А.И. Блейхер. Влились в состав преподавателей других кафедр ХПИ В.К. Белов, А.Ф. Кириченко, В.П. Писарев и В.М. Великодный. Впоследствии стали докторами технических наук, профессорами выпускники кафедры А.Ф. Кириченко, А.М. Краснокутский, В.П. Писарев и В.Г. Маслиев.

Перу С.М. Куценко принадлежат монографии: «Динамика установившегося движения локомотивов в кривых» (1975г.), «Пневматическое рессорное подвешивание» (1978г.), «Управление и переходный процесс в теплоэлектромеханической системе тепловоза» (1982г.). Результаты своей научной и педагогической деятельности опубликованы им более чем в 100 статьях и десятках авторских свидетельствах на изобретения.

Примечательно, что будущее локомотивостроения С.М. Куценко видел в широком использовании достижений электротехники. Об этом свидетельствует наличие в его личной библиотеке, часть которой передана кафедре, более 150 книг, касающихся всех разделов электротехники – теоретических основ электротехники и электромеханического преобразования энергии, электрических машин и аппаратов, преобразовательной техники и электропривода, а также систем управления.

Профессор С.М. Куценко награжден орденами Трудового Красного Знамени, Отечественной войны II степени, Красной Звезды и многими медалями. В 1982 году ему присвоено почетное звание «Заслуженный деятель науки УССР», в 1988 году удостоен Почетной грамоты Президиума Верховного Совета УССР, в 1987 году С.М. Куценко награжден знаком «Почетный железнодорожник».

В 1988 году С.М. Куценко оставляет пост заведующего кафедрой, которой руководил более 50 лет, но связь с институтом поддерживает вплоть до своей кончины в 1992 году. Ученый совет НТУ «ХПИ», отмечая особые заслуги С.М. Куценко в деле подготовки инженерных кадров для страны, принимает решение об увековечивании его памяти установлением на Главном аудиторном корпусе мемориальной доски.

С 1988 по 1998 год кафедру возглавляют сначала доцент В.Л. Добровольский, а затем доцент В.Г. Маслиев. На долю этих достойных учеников С.М. Куценко пришлось не лучшие времена в развитии отрасли, образования и страны.

Дело в том, что после ввода в 1971 году грузового магистрального тепловоза 2ТЭ116 и в 1973 году пассажирского тепловоза ТЭП70 с прогрессивными в то время передачами мощности переменного тока, для дальнейшего развития необходимы были новые технические решения, требующие совершенствования и организации производства. Однако, огромная отрасль локомотивостроения в силу своих масштабов, инерционности и недостаточного из-за потребления большей части бюджета

страны ВПК финансирования начала стремительно отставать от передовых стран. Это касалось, прежде всего, переоснащения производственных мощностей высокоточными металлообрабатывающими комплексами, применения новых материалов, электротехнических изделий и средств информационно-вычислительной техники. В то время, как в Японии, Франции и Германии адаптируя технические достижения в области авиации и космонавтики к железнодорожному транспорту, получали мощности в единицу исполнения серийных локомотивов более 5 МВт, на наших локомотивостроительных заводах к таким мощностям приближались лишь на опытных образцах.

Тормозила научно-технический прогресс и административно-командная система, которая, пронизав сферы научно-технической деятельности, сковывала творческую инициативу и энтузиазм, заставляя работать все уровни не на поиск новых технологических решений, а «дела вершить на отбой от себя». Падал престиж инженерного труда и, как следствие, возникли проблемы с набором студентов. После развала Советского Союза отдельные предприятия и научные учреждения отрасли, ранее связанные единым хозяйственным механизмом, оказались изолированными и фактически умирающими в независимых государствах. Технология подготовки кадров по существующим ранее схемам, исходившим из конкретной потребности промышленности страны в определенных специалистах, изжила себя, но еще существовала по инерции. Ситуация с распределением выпускников и набором студентов еще более осложнилась. В этих условиях основной задачей, ставшей перед заведующими кафедрой В.Л. Добровольским и В.Г. Маслиевым, было сохранение преподавательского состава кафедры и самой кафедры как структурного подразделения института. С этой задачей они справились.

С 1988 по 1993 год кафедру локомотивостроения возглавлял Владислав Леонидович Добровольский, который родился 1 января 1938 г., в городе Хабаровске. В 1955 году поступил в ХПИ на кафедру локомотивостроения. После защиты дипломного проекта, в 1960 году, в звании инженера-механика по локомотивостроению работает инженером-конструктором Луганского тепловозостроительного завода и инженером-исследователем Луганского филиала ВНИТИ. В 1964 году поступает в аспирантуру ХПИ и в 1969 году защищает кандидатскую диссертацию на тему «Исследование вертикальных вибраций тепловозов, возбуждаемых работающими механизмами». В 1972 году В.Л. Добровольскому присваивается ученое звание доцента. Во время работы в должности заведующего кафедрой много внимания уделял компьютеризации учебного процесса, оборудовав для этих целей кафедру современными для того времени персональными ЭВМ отечественного производства ДВК и «Искра». С 1993 года до ухода на пенсию в 1998 году, работал доцентом кафедры локомотивостроения.

Вячеслав Георгиевич Маслиев, который руководил кафедрой с 1993 по 1998 год, родился 10 января 1939 года в с. Серетино Томаровского района Белгородской области в семье учителей. Получив в 1960 году после окончания ХПИ звание инженера-механика по локомотивостроению, совершенствует свои профессиональные навыки и накапливает опыт инженерной деятельности, выполняя проектные работы в отделе Главного конструктора Луганского тепловозостроительного завода. Затем принимает участие в научных исследованиях отраслевой лаборатории ХПИ сначала в должности старшего инженера, а затем заместителя научного руководителя лаборатории. Научным направлением своей деятельности избрал динамику рельсового транспорта. В 1970 году защитил кандидатскую диссертацию «Исследование динамики упругой и жесткой систем подвешивания электродвигателей тепловозов на колесную пару», где теоретически и экспериментально доказал преимущества упругих приводов локомотивов. Результаты работы способствовали внедрению упругих приводов на тепловозах 2ТЭ116, 2ТЭ121, 2ТЭ126 др. Звание доцента по кафедре локомотивостроения получил 1977 году.

Руководствуясь в своей практической деятельности принципом работать в тесной связи с промышленностью, на конкретные насущные проблемы заводов, поддерживал связи с ХЗТМ им. Малышева и Луганским тепловозостроительным как в форме хозяйственных договоров, так и привлечением к учебному процессу высококвалифицированных ученых и практиков (В.Н. Зайончковский, И.А. Рак и др.). Опубликовал на это время более 70 научных статей, в том числе монографию «Пневматическое рессорное подвешивание», а также имея 15 авторских свидетельств на изобретения, В.Г. Маслиев к 1998 году сформировал стержень своей докторской диссертации.

### **Современный этап**

Развал Советского Союза и обретение Украиной независимости помимо описанных выше проблем с тепловозостроением создали еще большие проблемы для электрического железнодорожного транспорта как совокупности подвижного состава и электроснабжения. Из 22 тыс. км железных дорог Украины 44% электрифицированы и по ним осуществляется 85% перевозок. Грузовые электровозы создавались в СССР на Новочеркасском и Тбилисском электровозостроительных заводах, пассажирские – в Чехословакии, мотор-вагонные поезда (электрички) – на Рижском вагоностроительном заводе. Специалистов готовили в Московском (МИИТ), Ленинградском (ЛИИЖТ), Ростовском-на-Дону (РИИЖТ) институтах инженеров железнодорожного транспорта, а также Московском энергетическом и Новочеркасском политехническом институтах. На Украине Днепропетровским электровозостроительным заводом выпускались специализированные электровозы для работы в открытых карьерах.

Специалистов по электроснабжению готовил Днепропетровский институт инженеров железнодорожного транспорта (ДИИТ).

Как известно, производство электроподвижного состава представляет собой совокупность технологических процессов двух основных профилей – машиностроительного и металлообрабатывающего (изготовление, обработка и сборка крупных узлов кузова, рамы, тележек, ходовых частей и других металлоконструкций из стального литья и проката), а также электротехнического (изготовление электрических машин и аппаратов, включая обработку черных и цветных металлов, устройств преобразовательной техники и управления, электромонтажные и другие работы). Украина оказалась в ситуации, когда перечисленные компоненты есть, а комплексное производство электроподвижного состава отсутствует.

Исходя из этих обстоятельств, руководство НТУ «ХПИ», учитывая накопленный потенциал электротехнических факультетов и кафедр, приняло решение открыть на кафедре локомотивостроения специальность «Электрический транспорт» для подготовки бакалавров, специалистов и магистров по проектированию, созданию и эксплуатации, как подвижного состава, так и систем электроснабжения железных дорог. В итоге, начиная с 1998 года, кафедра стала готовить специалистов по двум специальностям: «Подвижной состав и специальная техника железнодорожного транспорта» и «Электрический транспорт». В 1998 году кафедра получила название «Электрический транспорт и тепловозостроение». Заведующим кафедрой в марте 1998 года был избран доктор технических наук, профессор В.И. Омеляненко.

Виктор Иванович Омеляненко родился 21 февраля 1943 года в с. Октябрьское, Октябрьского района, Оренбургской обл. в семье офицера Красной Армии.

В 1966 году после окончания ХПИ по специальности «Электрические машины и аппараты», работал инженером в бюро электромагнитных расчетов по проектированию электрических машин тепловозов НИИ завода «Электротяжмаш». После окончания аспирантуры ХПИ в 1973 году защитил кандидатскую диссертацию «Теоретическое и экспериментальное исследование «зебростости» коллектора машин постоянного тока предельной мощности», в ходе выполнения которой провел уникальные эксперименты на тяговом генераторе мощностью 2000 кВт тепловоза 2ТЭ10Л.

После этого В.И. Омеляненко занимается вопросами создания высокоскоростного магнитного транспорта с электродинамической левитацией. Эта работа оказалась весьма плодотворной.

В сфере его научных интересов оказались системы электродинамического подвеса и направления, линейные электродвигатели и сверхпроводящие магнитные системы магнитолевитирующего транспорта, а также электромеханические накопители энергии. Под его руководством впервые в Советском Союзе был создан ряд сверхпроводящих магнитов для

магнитолевитирующего транспорта, а также 14-метровый полномасштабный макет электромагнитной катапульты для разгона самолетов корабельного базирования. Результаты этих исследований публиковались в Англии, Германии, США, Японии в таких авторитетных научных журналах как IEEE Trans.on Magnetics, Cryogenics, Int. J. of Applied Electromagn. and Mechanics и других. Доклад 1992г. на 5 международном симпозиуме по электромагнитным системам в Саппоро опубликован издательством Elsevier. Доклад 1994г. в Бостоне (МИТ) о первом в мире ниобий-оловянном сверхпроводящем магните для транспорта был представлен в соавторстве с такими ведущими мировыми научно-техническими центрами как Институт атомной энергии, ЦАГИ, Институт авиационных материалов. В 1985 и 1987 годах В.И. Омеляненко был награжден Серебряными медалями ВДНХ СССР.

В 1995 году В.И. Омеляненко в Институте электродинамики НАН Украины защитил докторскую диссертацию на тему «Теоретические основы проектирования линейных электромеханических преобразователей энергии со сверхпроводящими обмотками возбуждения». В 1996 году получил звание профессора по кафедре передачи электрической энергии, где работал до 1998 года.

В.И. Омеляненко – автор монографий «Линейные двигатели постоянного тока с тиристорным коммутатором» (1994г.), «Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт» (2007г.). Написанная им в соавторстве с В.А. Дзензерским, С.В. Васильевым, В.И. Матиным, С.А. Сергеевым и изданная в 2001 году в издательстве «Наукова думка» монография «Высокоскоростной магнитный транспорт с электродинамической левитацией» является уникальным по объему и глубине научным изданием в этой новой, перспективной области техники. В.И. Омеляненко также автор более 100 научных статей и 21 авторского свидетельства на изобретения, учебного пособия «Основы электрической тяги, системы и режимы тяговых сетей постоянного тока» (2002г.).

Подготовил 8 кандидатов технических наук.

Учебный процесс на кафедре по указанным выше двум специальностям базируется на научных исследованиях, которые ведутся в трех направлениях: «Динамика подвижного состава железных дорог и его взаимодействие с рельсовым путем», «Электромеханическое преобразование энергии в перспективном рельсовом транспорте» и «Ресурсо- и энергосберегающие технологии электроснабжения железных дорог».

Первое направление, являющееся продолжением работ школ П.М. Мухачева и С.М. Куценко возглавляет В.Г. Маслиев, который в 2002 году защитил докторскую диссертацию на тему «Научные основы выбора конструкторско-технологических параметров устройств для уменьшения износа бандажей колес локомотивов». В 2005 году ему присвоено ученое звание профессора по кафедре электрического транспорта и

тепловозостроения. В 2009 году он избран член-корреспондентом Транспортной академии Украины. В течение ряда лет по заданию ХК «Лугансктепловоз» ведет работу «Исследование и проектные работы по созданию пневмоподвешивания тележки для дизель-электропоездов с улучшенными динамическими и эксплуатационными показателями». Автор более 100 публикаций, 15 авторских свидетельств, 2 патентов Украины, монографии «Динамика тепловозов с устройствами, уменьшающими износ бандажей колес» (2008г.), учебного пособия «Общее устройство, тепловые расчеты энергетических установок и вопросы технологии изготовления экипажной части тепловозов» (2008г.).

Направление «Электромеханическое преобразование энергии в перспективном рельсовом транспорте» возглавляет профессор В.И. Омеляненко. Здесь научная работа ведется как в рамках госбюджетного финансирования, так и в рамках хозяйственных договоров с такими предприятиями как НПО «Электротяжмаш», Крюковский вагонный завод, ГП «Харьковский метрополитен» и др. Предметом этих работ являются: «Разработка научных основ проектирования тяговых передач высокоскоростного колесного железнодорожного транспорта для скоростей движения 200...300 км/час», «Разработка научных основ создания электромеханического привода для механизма наклона вагонов скоростного железнодорожного транспорта Украины», «Разработка программно-алгоритмического комплекса проектирования тяговых синхронных двигателей с возбуждением от постоянных магнитов, а также с поперечным полем», «Разработка стенда для испытания системы электромеханического преобразования энергии мотор-вагонного подвижного состава». Созданный доцентом Н.Н. Калужным на стыке научных направлений механики, электромеханики и электроснабжения программно-алгоритмический комплекс для исследования рабочих и энергетических характеристик подвижного состава и систем его электроснабжения дает возможность в реальном времени наблюдать процессы, протекающие в ходовой части, в системе тяговой электропередачи, а также в системах электроснабжения. Это позволяет определять и обосновывать нормы расхода топлива дизель-электрическим подвижным составом, а также нормы электропотребления электрическим подвижным составом, выбирать требуемую мощность тяговых подстанций и параметров тяговой сети для обеспечения установленного графика движения поездов с заданным составом по определенному профилю пути.

Третье направление возглавляет доктор технических наук, профессор В.Т. Доманский, который имеет профессиональную подготовку высочайшего уровня. Базовое образование В.Т. Доманский получил в РИИЖТе, кандидатскую и докторскую диссертации защищал в МИИТе, в ЛИИЖТе обучался в докторантуре и около 10 лет, являясь единственным в Украине доктором наук в области электроснабжения железных дорог, заведовал

кафедрой в ДИИТе. С 2006 года основанная им научная школа в области электроснабжения железных дорог плодотворно работает в НТУ «ХПИ».

Валерий Тимофеевич Доманский родился 14 декабря 1948 года в с. Смелое, Роменского р-на, Сумской обл. в семье военнослужащего. В 1974 году окончил РИИЖТ по специальности электрификация железнодорожного транспорта и получил квалификацию инженера путей сообщения электромеханика. В 1982 году защитил диссертацию «Имитационное моделирование при проектировании и эксплуатации сложных тяговых сетей». В 1993 году защитил докторскую диссертацию «Система информационного управляющего обеспечения рациональных режимов электропотребления электрифицированных линий железных дорог». В 1996 году получил звание профессора. Под его руководством разработана программа «Энергосбережение железнодорожного транспорта на 1996...2010гг.».

Профессор В.Т. Доманский – автор монографии «Электрификация железных дорог» (2004г.), более 120 научных статей, а также редактор учебника «Релейная защита» (2004г.). Подготовил 7 кандидатов и 2 докторов технических наук. Почетный железнодорожник Украины, академик Транспортной академии Украины, академик Российской транспортной академии.

Под его руководством и при непосредственном участии по заданию Главного управления электрификации и электроснабжения Укрзалізниці в 2008 году выполнены работы: «Разработка технического задания на контактную сеть КС-200 для скоростного движения», „Разработка технического задания на создание автоматизированной системы прогнозирования почасового, суточного, месячного объема потребления электроэнергии на нужды железных дорог”.

Объем хозяйственной тематики в 2008 году составил 430 тыс.гривен.

В настоящее время учебный процесс обеспечивают: профессора В.И. Омеляненко, В.Т. Доманский, В.Г. Маслиев, В.Н. Зайончковский; доценты Д.Ю. Зюзин, Н.Н. Калюжный, Г.В. Кривякин, Б.Г. Любарский; старший преподаватель Д.И. Якунин; ассистент Б.Х. Ерицян; заведующая учебной лабораторией Н.В. Найдина, инженер Т.В. Чуйко, мастер производственного обучения Е.П. Шнурков, научный сотрудник Н.Е. Бутенко, лаборант Н.П.Коваленко.

На базе кафедры создан и работает специализированный ученый Совет с правом проведения защит диссертаций на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.22.09 – Электротранспорт. В последние годы после более чем 30-летнего перерыва возобновились защиты кандидатских диссертаций сотрудниками кафедры: Б.Г. Любарский (2001г.), Д.Ю. Зюзин (2005г.), Г.В. Кривякин (2007г.). Завершают диссертационные работы Д.И. Якунин, Е.С. Рябов, И.В. Доманский, К.В. Переверзев. Успешно

обучаются в аспирантуре и принимают участие в учебном процессе А.В. Демидов, Т.В. Парфенюк, Е.С. Редченко, Л.В. Оверьянова и Ю.В. Макаренко.

Таким образом, на кафедре сформирован коллектив, который в состоянии решать достаточно широкий круг научных задач, относящихся к подвижному составу и многим составляющим инфраструктуры современного и перспективного железнодорожного транспорта. Проблема состоит в том, что этот интеллектуальный потенциал из-за отсутствия четко определенного видения перспектив развития отрасли пока не реализуется. Не может не вызывать тревогу и то обстоятельство, что по возрастному признаку кафедра разделена на две группы: те, кому за 60 (это, в основном, профессора) и те, которым в районе 30 лет. Нет среднего звена. Причины этого описаны выше. Объективно существующие консерватизм и инерционность науки и образования (в хорошем понимании), а также мощный кадровый потенциал НТУ «ХПИ» пока позволили устоять кафедре перед вызовами настоящего времени. Но не стоит испытывать судьбу дважды в столь короткие отрезки времени. И здесь слово за государством.

### **Заключение**

Какие же уроки преподала нам история?

История продемонстрировала, что определяющим фактором в создании и развитии кафедры была ПОТРЕБНОСТЬ в инженерных кадрах, обусловленная развитием промышленности страны и ее железных дорог.

Опыт показал, что технические идеи в отрасли и их инженерная проработка должны опережать пики потребности в инженерных кадрах на время, необходимое, по меньшей мере, для модернизации промышленности под новую технологию. Как показал опыт паровозостроения и тепловозостроения – это десятки лет.

В настоящее время на кафедре сформирован творческий коллектив, в совершенстве владеющий полным объемом инструментария для подготовки высококвалифицированных инженеров для электрифицированного железнодорожного транспорта не только настоящего и ближайшего будущего, но и транспорта далекой перспективы – магнитолевитирующего. Однако, отсутствие у руководства страны четкой программы развития железнодорожной отрасли на ближайшую, среднесрочную и долгосрочную перспективу лишает кафедру определяющего фактора ее развития – ощущения ПОТРЕБНОСТИ страны в высококвалифицированных инженерных кадрах для проектирования и создания нового подвижного состава и других составляющих инфраструктуры железных дорог.

*Поступила в редколлегию 22.12.2009*

## У ПОРЯДКУ ОБГОВОРЕННЯ

УДК 531

**В.П. ОЛЬШАНСКИЙ**, д-р физ.-мат. наук,  
**С.В. ОЛЬШАНСКИЙ**, аспирант, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

### **О ДВИЖЕНИИ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ШАРА ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ**

Розв'язано рівняння падіння однорідного шару змінного радіуса з вертикальною віссю обертання без урахування опору зовнішнього середовища. За лінійного закону зміни радіуса в часі перші інтеграли рівняння руху виражені в елементарних функціях, а другі, для початкового етапу руху, зведені до інтегралів Френеля.

The equations of fall of a homogeneous sphere with variable radius and a vertical axis of rotation without the account of resistance of external environment are solved. At the linear law of change of radius in time the first integrals of the equation of motion are expressed in elementary functions, and second, for the initial stage of movement, are shown to Fresnel's integrals.

**Проблема и краткий анализ публикаций по ней.** Движение тел переменной массы, кроме ракетодинамики, имеет место в различных технологических процессах. Это полёт сгорающих частиц жидких и твёрдых топлив [1,2], движение испаряющихся капель диспергированных огнетушащих веществ [3], падение коагулирующих (укрупняющихся) частиц в атмосфере [4,5]. Поэтому изучение баллистических свойств частиц, которые уменьшают или увеличивают свои размеры и массу при полёте, является актуальной задачей, на что в своё время обратил внимание И.В. Мещерский [6]. Вращение тел при полёте их в газовой среде сопровождается действием силы Магнуса [7]. Эта сила искривляет траекторию движения. Поэтому вращающаяся частица не может в общем случае двигаться прямолинейно даже при падении её в гравитационном поле. От действия сил Магнуса зависит скорость движения. Её влияние на процесс полёта исследовано в основном для тел постоянных размеров и массы [8]. Менее изученным остаётся влияние названной силы на движение тел переменных размеров, чем мотивирована цель этого исследования.

**Целью статьи** является исследование влияния силы Магнуса на кинематические характеристики полёта однородной сферической частицы переменного радиуса во времени.

**Постановка задачи Коши.** Решим задачу в упрощённой постановке, без учёта сил сопротивления внешней среды. Такой подход позволяет найти аналитическое решение, которое с приемлемой точностью моделирует движение быстровращающихся тел в неподвижной газовой среде на начальном этапе полёта.

Ось вращения сферического тела считаем вертикальной, т.е. направленной против оси  $oz$  координатной системы, показанной на рис. 1.

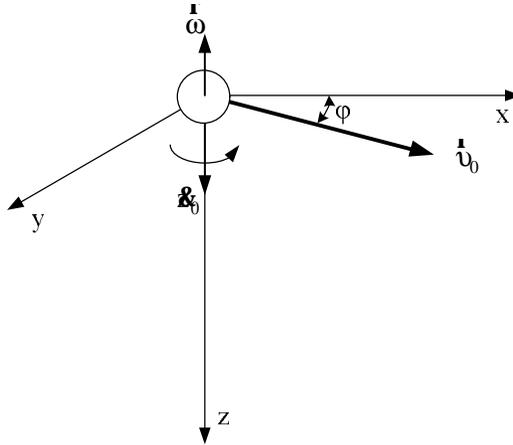


Рисунок 1 – Расчётная схема

При указанной ориентации оси вращения проекции силы Магнуса на оси координат можно вычислить по формулам

$$F_{mx} = \frac{8\rho}{3} dr^3 w \dot{y}, \quad F_{my} = -\frac{8\rho}{3} dr^3 w \dot{x}, \quad F_{mz} = 0, \quad (1)$$

в которых  $d$  - плотность газовой среды;  $w$  - угловая скорость вращения шара радиуса  $r = r(t)$ ;  $t$  - время;  $\dot{x}, \dot{y}$  - проекции линейной скорости движения центра масс шара на оси  $ox$  и  $oy$  соответственно.

Без учёта сопротивления среды, в однородном поле гравитации, движение тела массой  $m$  описывается уравнениями

$$m\ddot{x} = F_{mx}; \quad m\ddot{y} = F_{my}; \quad m\ddot{z} = mg, \quad (2)$$

где  $g$  - ускорение свободного падения; точка над символом означает производную по времени  $t$ .

Если плотность однородного шара равна  $\rho$ , то  $m = \frac{4}{3}\rho r^3$  и с учётом

(1) система уравнений (2) принимает вид

$$\ddot{x} = \frac{2d}{r} w \dot{y}; \quad \ddot{y} = -\frac{2d}{r} w \dot{x}; \quad \ddot{z} = g. \quad (3)$$

Начальными условиями к ней берём

$$\dot{x}(0) = u_0 \cos j; \quad \dot{y}(0) = u_0 \sin j; \quad \dot{z}(0) = \dot{z}_0, \quad x(0) = y(0) = z(0) = 0. \quad (4)$$

Здесь  $\dot{u}_0$  - проекция стартовой линейной скорости центра масс на горизонтальную плоскость  $xoy$ , а  $j$  - угол, который образует эта проекция с осью  $ox$ .

Третье уравнение в системе (3) не связано с остальными. При выбранных начальных условиях его решением есть

$$\dot{x}(t) = \dot{x}_0 + gt; z(t) = \dot{x}_0 t + \frac{1}{2}gt^2, \quad (5)$$

что является таким, как и при падении тела постоянной массы.

Решения первого и второго уравнения в (3) зависят от  $w = w(t)$ . Поэтому нужно сначала найти  $w$ . Эту зависимость определим из закона сохранения кинетического момента отдельно для шара, убывающего и возрастающего радиусов.

**1. Движение сферического тела убывающего радиуса.** Считаем, что относительная скорость отбрасываемых частиц равняется нулю (частицы отделяются от вращающегося тела без ударов). Для такого случая нужно принять при отсутствии моментов внешних сил [9]:

$$w = w_0 = const. \quad (6)$$

Исключив в (3) неизвестные  $\dot{x}$  и  $\dot{z}$  с учётом (6) получаем линейное дифференциальное уравнение

$$\dot{w} + b^2 w = 0, \quad (7)$$

в котором  $b = 2dw_0 r^{-1}$ .

Общее решение уравнения (7) находим в элементарных функциях

$$w = \dot{x}(t) = c_1 \sin(bt) + c_2 \cos(bt) \quad (8)$$

с точностью до произвольных постоянных  $c_1, c_2$ .

Из первого уравнения в (3), с учётом (8), получаем

$$\dot{z}(t) = c_1 \cos(bt) - c_2 \sin(bt).$$

Константы  $c_1$  и  $c_2$  определяем, с помощью (4), что приводит к решению для скоростей

$$\dot{x}(t) = u_0 \cos(bt - j), \quad (9)$$

$$\dot{z}(t) = u_0 \sin(j - bt).$$

Проинтегрировав (9) с учётом (4), получаем

$$x(t) = \frac{u_0}{b} (\sin(bt - j) + \sin(j)), \quad (10)$$

$$y(t) = \frac{u_0}{b} (\cos(j - bt) - \cos j).$$

Вследствие принятых выше упрощений, независимо от закона изменения  $r(t)$ , шар движется по той же траектории, что и тело постоянного радиуса. Это винтовая линия радиуса  $u_0 b^{-1}$  с возрастающим во времени шагом витков. Зависимости (10) были ранее получены в [8] при рассмотрении движения шара постоянного радиуса.

**2. Движение сферического тела возрастающего радиуса.** Считаем, что радиус шара увеличивается вследствие оседания на него (прилипания) с ударами (импульсами) частиц внешней неподвижной среды. При таком увеличении массы, при отсутствии моментов внешних сил, из закона сохранения кинетического момента следует, что [9]

$$w_0 r_0^5 = w r^5 \Rightarrow w(t) = \frac{w_0 r_0^5}{r(t)^5}; \quad (11)$$

Для определения  $w(t)$  нужно задать функцию  $r(t)$ . Далее ограничимся случаем линейной зависимости

$$r(t) = r_0 + g t, \quad (12)$$

в которой  $g > 0$  - характеризует скорость увеличения радиуса шара.

Исключив в (3) неизвестные  $\mathfrak{K}$  с учётом (11) и (12), получаем однородное дифференциальное уравнение с переменными коэффициентами

$$\frac{d^2 h}{dr^2} + \frac{5}{r} \frac{dh}{dr} + \frac{b^2}{g^2} \frac{1}{r^{10}} h = 0, \quad (13)$$

в котором  $b = 2dw_0 r_0^5 r^{-1}$ ;  $h = \mathfrak{K}$

Преобразуем (13) в уравнение с постоянными коэффициентами. С этой целью введём новую переменную  $x = r^{-4}$ . Тогда

$$\frac{dh}{dr} = -\frac{4}{r^5} \frac{dh}{dx}; \quad \frac{d^2 h}{dr^2} = \frac{20}{r^6} \frac{dh}{dx} + \frac{16}{r^{10}} \frac{d^2 h}{dx^2}$$

и вместо (12) получаем уравнение свободных колебаний

$$\frac{d^2 h}{dx^2} + \frac{b^2}{16g^2} h = 0. \quad (14)$$

В результате находим общее решение уравнения (13) в элементарных функциях

$$h = \mathfrak{K}(r) = c_1 \sin\left(\frac{b}{4gr^4}\right) + c_2 \cos\left(\frac{b}{4gr^4}\right) \quad (15)$$

с точностью до произвольных постоянных  $c_1, c_2$ .

Из первого уравнения в (3), с учётом (15), получаем

$$\mathfrak{X}(r) = -c_1 \cos\left(\frac{b}{4gr^4}\right) + c_2 \sin\left(\frac{b}{4gr^4}\right).$$

Константы  $c_1$  и  $c_2$  определяем, с помощью (4), что приводит к решению

$$\mathfrak{X}(r) = u_0 \cos\left[\frac{b}{4g}\left(\frac{1}{r_0^4} - \frac{1}{r^4}\right) - j\right]; \quad (16)$$

$$\mathfrak{Y}(r) = -u_0 \sin\left[\frac{b}{4g}\left(\frac{1}{r_0^4} - \frac{1}{r^4}\right) - j\right].$$

Из (16) следует, что

$$[\mathfrak{X}(r)]^2 + [\mathfrak{Y}(r)]^2 = u_0^2,$$

т.е. несмотря на переменность параметров шара и угловой скорости его вращения, модуль проекции линейной скорости движения центра масс тела на горизонтальную плоскость, перпендикулярную оси вращения, является постоянной величиной.

На начальном этапе движения, когда соблюдается неравенство

$$\frac{g}{r_0} \ll 1, \quad (17)$$

с малой погрешностью можно положить

$$\frac{b}{4g}\left(\frac{1}{r_0^4} - \frac{1}{r^4}\right) \approx at^2 + bt, \quad (18)$$

где  $a = -5dw_0g(rr_0)^{-1}$ .

Тогда, на основании (16) и (18)

$$\mathfrak{X}(t) \approx u_0 \cos(at^2 + bt - j); \quad \mathfrak{Y}(t) \approx -u_0 \sin(at^2 + bt - j). \quad (19)$$

Координаты центра масс шара на траектории его движения определяем интегрированием

$$x(t) = \int_0^t \mathfrak{X}(t) dt; \quad y(t) = \int_0^t \mathfrak{Y}(t) dt, \quad (20)$$

удовлетворяя условиям (4).

В общем случае квадратуры (20) не выражаются через известные функции. Но при соблюдении неравенства (17) подстановка (19) в (20) даёт

$$x(t) \approx u_0 \frac{\sqrt{p}}{\sqrt{2a}} \left\{ \cos q \left[ C \left( \frac{2at+b}{\sqrt{2ap}} \right) - C \left( \frac{b}{\sqrt{2ap}} \right) \right] + \sin q \left[ S \left( \frac{2at+b}{\sqrt{2ap}} \right) - S \left( \frac{b}{\sqrt{2ap}} \right) \right] \right\}; \quad (21)$$

$$y(t) \approx u_0 \frac{\sqrt{p}}{\sqrt{2a}} \left\{ \sin q \left[ C \left( \frac{2at+b}{\sqrt{2ap}} \right) - C \left( \frac{b}{\sqrt{2ap}} \right) \right] - \cos q \left[ S \left( \frac{2at+b}{\sqrt{2ap}} \right) - S \left( \frac{b}{\sqrt{2ap}} \right) \right] \right\}.$$

Здесь  $q = \frac{4aj + b^2}{4a}$ ;  $C(z) = \int_0^z \cos\left(\frac{p}{2}t^2\right) dt$ ;  $S(z) = \int_0^z \sin\left(\frac{p}{2}t^2\right) dt$  -

интегралы Френеля. Они затабулированы в [10,11] и других изданиях по специальным функциям.

Если  $g \rightarrow 0$ , то  $a \rightarrow 0$  и в решении (21) возникает неопределённость. Раскрыв её, приходим к (10).

**Численные результаты.** Движение тела с убывающей массой. Проведём расчёты при следующих исходных данных:  $r_0 = 2 \cdot 10^{-3}$  м;  $g = -10^{-3} \text{ с}^{-1}$ ;  $r = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;  $d = 1,36 \text{ кг/м}^3$ ;  $j = 45^0$ ;  $u_0 = 5 \text{ м/с}$ ;  $z_0 = 10 \text{ м/с}$  и различных  $w$ .

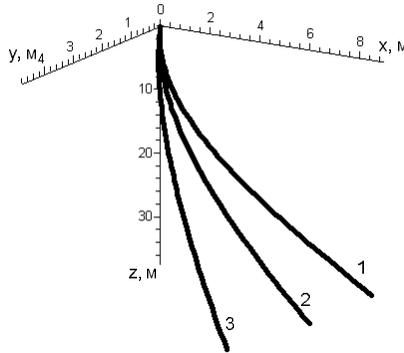


Рисунок 2 – Траектории шара при различных значениях  $w$

На рисунке 2 цифрами 1,2,3 обозначены кривые, полученные для значений  $w = 100; 200; 300 \text{ с}^{-1}$ . С увеличением значения угловой скорости происходит разворачивание траектории движения.

Движение тела с возрастающей массой. Проведём расчёты при следующих исходных данных:  $r_0 = 2 \cdot 10^{-3}$  м;  $g = 10^{-3} \text{ с}^{-1}$ ;  $r = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;  $d = 1,36 \text{ кг/м}^3$ ;  $j = 45^0$ ;  $u_0 = 5 \text{ м/с}$ ;  $z_0 = 10 \text{ м/с}$  и различных  $w$ .

Изучим, как влияет угловая скорость  $w$  на траекторию движения шара возрастающей массы.

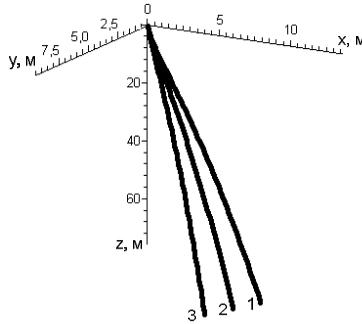


Рисунок 3 – Траектории шара при различных значениях  $W$

На рис. 3 цифрами 1,2,3 обозначены кривые соответствующие значениям  $w = 100; 200; 300 \text{ c}^{-1}$ . Для возрастающей массы траектории имеют малую кривизну.

Проверим точность приближённых формул (21) для вычисления перемещения сферического тела. Для этого используем указанные выше исходные данные и  $w = 200 \text{ c}^{-1}$ .

На рис. 4 и 5 сплошной линией обозначены кривые, полученные с помощью численного интегрирования системы (3), а пунктирными по формулам (21).

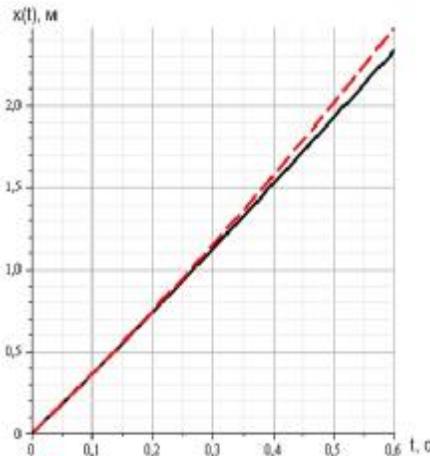


Рисунок 4 – Зависимости проекции перемещения  $x(t)$  от времени, полученные различными способами

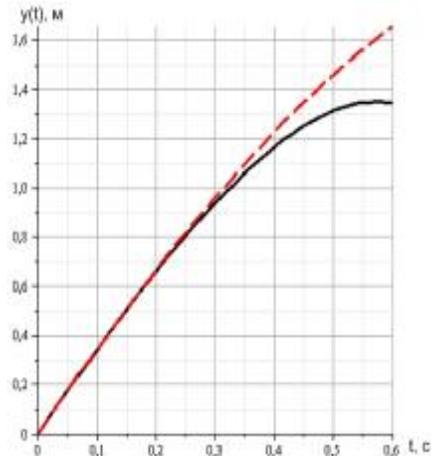


Рисунок 5 - Зависимости проекции перемещения  $y(t)$  от времени, полученные различными способами

Из результатов на рис. 4 и 5 можно сделать вывод, что приближённые формулы (21) при  $gr_0^{-1} < 0,2$  хорошо описывают начальный этап движения сферического тела возрастающей массы.

**Выводы.** При линейном законе изменения радиуса летящего шара во времени и вращении его вокруг вертикальной оси, без учёта реактивной силы и силы сопротивления среды, первые интегралы уравнения движения выражаются через элементарные функции, а вторые, для тела с возрастающей массой – через интегралы Френеля, а для тела с убывающей массой – в элементарных функциях. Кинематические характеристики движения шара убывающей массы с нулевой относительной скоростью отделения частиц остаются такими, как и в шаре постоянной массы. Сила Магнуса искривляет траекторию полёта в пространственную линию.

**Список литературы:** 1. *Воинов А.Н.* Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. – М.: Машиностроение, 1977. – 277 с. 2. *Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф.* и др. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности. – Киев: Техника, 1992. – 272 с. 3. *Кучеренко С.І., Ольшанський В.П., Ольшанський С.В., Тищенко Л.М.* Балістика крапель, які випаровуються при польоті – Харків: ХНТУСГ, 2007. – 304 с. 4. *Матвеев Л. Т.* Основы общей метеорологии. Физика атмосферы. – Л.: Гидрометеиздат, 1965. — 751 с. 5. *Хргиан А.Х.* Физика атмосферы. – Л., Гидрометеиздат, 1969. — 320 с. 6. *Мещерский И.В.* Работы по механике тел переменной массы. – М.: ГИТТЛ, 1952. – 276 с. 7. *Прандтль Л.* Эффект Магнуса и ветряной корабль // Успехи физических наук. – 1925. – Т. V, - Вып. 1-2, С. 1 – 27. 8. *Сагитов М.Н.* О движении вращающегося шара постоянной и переменной массы: автореферат дис. на соискание науч. степени канд. физ.-мат. наук: спец. 01.02.01 “Теоретическая механика” – Алма-Ата, 1965. – 14 с. 9. *Космодемьянский А.А.* Курс теоретической механики. Ч. 2, [3-е изд.], – М.: Просвещение, 1966. – 398 с. 10. *Абрамовиц А., Стиган И.* Справочник по специальным функциям(с формулами, графиками и математическими таблицами) – М. : Наука, 1979. – 832 с. 11. *Янке Е., Эмде Ф., Лёш Ф.* Специальные функции – М.: Наука, 1977. – 344с.

*Поступила в редколлегию 26.06.2009*

*А.В. РОГОВ*, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

## **УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ МАТРИЧНОГО АНАЛИЗА ДЛЯ СТРУКТУРНЫХ СВЯЗЕЙ РАЗЛИЧНОГО ТИПА**

Запропоновано узагальнення енергетичних зв'язків структурної схеми трансмісії для методики матричного математичного моделювання. Представлено приклад структурної схеми з різними типами зв'язків. Побудовано повну матричну математичну модель гідрооб'ємного механізму повороту.

Generalization of structural scheme power connections of transmission is offered for the method of matrix mathematical modeling. The example of structural scheme is presented with the different types of connections. The complete matrix mathematical model of hydrovolumetric mechanism of turn is built.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Методика матричного анализа, применяемая для моделирования работы технических систем, в частности, механических и гидрообъемно-механических трансмиссий, в настоящее время успешно применяется [1,2] для анализа статических и динамических режимов работы трансмиссий. Ее достоинствами является простота реализации с помощью вычислительной техники [1], высокая степень формализации, позволяющая детально изучать работу каждого элемента в отдельности и совершенствовать методики моделирования элементов без внесения изменений в общую методику матричного анализа; детальность и информативность полученных результатов – угловых скоростей, ускорений и моментов нагрузки на каждом звене и элементе трансмиссии.

**Цель и постановка задачи.** К недостаткам методики матричного анализа можно отнести направленность на моделирование исключительно механических процессов – рассматриваются в основном механические звенья, передающие мощность за счет угловой скорости и момента. При учете гидравлических [2] и электромеханических элементов [3] внутренние процессы передачи и потери мощности замыкаются внутри самого элемента, который представлен в методике матричного анализа как обобщенный «моноблок», то есть механическое устройство, потребляющее и передающее механическую мощность. К таким моноблокам сводятся, в частности, гидрообъемные и электромеханические передачи [3]. Фактически на эффективность методики и точность полученных результатов такое сведение не влияет, но исключает возможность детального изучения процессов, протекающих внутри блоков, а также требует введения дополнительных алгоритмов и допущений, позволяющих моделировать отдельные системы, изменяющие характер проходящей мощности, в частности, гидросистему «насос – гидромоторы».

Поскольку к подобным системам также относится электромеханическая передача, в состав которой может входить генератор, частотный преобразователь, электродвигатели постоянного и переменного тока [3] (а также отсутствовать генератор при наличии постоянного источника энергии – сети), ставится задача обобщения методики матричного анализа для трех видов мощности – механической, гидравлической и электрической.

Основным определением, препятствующим подобному обобщению, в существующей методике матричного анализа является определение кинематического звена – единого механического элемента, составные части которого обладают одной угловой скоростью. В самом названии кинематического звена присутствует частность данного определения – поскольку рассматривается исключительно звено, передающее механическую энергию.

**Методика моделирования.** В данной статье понятие кинематического звена обобщается до понятия структурной связи и рассматриваются ее частные случаи: механическая связь, гидравлическая и электрическая.

Любая структурная связь подчиняется закону сохранения энергии. Для статических режимов данный закон записывается в виде:

$$\sum N_i = 0, \quad (1)$$

где  $N_i$  – мощность на выводе элемента, принимаемая положительной для генерируемой мощности и отрицательной – для потребляемой [2].

Механическая связь обладает единой угловой скоростью  $\omega_i$  для всех выводов элементов, присоединенных к ней; для моментов  $M_i$  на выводах элементов сохраняется баланс моментов (следствие закона Ньютона):

$$\forall i: w_i = w_{i+1}; \quad (2)$$

$$\sum M_i = 0. \quad (3)$$

Различные знаки для моментов соответствуют их направлению – по часовой стрелке или против, в зависимости от изначальной договоренности. Как правило, положительным направлением крутящего момента считают направление вращения коленчатого вала двигателя.

Аналогично, для гидравлической связи без учета гидравлических потерь (как правило, гидравлический КПД связи близок к 1) существует единое давление  $p_i$  для всех выводов элементов, а расход рабочей жидкости  $Q_i$  подчиняется закону сохранения массы:

$$\forall i: p_i = p_{i+1}; \quad (4)$$

$$\sum Q_i = 0. \quad (5)$$

Под давлением  $p_i$  принимается разность между магистралями высокого и низкого давления; согласно [2] данная величина может принимать отрицательные и положительные значения, характеризующие, например, направление крутящего момента на валу гидромотора. Знак расхода

характеризует направление потока жидкости в одной из магистралей: принимается положительным, если элемент подает по выбранной магистрали в гидросистему жидкость и отрицательным, если жидкость по выбранной магистрали подается в элемент. Знак расхода, в частности, однозначно определяет направление вращения вала нерегулируемого гидромотора. С учетом принятых договоренностей для гидравлической связи также выполняется закон сохранения энергии:

$$\sum N_i = \sum Q_i p_i = p \sum Q_i = 0 \quad (6)$$

Для электрической связи постоянного тока без учета сопротивления соединительных элементов напряжение  $U_i$  одинаково для всех элементов связи. Сила токов  $I_i$  подчиняется закону Кирхгофа:

$$\forall i: U_i = U_{i+1}; \quad (7)$$

$$\sum I_i = 0. \quad (8)$$

Знак напряжения, в частности, характеризует направление вращения генератора или электродвигателя – совпадает, таким образом, со знаком угловой скорости валов электрических машин. Сила тока принимается положительной, если по выбранному проводнику ток направлен от элемента в электрическую систему; отрицательной – если по данному проводнику ток потребляется элементом. Электрическая связь также подчиняется закону сохранения энергии, что следует из (9):

$$\sum N_i = \sum U_i I_i = U \sum I_i = 0 \quad (9)$$

Выражения для электрической связи переменного тока полностью аналогичны (7) - (9), поскольку знак тока и напряжения отражает природу их возникновения, а не непосредственно разность потенциалов между двумя проводниками. Так, положительное напряжение возникает при вращении вала синхронного генератора в направлении вращения коленчатого вала двигателя (или в направлении, принятом положительным, если в схеме отсутствует двигатель внутреннего сгорания).

Таким образом, понятие кинематической связи в методике матричного анализа может быть расширено до энергетической связи с сохранением основных принципов: каждая энергетическая связь имеет уникальный номер и в качестве неизвестных включает в себя постоянную величину – угловую скорость, перепад давления или напряжение, в зависимости от типа связи, а также аддитивные величины – моменты нагрузки, расходы и силы токов. С точки зрения алгоритма записи в матричной системе все типы связей полностью эквивалентны – в частности, независимо от типа связи присутствует однотипное уравнение связи (2), (5) или (8). Понятие кинематической и силовой матричной системы, таким образом, также расширяется до матричных систем постоянных и аддитивных неизвестных.

**Результаты моделирования.** Пример расчетной схемы гидрообъемного механизма поворота гусеничной машины, в которой использованы все три типа энергетических связей, представлен на рис. 1.

На рис. 1 обозначения проставлены согласно классической методике матричного анализа [2], за исключением новых типов связей (гидравлическая связь №2 и электрическая связь №5). Матричный шаблон системы постоянных неизвестных для данной схемы представлен в виде таблицы 1:

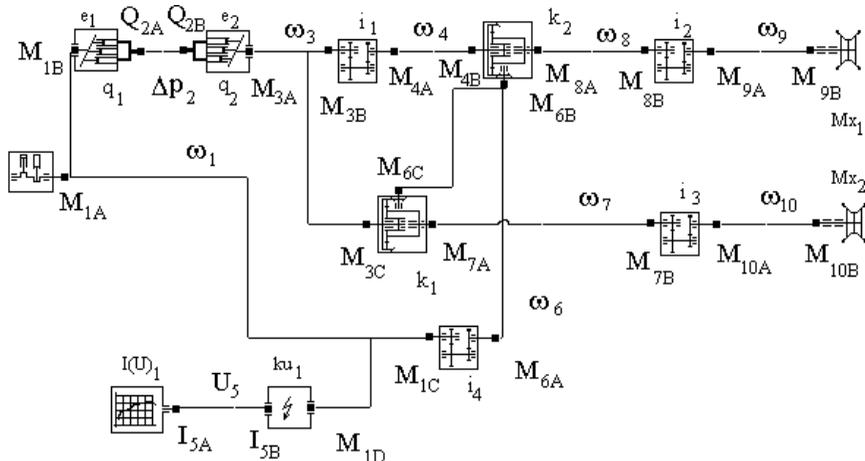


Рисунок 1 – Обобщенная структурная схема гидрообъемного механизма поворота гусеничной машины

Таблица 1. Матричный шаблон постоянных неизвестных

$\omega_1$	$\omega_3$	$\omega_4$	$U_5$	$\omega_6$	$\omega_7$	$\omega_8$	$\omega_9$	$\omega_{10}$	
1									$\omega_D$
	$-i_1$	1				$-i_2$	1		
					$-i_3$			1	
	1			$-k_1$	$k_1-1$				
		1		$-k_2$		$k_2-1$			
1				$-i_4$					
$-k_{u1}$			1						

Матричный шаблон (табл. 1) не замкнутый, поскольку в нем представлены только уравнения, описывающий взаимосвязи между постоянными неизвестными. Для объемной гидромашины, например, взаимосвязь записывается между моментом и перепадом давления – что не соответствует определению матричной системы постоянных неизвестных и требует наличия промежуточной матричной системы:

Таблица 2. Матричный шаблон промежуточной системы

$\Delta p_2$	$\omega_1^*$	$\omega_3^*$	$Q_{2A}^*$	$Q_{2B}^*$	$M_{1B}^*$	$M_{3A}^*$
	$-e_1 q_1$		1			
		$-e_2 q_2$		1		
1					$e_1 q_1$	
1						$e_2 q_2$

В таблице (2) символом «\*» показаны неизвестные, не учитываемые при вычислении ранга полной матричной системы, поскольку уже присутствуют в шаблоне для постоянных или аддитивных неизвестных.

Матричный шаблон аддитивных неизвестных в связи с высоким рангом невозможно привести в статье. Уравнения, отличающиеся от классической методики матричного анализа, представлены в шаблоне в таблице 3:

Таблица 3. Дополнительный матричный шаблон

$I_{5A}$	$I_{5B}$	$M_{1D}^*$	
	$k_{01}$	1	
1			$I(U)$

Таким образом, полная матричная система гидрообъемного механизма поворота состоит из:

- 10 постоянных неизвестных – 8 угловых скоростей, 1 перепад давления и 1 напряжение;
- 23 аддитивных неизвестных – 17 моментов, 2 расхода и 2 силы тока.
- 4 кинематических и 4 силовых уравнений для редукторов;
- 2 кинематических и 4 силовых уравнений для трехзвенных планетарных механизмов;
- 4 промежуточных уравнений для двух гидромашин;
- 1 силового и 1 кинематического уравнения для генератора;
- 3 силовых уравнений для звездочек и потребителя электроэнергии;
- 10 уравнений связи.

Следовательно, полная матричная система имеет размеры 33x33 и может иметь единственное нетривиальное решение.

**Выводы.** Представленное в статье обобщение энергетических связей структурной схемы технической системы, в частности, трансмиссии, позволяет расширить методику матричного анализа за счет введения новых базисных матриц структурных элементов с сохранением основных принципов построения матричных моделей.

**Список литературы:** 1. Самородов В.Б., Рогов А.В. Объектно-ориентированный подход к моделированию трансмиссий в области транспортного машиностроения // Вестник ХГПУ, серия НРСТ.– Харьков.–1999.– Вып.66. –С.48-53. 2. Самородов В.Б. Генерация матричных моделей для гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида //Системотехника автомобильного транспорта.– Харьков: ХГАДГУ, 1999.– С.61-68. 3. Буряковский С.Г., Рогов А.В., Таран И.А., Самородов В.В. Информационные технологии при проектировании и расчете бесступенчатых трансмиссий на базе электрических передач. – Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ». –2008 г. – №1. – с. 274-279.

Поступила в редколлегию 15.12.2009

**ТКАЧЕНКО В.Н.**, НТУ «ХПИ» (г. Харьков)

**ВЛИЯНИЕ СИЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ НЕЛИНЕЙНОСТИ НА НАПРЯЖЕНИЯ В ЗУБЧАТОМ ВЕНЦЕ ГИБКОГО КОЛЕСА ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ**

В статті наведені підсумки досліджень впливу сил зацеплення та геометричної нелінійності на напруження в зубчастім вінці гнучкого колеса хвильової передачі.

The article presents the results investigation influence force interaction and geometrical unlinearity on tension in supple wheels harmonic drive.

Величины напряжений в нормальном сечении между зубьями венца гибкого колеса волновой зубчатой передачи (ВЗП) можно представить в виде суммы

$$s = s_u + \Delta s_m + \Delta s_m;$$

где  $s_u$  – напряжения, возникающие от деформации гибкого колеса генератором,

$\Delta s_m$  – приращение напряжений, вызванное нагружением гибкого зубчатого колеса (ГЗК) передаваемым вращающим моментом,  $\Delta s_m$  – приращение напряжений во впадинах между зубьями венца, возникающее из-за того, что силы зацепления приложены в областях, не лежащих в срединной поверхности ГЗК.

В вершине волны деформации, где нормальные напряжения максимальны, касательные пренебрежимо малы, так как грани зубьев гибкого колеса, находящихся в полном зацеплении с зубьями жесткого колеса, параллельны оси ГКВЗП.

Рассмотрим влияние параметров гибкого колеса на величину приращения  $\Delta s_m$ . Результаты исследования взаимодействия зубьев гибкого и жесткого колес ВЗП [1] позволяют принять при расчетах ряд допущений.

1. Нагрузка передается 20 ÷ 40% всего числа зубьев ГК.
2. Силы зацепления распределяются по угловой координате с законом, близким к косинусоидальному, если угол отсчитывается от максимальной радиальной деформации.
3. Область действия локального изгибающего момента  $M_\varphi$  не превышает угла  $\varphi$ , соответствующего двум зубьям.

Напряжения  $\Delta s_m$  во впадине между  $i$  и  $i+1$  зубьями

$$\Delta S_m = \Delta S_m(M_{q,i}) - \Delta S_m(M_{q,i+1}),$$

так как изгибающие моменты  $M_{q,i}$  и  $M_{q,i+1}$  одинакового знака.

Предположим, что в двухволновой передаче зацепление реализуется в двух областях по  $30^\circ$  каждая, что составляет 17...18% всех зубьев ГК. Очевидно, что такое предположение идет в запас прочности.

Погонная касательная нагрузка  $T = T_{\max} \cos 6q$ . Крутящий момент  $M_k = 4R^2 \int_0^{p/12} T_{\max} \cos 6q dq$ , так, что  $T_{\max} = 1,5M_{kp} / R^2$ , где  $R$  - радиус срединной поверхности ГК до деформации его генератором.

Касательное усилие  $S = T \cdot \Delta l$ , где  $\Delta l = 2pR / z$ .

В вершине волны деформации плечо силы  $S$  можно принять равным модулю  $m$

$$M_{qB} = S \cdot m = 6pM_k \cos 6q / z^2.$$

Графики, приведенные в работе [2], позволяют связать величину внешнего момента  $M_{qB}$  с возникающим в  $3B$  внутренним изгибающим моментом  $M_\xi$ .

$$M_\xi = 0,22M_{qB} / \Delta l,$$

так, что

$$\Delta S_\xi = 6M_\xi / H^2 \cong 4M_k \cos 6q / Rz \cdot H^2,$$

где  $H$  - толщина  $3B$  во впадине между зубьями.

Величина момента  $M_k$  связана с диаметром ГК соотношением  $M_k = \kappa \cdot d^3$ , где  $\kappa$  по заданным [1] изменяется от 2,5 до 3. Соотношение  $R/H$  примем равным 50, минимальное число зубьев  $z = 100$ , так что приращение напряжений от действия сил зацепления между зубом, к которому приложена максимальная сила  $S_{\max}$  и соседним зубом, на который действует сила  $S$

$$\Delta S_\xi = \Delta S_\xi(S_{\max}) - \Delta S_\xi(S),$$

получается с вышеприведенными допущениями не более 15 МПа.

Таким образом, напряжения  $\Delta S_\xi$  - оцененные сверху, на порядок меньше напряжений  $S_u + \Delta S_m$  от изгиба ГК.

В связи с тем, что толщина ГК ВЗП соизмерима с максимальными радиальными перемещениями  $W_{\max}$ , необходимо учитывать влияние

геометрической нелинейности на величины нормальных напряжений. Для этого определим зависимость между приближенным и точным нелинейным решением для изгибающего момента  $M_{qu}$  в ЗВ исходя из того, что величина  $M_{qu}$  определяется изменением кривизны в плоскости, перпендикулярной оси ГК.

Как для цилиндрической оболочки, так и для кольца изменение изгибающего момента  $M_{qu}$  определяется изменением кривизны.

Определим изменение кривизны в зависимости от изменения соотношения  $W/R$  в линейной и геометрически нелинейной постановках задачи и сравним полученные результаты.

Линеаризованное уравнение для изменения кривизны имеет вид:

$$\Delta K_{л} = -\frac{1}{R^2} \left( \frac{d^2 W}{dq^2} + W \right).$$

Нелинеаризованное уравнение для кривизны в параметрической форме имеет вид:

$$K = \frac{|r^2 + 2r'^2 - r \cdot r''|}{(r^2 + r'^2)^{3/2}},$$

где  $r(q) = R + W(q)$ .

Соответственно  $\Delta K_H = K - 1/R$ .

Для определения характера изменения соотношения  $\Delta K_{л}/\Delta K_H$ , в зависимости от  $W/R$ , рассмотрим вторую гармонику перемещения  $W = W(q)$ , определяющую, в основном, нормальные напряжения изгиба для двухволнового генератора волн деформации.

Обозначим  $\Delta = a_2/R$ , где  $a_2$  - амплитуда второй гармоники. Тогда

$$\frac{\Delta K_{л}}{\Delta K_H} = \frac{M_{л}}{M_H} = 3\Delta \cos 2q / \left[ \frac{|1 + 6\Delta \cos 2q + S\Delta^2 + 3\Delta^2 \sin^2 2q|}{(1 + 2\Delta \cos 2q + \Delta^2 + 3\Delta^2 \sin 2q)^{3/2}} - 1 \right].$$

Величина приведенного соотношения определялась в зависимости от  $\Delta$  в интервале от 0,001 до 0,1.

Полученное в виде таблицы для угла  $q = 0$  и  $q = p/2$  рассматриваемое соотношение хорошо аппроксимируется зависимостью

$$\frac{\Delta K_n}{\Delta K_H} = 1 + 2,333|1 - 4q/p| \cdot a_2/R.$$

Анализируя полученные результаты, приходим к выводу, что нормальные напряжения от изгиба ГК генератором волн, вычисленные с использованием приближенных, геометрически линейных зависимостей, превосходят по величине такие же напряжения, для вычисления которых используются нелинеаризованные соотношения. В результате геометрической линеаризации возникает погрешность, которая идет в запас прочности.

$$|s_{qH}| = |s_{qл}| / (1 + 2,333|1 - 4q/p| \cdot a_2/R).$$

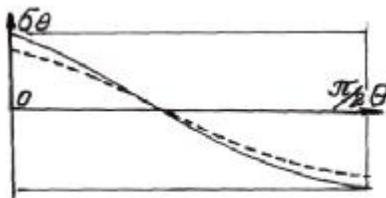


Рисунок 1

На рис. 1 сплошная линия соответствует напряжениям, вычисленным по линеаризованным зависимостям, а пунктирная – с учетом геометрической нелинейности.

В диапазоне рекомендуемых соотношений  $W_{\max}/R$  погрешность вычислений напряжений  $s_u$  не превосходит  $5 \div 7\%$ , а в вершине волны деформации, где гибкое и жесткое зубчатые колеса входят в полное зацепление, упомянутая погрешность частично компенсируется неучетом напряжений  $\Delta s_m$ .

**Список литературы:** 1. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. – М.: Высшая школа, 1981. – 184 с. 2. Даревский В.М. Определение перемещений и напряжений в цилиндрической оболочке при локальных нагрузках // Сб. статей «Прочность и динамика авиационных двигателей». – 1984. – Вып. 1.

Поступила в редколлегию 01.04.2009

## СОДЕРЖАНИЕ

### АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

- |   |   |    |
|---|---|----|
| 1 | <b>АНДРІЄНКО А.М.</b><br>МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОРОЖНІХ ВИПРОБУВАНЬ<br>ЩОДО ОЦІНКИ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ<br>ПОВНОПРИВІДНИХ АВТОМОБІЛІВ НА РІЗНИХ ТИПАХ<br>ДОРІГ  | 3  |
| 2 | <b>ЛОМАКА С.И., РЫЖИХ Л.А., ЛЕОНТЬЕВ Д.Н., ЧЕБАН А.А.,<br/>КРАСЮК А.Н.</b><br>СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И<br>ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ АЛГОРИТМА<br>УПРАВЛЕНИЯ ИХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМИ МЕХАНИЗМАМИ | 9  |
| 3 | <b>СЕРГИЕНКО Н.Е., МАРЕНИЧ А.Н., СЕРГИЕНКО А.Н.</b><br>К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЛИЧЕСТВА И РАСХОДА<br>ТОПЛИВА АВТОМОБИЛЕМ  | 19 |
| 4 | <b>ТУРЕНКО А.Н., ШУКЛИНОВ С.Н.</b><br>ФОРМИРОВАНИЕ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ СТАТИЧЕСКОЙ<br>ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ<br>КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ   | 26 |

### ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

- |   |  |    |
|---|--|----|
| 5 | <b>ДЕМИДОВ А.В., ЛЮБАРСКИЙ Б. Г., ПАРФЕНЮК Т.В.</b><br>ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ<br>ИНВЕРТОРОМ НАПРЯЖЕНИЯ, РАБОТАЮЩЕГО ПО<br>МЕТОДУ ПРОСТРАНСТВЕННО ВЕКТОРНОЙ ШИМ ПРИ<br>ПОСТОЯНСТВЕ АМПЛИТУДЫ СУММАРНОГО ВЕКТОРА<br>НАПРЯЖЕНИЯ | 34 |
| 6 | <b>МАКАРЕНКО Ю.В.</b><br>КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО<br>ПРОЦЕССА ВАГОНА, ОБОРУДОВАННОГО<br>ПНЕВМАТИЧЕСКИМ РЕССОРНЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ  | 40 |
| 7 | <b>МУХА А.М.</b><br>ВИЗНАЧЕННЯ СПІВВІДНОШЕННЯ МІЖ ВАРТІСТЮ ТА<br>ПАРАМЕТРАМИ СИЛОВИХ НАПІВПРОВІДНИКОВИХ<br>ПРИЛАДІВ ТЯГОВИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ<br>БАГАТОСИСТЕМНИХ ЕЛЕКТРОВОЗІВ   | 46 |
| 8 | <b>ОМЕЛЯНЕНКО В.И., КАЛЮЖНЫЙ Н.Н., КРИВЯКИН Г.В.,<br/>ЕРИЦЯН Б.Х.</b><br>МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА ТЕПЛОВОЗОМ<br>ПРИ ВЕДЕНИИ ПОЕЗДА ПО УЧАСТКУ ПУТИ ЗАДАННОГО<br>ПРОФИЛЯ   | 54 |

9	<b>ПАРФЕНЮК Т.В.</b> МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЯГОВОГО СИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ВОЗБУЖДЕНИЕМ ОТ ПОСТОЯННЫХ МАГНИТОВ	58
10	<b>РЕДЧЕНКО Е.С.</b> МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЛИЯНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СИЛЫ НА МЕХАНИЗМ НАКЛОНА КУЗОВА ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ С УЧЕТОМ КОЛЕБАНИЙ НАДРЕССОРНОГО СТРОЕНИЯ	64
11	<b>ЯКУНИН Д.И.</b> НАГРУЗОЧНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА МЕХАНИЗМА НАКЛОНА КУЗОВА <u>ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ</u>	72
12	<b>ВОЛОНЦЕВИЧ Д.О., БОГАЧ В.С., БЕЛЯЕВ С.Н.</b> ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ АВТОНОМНЫХ И ИНТЕГРИРОВАННЫХ НАВИГАЦИОННЫХ СИСТЕМ ДЛЯ АРМЕЙСКИХ МАШИН	76
13	<b>ВОЛОНЦЕВИЧ Д.О., ВЕРЕТЕННИКОВ А.И., ВЕРЕТЕННИКОВ Е.А., МУЩИНСКИЙ Ю.М.</b> ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИНАМИЧНОСТИ АРМЕЙСКИХ КОЛЕСНЫХ МАШИН И СОВЕРШЕНСТВА ИХ ТРАНСМИССИЙ ПО КРИТЕРИЮ МАКСИМАЛЬНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ	80
14	<b>ДУЩЕНКО В.В.</b> ПИТАННЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ТА СИНТЕЗУ НОВИХ ФІЗИЧНИХ ПРИНЦИПІВ ДІЇ ВУЗЛІВ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ВІЙСЬКОВИХ ГУСЕНИЧНИХ І КОЛІСНИХ МАШИН	88
15	<b>ЄПІФАНОВ В.В., БЄЛОВ В.К., ВЕРЕТЕННИКОВ Є.О.</b> ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ СТАНДАРТНИМИ МЕТОДАМИ МАШИН, ЩО ПЛАВАЮТЬ	98
16	<b>НІКОНОВ О.Я.</b> АНАЛІЗ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ СУМІСНОСТІ ІНТЕГРОВАНИХ ЦИФРОВИХ ТЕЛЕМАТИЧНИХ СИСТЕМ БАГАТОЦІЛЬОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ <u>ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ</u>	104
17	<b>АБРАМЧУК Ф.И., КАБАНОВ А.Н., МАЙСТРЕНКО Г.В., КУЗЬМЕНКО А.П.</b> ВЫБОР ПОДХОДА К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ТУРБУЛЕНТНОЙ СКОРОСТИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ПЛАМЕНИ В ЦИЛИНДРЕ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ 4ГЧ 7,5/7,35	112

18	<b>АВРАМЕНКО А.Н.</b> ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКИХ, ЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ	127
19	<b>МИХАЛЕВИЧ Н.Г.</b> ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЦ РАВНОВЕСИЯ ВЫПУСКНОГО И ВЫПУСКНОГО МЕМБРАННОГО КЛАПАНА МОДУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ	133
20	<b>СТРОКОВ А.П., ЛЕВТЕРОВ А.М., НЕЧВОЛОД П.Ю.</b> УЛУЧШЕНИЕ ЭНЕРГОЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АВТОНОМНОЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКИ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СМЕСЕВЫХ МОТОРНЫХ ТОПЛИВ И СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ <u>ІСТОРІЯ НАУКИ ТА ТЕХНІКИ</u>	139
21	<b>ЕПИФАНОВ В.В., МАРЧЕНКО А.П.</b> ГЕНЕРАЛЬНЫЙ КОНСТРУКТОР ПОДВОДНЫХ ЛОДОК (К 80 ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ Н.И. КВАШИ)	145
22	<b>ЄПІФАНОВА Н.В., БЄСОВ Л.М.</b> МАЛОВІДОМІ СТОРІНКИ ІСТОРІЇ ХАРКІВСЬКОГО ТРАКТОРНОГО ЗАВОДУ	148
23	<b>ЛАРИН А.А.</b> ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ С УЧЕТОМ ДЕМПФИРОВАНИЯ В ПЕРВОЙ ТРЕТИ XX ВЕКА (ИСТОРИЯ ВОПРОСА)	156
24	<b>ОМЕЛЬЯНЕНКО В.И., МАСЛИЕВ В.Г.</b> КАФЕДРА ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА И ТЕПЛОВОЗОСТРОЕНИЯ – ПРАВОПРЕЕМНИЦА КАФЕДР ПАРОВОЗОСТРОЕНИЯ И ЛОКОМОТИВОСТРОЕНИЯ <u>У ПОРЯДКУ ОБГОВОРЕННЯ</u>	164
25	<b>ОЛЬШАНСКИЙ В.П., ОЛЬШАНСКИЙ С.В.</b> О ДВИЖЕНИИ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ШАРА ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ	180
26	<b>РОГОВ А.В.</b> УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ МАТРИЧНОГО АНАЛИЗА ДЛЯ СТРУКТУРНЫХ СВЯЗЕЙ РАЗЛИЧНОГО ТИПА	188
27	<b>ТКАЧЕНКО В.Н.</b> ВЛИЯНИЕ СИЛ ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ НЕЛИНЕЙНОСТИ НА НАПРЯЖЕНИЯ В ЗУБЧАТОМ ВЕНЦЕ ГИБКОГО КОЛЕСА ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ	193

НАУКОВЕ ВИДАННЯ  
ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ  
"ХПІ"

*Збірник наукових праць  
Тематичний випуск  
Транспортне машинобудування  
Випуск 47*

Науковий редактор к.т.н. Спіфанов В.В.  
Технічний редактор к.т.н. Рогов А.В.

Відповідальний за випуск к.т.н. І.Б. Обухова

Обл. вид. № 14-10

Підп. до друку 18.01.2010 р. Формат 60x84 1/16. Папір Copy Paper.  
Друк-ризографія. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 10  
Облік. вид. арк. 10. Наклад 100 прим. 1-й завод 1-100. Зам. №  
Ціна договірна

---

НТУ "ХПІ", 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21  
Видавничий центр НТУ "ХПІ" Свідоцтво ДК № 116 від 10.07.2000р.  
Віддруковано в типографії ЧП «М. Ю. Федорко»  
61057, м. Харків, вул. Сумська, 4, оф. 135, тел. (057) 758-19-46,