

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

АКАДЕМІЯ НАУК ВИЩОЇ ОСВІТИ  
УКРАЇНИ, ВІДДІЛЕННЯ МЕХАНІКИ ТА  
МАШИНОБУДУВАННЯ

# МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

*Науково-технічний журнал*

**1'2011**

Держвидання

Свідоцтво Міністерства Інформації України  
КВ №3648 від 27.01.1999 р.

ЗАСНОВАНИЙ

рішенням Президії АН ВО України 28.11.96.

## РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ:

Головний редактор:

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

Заступники головного редактора:

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Д.В. Бреславський  
акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.П. Марченко

Відповідальний секретар:

к.т.н., доц. Т.К. Пильова

Члени редколегії:

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

## АДРЕСА РЕДАКЦІЇ:

61002 Харків-2, вул. Фрунзе, 21,  
НТУ "ХПІ", каф. КГМ ім. О.О. Морозова  
Тел. 707-63-55, 707-63-17  
E-mail: [mech\\_mb@meta.ua](mailto:mech_mb@meta.ua)

ISSN 2078-7766

## ЗМІСТ

### Прикладна механіка

- Дронь Н.М., Хорольский П.Г., Дубовик Л.Г.,  
Безуглый В.А.* Оценка эффективности очистки  
низких околоземных орбит от мелкого  
космического мусора при отдельном запуске  
устройства для его улавливания..... 3
- Ковтун А.В.* Об изменении резонансных частот  
колебаний механических систем при наличии  
трения ..... 9
- Ольшанский В.П., Ольшанский С.В.* Упрощенный  
расчет колебаний зерновой смеси, сепарируемой  
цилиндрическим виброрешетом..... 15
- Радиевский А. Е.* Вынужденное движение  
гармонического осциллятора..... 23
- Хорольский П. Г.* Оценка баллистической  
целесообразности применения ракетных  
двигателей с глубоким дросселированием тяги на  
первых ступенях ракет-носителей..... 30

### Динаміка та міцність машин

- Ищенко О.А., Демина Н.А., Сердюк Ю.Д.,  
Ткачук А.В., Танченко А.Ю.* Напряженно-  
деформированное состояние элементов  
разделительных штампов при варьировании  
граничных условий..... 38

### Транспортне машинобудування

- Александрова Т. Е., Александрова И. Е.,  
Беляев С. Н.* Имитационное моделирование  
внешних возмущений, действующих на танковую  
пушку..... 43
- Белов В.К., Подгорный М.В.* Релаксационный  
гидравлический амортизатор..... 51

<i>Бондарь А.И., Дестярь С.М., Магерамов Л.К.-А., Павленко С.А., Смоляков В.А.</i> К вопросу электрического пуска дизельных двигателей отечественных танков.....	54
<i>Борисенко А.И., Лавришенко О.В., Сосина Е.В.</i> Определение информационных параметров для систем управления и диагностики дизель-генераторов.....	59
<i>Бруль С.Т., Ткачук П.А., Васильев А.Ю., Карпейчик П.И.</i> Моделирование физико-механических процессов в корпусах легкобронированных машин: подходы, модели, эффекты.....	66
<i>Вакуленко В.В., Возрин Ю.В., Иванов Ю.И., Кузьминский В.А., Лазурко А.В.</i> Исследование пуска двигателя с повышенным противодавлением на выпуске.....	73
<i>Вакуленко В.В., Возрин Ю.В., Кузьминский В.А., Ковалев М.С., Михайлов В.В.</i> Баланс тепла и температуры в паре трения уплотнения насоса подогревателя.....	83
<i>Волощевич Д.О., Веретенников Е.А.</i> Зависимость динамичности разгона БМ Оплот в различных дорожных условиях от способа разбивки передаточных отношений в бортовых планетарных коробках передач.....	94
<i>Дуцінка В.В., Мусницька Г.В.</i> Оцінка впливу системи підресорювання гусеничної машини на навантаженість її силової установки і трансмісії.....	98
<i>Климов В.Ф., Магерамов Л.К.-А., Герасименко В.И., Кудреватых Д.Н., Шипулин А.А.</i> Система охлаждения – основной фактор, определяющий подвижность бронированных объектов.....	103
<i>Назаров В.И.</i> Підвищення довговічності барабаних гальмових механізмів легкових автомобілів в умовах експлуатації.....	109
<i>Никонов О.Я., Подоляка О.А., Середина А.И.</i> Бионика автомобиля на основе гибридных нейрофаззи сетей.....	118
<i>Подригало М.А., Коробко А.И., Клец Д.М., Мостова А.М.</i> Удосконалення методу визначення компонентів сили опору руху автомобіля.....	123
<i>Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Коробко А.И., Шейн В.С.</i> Достижение достоверности результатов испытаний пар трения тормозных механизмов.....	128
<i>Поторока А.В., Решетило Е.И., Дреус С.Ю., Павлов А.Е., Воронцов С.И.</i> Использование аксиально-поршневых гидрообъемных передач для привода водоходного движителя плавающих машин.....	132
<i>Ребров А.Ю., Самородов В.Б., Кучков В.В.</i> Определение рациональной энергонасыщенности пахотного МТА на базе колесного сельскохозяйственного трактора.....	136
<i>Тертоқ Н.Ә., Дудукалов Ю.В., Гладкая П.И., Федченко В.В.</i> Структура системомыследеятельностного комплекса для моделирования транспортных систем.....	141
<i>Чепков И.Б., Бісик С.П., Корбач В.Г., Голуб В.А.</i> Числове моделювання ударно-хвильового навантаження днища транспортного засобу.....	149

### **Технологія машинобудування**

<i>Лавришенко С.И., Ярмук П.С.</i> Исследование динамических характеристик процесса резания оптических полимеров.....	155
<i>Лузан С.О.</i> Структура концепції відновного ремонту газотермічним напиленням покриттів.....	163
<i>Приймаков О.Г., Градиський Ю.О., Ялчик О.Г.</i> Чисельні дослідження міри втомних пошкоджень зносостійких пар тертя на базі теорії двомірних марковських процесів.....	169

### **Історія машинобудування**

<i>Епифанов В.В., Писарская Н.В.</i> Главный конструктор дизельных двигателей (к 105-летию со дня рождения И.Я. Трашутина).....	177
---	-----

Друкується за рішенням Вченої ради Національного технічного університету "ХПІ", протокол № 10 від 1.11.2011 р.

Механіка та машинобудування // Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – № 1. – 184 с.

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

© Національний технічний університет "ХПІ", 2011

# **ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА**

---

УДК 629.78

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

## **ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ОЧИСТКИ НИЗКИХ ОКОЛОЗЕМНЫХ ОРБИТ ОТ МЕЛКОГО КОСМИЧЕСКОГО МУСОРА ПРИ ОТДЕЛЬНОМ ЗАПУСКЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ЕГО УЛАВЛИВАНИЯ**

**Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными и практическими заданиями.** На сегодняшний день загрязнение околоземного пространства мелким космическим мусором (КМ), количество которого постоянного растет, является серьезной проблемой для ведения человеком космической деятельности. Несмотря на небольшие размеры (до 10 см), мелкий КМ при столкновении с действующим космическим объектом может частично или полностью вывести его из строя. Затруднена также его диагностика и маневр по уводу космического аппарата от столкновения. В связи с этим существует необходимость удаления мелкого космического мусора из околоземного пространства, в том числе с низких орбит.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Как один из методов решения задачи сбора мелкого мусора с низких орбит можно рассматривать применение космических тральщиков (КТ), снабженных двигательной установкой (ДУ) и имеющих на своем борту специальное улавливающее устройство (УУ) [1]. УУ может быть выполнено в виде полой сферы, способной складываться под обтекателем ракеты-носителя (РН), с помощью которой осуществляется выведение космического тральщика на требуемую орбиту. При маневрировании такого КТ между орбитами в результате взаимодействия мелкого КМ с УУ часть космического мусора улавливается им, а оставшаяся часть теряет орбитальную скорость и затем, как КТ, сгорает в плотных слоях атмосферы.

Целевая эффективность данного метода определяется площадью поперечного сечения УУ и временем пребывания космического тральщика в зоне возможного контакта с КМ, длительность которого зависит от типа используемой на этапе очистки ДУ и от запаса топлива.

Увеличить время контакта КТ с космическим мусором, а, следовательно, и эффективность очистки, можно применением на этом этапе двигательных установок на базе ракетных двигателей малой тяги и путем отдельного выведения КТ и УУ на рабочую орбиту двумя РН. Ракетные двигатели малой тяги обеспечат длительное время работы КТ между орбитами [2], а освободившаяся в КТ значительная масса УУ (до нескольких тонн) может быть компенсирована за счет дополнительной массы топлива.

Кроме этого, поскольку эффективность очистки околоземного пространства предлагаемым способом также зависит от площади поперечного сечения улавливающего устройства, то при известной фигуре УУ имеет место стремление к увеличению как его массы, так и массы КТ в целом. Выведение на требуемую орбиту объекта максимально возможной массы, определяемой грузоподъемностью РН, может быть обеспечено выбором способа выведения и типа ДУ для его осуществления, поэтому целесооб-

разно рассмотреть возможные варианты раздельного выведения КТ и УУ на требуемую орбиту, а также варианты их функционирования в межорбитальном пространстве.

**Целью** данной работы является оценка эффективности очистки околоземного пространства от мелкого космического мусора при раздельном выведении космического тральщика и сферического улавливающего устройства для разных способов выведения тральщика на требуемую орбиту и разных вариантов сочетаний типов используемых двигательных установок.

Выведение улавливающего устройства при этом осуществляется двигателем верхней ступени РН непосредственно на требуемую орбиту.

**Изложение основного материала исследований.** Предполагается, что КТ и УУ маневрируют между орбитами высотой 1200 и 500 км. С помощью РН одним из существующих способов космический тральщик выводится на рабочую орбиту высотой 1200 км. Здесь он стыкуется с улавливающим устройством, ранее выведенным другой РН, и после включения тормозной двигательной установки, входящей в состав КТ, снижается вместе с УУ, захватывая оказавшиеся на его пути элементы космического мусора. По достижении конечной орбиты высотой 500 км тормозная ДУ отключается, а включается разгонная ДУ, также входящая в состав КТ. Космический тральщик с УУ поднимается до начальной орбиты высотой 1200 км, разгонная ДУ выключается, включается тормозная ДУ и процесс очистки повторяется. Циклическое движение КТ вместе с УУ происходит до выработки топлива ДУ при условии обязательного выхода на конечную орбиту высотой 500 км.

Для решения поставленной задачи были рассмотрены следующие варианты выведения космического тральщика на требуемую орбиту и функционирования на этапе очистки:

- вариант 1 – вывод КТ с помощью РН на промежуточную орбиту высотой 200 км, довыведение его на требуемую рабочую орбиту 1200 км посредством разгонного блока (РБ) с жидкостной ракетной двигательной установкой (ЖРДУ) большой тяги, затем спуск вместе с УУ на орбиту высотой 500 км и последующий подъем с УУ на орбиту высотой 1200 км с помощью электроракетной двигательной установки (ЭРДУ);

- вариант 2 – вывод КТ двигателем верхней ступени РН непосредственно на орбиту 1200 км, спуск с УУ на орбиту высотой 500 км – подъем с УУ на орбиту высотой 1200 км с помощью ЭРДУ;

- вариант 3 – вывод КТ с помощью РН на промежуточную орбиту высотой 200 км, довыведение на требуемую орбиту 1200 км посредством РБ с ЭРДУ, спуск с УУ на орбиту высотой 500 км – подъем с УУ на орбиту высотой 1200 км с помощью ЭРДУ;

- вариант 4 – вывод КТ с помощью РН на промежуточную орбиту высотой 200 км, довыведение на орбиту высотой 1200 км с помощью разгонного ЖРД малой тяги (ЖРДМТ), спуск с УУ на орбиту высотой 500 км – подъем с УУ на орбиту высотой 1200 км с помощью ЭРДУ;

- вариант 5 – вывод КТ с помощью РН на промежуточную орбиту высотой 200 км, довыведение на орбиту высотой 1200 км с помощью разгонного ЖРДМТ, спуск с УУ на орбиту высотой 500 км – подъем с УУ на орбиту высотой 1200 км также с помощью ЖРДМТ.

В вариантах 1, 3 разгонный блок от КТ не отделяется, чтобы не добавлять в космосе крупногабаритного КМ, его пассивная масса после выработки топлива ДУ учитывается при спуске или подъеме КТ с УУ.

Для каждого из рассмотренных вариантов вычислялось число циклов «спуск-подъем»  $n$ , которое может совершить КТ с УУ при соответствующем запасе топлива, рассчитанном для случая раздельного выведения космического тральщика и улавливающего устройства, и суммарном времени работы на этапе очистки.

Запас рабочего тела ЭРДУ (варианты 1-4) или запас топлива ЖРДМТ (вариант 5), необходимый на спуск КТ вместе с УУ с орбиты высотой 1200 км на орбиту высотой 500 км или подъем обратно, определялся по формуле:

$$M_{T_n} = \tilde{M}_{\Sigma} \left( 1 - \frac{1}{e^{W/J_{y\delta}}} \right),$$

где  $M_{T_n}$  – запас топлива, необходимый на спуск или подъем КТ с УУ;  $\tilde{M}_{\Sigma}$  – суммарная масса космического тральщика и улавливающего устройства при спуске или подъеме;  $W$  – характеристическая скорость перехода с орбиты высотой 1200 км на орбиту высотой 500 км и обратно;  $J_{y\delta}$  – удельный импульс ЭРД или ЖРДМТ;

$$W = V_0 \cdot \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{\bar{r}_k}} \right),$$

где  $V_0$  – круговая скорость тральщика на рабочей орбите [3];  $\bar{r}_k$  – отношение радиусов высокой и низкой орбит.

В первом цикле движения при спуске на орбиту высотой 500 км  $\tilde{M}_{\Sigma}$  – начальная суммарная масса космического тральщика, включая массу разгонного блока (в случае его использования), и улавливающего устройства.

Масса КТ  $M_{КТ}$  для первого варианта его выведения определялась из выражения

$$M_{КТ} = M_0 - M_{T_{ЖРД}} - M_{РБ_{сх}},$$

где  $M_0$  – грузоподъемность РН на круговой орбите высотой 200 км;  $M_{T_{ЖРД}}$  – запас топлива ЖРД, расходуемого на переход с орбиты высотой 200 км на орбиту высотой 1200 км;  $M_{РБ_{сх}}$  – масса обтекателя и сухая масса РБ.

Во втором варианте для определения массы КТ на орбите 1200 км использовались справочные данные, приведенные в [4], при предположении, что в идеальном случае масса КТ равна грузоподъемности РН на высоте 1200 км.

В третьем варианте при использовании ЭРДУ для перевода КТ на орбиту высотой 1200 км масса космического тральщика находилась из уравнения

$$M_{КТ} = M_0 - M_{PT_{ЭРДp}} - M_{РБ_{сх}},$$

где  $M_{PT_{ЭРДp}}$  – запас топлива ЭРД для перевода КТ с орбиты 200 км на орбиту высотой 1200 км;  $M_{РБ_{сх}}$  – сухая масса разгонного блока, включающая массу конструкции разгонной ЭРДУ и массу системы электропитания.

В четвертом и пятом вариантах с применением ЖРДМТ масса КТ рассчитывалась с использованием выражения

$$M_{KT} = M_0 - M_{T_{ЖРДМТ}},$$

где  $M_{T_{ЖРДМТ}}$  – запас топлива ЖРДМТ, расходуемого на переход с орбиты высотой 200 км на орбиту высотой 1200 км.

Во всех вариантах запас топлива, необходимого на выведение КТ на требуемую орбиту, вычислялся согласно методике, изложенной в [3].

Масса улавливающего устройства  $M_{YU}$  для принятого способа выведения его на требуемую орбиту определялась грузоподъемностью используемых ракет-носителей на орбите высотой 1200 км [4].

При подъеме и в каждом последующем цикле  $\tilde{M}_\Sigma$  уменьшалась за счет обработки рабочего тела ЭРДУ или топлива ЖРДМТ. Остающийся запас топлива  $M_T$  для следующих циклов движения определялся из уравнения баланса массы космического тральщика  $M_{KT}$  [3] при отсутствии массы полезной нагрузки.

$$M_T = M_{KT} - M_{СПУ} - M_D - M_{СА} - M_{ЭУ} - M_{СХИТ} - M_K,$$

где  $M_{СПУ}$  – масса системы преобразования и управления;  $M_D$  – масса двигателей;  $M_{СА}$  – масса служебной аппаратуры;  $M_{ЭУ}$  – масса энергоустановки (в случае ее наличия);  $M_{СХИТ}$  – масса системы хранения и подачи топлива;  $M_K$  – масса конструкции тральщика.

Число циклов движения КТ рассчитывалось из условия достижения количества оставшегося топлива, недостаточного для совершения следующего полного цикла.

Полученное число циклов  $n$  использовалось для вычисления площади собирающей поверхности улавливающего устройства  $F$ :

$$F = 4\pi R_{YU}^2 n,$$

где  $R_{YU}$  – радиус улавливающего устройства;

$$R_{YU} = \sqrt{M_{YU} / 4\pi\delta},$$

где  $\delta$  – плотность оболочки сферы.

Суммарное время работы КТ складывалось из времени спуска КТ с орбиты высотой 1200 км на орбиту высотой 500 км в первом цикле и времени на обратный подъем-спуск в каждом следующем.

Число циклов  $n$ , которое может совершить космический тральщик в результате выполнения данного маневра и суммарное время  $T$ , необходимое на его осуществление, для предложенных вариантов выведения и функционирования КТ приведены в таблице. Здесь также приведены максимально возможные радиусы улавливающих устройств  $R_{YU}$ , определяемые грузоподъемностью  $M_0$  рассмотренных для их выведения ракет-носителей.

Число циклов и время работы КТ на этапе очистки при раздельном выведении КТ и УУ

РН	$M_0$ , т	$R_{УУ}$ , м	Варианты									
			1		2		3		4		5	
			$n$	$T$ , год	$n$	$T$ , год	$n$	$T$ , год	$n$	$T$ , год	$n$	$T$ , ч
Циклон-3	4,0	30	17	1,3	9	0,6	21	1,5	17	1,1	3	10
Arian-42L	7,3	38	27	3,0	15	1,4	31	3,6	25	2,8	3	18
Зенит-2	13,0	41	37	5,9	17	1,7	43	7,3	35	5,5	3	28
Delta-4H	24,0	41	53	12,0	17	1,7	57	14	51	11,4	3	94

Как видно из таблицы, для первого, третьего и четвертого вариантов число совершаемых КТ с УУ циклов движения увеличивается с ростом грузоподъемности РН. Для второго варианта число циклов также увеличивается для РН небольшой грузоподъемности («Циклон-3», «Arian-42L») и остается постоянным для РН «Зенит-2» и «Delta-4H». Последнее объясняется тем, что справочные данные [4], используемые для вычисления массы КТ и массы УУ, выводимых этими РН, практически не отличаются. В варианте использования ЖРДМТ число совершаемых КТ с УУ циклов не зависит от радиуса УУ и может быть увеличено лишь применением мощной РН. Время работы КТ на этапе очистки увеличивается с ростом грузоподъемности РН для всех рассмотренных вариантов.

Из приведенного ниже рисунка следует, что с увеличением грузоподъемности РН увеличивается и площадь собирающей поверхности УУ.

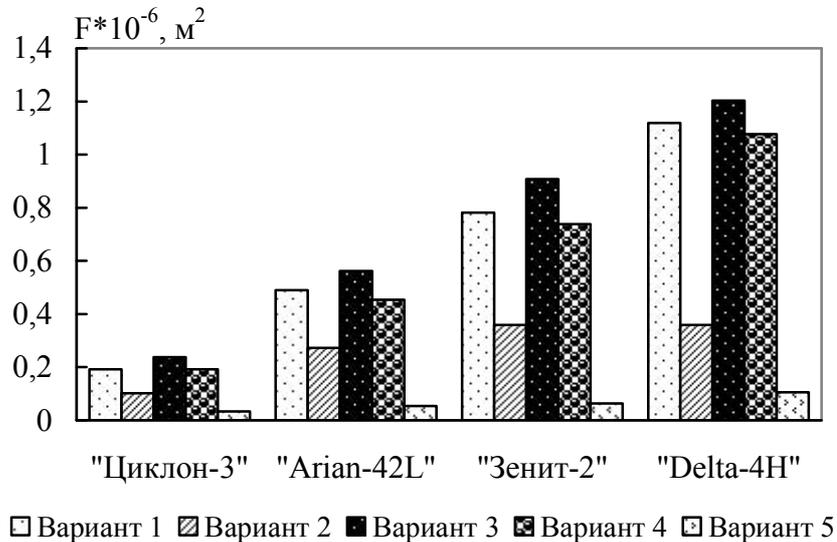


Рис. Площадь собирающей поверхности УУ

Таким образом, анализируя полученные результаты, можно сделать следующие **выводы**.

1. Для рассмотренных способов выведения космического тральщика на требуемую орбиту и предложенных вариантов сочетаний типов двигательных установок на этапах его выведения и функционирования эффективность маневра очистки низких околоземных орбит от мелкого космического мусора при отдельном запуске улавли-

ваючого устройства увеличивается с ростом грузоподъемности используемой ракеты-носителя.

2. При непосредственном выведении улавливающего устройства на требуемую орбиту двигателем верхней ступени РН наиболее эффективным способом выведения космического тральщика является способ довыведения его с промежуточной орбиты посредством разгонного блока с ЖРД или ЭРДУ.

3. Наибольшая площадь собирающей поверхности улавливающего устройства и наибольшее время его контакта с космическим мусором могут быть достигнуты при использовании на этапах выведения и снижения КТ электроракетной двигательной установки. Однако из-за слишком большого времени, необходимого на выведение КТ с помощью ЭРДУ, целесообразнее использовать вариант выведения КТ посредством разгонного блока с ЖРД и спуска с ЭРДУ. Вариант использования ЖРДМТ для данного маневра очистки является малоэффективным.

Предметом дальнейших исследований могут быть другие варианты выведения улавливающего устройства в сочетании с рассмотренными вариантами выведения и функционирования космического тральщика, а также сравнительная оценка эффективности очистки низких орбит при выведении УУ в составе КТ и автономно.

**Литература:** 1. Дронь Н.М. Космический тральщик для очистки околоземного пространства от космического мусора / Н.М. Дронь, А.И. Кондратьев, П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик // Збірник доповідей учасників шостої всеукраїнської науково-практичної конференції «Інноваційний потенціал української науки – XXI сторіччя» (1-15 квітня 2010 р.). – 2010. – Запоріжжя: Вид-во ПГА. – С.134-136. 2. Кондратьев А. И. Оценка характеристик мусорособирающих космических аппаратов с ЭРДУ для улавливания космического мусора / А. И. Кондратьев, П. Г. Хорольский, Л. Г. Дубовик // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: "ХАИ", 2009. – № 9 (66). – С. 45–47. 3. Кондратьев А.И. Методика расчета тяговых и энергомассовых характеристик мусорособирающего космического аппарата с электродвигательной установкой / А.И. Кондратьев, П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: "ХАИ", 2009. – № 10 (67). – С. 82-84. 4. Isakowitz S.J. International Reference Guide to Space Launch Systems. Second Edition / S.J. Isakowitz.– Washington: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1991. – 341 p.

**Bibliography (transliterated):** 1. Dron' N.M. Kosmicheskij tral'wik dlja ochistki okolozemnogo prostranstva ot kosmicheskogo musora / N.M. Dron', A.I. Kondrat'ev, P.G. Horol'skij, L.G. Dubovik // Zbirnik dopovidej uchasnikiv shostoї vseukraїns'koї naukovopraktichnoї konferencії «Innovacijnij potencial Ukraїns'koї nauki – XXI storichchja» (1-15 kvitnja 2010 r.). – 2010. – Zaporizhzhja: Vid-vo PGA. – S.134-136. 2. Kondrat'ev A. I. Ocenka harakteristik musorosobirajuwih kosmicheskikh apparatov s JeRDU dlja ulavlivanija kosmicheskogo musora / A. I. Kondrat'ev, P. G. Horol'skij, L. G. Dubovik // Aviacionno-kosmicheskaja tehnik i tehnologija. – H.: "HAI", 2009. – № 9 (66). – S. 45–47. 3. Kondrat'ev A.I. Metodika rascheta tjugovyh i jenergomassovyh harakteristik muso-rosobirajuwego kosmicheskogo apparata s jelektrodvigatel'noj ustanovkoj / A.I. Kondrat'ev, P.G. Horol'skij, L.G. Dubovik // Aviacionno-kosmicheskaja tehnik i tehnologija. – H.: "HAI", 2009. – № 10 (67). – S. 82-84. 4. Isakowitz S.J. International Reference Guide to Space Launch Systems. Second Edition / S.J. Isakowitz.– Washington: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1991. – 341 p.

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

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ОЧИЩЕННЯ НИЗЬКИХ НАВКОЛОЗЕМНИХ  
ОРБИТ ВІД ДРІБНОГО КОСМІЧНОГО СМІТТЯ ПРИ АВТОНОМНОМУ  
СТАРТІ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ЙОГО УЛОВЛЮВАННЯ

Розглянуто ефективність очищення навколоземного простору від дрібного космічного сміття при окремому виведенні космічного тральщика і сферичного уловлювального пристрою для різних способів виведення кожного з них.

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

EFFICIENCY OF CLEARING OF THE LOW EARTH  
ORBITS FROM SMALL SPACE DEBRIS AT THE INDEPENDENT  
START OF THE DEVICE FOR ITS CATCHING

Efficiency of clearing earth space from small space debris is considered at separate injection of a space trawler and the spherical catching device for different ways injection of each of them.

---

УДК 534.1:531.44

*Ковтун А.В., канд. техн. наук*

**ОБ ИЗМЕНЕНИИ РЕЗОНАНСНЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ МЕХАНИЧЕСКИХ  
СИСТЕМ ПРИ НАЛИЧИИ ТРЕНИЯ**

**Введение.** Одной из проблем, стоящих перед современной наукой, является обеспечение надежности машин [1,4]. Среди многих явлений, приводящих к эксплуатационным повреждениям узлов и деталей машин, наиболее опасными являются трение, износ и динамическая усталость. В первую очередь, это относится к механическим системам, элементы которых связаны между собой силами сухого трения. Такие системы широко распространены в технике, особенно в узлах контактирования элементов с трением [2]. Если контакт тела с контр телом происходит по противоположным поверхностям (назовем такие конструкции вложенными), то это приводит к возникновению новых эффектов, учет которых необходим для обеспечения повышенной надежности машин.

Известно, что реальная механическая система имеет бесконечно большое число степеней свободы. Однако, при решении практических задач обычно пользуются упрощёнными схемами, которые характеризуются конечным числом степеней свободы. В таких расчётных схемах некоторые (наиболее лёгкие) части системы считаются вовсе лишёнными массы и представляются в виде деформируемых безинерционных связей, при этом тела, за которыми в расчётной схеме сохраняется свойство инерции, считаются материальными точками [1]. Изучение колебаний механических систем на таких моделях позволяет получить основные закономерности влияния интересующих факторов на динамические характеристики системы.

Особое место в теории колебаний отводится исследованиям вопроса взаимодействия сил трения, действующих в системе, и вынужденных колебаний. При этом этот вопрос дискутируется в основном в двух аспектах: трение как источник автоколебаний и колебания – механизм управляющий трением. В результате, не уделяется внимание вопросу влияния сил трения на величину частоты резонансных колебаний механических систем. Это связано, возможно, с тем, что этот вопрос считается решённым. Однако выделение класса вложенных конструкций (среди нелинейных механических систем) требует некоторых уточнений.

Вложенным конструкциям соответствует механическая модель определенного вида. Особенность модели заключается в том, что одно массовая модель вложенной конструкции имеет две степени свободы [2]. Это приводит к появлению у вложенных конструкций новых свойств.

**Цель статьи** – определить влияние силы трения на величину частоты колебаний механических систем.

**Основной раздел.** Для того чтобы выделить эти свойства рассмотрим влияние трения на частоту свободных колебаний одно массовой механической системы, представляющей собой груз массой  $m$ , подвешенный на пружине с жёсткостью  $k$ , параллельно которой включён демпфирующий элемент с коэффициентом демпфирования  $C$  (рис.1).

Дифференциальное уравнение движения груза, как известно, имеет вид [3-6]:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0.$$

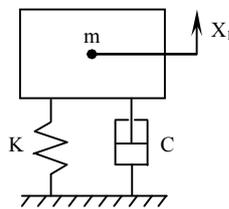


Рис.1. Расчетная схема одно массовой механической системы с одной степенью свободы

Известно решение этого уравнения:

$$x = e^{\frac{ct}{2m}} [C_1 \cos pt + C_2 \sin pt],$$

где  $C_1, C_2$  - произвольные постоянные;  $p$  - частота собственных колебаний.

$$p = \sqrt{\frac{k}{m} - \frac{c^2}{4m^2}}.$$

Из последнего равенства видно, что с увеличением сопротивления частота колебаний груза уменьшается, что подтверждается экспериментами.

Приложим к грузу внешнюю силу  $Q(t) = Q_0 \sin \omega t$ . Проследим, как влияет на величину частоты резонансных колебаний груза увеличение коэффициента демпфирования. Резонанс в системе будет наступать уже не при отношении частоты вынужденных колебаний  $\omega$  к частоте собственных колебаний системы без трения  $p$  равном 1, а при меньших частотах, то есть максимумы кривых зависимости коэффициента динамичности системы от отношения  $\omega/p$ , будут смещены влево от значения  $\omega/p = 1$  [6]. Таким образом, для рассматриваемой системы, увеличение коэффициента демпфирования  $C$  приводит к уменьшению величины частоты резонансных колебаний груза. В работе [7] приведен расчёт механической системы, состоящей из  $n$  масс и  $n$  демпферов. И в этом случае равное увеличение коэффициентов демпфирования в  $n$  демпферах приводит к уменьшению величины частоты резонансных колебаний грузов. Дальнейшее

увеличение демпфирования приводит к прекращению колебательных движений системы.

Из определения данного вложенным конструкциям следует, что вложенным конструкциям соответствуют механические модели определённого вида. Одна из таких моделей с двумя степенями свободы (с одной массой и одним узлом трения) изображена на рис. 2. Особенностью вложенных конструкций является условие  $s < n$  ( $s$  – количество демпфирующих элементов,  $n$  – число степеней свободы).

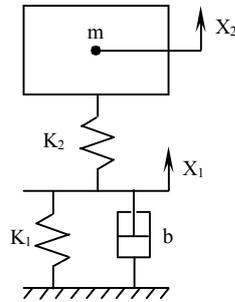


Рис.2. Расчетная схема одно массовой механической системы с двумя степенями свободы

Исследуем, в общем случае, зависимость собственных частот колебаний механической системы от величины силы трения. При этом рассмотрим такие системы, в которых количество демпфирующих элементов, как равно ( $s = n$ ), так и меньше количества степеней свободы ( $s < n$ ), что соответствует вложенным конструкциям.

Рассмотрим колебания механической системы, состоящей из двух масс  $m_1$  и  $m_2$  (принимая  $m_1 = m_2 = m$ ), связанных с основанием и между собой посредством упругих элементов с жёсткостью  $k$  и демпфирующих элементов с коэффициентом демпфирования  $C$  (рис.3).

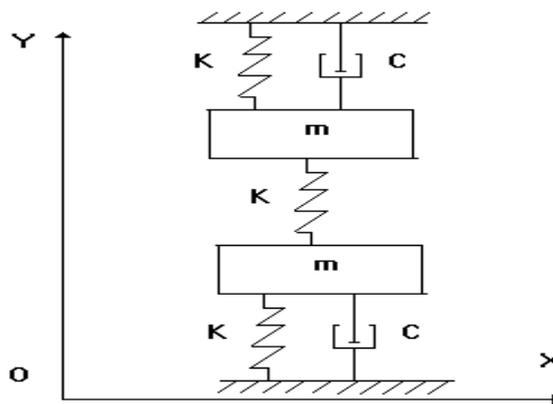


Рис.3. Расчетная схема двух массовой механической системы с демпферами

Приложим к массам внешнюю силу  $Q = Q_0 \sin \omega t$ . Уравнения колебаний системы имеют вид [6]:

$$\ddot{x}_1 = \frac{k_3}{m_1} x_2 - \frac{(k_1 + k_3)}{m_1} x_1 - \frac{c_1}{m_1} \dot{x}_1 + \frac{Q_0}{m_1} \sin \omega t,$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{k_3}{m_2} x_1 - \frac{(k_1 + k_3)}{m_2} x_2 - \frac{C_2}{m_2} \dot{x}_2 + \frac{Q_0}{m_2} \sin \omega t.$$

Анализ результатов расчёта резонансных частот колебаний рассмотренной системы в зависимости от величины коэффициента демпфирования (с параметрами  $m_1=m_2=m=1$  кг,  $k_1=k_2=k_3=200$  н/м) и расчётов много массовых систем, проведенных с использованием численных методов, позволяют сформулировать утверждения об изменении резонансных частот колебаний механических систем при наличии трения.

*Утверждение 1.* Введение в механическую систему с  $n$  степенями свободы с диссипативных элементов приводит к тому, что резонансные частоты вновь образованной системы по отношению к системе без трения, располагаются следующим образом:

- при  $s = n$   $p_k > p_k^s$  ( $k = 1, 2, \dots, n$ );
- при  $s < n$  для  $n$  и  $(n-s)$  степеней свободы  $p_k \leq p_k^s < p_{k+1}$  ( $k=1, 2, \dots, n-1$ ).

*Доказательство:*

1. Рассмотрим механическую систему, у которой количество демпфирующих элементов равно числу степеней свободы ( $n = s$ ). Уравнение движения системы в усилиях в матричной форме имеют вид [8]:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + SX = Q,$$

где  $M$  - матрица масс;  $C$  - демпфирующая матрица;  $S$  - матрица жесткостей.

В работах [6,8] показано, что в этом случае  $i$ -е уравнение движения в нормальных координатах будет иметь вид:

$$\ddot{x}_i + 2n_i \dot{x}_i + p_i^2 x_i = q_i, \quad i = 1, 2, 3, \dots, n,$$

где  $2n$  - постоянная демпфирования.

Каждое из этих  $n$  уравнений является несвязанным со всеми остальными. Поэтому динамическое перемещение, соответствующее  $i$ -й форме колебаний, можно найти так же, как для системы с одной степенью свободы с демпфированием.

Динамические перемещения, соответствующие  $i$ -ой форме колебаний системы, при наличии демпфирования, определяются выражением [6]:

$$x_i = e^{-n_i t} (x_{0i} \cos p_{\text{Л}i} t + \frac{\dot{x}_{0i} + n_i x_{0i}}{p_{\text{Л}i}} \sin p_{\text{Л}i} t).$$

Круговая частота при демпфированных колебаниях определится из выражения:

$$p_{\text{Л}i} = \sqrt{p_i^2 - n_i^2} = p_i \sqrt{1 - \gamma_i^2},$$

где  $p_i$  – круговая частота недемпфированных колебаний;  $C_i$  – соответствующее значение коэффициента демпфирования.



*Утверждение 2.* Для механической системы с  $n = s$ , при увеличении силы трения в  $(s - k)$  диссипативных элементах ( $s > k$ ), в интервале изменения резонансной частоты колебаний  $\omega_{рез.}(C)$  существует такое значение  $C$ , при котором величина  $\omega_{рез.}$  будет минимальной.

*Доказательство.* Пусть упругая механическая система с  $n$  степенями свободы имеет  $s$  демпфирующих элементов при условии  $s = n$ . Предположим, что в начальный момент времени коэффициенты демпфирования  $C_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) равны нулю. Тогда механическая система представляет собой систему с  $n$  степенями свободы без демпфирования. Эта система имеет  $n$  собственных частот колебаний, которые располагаются в следующем порядке:

$$p_1 < p_2 < \dots < p_n.$$

Увеличим коэффициент демпфирования  $C_i$  ( $i = 1, \dots, n$ ) во всех демпферах. При демпфированных колебаниях собственные частоты системы определяются из выражения:  $p_{ди} = p_i \sqrt{1 - C_i^2}$ . Таким образом,  $p_{ди} < p_i$ .

Превратим  $i$ -ый демпфер в жесткую связь. В этом случае получим систему с  $n - 1$  степенью свободы, собственные частоты которой, согласно теореме о разделении корней векового уравнения, располагаются между корнями системы с  $n$  степенями свободы. Продолжая аналогичные рассуждения и вводя последовательно связи (увеличивая силу трения в следующем демпфере), получим неравенства:  $p_k \leq p_k^s \leq p_{k+s}$  ( $k = 1, 2, \dots, n-s$ ), которые будут иметь место для частот системы после наложения на нее всех  $s$  связей.

Таким образом, выполняется неравенство  $p_{ди} < p_i \leq p_i^s$ , что и требовалось доказать.

**Выводы.** Сформулированные в теоремах свойства колебательных систем обнаруживаются при численном исследовании и могут быть обобщены следующими положениями:

1) Установившиеся колебания происходят относительно положения устойчивого равновесия с частотой возмущающей силы.

2) Если частота возмущающей силы близка к одной из собственных частот системы, то амплитуды колебаний всех масс возрастают и достигают локальных максимумов, величины которых зависят от сил трения.

3) Локальные экстремумы резонансной кривой при  $n=s$  достигаются на частотах, меньших собственных частот системы.

4) Локальные экстремумы резонансной кривой  $n>s$  достигаются на частотах не меньших собственных частот системы.

5) В системах с малым трением изменение коэффициента трения в любом месте вызывает изменение резонансных амплитуд колебаний: при увеличении трения амплитуды уменьшаются. В системах с большим трением можно подобрать такое значение трения, при котором амплитуда колебаний определенной массы будет минимальной. Изменение трения в системе может привести к случаю, когда частота резонансных колебаний будет минимальной.

**Литература:** 1. Ден-Гартог Дж.П. Механические колебания / Дж.П. Ден-Гартог [пер. с англ. Петрова Л.И].- М.: Физматгиз, 1969.- 560 с. 2. Вибрации конструкций при сухом трении между элементами / Б.Г. Коренев.- Х.: Прапор, 1970.- 176 с. 3. Цзе Ф.С. Механические колебания / Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т. [ пер. с англ. Истомина М.В.].- М.: Машиностроение, 1966.- 508 с. 4. Левитский Н.И. Колебания в механизмах / Н.И. Левитский.- М.: Наука, 1988.- 336 с. 5. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко.- М.: Наука, 1991.- 255 с. 6. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний / Я.Г. Пановко.- М.: Машиностроение, 1967.- 316 с. 7. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман .- М.: Высшая школа, 1980.- 408 с. 8. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков.- М.: Наука, 1964.- 560 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Den-Gartog Dzh.P. Mehanicheskie kolebanija / Dzh.P. Den-Gartog [per. s angl. Petrova L.I].- M.: Fizmatgiz, 1969.- 560 s. 2. Vibracii konstrukcij pri suhom trenii mezhdzhu jelementami / B.G. Korenev.- H.: Prapor, 1970.- 176 s. 3. Cze F.S. Mehanicheskie kolebanija / Cze F.S., Morze I.E., Hinkl R.T. [ per. s angl. Istomina M.V.].- M.: Mashinostroenie, 1966.- 508 s. 4. Levitskij N.I. Kolebanija v mehanizmah / N.I. Levitskij.- M.: Nauka, 1988.- 336 s. 5. Panovko Ja.G. Vvedenie v teoriju mehanicheskikh kolebanij / Ja.G. Panovko.- M.: Nauka, 1991.- 255 s. 6. Panovko Ja.G. Osnovy prikladnoj teorii uprugih kolebanij / Ja.G. Panovko.- M.: Mashinostroenie, 1967.- 316 s. 7. Biderman V.L. Teorija mehanicheskikh kolebanij / V.L. Biderman .- M.: Vysshaja shkola, 1980.- 408 s. 8. Babakov I.M. Teorija kolebanij / I.M. Babakov.- M.: Nauka, 1964.- 560 s.

Ковтун А.В.

**ПРО ЗМІНУ РЕЗОНАНСНИХ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ ПРИ НАЯВНОСТІ ТЕРТЯ**

Сформульовано й доведено твердження про зміну резонансних частот коливань механічних систем при наявності тертя. Наведено результати розрахунків.

Kovtun A.V.

**TO CHANGE THE RESONANT FREQUENCY OSCILLATION OF MECHANICAL SYSTEMS WITH FRICTION**

Formulated and proved the approval to change the frequency of resonance vibrations of mechanical systems with friction. This article describes the results of the calculations.

---

УДК 631.362:532

*Ольшанский В.П., д-р. техн. наук; Ольшанский С.В.*

**УПРОЩЕННЫЙ РАСЧЕТ КОЛЕБАНИЙ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ, СЕПАРИРУЕМОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ВИБРОРЕШЕТОМ**

**Постановка проблемы.** Для интенсификации виброрешетного разделения зерновых смесей на фракции нужно знать закономерности движения сыпучих материалов по вибрирующим поверхностям. Часто, с целью упрощения расчетов, определяют усредненную за период колебаний скорость потока зерновой смеси. Но такой приближенный

подход к моделированию процесса движения не дает информации об изменении скорости во времени, а также о распределении вибрационных полей внутри зерновой смеси. Поскольку вибрации сопутствуют разделению зернового материала, желательнее знать как распространяются они от виброрешета по объему движущегося зернового слоя. С этой целью приходится решать краевые задачи гидродинамики, используя аналогию движений вязкой жидкости и виброоживленной сыпучей среды. Получение и анализ решений таких задач, позволяют усовершенствовать существующие математические модели движения сепарируемых зерновых смесей и поэтому относятся к актуальным научно-прикладным проблемам.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Сдвиговые колебания зерновой смеси, как вязкой жидкости, вызванные осевыми вибрациями вертикального цилиндрического решета, рассматривали в [1,2]. При этом, упрощая математическую модель, пренебрегали в уравнении движения слагаемым с множителем  $1/r$ , где  $r$  – радиальная координата. По сути, рассматривалось движение смеси по плоской вибрирующей поверхности. Учет названного слагаемого проводился в [3,4], где решения задач гидродинамики получено в функциях Кельвина. Для упрощения расчетов рекомендовано использовать асимптотику цилиндрических функций большого аргумента, который соответствует реальным режимам работы решета. Однако, решая задачи колебаний виброоживленной зерновой смеси, в указанных публикациях не учитывали разделение зернового материала на проходную и сходовую фракции. Чтобы повысить адекватность теории, следует учитывать просеивание зерен через отверстия в перфорированной поверхности виброрешета. Такой учет проводился в [5], где просеивание проходной фракции на решете рассматривалось как просачивание жидкости через проницаемую цилиндрическую поверхность. Следуя [5], здесь этот подход к моделированию зернового потока распространяется на вибрирующую цилиндрическую поверхность, т.е. в отличие от указанной публикации, учитываются колебания зерновой смеси. Для упрощения математической модели предлагается в уравнении движения считать постоянным множитель  $1/r$ . Такое упрощение не дает существенных погрешностей в рассматриваемой задаче, поскольку толщина сепарируемого зернового слоя мала по сравнению с радиусом решета, т.е.  $1/r$  изменяется незначительно и его можно заменить средним значением. Пренебрегая изменением  $1/r$  удастся получить решение краевой задачи в элементарных функциях, что существенно упрощает проведение инженерных расчетов.

**Целью работы** является вывод и апробация приближенных формул для расчета колебаний скорости потока зерновой смеси внутри цилиндрического виброрешета в установившемся режиме его работы с учетом разделения смеси на проходную и сходовую фракции.

**Основная часть работы.** При постановке краевой задачи учитываем осевую симметрию расчетной схемы, представленной на рисунке 1.

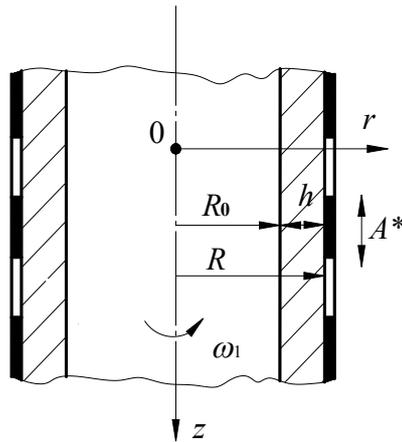


Рис. 1. Расчетная схема вертикального виброрешета с сепарируемой зерновой смесью

Символами  $r$  и  $z$  обозначены радиальная и осевая координаты;  $R$  – радиус решета;  $R_0 = R - h$  – внутренний радиус кольцевого слоя смеси толщиной  $h$ ;  $A^*$ ,  $\omega$  – амплитуда и частота вертикальных вибраций решета.

Вертикальную проекцию скорости потока зерна  $u_z$  определяем из уравнения

$$\frac{\partial^2 u_z}{\partial r^2} + \frac{1 - \lambda}{r} \frac{\partial u_z}{\partial r} - \frac{1}{v} \frac{\partial u_z}{\partial t} = -\frac{g}{v}, \quad (1)$$

которое отличается от уравнения, решаемого в [5], инерционным членом в левой части.

В (1)  $\lambda = \varepsilon v_{II} R v^{-1}$ ,  $\varepsilon$  – коэффициент «живого сечения» решета;  $v_{II}$  – радиальная проекция скорости просеивания зерен через отверстия в решете;  $g$  – ускорение свободного падения;  $v$  – эффективная кинематическая вибровязкость смеси;  $t$  – время.

Значение  $v$  зависит от механико-технологических характеристик зерновой смеси, параметров:  $R$ ,  $A^*$ ,  $\omega$  и угловой скорости вращения решета  $\omega_1$  [6].

Решение уравнения (1) должно удовлетворять граничным условиям:

$$u_z(R, t) = A^* \omega \cos(\omega, t); \quad \left. \frac{\partial u_z}{\partial r} \right|_{r=R_0} = 0. \quad (2)$$

Поскольку  $h \ll R$ , то в реальных условиях работы сепаратора величина  $r$  меняется незначительно. Поэтому для получения упрощенного решения краевой задачи заменим в (1) переменный коэффициент перед  $\frac{\partial u_z}{\partial r}$  его средним значением. В результате, вместо (1) будем решать уравнение с постоянными коэффициентами

$$\frac{\partial^2 u_z}{\partial r^2} + \frac{1}{R_*} \frac{\partial u_z}{\partial r} - \frac{1}{v} \frac{\partial u_z}{\partial t} = -\frac{g}{v}, \quad (3)$$

в котором  $R_*^{-1} = \frac{2(1-\lambda)}{R_0 + R} = const.$

Представим искомую проекцию скорости суммой

$$u_z(r, t) = u_1(r) + u_2(r, t), \quad (4)$$

в которой первое слагаемое не зависит от  $t$ .

Подставив (4) в (2) и (3), приходим к двум краевым задачам:

$$\frac{d^2 u_1}{dr^2} + \frac{1}{R_*} \frac{du_1}{dr} = -\frac{g}{v}; \quad (5)$$

$$u_1(R) = 0; \quad \left. \frac{du_1}{dr} \right|_{r=R_0} = 0$$

и

$$\frac{\partial^2 u_2}{\partial r^2} + \frac{1}{R_*} \frac{\partial u_2}{\partial r} - \frac{\partial u_2}{\partial t} = 0; \quad (6)$$

$$u_2(R, t) = A^* \omega \cos(\omega, t); \quad \left. \frac{\partial u_2}{\partial r} \right|_{r=R_0} = 0.$$

Первая из них решается понижением порядка дифференциального уравнения. Этот метод дает:

$$u_1(r) = \frac{gR_*}{\nu} \left\{ R - r + R_* \left[ \exp\left(\frac{R_0 - R}{R_*}\right) - \exp\left(\frac{R_0 - r}{R_*}\right) \right] \right\}, \quad (7)$$

при  $\lambda \neq 1$ .

Если  $\lambda = 1$ , то решением (5) является:

$$u_1(r) = \frac{g}{2\nu} \cdot \left[ (R_0 - R)^2 - (R_0 - r)^2 \right]. \quad (8)$$

Без усреднения переменной  $1/r$ , функция  $u_1(r)$  представляется выражением [5]:

$$u_1(r) = \frac{g}{\lambda\nu(2-\lambda)} \cdot \left[ R_0^{2-\lambda} (r^\lambda - R^\lambda) + \frac{\lambda}{2} (R^2 - r^2) \right], \quad (\lambda \neq 2). \quad (9)$$

Формула (9) позволяет оценить точность приближения (7).

Решение второй граничной задачи (6) ищем в форме

$$u_2(r, t) = \mathbf{Re} [w(r)e^{i\omega t}] = \mathbf{Re} w(r) \cos(\omega t) - \mathbf{Im} w(r) \sin(\omega t), \quad (10)$$

где  $i = \sqrt{-1}$ ;  $w(r)$  – комплексная функция вещественного аргумента.

Она, согласно (6), удовлетворяет дифференциальному уравнению

$$\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{1}{R_*} \frac{dw}{dr} - \frac{i\omega}{\nu} w = 0, \quad (11)$$

и граничным условиям:

$$\mathbf{Re} w(R) = A^* \omega; \quad \mathbf{Im} w(R) = \mathbf{Im} \left. \frac{dw}{dr} \right|_{r=R_0} = \mathbf{Re} \left. \frac{dw}{dr} \right|_{r=R_0} = 0. \quad (12)$$

Характеристическое уравнение

$$\gamma^2 + \frac{1}{R_*} \gamma - \frac{i\omega}{v} = 0,$$

соответствующее (11), имеет комплексные корни:

$$\gamma_{1,2} = \alpha_{1,2} \pm i\beta,$$

причем  $\alpha_{1,2} = -\frac{1}{2R_*} \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\sqrt{\frac{1}{16R_*^4} + \frac{\omega^2}{v^2}} + \frac{1}{4R_*^2}}$ ;  $\beta = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\sqrt{\frac{1}{16R_*^4} + \frac{\omega^2}{v^2}} - \frac{1}{4R_*^2}}$ ,  
 $\lambda \neq 1$ .

В случае, когда  $\lambda = 1$ :

$$\alpha_{1,2} = \pm\beta_1; \quad \beta = \beta_1 = \sqrt{\frac{\omega}{2v}}.$$

Общим решением (11), при  $\lambda \neq 1$ , является:

$$w(r) = (c_1 + ic_2) \exp[(\alpha_1 + i\beta)\xi] + (c_3 + ic_4) \exp[(\alpha_2 - i\beta)\xi]. \quad (13)$$

Здесь  $\xi = r - R_0$ ;  $c_1, c_2, c_3, c_4$  – вещественные постоянные.

Их определяем с помощью (12). Решив систему четырех уравнений, находим:

$$c_1 = \frac{b_2 A^* \omega}{b_1^2 + b_2^2} \cdot \exp(-\alpha_1 h); \quad c_2 = -\frac{b_1 A^* \omega}{b_1^2 + b_2^2} \cdot \exp(-\alpha_1 h);$$

$$c_3 = a_1 c_1 + a_2 c_2; \quad c_4 = -a_2 c_1 + a_1 c_2;$$

$$a_1 = \frac{\beta^2 - \alpha_1 \alpha_2}{\beta^2 + \alpha_2^2}; \quad a_2 = \frac{\beta(\alpha_1 + \alpha_2)}{\beta^2 + \alpha_2^2};$$

$$b_1 = \sin(\beta h) - \exp[(\alpha_2 - \alpha_1)h] \cdot [a_1 \sin(\beta h) + a_2 \cos(\beta h)];$$

$$b_2 = \cos(\beta h) + \exp[(\alpha_2 - \alpha_1)h] \cdot [a_1 \cos(\beta h) - a_2 \sin(\beta h)].$$

Если  $\lambda = 1$ , то решение краевой задачи (11), (12) имеет компактный вид [2]

$$w(r) = A^* \omega \frac{ch\left(\sqrt{\frac{\omega}{\nu}} i \xi\right)}{ch\left(\sqrt{\frac{\omega}{\nu}} i h\right)}. \quad (15)$$

Выделив в (13) вещественную и мнимую части, с учетом (4), (10) и (14), получаем формулу вертикальной проекции скорости потока зерновой смеси:

$$u_z(\xi, t) = \frac{gR_*^2}{\nu} \left[ \frac{h - \xi}{R_*} + \exp\left(\frac{-h}{R_*}\right) - \exp\left(-\frac{\xi}{R_*}\right) \right] + A_1(\xi) \cos(\omega t) - A_2(\xi) \sin(\omega t), \quad (16)$$

В ней

$$A_1(\xi) = \exp(\alpha_1 \xi) \cdot [c_1 \cos(\beta \xi) - c_2 \sin(\beta \xi)] + \exp(\alpha_2 \xi) \cdot [c_3 \cos(\beta \xi) + c_4 \sin(\beta \xi)];$$

$$A_2(\xi) = \exp(\alpha_1 \xi) \cdot [c_1 \sin(\beta \xi) + c_2 \cos(\beta \xi)] + \exp(\alpha_2 \xi) \cdot [c_4 \cos(\beta \xi) - c_3 \sin(\beta \xi)];$$

$\lambda \neq 1$ .

При  $\lambda = 1$ , учитывая (4), (10) и (15), находим:

$$u_z(\xi, t) = \frac{g}{2\nu} (h^2 - \xi^2) + A^* \omega [B_1 f_1(\xi) + B_2 f_2(\xi)] \cos(\omega t) - A^* \omega [B_1 f_2(\xi) - B_2 f_1(\xi)] \sin(\omega t). \quad (17)$$

$$\text{Здесь } B_1 = \frac{ch(\beta_1 h) \cos(\beta_1 h)}{sh^2(\beta_1 h) + \cos^2(\beta_1 h)}; \quad B_2 = \frac{sh(\beta_1 h) \sin(\beta_1 h)}{sh^2(\beta_1 h) + \cos^2(\beta_1 h)};$$

$$f_1(\xi) = ch(\beta_1 \xi) \cos(\beta_1 \xi); \quad f_2(\xi) = sh(\beta_1 \xi) \sin(\beta_1 \xi).$$

Если известна толщина кольцевого слоя  $h$ , то расчет производительности решета по сходовой фракции  $Q_c(t)$  также сводится к вычислению элементарных функций. Действительно, используя таблицы интегралов [7] и (16), при  $\lambda \neq 1$ , получаем:

$$Q_c(t) \approx \pi(R_0 + R) \int_0^h u_z(\xi, t) d\xi = \frac{\pi g(R_0 + R) R_*^2}{\nu} \left[ \frac{h^2}{2R_*} + h \exp\left(-\frac{h}{R_*}\right) - R_* \times \right. \\ \left. \times \left(1 - \exp\left(-\frac{h}{R_*}\right)\right) \right] + \pi(R + R_0) [(c_1 S_1 - c_2 T_1 + c_3 S_2 + c_4 T_2) \cos(\omega t) + \\ (-1)(c_1 T_1 + c_2 S_1 + c_4 S_2 - c_3 T_2) \sin(\omega t)].$$

Здесь

$$S_j = \frac{1}{\alpha_j^2 + \beta^2} \{ \exp(\alpha_j h) \cdot [\alpha_j \cos(\beta h) + \beta \sin(\beta h)] - \alpha_j \}; \\ T_j = \frac{1}{\alpha_j^2 + \beta^2} \{ \exp(\alpha_j h) \cdot [\alpha_j \sin(\beta h) - \beta \cos(\beta h)] + \beta \}; \quad j = \overline{1, 2}.$$

В частном случае, когда  $\lambda = 1$ , интегрирование (17) дает:

$$Q_c(t) \approx \frac{\pi g(R_0 + R) h^3}{3\nu} + \pi(R_0 + R) A^* \omega \cdot [(B_1 \Phi_1 + B_2 \Phi_2) \cos(\omega t) + \\ + (B_2 \Phi_1 - B_1 \Phi_2) \sin(\omega t)],$$

причем  $\Phi_{1,2} = \frac{1}{2\beta_1} [ch(\beta_1 h) \sin(\beta_1 h) \pm sh(\beta_1 h) \cos(\beta_1 h)].$

Производительность решета по сходовой фракции  $Q_{\Pi}$ , в рамках изложенной теории, не зависит от  $t$  и пропорциональна высоте рабочей поверхности  $L$ :

$$Q_{\Pi} = 2\pi R L \varepsilon \nu_{\Pi}.$$

От величины  $Q_{\Pi}$  зависит изменение толщины кольцевого слоя смеси по координате  $z$ . Пренебрегая этим изменением, усредненное по высоте решета значение  $h = const$  можно приближенно определить по формуле

$$h = \sqrt[3]{\frac{3\nu(Q - Q_{II})}{2\pi g R}}$$

где  $Q$  – объем смеси, поступающий на решетку в единицу времени.

**Результаты расчетов и выводы.** Используем следующие исходные данные:  $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$ ;  $h = 0,01 \text{ м}$ ;  $\rho\nu = 0,66 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ;  $R = 0,3075 \text{ м}$ ;  $\varepsilon = 0,4$ .

Вычисленные для них по формулам (7) и (9) значения  $u_1(r)$ , при  $v_{II} = 0,005 \text{ м/с}$ , представлены в таблице 1.

Численный анализ показывает, что формула (7) является хорошим приближением точного решения (9).

В таблице 2 записаны, вычисленные по (16), значения скорости при  $A^* = 0,0075 \text{ м}$ ;  $\omega = 52,33 \text{ с}^{-1}$ ;  $v_{II} = 0,0025 \text{ м/с}$  и прежних остальных исходных данных.

Таблица 1

Значения  $10u_1(r)$  в м/с, вычисленные двумя способами

$\xi h^{-1}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9
$10u_1(r)$ , по (7)	5,55543	5,33255	4,66474	3,55279	1,99760	1,05403
$10u_1(r)$ , по (9)	5,55540	5,33260	4,66478	3,55282	1,99762	1,05405

Вычисления подтверждают затухание вибрационного поля с удалением от поверхности виброрешетки. По мере приближения к свободной поверхности слоя ( $\xi \rightarrow 0$ ) уменьшаются амплитуды колебаний  $u_z(r, t)$ , но увеличивается среднее значение скорости, относительно которого происходят эти колебания.

Таблиця 2

Значения  $10u_z(r,t)$  в м/с при различных  $r$  и  $t$

$\frac{\omega t}{\pi}$	$10u_1(r)$ , м/с; $\omega = 52,33 \text{ с}^{-1}$				
	$\xi h^{-1} = 0$	$\xi h^{-1} = 0,25$	$\xi h^{-1} = 0,5$	$\xi h^{-1} = 0,75$	$\xi h^{-1} = 1$
0,00	5,302	5,222	4,992	4,604	3,925
0,25	6,385	6,251	5,787	4,775	2,775
0,50	6,970	6,657	5,620	3,564	0,000
0,75	6,713	6,201	4,590	1,680	-2,775
1,00	5,766	5,151	3,299	0,227	-3,925
1,25	4,683	4,122	2,505	0,056	-2,775
1,50	4,099	3,716	2,671	1,267	0,000
1,75	4,355	4,172	3,701	3,151	2,775
1,95	5,081	4,992	4,751	4,398	3,876

В таблице 3 представленные, вычисленные по (16), значения скорости  $u_z(r,t)$  при  $A^* = 0,005$  м;  $\omega = 78,5 \text{ с}^{-1}$ ;  $v_{II} = 0,0025$  м/с.

Увеличивая частоту  $\omega$ , здесь уменьшили амплитуду колебаний  $A^*$ , чтоб сохранить  $A^* \cdot \omega$  таким, как в предыдущем случае. Поэтому числа в последних колонках таблиц 2 и 3 совпадают. Но такого совпадения нет при других  $r$ . С увеличением  $\omega$  повысилась интенсивность затухания вибрационного поля с удалением от поверхности виброрешета. При  $\xi = 0$  в таблице 3 амплитуды колебаний скорости  $u_z(r,t)$ , меньше, чем в таблице 2.

Таблиця 3

Значения  $10u_z(r, t)$  в м/с при различных  $r$  и  $t$

$\frac{\omega t}{\pi}$	$10u_1(r)$ , м/с; $\omega = 78,5 \text{ с}^{-1}$				
	$\xi h^{-1} = 0$	$\xi h^{-1} = 0,25$	$\xi h^{-1} = 0,5$	$\xi h^{-1} = 0,75$	$\xi h^{-1} = 1$
0,00	5,028	4,916	4,644	4,336	3,925
0,25	5,758	5,668	5,351	4,588	2,775
0,50	6,355	6,138	5,352	3,567	0,000
0,75	6,472	6,050	4,646	1,872	-2,775
1,00	6,039	5,457	3,647	0,495	-3,925
1,25	5,311	4,705	2,940	0,243	-2,775
1,50	4,713	4,235	2,941	1,264	0,000
1,75	4,596	4,323	3,645	2,960	2,775
1,95	4,907	4,771	4,450	4,133	3,876

О влиянии эффективной вибровязкости на распространение вибраций позволяют судить графики рисунке 2. Они рассчитаны при  $A^* = 0,005$  м;  $\omega = 78,5 \text{ с}^{-1}$ ;  $\nu_{II} = 0,0025$  м/с;  $\xi h^{-1} = 0,25$  для трех значений  $\mu = \rho\nu = 0,4; 0,6; 0,8$  Па·с.

С увеличением  $\rho\nu$  возрастают амплитуды колебаний и уменьшаются средние значения скорости движения, относительно которых происходят эти колебания.

$$u_z(r, t), \text{ м/с}$$

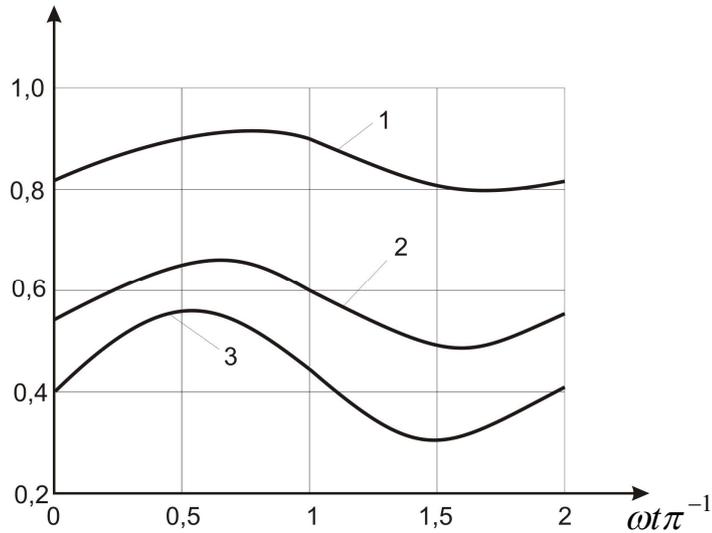


Рис. 2. Значення  $u_z(r, t)$ : 1,2,3 –  $\rho v = 0,4 ; 0,6 ; 0,8$  Па·с

Таким образом, изложенная упрощенная теория позволяет рассчитывать вибрационное поле в сепарируемой зерновой смеси цилиндрическим виброрешетом с учетом разделения ее на проходовую и сходовую фракции без применения специальных функций.

**Литература:** 1. Моделирование процессов зерновых сепараторов / Л.Н. Тищенко, Д.И. Мазоренко, М.В. Пивень, С.А. Харченко, В.В. Бредихин, А.В. Мандрыка. – Харьков: Міськдрук, 2010. – 360 с. 2. Тищенко Л.Н. О колебаниях скорости потока зерна на решетке виброцентробежного сепаратора / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Механізація сільськогосподарського виробництва та переробки сільськогосподарської продукції: Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 103. – С. 95-104. 3. Ольшанский В.П. Колебания скорости потока сепарируемой зерновой смеси на цилиндрическом виброрешете / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Динаміка і міцність машин: Вісник НТУ «ХПІ». – Харків: НТУ, 2010. – Вип. 69. – С. 100-108. 4. Тищенко Л.Н. Кинетика сепарируемых зерновых смесей в вертикальных цилиндрических виброрешетах / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Вібрації в техніці та технологіях. – 2011. – № 1(61). – С. 177-181. 5. Тищенко Л.Н. К расчету движения зерновой смеси по вертикальному цилиндрическому решету вибросепаратора / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 2(54). – С. 50-55. 6. Тищенко Л.Н. Сравнение двух способов определения коэффициента вибровязкости псевдооживленной зерновой смеси при виброцентробежном сепарировании / Л.Н. Тищенко, Ф.М. Абдуева, В.П. Ольшанский // Вібрації в техніці та технологіях. – 2008. – № 1(50). – С. 96-100. 7. Градштейн И.С. Таб-

лицы интегралов, сумм, рядов и произведений / И.С. Градштейн, И.М. Рыжик. – М.: Наука, 1962. – 1100 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Modelirovanie processov zernovyh separatorov / L.N. Tiwenko, D.I. Mazorenko, M.V. Piven', S.A. Harchenko, V.V. Bredihin, A.V. Mandryka. – Har'kov: Mis'kdruk, 2010. – 360 s. 2. Tiwenko L.N. O kolebanijah skorosti potoka zer-na na reshete vibrocentrobezhnogo separatora / L.N. Tiwenko, V.P. Ol'shanskij, S.V. Ol'shanskij // *Mehanizacija sil's'kogospodars'kogo virobniictva ta pererobki sil's'kogospodars'koï produkcii: Visnik HNTUSG*. – Harkiv: HNTUSG, 2010. – Vip. 103. – S. 95-104. 3. Ol'shanskij V.P. Kolebanija skorosti potoka separiruemoj zerno-voj smesi na cilindricheskom vibroreshete / V.P. Ol'shanskij, S.V. Ol'shanskij // *Dinamika i micnist' mashin: Visnik NTU «HPI»*. – Harkiv: NTU, 2010. – Vip. 69. – S. 100-108. 4. Tiwenko L.N. Kinetika separiruemih zernovyh smesej v vertikal'nyh cilindricheskih vibroreshetah / L.N. Tiwenko, V.P. Ol'shanskij, S.V. Ol'shanskij // *Vibracii v tehnicì ta tehnologijah*. – 2011. – № 1(61). – S. 177-181. 5. Tiwenko L.N. K raschetu dvizhenija zernovoj smesi po vertikal'nomu cilindricheskomu reshete vibrose-paratora / L.N. Tiwenko, V.P. Ol'shanskij, S.V. Ol'shanskij // *Vibracii v tehnicì ta tehnologijah*. – 2009. – № 2(54). – S. 50-55. 6. Tiwenko L.N. Sravnenie dvuh sposobov opredelenija koëfficienta vibrovjazkosti psevdoozhizhennoj zernovoj smesi pri vib-rocentrobezhnom separirovanii / L.N. Tiwenko, F.M. Abdueva, V.P. Ol'shanskij // *Vibracii v tehnicì ta tehnologijah*. – 2008. – № 1(50). – S. 96-100. 7. Gradshtejn I.S. Tab-licy integralov, summ, rjadov i proizvedenij / I.S. Gradshtejn, I.M. Ryzhik. – М.: Nauka, 1962. – 1100 s.

Ольшанський В.П., Ольшанський С.В.

#### СПРОЩЕНИЙ РОЗРАХУНОК КОЛИВАНЬ ЗЕРНОВОЇ СУМІШІ, ЯКА СЕПАРУЄТЬСЯ ЦИЛІНДРИЧНИМ ВІБРОРЕШЕТОМ

В результаті спрощення диференціального оператора Лапласа в полярній системі координат, за допомогою елементарних функцій описано гармонічні коливання швидкості руху зернової суміші в циліндричному решеті за усталеного режиму його роботи. Показано розрахунками, що введене спрощення диференціального рівняння не призводить до суттєвих похибок у розв'язку граничної задачі гідродинаміки для вібро-розрідженої зернової суміші.

Olshanskii V.P., Olshanskii S.V.

#### SIMPLIFIED CALCULATION OF GRAIN MIX VIBRATIONS THAT SEPARATING OF THE CYLINDRICAL VIBROSIEVE

As a result of simplification of the differential Laplace operator in polar coordinate system using elementary functions described harmonic vibration velocity of grain mixtures in cylindrical sieve for its steady-state operation. Calculations show that the simplification introduced a differential equation does not lead to significant errors in the hydrodynamics of the boundary problem for vibroroliquefaction grain mixture.

УДК 618.514.01:517.977.5

*Радиевский А. Е., канд. техн. наук*

## **ВЫНУЖДЕННОЕ ДВИЖЕНИЕ ГАРМОНИЧЕСКОГО ОСЦИЛЛЯТОРА**

**Введение.** Развитие механики тесно связано с изучением маятника и маятниковых систем. Ни одной механической системе не было уделено столько внимания как маятнику [1]. Маятник и маятниковые системы постоянно привлекали к себе внимание исследователей в различных областях математики, механики, физики и техники. В силу своей простоты маятник служил хорошей моделью для изучения сложных динамических процессов [2], что позволяло проводить экспериментальную проверку различных теоретически обнаруженных колебательных эффектов, значительно расширить область применения маятниковых моделей для математического описания колебательных процессов [3]. Одной из разновидностей многообразия моделей маятниковых систем является гармонический осциллятор. Интерес к изучению названной модели объясняется тем, что с одной стороны, возможно провести исследования общетеоретических положений [4], а с другой – их использование при изучении конкретных систем управления (СУ) (плазменный шнур [5], две разновидности движения (устойчивое и неустойчивое) вращающееся в пространстве тело с одной осью симметрии и в пространстве скоростей [6] и др. ). В настоящей работе исследуется линейная модель гармонического осциллятора (без и с демпфированием) как объекта управления (ОУ).

**Цель работы.** Целью настоящей работы является разработка математического обеспечения процедуры исследования вынужденного движения рассматриваемого ОУ.

**Постановка и особенности задачи.** Необходимо найти

$$\min J(u), J(u) = \int_{t_0}^{t_1} (xR x^T + m u^2) dt \quad (1)$$

при наличии ограничений

$$\frac{dx}{dt} = Ax + Bu; \tag{2}$$

$$u \in U = \{u : |u| \leq u_{\max}\}; \tag{3}$$

$$x(t_0) = x_0, x(t_1) = 0, \tag{4}$$

где  $x = (x_1, x_2)$  - матрица-столбец вектора фазовых координат;  $u$  - управление,  $u_{\max}$  - заданное число;  $R = \text{diag}\{r_i\}_1^2$ ;  $m$  - число;  $t_1$  - конечный, не фиксированный момент времени;  $T$  - транспонирование; для гармонического осциллятора без демпфирования  $A = \|a_{ij}\|_1^2$ ,  $a_{12} = 1$ ,  $a_{11} = a_{22} = 0$ ,  $a_{21} = -b/T^2$ ;  $B = \|b_{j1}\|_1^2$ ,  $b_{11} = 0$ ,  $b_{21} = k_0/T^2 = k$ ,  $T$  - постоянная времени,  $k_0$  - коэффициент усиления,  $b$  - параметр, характеризующий состояние равновесия [7] ( $b > 0$  - устойчивое,  $b < 0$  - неустойчивое), корни характеристического уравнения:  $\lambda_i = \pm j\omega$ ,  $i \in [1,2]$  при  $b > 0$ ,  $\lambda_i = \pm \omega$  при  $b < 0$ ,  $\omega = (1/T)\sqrt{b}$ ,  $j = \sqrt{-1}$ ; для гармонического осциллятора с демпфированием  $A = \|a_{ij}\|_1^2$  - матрица, корни характеристического уравнения которой:  $\lambda_i = -a \pm j\omega$ ,  $i \in [1,2]$  ( область устойчивых движений ) и  $\lambda_i = a \pm j\omega$ ,  $i \in [1,2]$  ( область неустойчивых движений );  $B = \|b_{j1}\|_1^2$ ,  $b_{11} = 0$ ,  $b_{21} = 1$ .

**Структурный синтез.** Алгоритм управления (АУ) получим в виде [8]

$$u(t) = \begin{cases} u_{\max} & \text{при } u(t) \geq u_{\max} \\ u(t) & \text{при } -u_{\max} < u(t) < u_{\max} \\ -u_{\max} & \text{при } u(t) \leq -u_{\max} \end{cases} \tag{6}$$

Для открытой области получим:

- гармонический осциллятор без демпфирования

$$u^{\text{уст.}}(t) = -k[u_1^{\text{уст.}}(t)(r_1/m)x_1(t_0) + u_2^{\text{уст.}}(t)(r_2/m)x_2(t_0)], \tag{7}$$

$$u_1^{\text{уст.}}(t) = (1/\omega^2)(\cos \omega t - 1), u_2^{\text{уст.}}(t) = (1/\omega)\sin t;$$

$$u^{\text{неуст.}}(t) = -k[u_1^{\text{неуст.}}(t)(r_1/m)x_1(t_0) + u_2^{\text{неуст.}}(t)(r_2/m)x_2(t_0)], \tag{8}$$

$$u_1^{\text{неуст.}}(t) = -4t\text{ch}\omega t + (4/\omega)\text{sh}\omega t, \quad u_2^{\text{неуст.}}(t) = 4\omega t\text{sh}\omega t + 4\text{ch}\omega t - 3\text{ch}2\omega t;$$

- гармонический осциллятор с демпфированием

$$u^{\text{уст.}}(t) = -[u_1^{\text{уст.}}(t)(r_1/m)x_1(t_0) + u_2^{\text{уст.}}(t)(r_2/m)x_2(t_0)], \quad (9)$$

$$u_1^{\text{уст.}}(t) = (1/(a^2 + \omega^2))(-1 + (\exp(-at)(\cos \omega t - (a/\omega)\sin \omega t)),$$

$$u_2^{\text{уст.}}(t) = (-1/\omega)(\exp(-at)\sin \omega t);$$

$$u^{\text{неуст.}}(t) = -[u_1^{\text{неуст.}}(t)(r_1/m)x_1(t_0) + u_2^{\text{неуст.}}(t)(r_2/m)x_2(t_0)], \quad (10)$$

$$u_1^{\text{неуст.}}(t) = (1/(a^2 + \omega^2))(-1 + (\exp(at)(\cos \omega t - (a/\omega)\sin \omega t)),$$

$$u_2^{\text{неуст.}}(t) = (-1/\omega)(\exp(at)\sin \omega t).$$

**Техническое обеспечение.** Уравнения движения синтезированной СУ для открытой области запишем в виде

$$(dx/dt) = Ax + Bu^{\text{уст.}}(t), \quad (dx/dt) = Ax + Bu^{\text{неуст.}}(t). \quad (11)$$

Анализ выражений (8)-(10) показывает, что при постоянстве матриц  $A$  и  $B$ , изменения АУ (6) пропорциональны изменениям элементов  $r_i/m$ ,  $i \in [1,2]$  критерия качества (1), которые могут быть классифицированы как управляющие параметры синтезированного АУ [9]. Променив преобразования Лапласа к выражениям (11), и проведя необходимые структурные преобразования [9], их передаточные функции получим в виде:

$$X^{\text{уст.}}(p) = X_{\text{ОУ}}^{\text{уст.}}(p)X_{\text{ИМ}}^{\text{уст.}}(p)X_{\text{УПЧ}}^{\text{уст.}}(p), \quad X^{\text{неуст.}}(p) = X_{\text{ОУ}}^{\text{неуст.}}(p)X_{\text{ИМ}}^{\text{неуст.}}(p)X_{\text{УПЧ}}^{\text{неуст.}}(p),$$

$$X_{\text{ИМ}}^{\text{уст.}}(p) = X_{\text{ИМ}}^{\text{неуст.}}(p) = 1/p;$$

- гармонический осциллятор без демпфирования

$$X_{\text{ОУ}}^{\text{уст.}}(p) = k/(p^2 + \omega^2), \quad X_{\text{ОУ}}^{\text{неуст.}}(p) = k/(p^2 - \omega^2),$$

$$X_{\text{УПЧ}}^{\text{уст.}}(p) = \left| \frac{\sum_{i=0}^3 p^i \gamma_i^{\text{уст.}}}{(p^2 + \omega^2)} \right|, \quad X_{\text{УПЧ}}^{\text{неуст.}}(p) = \left| \frac{\sum_{i=0}^5 p^i \gamma_i^{\text{неуст.}}}{(p^2 - \omega^2)^2} \right|,$$

$$\left| \frac{\sum_{i=0}^3 p^i \gamma_i^{\text{уст.}}}{(p^2 + \omega^2)} \right|, \quad \left| \frac{\sum_{i=0}^7 p^i \gamma_i^{\text{неуст.}}}{(p^2 - \omega^2)^2 (p - 4\omega^2)^2} \right|,$$

- гармонический осциллятор с демпфированием

$$X_{\text{ОУ}}^{\text{уст.}}(p) = 1/((p^2 + a^2) + \omega^2), \quad X_{\text{ОУ}}^{\text{неуст.}}(p) = 1/((p^2 - a^2) + \omega^2),$$

$$X_{\text{УПЧ}}^{\text{уст.}}(p) = \left| \frac{\sum_{i=0}^3 p^i \gamma_i^{\text{уст.}}}{((p^2 + a^2) + \omega^2)} \right|, \quad X_{\text{УПЧ}}^{\text{неуст.}}(p) = \left| \frac{\sum_{i=0}^3 p^i \gamma_i^{\text{неуст.}}}{((p^2 - a^2) + \omega^2)} \right|,$$

$$\left| \frac{\sum_{i=0}^3 p^i \gamma_i^{\text{уст.}}}{((p^2 + a^2) + \omega^2)} \right|, \quad \left| \frac{\sum_{i=0}^3 p^i \gamma_i^{\text{неуст.}}}{((p^2 - a^2) + \omega^2)} \right|,$$

$X_{\text{ОУ}}(p)$ ,  $X_{\text{ИМ}}(p)$ ,  $X_{\text{УПЧ}}(p)$ -передаточные функции ОУ, исполнительного механизма (ИМ) и усилительно-преобразовательной части (УПЧ) соответственно,  $p$  - независимая переменная изображения.

**Алгоритмическое обеспечение.** Для открытой области получим:

- гармонический осциллятор без демпфирования

$$x(t) = e^{At}x(t_0) + F(t)x(t_0),$$

$$e^{At} = \|\gamma_{ij}(t)\|_1^2, \quad F(t) = \|f_{ij}(t)\|_1^2 = -e^{At} \int_0^t e^{-A\tau} B B^T \aleph(\tau) (R/m) d\tau, \quad \aleph(t) = e^{A^T t} \int_0^t e^{-A^T \tau} d\tau,$$

$$[e^{At}]^{\text{уст.}} = \|\gamma_{ij}^{\text{уст.}}(t)\|_1^2, \quad \gamma_{11}^{\text{уст.}}(t) = \gamma_{22}^{\text{уст.}}(t) = \cos \omega t, \quad \gamma_{12}^{\text{уст.}}(t) = (1/\omega) \sin \omega t,$$

$$\gamma_{21}^{уст.}(t) = -\omega \sin \omega t; \aleph^{уст.}(t) = \|\chi_{ij}^{уст.}(t)\|_1^2, \chi_{11}^{уст.}(t) = \chi_{22}^{уст.}(t) = (1/\omega) \sin \omega t,$$

$$\chi_{12}^{уст.}(t) = \cos \omega t - 1, \chi_{21}^{уст.}(t) = -(1/\omega^2)(\cos \omega t - 1); F^{уст.}(t) = \|f_{ij}^{уст.}(t)\|_1^2,$$

$$f_{11}^{уст.}(t) = k^2 \{(1/2\omega^3)t \sin \omega t + (7/8\omega^4) \cos \omega t - (1/8\omega^4) \cos 3\omega t - (3/4\omega^4) \cos^2 \omega t - (1/\omega^4) \sin^2 \omega t\} (r_1/m),$$

$$f_{12}^{уст.}(t) = k^2 \{(1/2\omega^2)t \cos \omega t - (3/8\omega^3) \sin \omega t + (1/8\omega^3) \sin 2\omega t - (1/8\omega^3) \sin 3\omega t\} (r_2/m),$$

$$f_{21}^{уст.}(t) = k^2 \{(1/2\omega^2)t \sin \omega t - (5/8\omega^3) \sin \omega t - (1/8\omega^3) \sin 2\omega t + (1/8\omega^3) \sin 3\omega t\} (r_1/m),$$

$$f_{22}^{уст.}(t) = k^2 \{-(1/2\omega)t \sin \omega t + (1/2\omega^2) \cos \omega t - (1/8\omega^2) \cos 3\omega t - (1/4\omega^2) \cos^2 \omega t\} (r_2/m);$$

$$[e^{At}]^{неуст.} = \|\gamma_{ij}^{неуст.}(t)\|_1^2, \gamma_{11}^{неуст.}(t) = \gamma_{22}^{неуст.}(t) = ch\omega t, \gamma_{12}^{неуст.}(t) = (1/\omega)sh\omega t,$$

$$\gamma_{21}^{неуст.}(t) = -\omega sh\omega t; \aleph^{неуст.}(t) = \|\chi_{ij}^{неуст.}(t)\|_1^2, \chi_{12}^{неуст.}(t) = 4\omega^2 ch\omega t - 4\omega sh\omega t,$$

$$\chi_{11}^{неуст.}(t) = \chi_{22}^{неуст.}(t) = 4t\omega sh\omega t + 4ch\omega t - 3ch^2\omega t, \chi_{12}^{неуст.}(t) = 4\omega^2 ch\omega t - 4\omega sh\omega t,$$

$$\chi_{21}^{неуст.}(t) = -4tch\omega t + (4/\omega)sh\omega t; F^{неуст.}(t) = \|f_{ij}^{неуст.}(t)\|_1^2,$$

$$f_{11}^{неуст.}(t) = k^2 \{-(4\omega)t^2 sh\omega t - ((4\omega^2 - 4)/\omega^3)sh\omega t - ((2\omega^2 - 2)/\omega^3)sh3\omega t + (4)ch\omega t\} (r_1/m),$$

$$f_{12}^{неуст.}(t) = k^2 \{(4\omega^2)tch\omega t + (4\omega)sh\omega t - (6/\omega^2)sh^2\omega t + ((9\omega^3 + 6)/\omega^3)ch\omega t - (3/\omega^3)ch^2\omega t - (1/2)ch3\omega t\} (r_2/m),$$

$$f_{21}^{неуст.}(t) = k^2 \{-(4\omega^2)t^2 ch\omega t - (4\omega)sh\omega t - ((4\omega^2 - 1)/\omega^2)ch\omega t - ((-2\omega^2 + 1)/\omega^2)ch3\omega t\} (r_1/m),$$

$$f_{22}^{неуст.}(t) = k^2 \{-(4\omega^3)tsh\omega t + (4\omega^2)tch\omega t - ((-\omega^3 + 16\omega^2 + 6)/4\omega^2)sh\omega t - ((6\omega - 3)/2\omega^2)sh2\omega t - (\omega/4)sh3\omega t\} (r_2/m).$$

- гармонический осциллятор с демпфированием:

$$\dot{x}(t) = e^{At}x(t_0) + F(t)x(t_0),$$

$$e^{At} = \|\gamma_{ij}(t)\|_1^2, F(t) = \|f_{ij}(t)\|_1^2 = -e^{At} \int_0^t e^{-A\tau} B B^T \aleph(\tau) (R/m) d\tau, \aleph(t) = e^{A^T t} \int_0^t e^{-A^T \tau} d\tau,$$

$$[e^{At}]^{yct.} = \|\gamma_{ij}^{yct.}(t)\|_1^2, \gamma_{11}^{yct.}(t) = \gamma_{22}^{yct.}(t) = (\exp(-at))(\cos \omega t + (a/\omega) \sin \omega t),$$

$$\gamma_{12}^{yct.}(t) = (\exp(-at))((a/\omega) \sin \omega t),$$

$$\gamma_{21}^{yct.}(t) = (\exp(-at))(-((a^2 + \omega^2)(1/\omega)) \sin \omega t);$$

$$\aleph^{yct.}(t) = \|\chi_{ij}^{yct.}(t)\|_1^2, \chi_{12}^{yct.}(t) = 1 - (\exp(-at))(\cos \omega t + (a/\omega) \sin \omega t),$$

$$\chi_{11}^{yct.}(t) = -((2a)/(a^2 + \omega^2)) + (\exp(-at))(1/(a^2 + \omega^2))(2a \cos \omega t + ((a^2 - \omega^2)/\omega) \sin \omega t, \chi_{22}^{yct.}(t) = (\exp(-at))(-1/\omega) \sin \omega t,$$

$$\chi_{21}^{yct.}(t) = (-1/(a^2 + \omega^2)) + (\exp(-at))(1/(a^2 + t^2))(\cos \omega t - (a/\omega) \sin \omega t);$$

$$F^{yct.}(t) = \|f_{ij}^{yct.}(t)\|_1^2,$$

$$f_{11}^{yct.}(t) = (1/(a^2 + \omega^2)^2) + (\exp(-at))(t(1/2\omega^2)(a^2 + \omega^2))(a \cos \omega t + \omega \sin \omega t) + ((1/4\omega^3)(a^2 + \omega^2))(\omega \cos \omega t + a \sin \omega t) + ((1/4\omega^3)(a^2 + \omega^2)^2)(2\omega(a^2 + \omega^2) \times \cos \omega t + (a(a^2 - 3\omega^2) \sin \omega t))(r_1/m),$$

$$f_{12}^{yct.}(t) = -(\exp(-at))(t(1/2\omega^2) \cos \omega t + (1/2\omega^3) \sin \omega t)(r_2/m),$$

$$f_{21}^{yct.}(t) = (\exp(-at))(-t(1/2\omega^2) \cos \omega t + ((4/\omega^3)(a^2 + \omega^2))(\omega \cos \omega t + a \sin \omega t)) - ((1/4\omega^3)(a^2 + \omega^2))(2a\omega \cos \omega t - (a^2 - 3\omega^2) \sin \omega t))(r_1/m),$$

$$f_{22}^{yct.}(t) = (\exp(-at))(t(1/2\omega^2))((a \cos \omega t + \omega \sin \omega t) + (a/2\omega^3) \sin \omega t)(r_2/m);$$

$$[e^{At}]^{heyst.} = \|\gamma_{ij}^{heyst.}(t)\|_1^2, \gamma_{11}^{heyst.}(t) = \gamma_{22}^{heyst.}(t) = (\exp(at))(\cos \omega t - (a/\omega) \sin \omega t),$$

$$\gamma_{12}^{heyst.}(t) = (\exp(at))((a/\omega) \sin \omega t),$$

$$\gamma_{21}^{heyst.}(t) = (\exp(at))(-((a^2 + \omega^2)(1/\omega)) \sin \omega t);$$

$$\aleph^{heyst.}(t) = \|\chi_{ij}^{heyst.}(t)\|_1^2, \chi_{12}^{heyst.}(t) = 1 - (\exp(at))(\cos \omega t - (a/\omega) \sin \omega t)$$

$$\chi_{11}^{heyst.}(t) = ((2a)/(a^2 + \omega^2)) - (\exp(at))(1/(a^2 + \omega^2))(2a \cos \omega t + ((a^2 - \omega^2)/\omega) \sin \omega t, \chi_{22}^{heyst.}(t) = (\exp(at))(-1/\omega) \sin \omega t,$$

$$\chi_{21}^{heyst.}(t) = (-1/(a^2 + \omega^2)) + (\exp(at))(1/(a^2 + t^2))(\cos \omega t - (a/\omega) \sin \omega t);$$

$$F^{heyst.}(t) = \|f_{ij}^{heyst.}(t)\|_1^2,$$

$$f_{11}^{\text{неуст.}}(t) = (1/(a^2 + \omega^2)^2) + (\exp(-at))(-t((1/2\omega^2)(a^2 + \omega^2))(a \cos \omega t - \omega \sin \omega t) - ((1/4\omega^3)(a^2 + \omega^2))(-\omega \cos \omega t + a \sin \omega t) - ((1/4\omega^3)(a^2 + \omega^2)^2)(\omega(3a^2 - \omega^2) \times \cos \omega t - (a(a^2 - 3\omega^2)\omega \sin \omega t)))(r_1/m),$$

$$f_{12}^{\text{неуст.}}(t) = -(\exp(at))(t(1/2\omega^2)\cos \omega t + (1/2\omega^3)\sin \omega t)(r_2/m),$$

$$f_{21}^{\text{неуст.}}(t) = (\exp(at))(t(1/2\omega^2)\cos \omega t - ((4/\omega^3)(a^2 + \omega^2))(-\omega \cos \omega t + a \sin \omega t)) - ((1/4\omega^3)(a^2 + \omega^2))(4a\omega \cos \omega t + (a^2 - \omega^2)\sin \omega t)(r_1/m),$$

$$f_{22}^{\text{неуст.}}(t) = -(\exp(at))(t(1/2\omega^2)((a \cos \omega t + \omega \sin \omega t) + (a/2\omega^3)\sin \omega t)(r_2/m).$$

**Заключення.** На основе положений формализма Дубовицкого-Милютинна исследована задача динамического синтеза для гармонического осциллятора как ОУ. Проведенное исследование позволило получить следующие новые результаты, имеющие научное и прикладное значение. Научная значимость результатов исследования определяется тем, то в рамках заданной постановки задачи приведено:

- решение исследуемой задачи для двух возможных равновесных состояний (устойчивое и неустойчивое) исследуемого ОУ;

- аналитическое решение задачи структурного синтеза, что позволяет разработать математическое, алгоритмическое и техническое обеспечения процедуры проектирования.

Практическая значимость результатов исследования определяется возможностью их использования в качестве основы при реализации математического, алгоритмического, программного и технического обеспечения процедуры проектирования СУ.

**Литература:** 1. Капица П.Л. Маятник с вибрирующим подвесом / П.Л. Капица // УФН.- 1951. - т. 54. вып.1. - С.7-20. 2. Лойцянский Л.Г. Курс теоретической механики, т.2 / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье.- М.: Гостехиздат, 1954. 595 с. 3. Швец А.Ю. Детерминированный хаос сферического маятника при ограниченном возбуждении / А.Ю Швец // УМЖ.- 2007. - т.59, №4.- С.534-548. 4. Стрижак Т.Г. Методы исследования динамических систем типа "маятник"/ Т.Г. Стрижак. - Алма-Ата: Наука, 1981. 251 с. 5. Даргейко М.М. Про стійкість системи керування положенням плазмового шнура / М.М Даргейко, Ю.І Самійленко // УФЖ.- 1976.- 21, №1.- с.136-140. 6. Атанс М. Оптимальное управление / М. Атанс, П Фалб. - М.: Машиностроение, 1968. 764 с. 7. Обморшев А.Н Введение в теорию колебаний. / А.Н. Обморшев - М.: Наука, 1965. – 276 с. 8. Радиевский А.Е. Формализм Дубовицкого-Милютинна и задача динамического синтеза / А.Е Радиевский // Мех. та машинобудування.- 2009.- №2. - С.152-157. 9. Радиевский А.Е. Функционально-аналитический метод синтеза детерминированного регулятора / А.Е.Александров, Б.И.Кузнецов, А.Е. Радиевский, Н.Э. Тернюк // Оптимизация электромеханических систем с упругими элементами.- Харьков: ИМиС, 1995.- С.137-148.

**Bibliography (transliterated):** 1. Kapica P.L. Majatnik s vibrirujuvim podvesom / P.L. Kapica // UFN.- 1951. - t. 54. vyp.1. - S.7-20. 2. Lojcejanskij L.G. Kurs teoreticheskoj mehaniki, t.2 / L.G. Lojcejanskij, A.I. Lur'e.- M.: Gostehizdat, 1954. 595 s. 3. Shvec A.Ju. Determinirovannyj haos sfericheskogo majatnika pri ogranichenom vozvuzhdenii / A.Ju Shvec // UMZh.- 2007. - t.59, №4.- S.534-548. 4. Strizhak T.G. Metody issledovanija dinamicheskikh sistem tipa "majatnik"/ T.G. Strizhak. - Alma-Ata: Nauka, 1981. 251 s.

5. Dargejko M.M. Pro stijkist' sistemi keruvannja polozhennjam plazmovogo shnura / M.M Dargejko, Ju.I Samijlenko // UFZh.- 1976.- 21, №1.- s.136-140. 6. Atans M. Opti-mal'noe upravlenie / M. Atans, P Falb. - M.: Mashinostroenie, 1968. 764 s. 7. Obmor-shev A.N Vvedenie v teoriju kolebanij. / A.N. Obmorshev - M.: Nauka, 1965. – 276 s. 8. Radievskij A.E. Formalizm Dubovickogo-Miljutina i zadacha dinamicheskogo sinte-za / A.E Radievskij // Meh. ta mashinobuduvannja.- 2009.- №2. - S.152-157. 9. Radievskij A.E. Funkcional'no-analiticheskij metod sinteza determinirovannogo reguljatora / A.E.Aleksandrov, B.I.Kuznecov, A.E. Radievskij, N.Je. Ternjuk // Optimizacija jelek-tromehanicheskikh sistem s uprugimi jelementami.- Har'kov: IMiS, 1995.- S.137-148.

Радієвський А.Є.

#### ВИМУШЕНИЙ РУХ ГАРМОНІЙНОГО ОСЦІЛЯТОРА

На основі положень формалізму Дубовицького-Мілютіна досліджується особливості вимушеного руху гармонійного осцилятора без та із демпфіруванням як об'єкта керування.

Radievski A. E

#### FORCED MOTION OF THE HARMONIC OSCILLATOR

Investigation the task of the forced motion harmonic oscillator without and with damping as the object of control by use Dubovitski - Milutin formalism.

---

УДК 629.78

*Хорольський П.Г., канд. техн. наук*

### **ОЦЕНКА БАЛЛИСТИЧЕСКОЙ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ГЛУБОКИМ ДРОССЕЛИРОВАНИЕМ ТЯГИ НА ПЕРВЫХ СТУПЕНЯХ РАКЕТ-НОСИТЕЛЕЙ**

**Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными и практическими заданиями.** При формировании облика ракеты одной из основных проблем, которые приходится решать проектировщику, является выбор двигателя [1]. В последнее время появился большой интерес к глубокому гибкому регулированию тяги и соотношений компонентов топлива «в широком диапазоне на протяжении всего по-

лета ступени» в целях «оптимизации траектории ракеты-носителя» (РН) [2]. Необходимость в таком регулировании высказывается в основном специалистами в области двигателестроения. В то же время практически не присутствуют какие-либо оценки баллистической целесообразности применения таких двигателей. Проблема, по сути, состоит в определении требуемых уровней тяги по траектории полета РН. В свою очередь, выбор уровней тяги подчинен принятому критерию оценки эффективности разрабатываемой сложной технической системы, коей является РН или в которую она входит в качестве подсистемы.

**Анализ последних исследований и публикаций.** С теоретической точки зрения проблема управления тягой ракет - центральная проблема ракетодинамики и механики космического полета [2]. Применительно к практике вопрос стоит так: для решения каких баллистических задач необходимо глубокое гибкое регулирование тяги (ГГРТ). Задачи определяют критерии оптимальности траектории полета, которым соответствует оптимальное управление. Именно вид, характер этого управления и определяет необходимые уровни тяги, которые, в свою очередь, определяют требования к двигателю.

В настоящее время уже известны основные технические решения по обеспечению гибкого регулирования тяги большой глубины как для жидкостных ракетных двигателей [2], так и для двигателей на твердом и пастообразном топливах [4], [5]. В [5] отмечено, что перевод на желеподобное топливо ракетной двигательной установки посадочного модуля «Apollo» обеспечило повышение ее эффективности на 40% в тех случаях ограничений на ее габариты.

Известен способ выведения полезной нагрузки на орбиту с помощью гибридной многофункциональной жидкостной ракеты-носителя, предполагающий дросселирование центральных двигателей до уровня от 30 до 50% от номинальной тяги [6].

В решении поставленной проблемы определяющим является вид оптимальной траектории полета, соответствующее ему оптимальное управление. Этим вопросам посвящено большое число публикаций (см., например, обзор [7]). Оценки эффективности того или иного вида управления можно найти применительно к конкретным разработкам, как, например, в [8].

Применительно к цели данного исследования отметим, что в [9] с теоретических позиций достаточно всесторонне, но с общих позиций, была рассмотрена проблема баллистическая целесообразность глубокого гибкого регулирования маршевых двигателей ракет-носителей. Там же отмечено, что для первых ступеней РН, совершающих полет в достаточно плотных слоях атмосферы, оптимальная величина расхода топлива должна быть максимальной [7]. При этом практически реализуемым оказывается режим с конечным числом переключений между малым и нулевым уровнями тяги. Учет же ограничений на величины скоростного напора и/или перегрузки требует ГГРТ, что использовано в [4]. Поэтому вопрос о баллистической целесообразности глубокого

гибкого регулирования маршевых двигателей первых ступеней РН, совершающих основную полет в плотных слоях атмосферы, остался еще не до конца изученным.

**Целью** настоящего исследования является определение баллистической целесообразности ГГРТ маршевых двигателей первой ступени РН.

**Изложение основного материала исследований.** Традиционно полет первой ступени РН совершается по заранее рассчитанной программе угла тангажа (в дальнейшем – программе тангажа)  $\varphi_{ПР}(t)$ , где  $t$  – текущее время полета, обеспечивающей для большей части траектории движения, с началом участка больших скоростных напоров и до момента разделения ступеней, угол атаки  $\alpha = 0$  (так называемый гравитационный разворот).

Типовой вид такой традиционной программы тангажа на участке полета первой ступени ( $\varphi_i$ ), а также вид соответствующей ей типовой программы угла атаки  $\alpha(t)$  (Alfa), представлены на рисунках 1, 2.

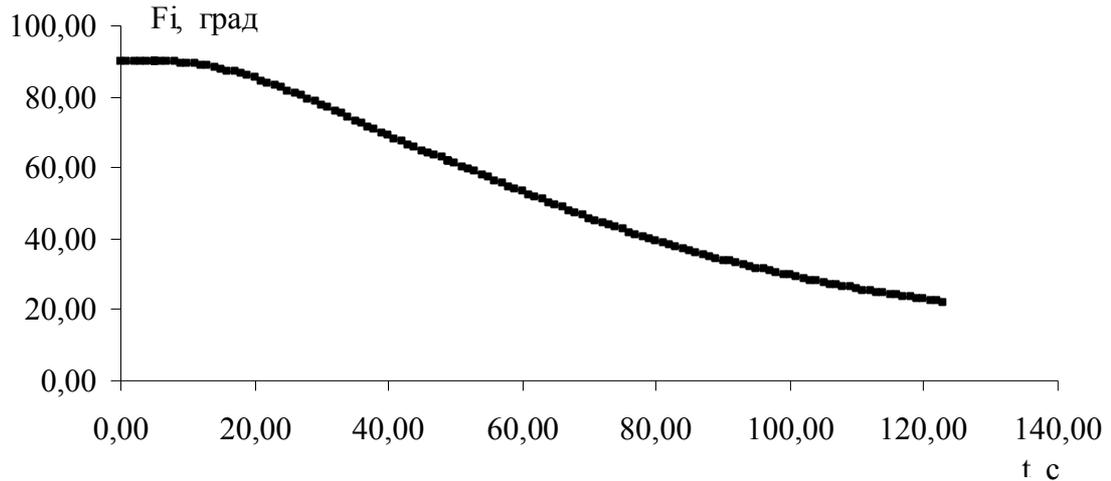


Рис. 1. Типовая программа тангажа на участке полета первой ступени

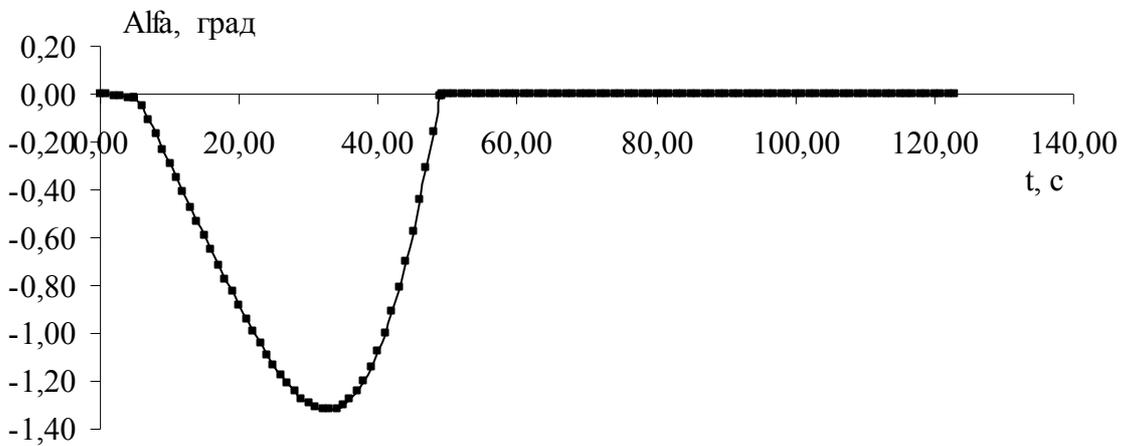


Рис. 2. Типовая зависимость угла атаки на участке полета первой ступени

В то же время известно [10], что введение на рассматриваемом участке полета, программ тангажа, обеспечивающих углы атаки отличные от нуля, обеспечивает определенный выигрыш в энергетике (массе полезной нагрузки). Но реализация такой программы требует специальных мер по обеспечению выполнения ограничений на параметры движения, в первую очередь – по максимальной допустимой величине скоростного напора. Возможность проведения глубокого дросселирования тяги решает эту проблему. Тогда возникает два вопроса: о необходимой глубине дросселирования и о энергетической эффективности такого решения.

Поэтому **поставим задачу** оценки глубины дросселирования тяги маршевого двигателя первой ступени РН и возможности выигрыша в энергетике применительно к формированию полета РН с учетом ряда ограничений на параметры движения, как-то:

- по угловой скорости разворота продольной оси РН

$$|\dot{\phi}(t)| \leq \dot{\phi}_{\max}, \quad (1)$$

где  $t$  – текущее время движения;  $\dot{\phi}$  – угловая скорость тангажа;  $\dot{\phi}_{\max}$  – максимальное допустимое значение угловой скорости тангажа;

– по текущей величине скоростного напора

$$q \leq q_{\max} \quad (2)$$

и углу атаки

$$|q \cdot \alpha| \leq C = \text{const}, \quad (3)$$

где  $\alpha$  – угол атаки.

Аналитически задача практически не решается. Возможно только численное решение, которое можно провести на каком-то модельном или конкретном примере. В качестве примера принята гипотетическая РН с характеристиками близкими к ракете типа «Циклон-3» [11] в предположении, что маршевая двигательная установка ее первой ступени допускает мгновенное дросселирование тяги необходимой глубины и такая РН обеспечивает выведение полезной нагрузки (ПН) на геостационарную орбиту (ГСО).

Исследования проводились численным путем на программной реализации математической модели движения центра масс (ЦМ) РН. За основу принята такая модель без учета вращения Земли, предполагающая, что движение происходит в поле притяжения сферической Земли, а атмосфера учитывается до высоты около 90 км:

Математическая модель прогноза движения имеет вид:

$$\begin{cases} \frac{dV}{dt} = \frac{P \cos \alpha - X}{m} - g \sin \vartheta, \\ \frac{d\vartheta}{dt} = \frac{P \sin \alpha + Y}{mV} + \left( \frac{V}{r} - \frac{g}{V} \right) \cos \vartheta, \\ \frac{dh}{dt} = V \sin \vartheta, \\ \frac{dm}{dt} = -\beta, \end{cases} \quad (4)$$

где  $t$  – текущий момент времени ( $t_0 \leq t \leq t_k$ ,  $t_0$  – время старта,  $t_k$  – время выключения двигателя);  $V$  – модуль вектора скорости;  $\vartheta$  – угол наклона вектора скорости к местному горизонту;  $h$  – высота центра масс РН над поверхностью Земли;  $m$  – масса РН в момент времени  $t$ ;  $g = g_0 \frac{R_E^2}{r^2}$  – ускорение свободного падения;  $r = R_E + h$  – расстояние от центра масс РН до центра Земли;  $\alpha = \varphi_{np} - \vartheta + \delta$  – угол атаки;  $\varphi_{np}$  – программное значение угла тангажа (угол между вектором тяги в момент времени  $t$  и местным горизонтом в момент старта  $t = t_0$ );  $P = P_n(t) - S_\alpha p(h)$  – суммарная тяга двигательной установки (ДУ) на высоте  $h$ ;  $P_n(t)$  – значение тяги ДУ в пустоте в момент времени  $t$ ;  $X = qc_x S_m$  – сила лобового сопротивления;  $Y = qc_y S_m$  – подъемная сила;  $q = \rho(h) \frac{V^2}{2}$  – скоростной напор;  $c_x, c_y$  – аэродинамические коэффициенты, зависящие от числа Маха  $M$ , угла атаки  $\alpha$  и высоты  $h$ ;  $M = \frac{V}{a}$  – число Маха;  $a$  – скорость звука на высоте  $h$ ;  $\rho(h)$  – плотность атмосферы в зависимости от  $h$ ;  $p(h)$  – давление атмосферы в зависимости от  $h$ ;  $S_m$  – площадь мидела;  $S_\alpha$  – площадь выходного сечения сопла;  $g_0 = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $R_E = 6371110 \text{ м}$  – радиус Земли.

Траектория рассчитывается интегрированием системы уравнений (4). На основе вышесказанного модель прогноза сокращенно может быть записана так:

$$\tilde{x}_{ki}(\varphi_{0i}, \dot{\varphi}_{0i}, t_i, t_k) = \text{Pr ognoz}(\vec{x}_{oi}, t_i, t_k) = \text{Integr}(\vec{x}_{oi}, t_i, t_k, \hat{\tau}), \quad (5)$$

где *Integr* – выбранный метод интегрирования системы уравнений (4).

Для решения поставленной задачи потребовалась разработка специальной программы угла тангажа. На первом интервале движения  $[t_0, t_1]$  осуществляется вертикальный полет РН до момента времени  $t = t_1$ . Время  $t_1$  выбирается так, чтобы выполнить условия обеспечения безопасности сооружения стартового комплекса за счет достижения необходимых значений одного из параметров движения: времени, скорости или высоты. На этом участке программный угол  $\varphi_{np}(t) = \frac{\pi}{2} = \text{const}$  и угол атаки  $\alpha = 0$ .

На втором интервале движения  $[t_1, t_k]$  рассчитываются параметры программы угла тангажа, имеющей линейную по времени зависимость:

$$\tilde{\varphi}_{np}(t) = a + b \cdot t, \quad t \in [t_0, t_k], \quad (6)$$

где  $a, b$  – параметры программы.

Параметры  $a, b$  рассчитываются путем оптимизации функционала вида:

$$J(t_i) = \max_{a,b} \{m_{PL}(a, b, t_0, t_k)\}, \quad (7)$$

где  $m_{PL}$  – масса полезной нагрузки РН.

Очевидно, что на качество прогноза (точность, быстродействие, объем требуемой памяти) будет оказывать влияние выбор метода интегрирования и его параметров, в первую очередь – величина шага интегрирования. При баллистических расчетах хорошо зарекомендовал себя такой метод интегрирования, как метод Рунге-Кутты 4-го порядка.

Математическая модель (4) проверена на практике при баллистическом проектировании и натурных испытаниях, поэтому ее применение позволяет повысить надежность вычислений.

Оптимизация параметров программы тангажа проводилась методом Нелдера-Мида (МНМ) из условия обеспечения максимума массы ПН РН. Рассчитывалась траектория выведения на геостационарную орбиту.

В процессе исследований варьировалось значение  $q_{max}$  (на рисунках обозначено как Q) в диапазоне от 30000 Н/м<sup>2</sup> до 100000 Н/м<sup>2</sup>. При достижении скоростного напора  $q$  принятого значения  $q_{max}$  тяга подбиралась из условия равенства ему.

На рисунке 3 показаны полученные программы тангажа.

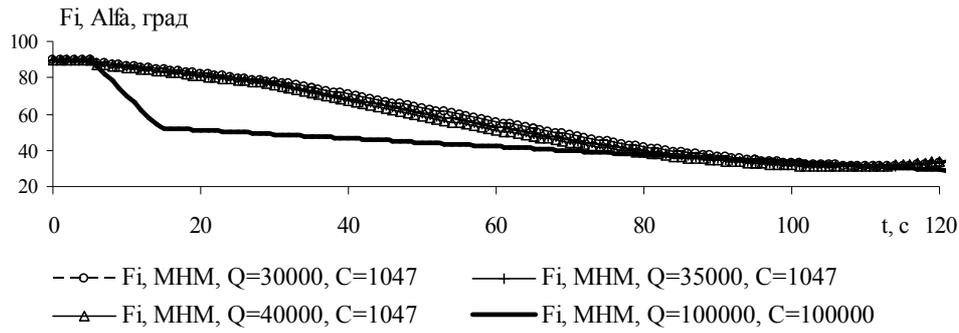


Рис. 3. Программы тангажа для разных предельных значений скоростного напора

На рисунке 4 показано изменение скоростного напора, соответствующее полученным программам тангажа, а на рисунке 5 – соответствующее им относительное изменение глубины дросселирования, обозначенное как  $P_d/P$ .

Сформированное управление обеспечивает прирост массы ПН до 30 кг при уменьшении тяги до уровня 70% от номинального значения.

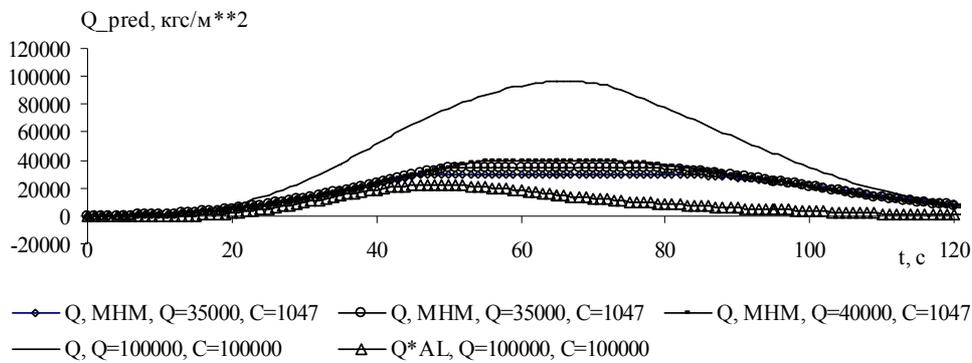


Рис. 4. Изменение скоростного напора для его различных предельных значений

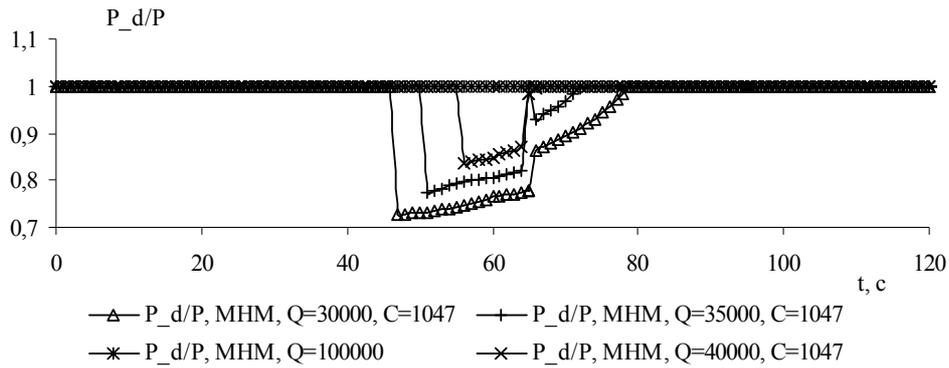


Рис. 5. Изменение глубины дросселирования для разных предельных значений скоростного напора

Анализ результатов исследования позволяет сделать следующие **выводы**. Применение ГПРТ на первой ступени РН, совершающей полет в плотных слоях атмосферы, при наличии ограничений на допустимую величину скоростного напора позволяет в целом повысить энергетические характеристики ракеты за счет обеспечения возможности реализации ненулевых программ угла атаки на участке максимальных значений рассматриваемого параметра. В абсолютном выражении прирост массы ПН при выведении на ГСО выражается сравнительно небольшой величиной, что не снижает значения положительного характера достигнутого результата. Действительно, в настоящее время основные резервы повышения энергетической эффективности современных РН практически исчерпаны и цена какого-либо ее улучшения резко возрастает. Учитывая, что на существующих жидкостных РН применяется регулирование тяги в пределах единиц процента, в относительном выражении увеличение уровня дросселирования на 1% обеспечивает увеличение массы ПН приблизительно на 12 кг. С учетом стоимости килограмма веса при выведении на ГСО использование предложенного решения представляется оправданным экономически. Таким образом, полученный результат в целом показывает баллистическую и экономическую целесообразность применения глубокого гибкого регулирования тяги двигателя на первой ступени РН при условии введения вышеуказанного метода формирования угла тангажа.

Учитывая, что в расчетах не учтены потребные весовые затраты на техническую реализацию дросселирования тяги полученной глубины и изменение удельного импульса тяги двигателя, **дальнейшие исследования** должны быть направлены на получение уточненных оценок.

**Литература:** 1. Губанов Б. И. Триумф и трагедия «Энергии»: В 4 т. – Нижний Новгород: Издательство Нижегородского ин-та экономического развития, 1999.– Т. 2 : Космос приоткрывает дверь. – 237 с. 2. Громыко Б. Перспективная система регулирования жидкостных реактивных двигателей / Б. Громыко, А. Кириллов, В. Кириллов и др./ Двигатель. – 2001. - № 5 (17). – С. 28 – 30. 3. Кифоренко Б.Н., Харитонов А.М. Управление тягой жидкостных ракетных двигателей: моделирование и оптимизация / Б.Н. Кифоренко, А.М. Харитонов / Проблемы управления и информатики. – 1997. 4. Пат. 48295 Україна МПК 7 F 02 K 9/26, 9/32, 9/70, 9/95. Ракетна рушійна установка

на пастоподібному паливі / А. М. Іванченко. № 99074320. Заявлено 27.07.1999; Опубл. 15.08.2002 / Бюл. № 8. 5. Пат. 69765А Україна МПК 7 F 02 K 9/26, 9/32, 9/70, 9/95. Ракетна рушійна установка на пастоподібному паливі / А. М. Іванченко, В. І. Кукушкін. № 20031210897. Заявлено 01.12.2003; Опубл. 15.09.2004 / Бюл. № 9. 6. Пат. 6581881 США МПК 7 B64G 1/40. Способ выведения полезной нагрузки на орбиту с помощью гибридной многофункциональной жидкостной ракеты-носителя / А. И. Kiselev, А. А. Medvedev, V. K. Karrask, etc./ Изобретения стран мира. Вып. 33. – 2004. - № 6. – С. 23 – 24. 7. Азимов Д. М. Активные участки траекторий движения ракеты. Обзор исследований // Автоматика и телемеханика. – 2005. - № 11. – С. 14 – 34. 8. Сихарулидзе Ю. Г. Концепция управления ракетой-носителем воздушного старта с компенсацией начальных ошибок по дальности и времени при прямом выведении в точку встречи на орбиту / Ю. Г. Сихарулидзе, А. С. Карпов, Р. К. Иванов/ Космические исследования. – 2005. - № 5. – С. 358 – 377. 9. Хорольский П. Г. Баллистическая целесообразность глубокого гибкого регулирования маршевых двигателей ракет-носителей // Авиационно-космическая техника и технология. – 2006. – № 10 (36). – С. 11 – 13. 10. Майданюк Д. В. Один путь повышения энергетики ракет-носителей/ Д. В. Майданюк, П. Г. Хорольский / Матеріали виступів в школі-семінарі для молодих науковців “Наукові космічні дослідження”, сел. Жукино, Київська обл., 2004р. – 2004. – К.: Інститут космічних досліджень НКАУ, 2004. – С. 42. 11. Isakowitz S. J. International Reference Guide to Space Launch Systems. Second Edition / S. J. Isakowitz. – Washington: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1991. – 341 pp.

**Bibliography (transliterated):** 1. Gubanov B. I. Triumf i tragedija «Jenergii»: V 4 t. – Nizhnij Novgorod: Izdatel'stvo Nizhegorodskogo in-ta jekonomicheskogo razvitija, 1999.– T. 2 : Kosmos priotkrivaet dver'. – 237 s. 2. Gromyko B. Perspektivnaja sistema regulirovanija zhidkostnyh reaktivnyh dvigatelej / B. Gromyko, A. Kirillov, V. Kirillov i dr./ Dvigatel'. – 2001. - № 5 (17). – S. 28 – 30. 3. Kiforenko B.N., Haritonov A.M. Upravlenie tjagoj zhidkostnyh raketnyh dvigatelej: modelirovanie i optimizacija / B.N. Kiforenko, A.M. Haritonov / Problemy upravlenija i informatiki. – 1997. 4. Pat. 48295 Україна МПК 7 F 02 K 9/26, 9/32, 9/70, 9/95. Raketna rushijna ustanovka na pastopodibnomu palivi / A. M. Ivanchenko. № 99074320. Zajavleno 27.07.1999; Opubl. 15.08.2002 / Bjul. № 8. 5. Pat. 69765A Україна МПК 7 F 02 K 9/26, 9/32, 9/70, 9/95. Ra-ketna rushijna ustanovka na pastopodibnomu palivi / A. M. Ivanchenko, V. I. Kukushkin. № 20031210897. Zajavleno 01.12.2003; Opubl. 15.09.2004 / Bjul. № 9. 6. Pat. 6581881 SShA МПК 7 B64G 1/40. Sposob vyvedenija poleznoj nagruzki na orbitu s pomow'ju gibridnoj mnogofunkcional'noj zhidkostnoj rakety-nositelja / A. I. Kiselev, A. A. Medvedev, V. K. Karrask, etc./ Izobrenenija stran mira. Vyp. 33. – 2004. - № 6. – S. 23 – 24. 7. Azimov D. M. Aktivnye uchastki traektorij dvizhenija rakety. Obzor issledovani-j // Avtomatika i telemehnika. – 2005. - № 11. – S. 14 – 34. 8. Siharulidze Ju. G. Konceptija upravlenija raketoj-nositelem vozdušnogo starta s kompensaciej nachal'-nyh oshibok po dal'nosti i vremeni pri prjamom vyvedenii v tochku vstrechi na orbitu / Ju. G. Siharulidze, A. S. Karpov, R. K. Ivanov/ Kosmicheskie issledovanija. – 2005. - № 5. – S. 358 – 377. 9. Horol'skij P. G. Ballisticheskaja celesoobraznost' glubokogo gibkogo regulirovanija marshevyyh dvigatelej raket-nositelej // Aviacionno-kosmicheskaja tehnik a i tehnologija. – 2006. – № 10 (36). – S. 11 – 13. 10. Majdanjuk D. V. Odin put' povyshenija jenergetiki raket-nositelej/ D. V. Majdanjuk, P. G.

Ho-rol'skij / Materiali vystupiv v shkoli-seminari dlja molodih naukovciv "Naukovi kosmichni doslidzhennja", sel. Zhukino, Kiivs'ka obl., 2004r. – 2004. – K.: Institut kosmichnih doslidzhen' NKAU, 2004. – S. 42. 11. Isakowitz S. J. International Reference Guide to Space Launch Systems. Second Edition / S. J. Isakowitz. – Washington: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1991. – 341 pp.

Хорольский П.Г

ОЦІНКА БАЛІСТИЧНОЇ ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ РАКЕТНИХ ДВИГУНІВ  
З ГЛИБОКИМ ДРОСЕЛЮВАННЯМ ТЯГИ НА ПЕРШИХ СТУПЕНЯХ

РАКЕТ-НОСІЇВ

Розв'язується проблема оцінки доцільності застосування маршових двигунів з глибоким гнучким регулюванням тяги на перших ступенях ракет-носіїв космічних апаратів з балістичної і економічної точок зору. Для її вирішення сформована спеціальна програма кута тангажу, що характеризується ненульовими кутами атаки на ділянці руху, відповідному гравітаційному розвороту. Оцінки проведені стосовно виведення гіпотетичнонь РН типу «Циклон-3» на геостаціонарну орбіту в припущенні наявності такого двигуна на його першому ступені. Показаний позитивний ефект від застосування такого рішення.

P. Horolsky

ESTIMATION OF BALLISTIC EXPEDIENCE OF APPLICATION OF ROCKET ENGINES WITH DEEP DROSSELYROVANYEM OF TRUST ON THE FIRST STAGES OF LAUNCH-VEHICLES

The problem of estimation of expedience of application of the march engines with the deep flexible adjusting of traction on the first stages of launch-vehicles of space vehicles from the ballistic and economic points of view decides. For its decision the special program of pitch is formed, characterized by the unzeroing angles of attack on the area of motion, to the proper gravitation turn. Estimations are conducted as it applies to launch hypothetical the LV type «Tsyclon-3» on a geostationary orbit in supposition of presence of such engine on his first stage. A positive effect from application of such decision is shown.

# ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ МА- ШИН

УДК 621.98.073: 539.3

*Ищенко О.А., Демина Н.А., канд. техн. наук; Сердюк Ю.Д.,*

*Ткачук А.В., канд. техн. наук; Танченко А.Ю.*

## НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ РАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ ШТАМПОВ ПРИ ВАРЬИРОВАНИИ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ

**Введение.** Основной направленностью проводимых исследований элементов разделительных штампов, в частности, матриц, является разработка новых подходов, моделей и алгоритмов, и, в конечном итоге, – комплекса численных моделей для анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов штамповой оснастки (ЭШО) с учетом контактного взаимодействия [1-3]. Основным результатом работы является инструмент численных расчетов параметров оснастки, встраиваемый в системы их автоматизированного проектирования. В ходе исследований, описанных в [1-3], был решен ряд конкретных задач, которые могут послужить основой для разработки некоторых рекомендаций при обосновании параметров элементов разделительных штампов. Однако полного решения эта задача не получила. В то же время для уточнения решения по определению напряженно-деформированного состояния элементов штампов требуется анализ влияния на него граничных условий в зоне подошвы матриц. Это является предметом исследований, описанных в данной статье.

**Постановка задачи.** Достаточно актуальным является вопрос баланса перемещений режущих кромок пуансонов и матриц и тесно

48

*Механіка та машиноб.*

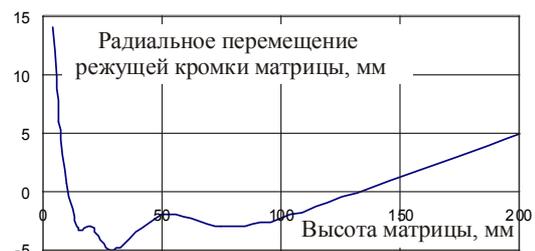


Рис. 1. Баланс перемещений с учетом радиального деформирования кромки матрицы диаметром 30 мм

связанная с ним задача назначения технологического зазора между ними. В ходе исследований установлено, что в общий баланс перемещений в зоне режущих кромок оказывают больший вклад перемещения точек матрицы, а не пуансона. При этом для того или иного набора конструктивных параметров можно построить базу данных, отражающую влияние варьируемых параметров на изменение радиального зазора между режущими кромками матрицы и номинальным геометрическим положением в ненагруженном состоянии. Пример графического представления результатов подобных исследований – на рис. 1. Здесь показано изменение радиального номинального технологического зазора вследствие упругого деформирования кромки матрицы  $\Delta_r$ . Видно, что при установлении зазора  $\Delta > 30\div 50$  мкм влияние фактора  $\Delta_r$  незначительно. Однако при величине зазора  $\Delta \leq 10$  мкм данный фактор становится определяющим. Если же рассматривать беззазорную штамповку, то в диапазоне высот матрицы от 10 мм до 130 мм наблюдается эффект формирования „отрицательного” технологического зазора уже в ходе технологической операции вследствие упругого деформирования. Это на практике может привести к разрушению матрицы пуансоном уже на первых операциях пробивки – вырубки (или – кромок пуансона).

Что касается напряженного состояния пуансонов, матриц и пуансон-матриц, то уровень максимальных эквивалентных напряжений, как следует из [1-3], наблюдается в зоне режущих кромок и, как установлено, прямо пропорционален напряжению среза штампуемого материала:  $\sigma_s^{\max} = k_3 \sigma_{cp}$ , где  $k_3$  – коэффициент, определяемый в ходе расчетов напряженно-деформированного состояния.

Тогда вопрос обеспечения прочности пуансонов, матриц и пуансон-матриц при единичном или мелкосерийном производстве определяется условием  $k_3 \sigma_{cp} \leq \sigma_T / k$ , где  $\sigma_T$  – предел текучести материала инструмента;  $k$  – коэффициент запаса.

В то же время при крупносерийном и массовом производстве требуется выполнение условия  $k_3 \sigma_{cp} \leq \sigma_0 / k$ , где  $\sigma_0$  – коэффициент выносливости материала инструмента при импульсном многоцикловом нагружении.

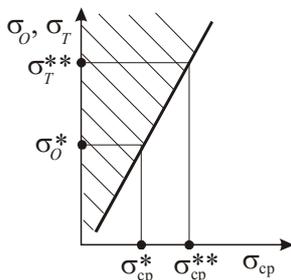


Рис. 2. К выбору свойств материала на-

штамповой оснастки с учетом контактного взаимодействия. Они являются основой при принятии проектных решений.

Тогда по графику на рис. 2 можно или решать задачу обоснования свойств материала пуансонов, матриц и пуансон-матриц, или при выбранном материале определять, для какого штампуемого материала можно применять данную оснастку (в т.ч. для единичного –  $\sigma_{cp}^*$  или крупносерийного –  $\sigma_{cp}^{**}$  производства соответственно).

В то же время приведенные примеры являются достаточно иллюстративными, поскольку только обозначают тенденции принятых проектных решений. Основное внимание следует уделять формированию электронных баз данных по результатам многовариантных расчетов НДС элементов

Рекомендации по применению созданных моделей к проектированию элементов разделительных штампов и выбору технологических параметров штамповки изложены в работах [1-3] и в основном отображают анализ НДС в зоне режущих кромок.

Отдельного рассмотрения требует вопрос влияния граничных условий в зоне подошвы матрицы на ее напряженно-деформированное состояние. Рассмотрены случаи жесткого закрепления подошвы, контакта без трения и с различными коэффициентами сухого трения (рис. 3).

**Результаты расчета напряженно-деформированного состояния матриц при помощи метода конечных элементов.** На рис. 4-9 приведены картины, характеризующие влияние на напряженно-деформированное состояние точек матрицы граничных условий на подошве. Видно, что ограниченные условия влияют на поведение матрицы только в зоне самой подошвы. В остальной части это влияние мало или пренебрежимо. В связи с этим можно заключить, что при проектировании штампа способ закрепления матриц может выбираться в основном из условий сохранения технологического зазора, а не стойкости матриц.

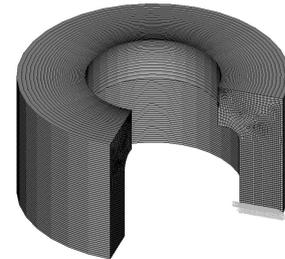
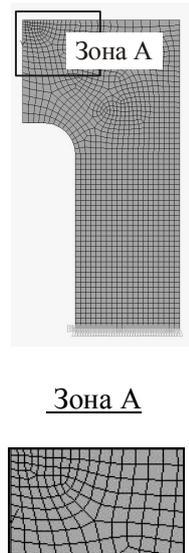


Рис.3. Расчетная схема матрицы разделительного штампа в виде тела вращения

**Заключение.** В статье описано решение частной, но очень важной задачи обоснования расчетных схем при исследовании напряженно-деформированного состояния матриц разделительных штампов. Действительно, конструктивно матрицы по-разному могут крепиться в разделительных штампах. Это влияет на граничные условия, реализуемые на их подошве.

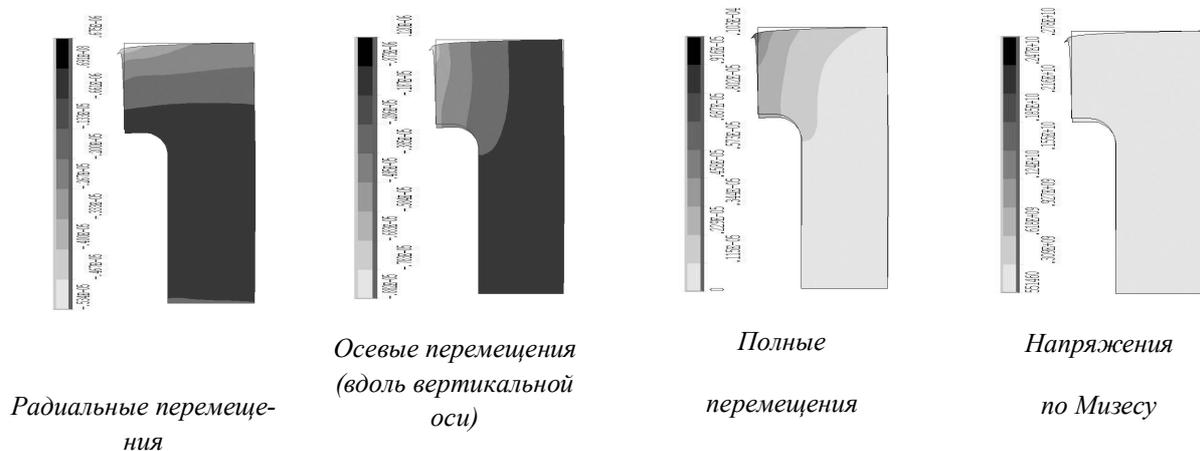


Рис. 4. Картины распределения компонент напряженно-деформированного состояния матрицы при различных видах граничных условий на ее подошве: случай жесткого закрепления

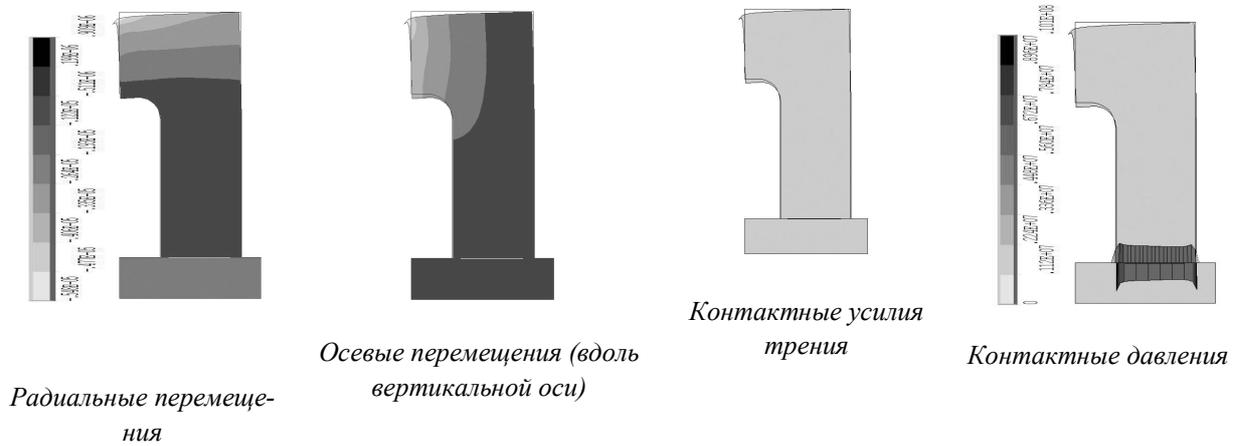


Рис. 5. Картины распределения компонент напряженно-деформированного состояния матрицы при различных видах граничных условий на ее подошве: случай свободного опирания

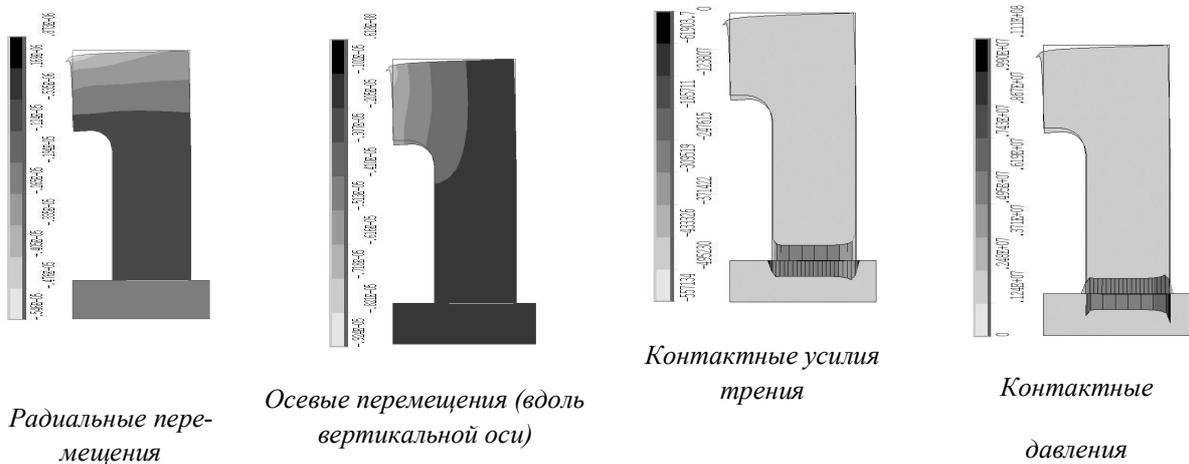


Рис. 6. Картины распределения компонент напряженно-деформированного состояния матрицы при различных видах граничных условий на ее подошве: случай сухого трения с коэффициентом  $k = 0.05$

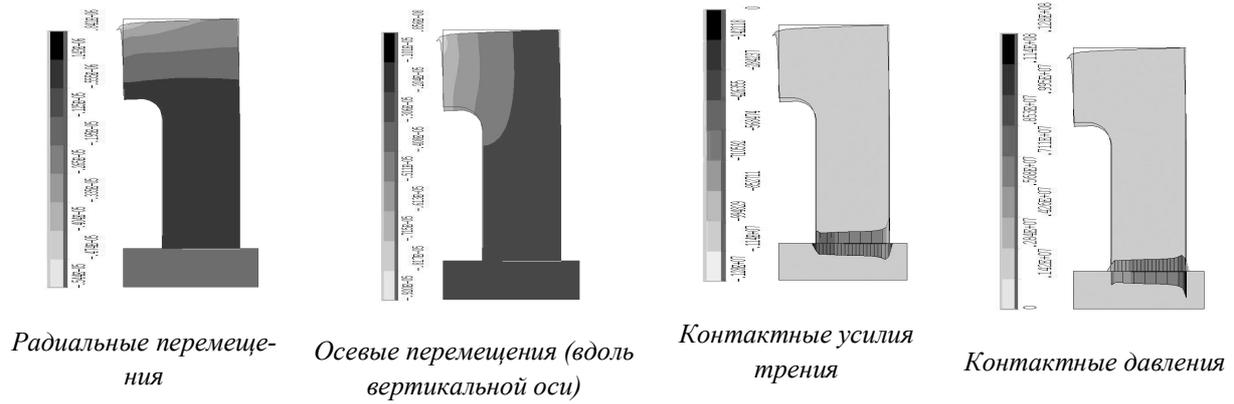


Рис. 7. Картины распределения компонент напряженно-деформированного состояния матрицы при различных видах граничных условий на ее подошве: случай сухого трения с коэффициентом  $k = 0.1$

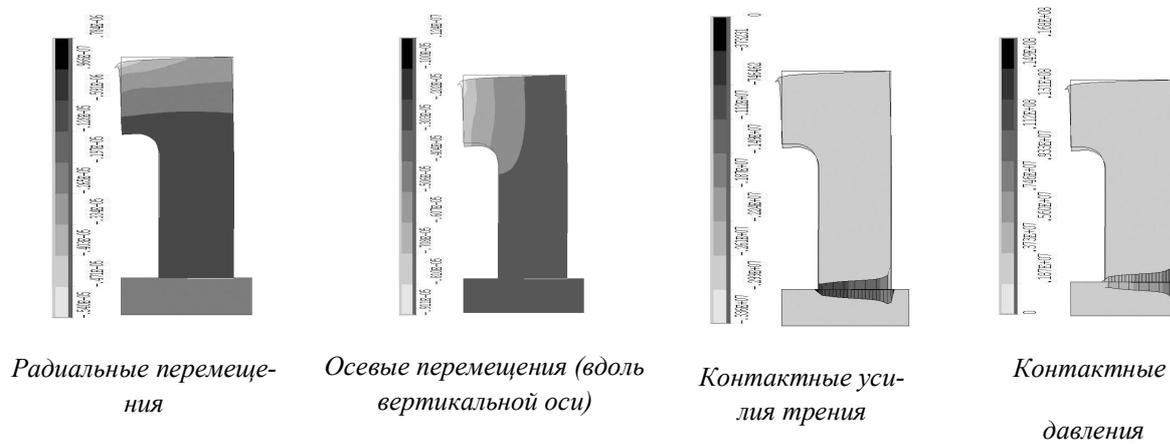


Рис. 8. Картины распределения компонент напряженно-деформированного состояния матрицы при различных видах граничных условий на ее подошве: случай сухого трения с коэффициентом  $k = 0.2$

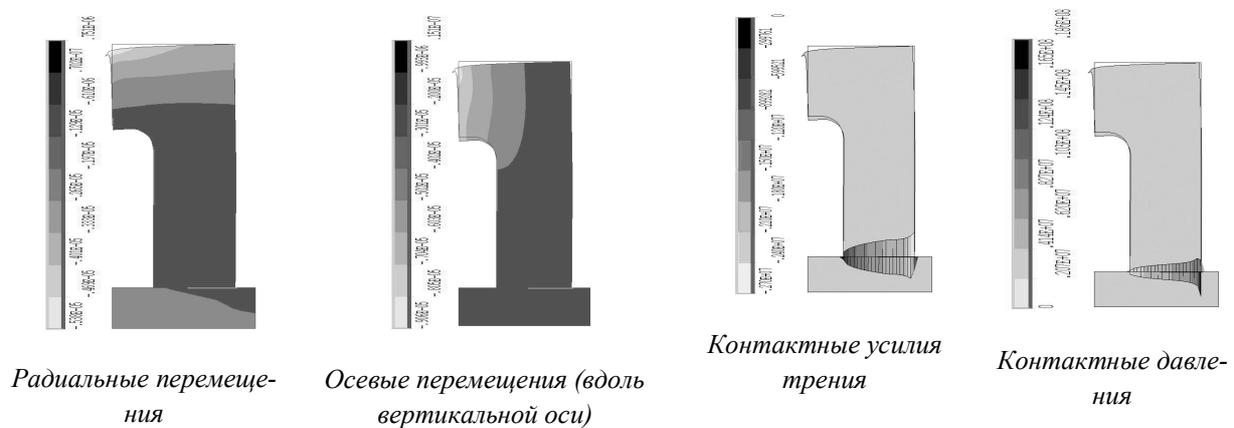


Рис. 9. Картины распределения компонент напряженно-деформированного состояния матрицы при различных видах граничных условий на ее подошве: случай сухого трения с коэффициентом  $k = 0,3$

Однако, как было показано в проведенных исследованиях, характер опирания в этой области слабо влияет на напряженно-деформированное состояние в остальных частях матриц средней высоты. Например, для случая жесткого закрепления радиальные перемещения кромки матрицы – 5,34 мкм, для свободного опирания без трения – 5,48 мкм, для контакта с коэффициентом сухого трения  $k = 0,3$  – 5,38 мкм. Для максимальных эквивалентных напряжений по Мизесу отличие – в долях процента. Видимые отличия наблюдаются только в распределении контактных напряжений и компонент НДС непосредственно в области подошвы матрицы (см. рис. 6-9). В то же время уровень напряжений в этой зоне невысок, а перемещения точек подошвы не оказывают существенного влияния на баланс перемещений в зоне режущих кромок. Т.о., можно заключить, что для матриц средней высоты вид граничных условий в районе подошвы слабо влияет на прочностные и жесткостные характеристики матриц, оказывающие заметное влияние на процесс разделения штампуемого материала, а также на стойкость инструмента.

В связи с установленными в процессе численных расчетов особенностями можно распространить все характерные закономерности напряженно-деформированного состояния элементов разделительных штампов, в частности, матриц, на различные виды их закрепления при формировании рекомендаций по их проектированию и эксплуатации.

В дальнейших исследованиях планируется определить влияние условий закрепления и опирания пуансонов, пуансон-матриц и базовых плит штампов на их напряженно-деформированное состояние.

**Литература:** 1. Заярненко Е.И. Разработка математических моделей и расчеты на прочность разделительных переналаживаемых штампов: дисс... доктора. техн. наук: спец. 01.02.06 и 05.03.05 / Заярненко Евгений Иванович. – Харьков, 1992. – 280 с. 2. Дьоміна Н.А. Удосконалення методів розрахунку елементів штампного оснащення на основі аналізу їх напружено-деформованого стану: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.03.05 „Процеси та машини обробки тиском” / Н. А. Дьоміна – Харків, 2011. – 20 с. 3. Демина Н.А. Экспериментальные исследования контактного взаимодействия матриц и пуансонов с листовой заготовкой / Н.А. Демина, Н.А. Ткачук, Ю.Д. Сердюк // Вісник НТУ „ХПІ”. – Харків: НТУ „ХПІ”. – 2011. – № 22. – С.46-50.

**Bibliography (transliterated):** 1. Zajarnenko E.I. Razrabotka matematicheskikh modelej i raschety na prochnost' razdelitel'nyh perenalazhivaemyh shtampov: diss... doktora tehn. nauk: spec. 01.02.06 i 05.03.05 / Zajarnenko Evgenij Ivanovich. – Har'kov, 1992. – 280 s. 2. D'omina N.A. Udoskonalennja metodiv rozrahunku elementiv shtampovogo osnashchennja na osnovi analizu ih napruzeno-deformovanogo stanu: avtoreref. dis. na zdobutnja nauk. stupenja kand. tehn. nauk: spec. 05.03.05 „Procesi ta mashini obrobki tiskom” / N. A. D'omina – Har'kiv, 2011. – 20 s. 3. Demina N.A. Eksperimentalnye issledovanija kontaktnogo vzaimodejstvia matric i puansonov s listovoj zagotovkoj / N.A. Demina, N.A. Tkacjuk, Ju.D. Serdjuk // Visnik NTU „XPI”. – Har'kiv: NTU „XPI”. – 2011. – № 22. – S.46-50.

N.A. Udoskonalennja metodiv rozrahunku elementiv shtampovogo osnawennja na osnovi analizu ih napruzhenno-deformovanogo stanu: avtoref. dis. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk: spec. 05.03.05 „Procesi ta mashini obrobki tiskom” / N. A. D'omina – Harkiv, 2011. – 20 s. 3. Demina N.A. Jeksperimental'nye issledovanija kontaktnogo vzaimodejstvija matric i puansonov s listovoj zagotovkoj / N.A. Demina, N.A. Tkachuk, Ju.D. Serdjuk // Visnik NTU „HPI”. – Harkiv: NTU „HPI”. – 2011. – № 22. – S.46-50.

Ищенко О.А., Дьоміна Н.А., Сердюк Ю.Д., Ткачук Г.В., Танченко А.Ю.

#### НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНІЙ СТАН ЕЛЕМЕНТІВ РОЗДІЛОВИХ ШТАМПІВ ПРИ ВАРІЮВАННІ ГРАНИЧНИХ УМОВ

У статті описано розв'язання задачі про аналіз залежності напружено-деформованого стану матриць розділових штампів від типу граничних умов на їх підошві. Установлено, що для матриць середньої висоти вплив граничних умов у цій зоні на напружено-деформований стан в області ріжучих крайок незначний. Це дає змогу формувати конструкцію для фіксації матриць із конструктивних міркувань, а не із міркувань міцності та жорсткості.

Ischenko O.A., Dyomina N.A., Serdyuk Y.D., Tkachuk H.V., Tanchenko A.Y.

#### STRESS-STRAIN STATE OF DIVIDING STAMPS ELEMENTS AT VARYING OF BOUNDARY CONDITIONS

The paper describes task solution of dependency analysis of stress-strain state of dividing stamps matrices from the type of boundary conditions on their soles. It is established that influence of boundary conditions is negligible for matrices of medium height in the zone of deformation in the cutting edges. This enables you to create a construction of matrices fixation by constructive considerations, not for reasons of strength and rigidity.

---

# **ТРАНСПОРТНЕ МАШИНО- БУДУВАННЯ**

---

*Александрова Т.Е., канд. техн. наук; Александрова И.Е., д-р техн. наук;*

*Беляев С.Н.*

## **ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНЕШНИХ ВОЗМУЩЕНИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ТАНКОВУЮ ПУШКУ**

**1. Постановка задачи.** В работе [1] получены математические модели свободных и вынужденных колебаний упругой танковой пушки, существенным образом влияющих на точность стрельбы из движущегося танка. Показано, что возбудителем вынужденных колебаний ствола танковой пушки являются неровности поверхности движения танка, вызывающие вертикальные и продольно-угловые колебания подрессоренной части корпуса. В данной статье рассматривается задача имитационного моделирования внешних возмущений, действующих на танковую пушку при различных скоростях движения танка и различных статистических характеристиках поверхности движения.

**2. Статистические характеристики различных типов поверхностей движения.** В реальных условиях движения танка расположение неровностей носит случайный характер. Предположим, что танк движется по определенному типу грунта с известными статистическими характеристиками с постоянной скоростью  $v$ . При этом случайные колебания подрессоренной части корпуса можно считать стационарными, протекающими во времени относительно однородно.

В работе [2] корреляционную функцию случайных неровностей дороги предлагается представить в виде

$$K(\tau) = D e^{-\alpha v \tau} \cos \beta v \tau, \quad (1)$$

где  $D$  – дисперсия высот неровностей дороги;  $\alpha$ ,  $\beta$  – коэффициенты корреляции, численные значения которых для различных дорожных покрытий приведены в таблице 1.

*Таблица 1*

Значения коэффициентов корреляции

Коэффициент корреляции	Тип дороги		
	Асфальтобетон	Мостовая	Грунтовая
$\alpha$	0,22	0,32	0,47
$\beta$	0,44	0,64	0,94

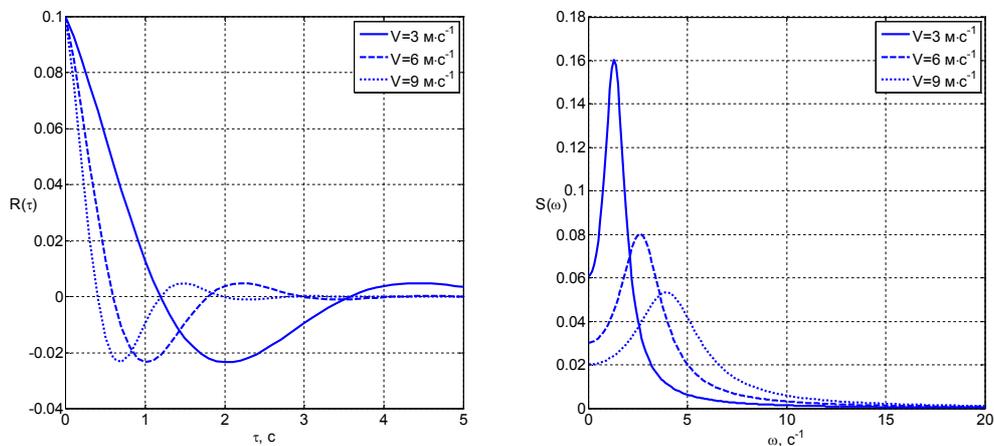
Связь между корреляционной функцией  $K(\tau)$  и спектральной плотностью  $S(\omega)$  стационарного случайного процесса  $h(t)$  определяется интегралом Фурье [3]

$$S(\omega) = \int_0^{\infty} K(\tau) \cos \omega \tau d\tau. \quad (2)$$

Подставляя (1) в (2), получаем соотношение для спектральной плотности стационарного случайного процесса  $h(t)$

$$S(\omega) = D \frac{2\alpha v (\alpha^2 v^2 + \beta^2 v^2 + \omega^2)}{\omega^4 + 2\omega^2 v^2 (\alpha^2 - \beta^2) + v^4 (\alpha^2 + \beta^2)^2}. \quad (3)$$

На рис. 1 приведены кривые корреляционных функций и спектральных плотностей случайного процесса  $h(t)$  при различных условиях движения танка.



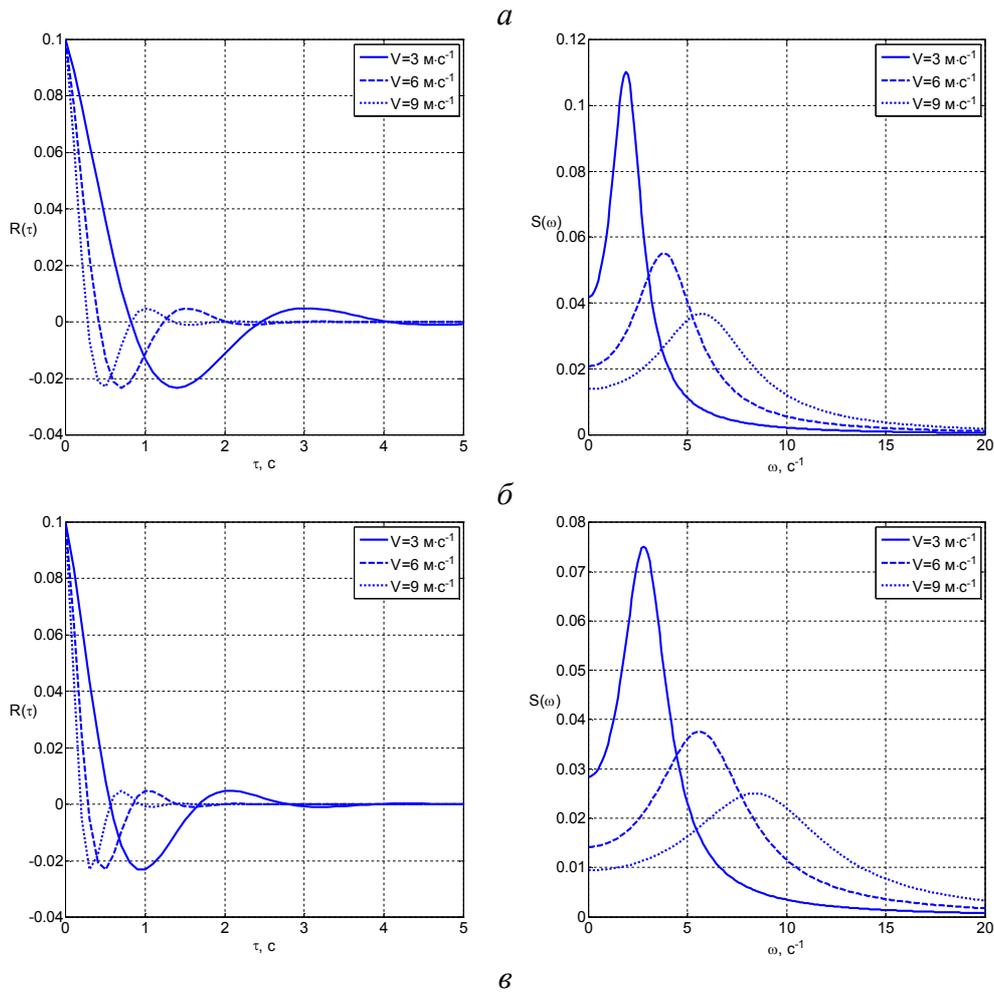


Рис. 1. Корреляционные функции и спектральные плотности дороги:

а – асфальтобетон; б – мостовая; в – грунтовая

**3. Формирующее динамическое звено.** Под формирующим динамическим звеном будем понимать звено, на вход которого подан единичный «белый шум»  $\xi(t)$ , а на выходе имеет место случайный процесс  $h(t)$  с заданными статистическими характеристиками. Известно [4], что связь между спектральными плотностями  $S_x(\omega)$  и  $S_y(\omega)$  входного  $x(t)$  и выходного  $y(t)$  случайных сигналов динамического звена определяются соотношением:

$$S_y(\omega) = W^2(j\omega)S_x(\omega), \quad (4)$$

где  $W(j\omega)$  – частотная передаточная функция динамического звена.

Если предположить, что входной сигнал динамического звена представляет собой единичный «белый шум»  $x(t) = \xi(t)$ , спектральная плотность которого постоянна и равна единице, то соотношение (4) принимает следующий вид:

$$S_h(\omega) = W^2(j\omega). \quad (5)$$

Спектральные плотности генерируемого случайного процесса  $h(t)$  приведены на рис. 1. Анализ кривых спектральных плотностей позволяет сделать вывод, что формирующее динамическое звено является колебательным с передаточной функцией

$$W(s) = \frac{K_\xi}{T_1^2 s^2 + T_2 s + 1}, \quad (6)$$

где  $K_\xi$  – коэффициент усиления;  $T_1, T_2$  – постоянные времени формирующего динамического звена.

Если подавать на вход динамического звена (6) единичный «белый шум»  $\xi(t)$ , то на выходе звена будет иметь место случайный процесс  $h(t)$ , определяющий микропрофиль дороги. Этот процесс зависит, во-первых, от типа дорожного покрытия и, во-вторых, от скорости движения танка.

В формуле (6) положим  $s = j\omega$  и запишем выражение для частотной передаточной функции формирующего динамического звена

$$W(j\omega) = \frac{K_\xi}{(1 - \omega^2 T_1^2) + j\omega T_2}. \quad (7)$$

Тогда

$$W^2(j\omega) = \frac{K_\xi^2}{(1 - \omega^2 T_1^2)^2 + \omega^2 T_2^2}. \quad (8)$$

В формуле (8) положим  $\omega = 0$ . В результате, с учетом соотношения (5), получаем

$$K_\xi = \sqrt{S_h(0)}. \quad (9)$$

Максимум резонансного пика спектральной плотности  $S_h(\omega)$  достигается при частоте  $\omega_p$ , которая отвечает минимуму знаменателя соотношения (8). Продифференцируем знаменатель (8) по  $\omega$  и результат дифференцирования приравняем нулю:

$$-2T_1^2(1 - \omega_p^2 T_1^2) + T_2^2 = 0. \quad (10)$$

Из соотношения (10) получаем

$$T_2^2 = 2T_1^2(1 - \omega_p^2 T_1^2). \quad (11)$$

Из формул (5) и (8) можно записать

$$S_h(\omega_p) = \frac{S_h(0)}{(1 - \omega_p^2 T_1^2)^2 + \omega_p^2 T_2^2}. \quad (12)$$

Подставляя (11) в (12), получаем

$$1 - \omega_p^4 T_1^4 = \frac{S_h(0)}{S_h(\omega_p)}. \quad (13)$$

Из формулы (13) получаем

$$T_1^4 = \frac{1}{\omega_p^4} \left[ 1 - \frac{S_h(0)}{S_h(\omega_p)} \right]$$

или

$$T_1^2 = \frac{1}{\omega_p^2} \sqrt{1 - \frac{S_h(0)}{S_h(\omega_p)}}. \quad (14)$$

Постоянную времени  $T_2$  отыскиваем с помощью подстановки величины  $T_1^2$  в формулу (11):

$$T_2 = \frac{\sqrt{2}}{\omega_p} \sqrt{\sqrt{1 - \frac{S(0)}{S(\omega_p)}} \left[ 1 - \sqrt{1 - \frac{S(0)}{S(\omega_p)}} \right]}. \quad (15)$$

Таким образом, параметры формирующего динамического звена  $K_\xi$ ,  $T_1^2$  и  $T_2$  могут быть вычислены с помощью формул (9), (14) и (15). Значения этих параметров для различных дорог и различных скоростей движения танка приведены в таблице 2.

*Таблица 2*

Значения постоянных времени  $T_1$  и  $T_2$  и коэффициента усиления  $K_\xi$

Скорость	Вид дороги		
	асфальтобетон	мостовая	грунтовая
3 м·с <sup>-1</sup>	$T_1 = 0,75$ с	$T_1 = 0,498$ с	$T_1 = 0,313$ с
	$T_2 = 0,646$ с	$T_2 = 0,158$ с	$T_2 = 0,198$ с
	$K_\xi = 0,246$	$K_\xi = 0,204$	$K_\xi = 0,168$
6 м·с <sup>-1</sup>	$T_1 = 0,375$ с	$T_1 = 0,249$ с	$T_1 = 0,156$ с
	$T_2 = 0,323$ с	$T_2 = 0,079$ с	$T_2 = 0,099$ с
	$K_\xi = 0,174$ с	$K_\xi = 0,144$	$K_\xi = 0,119$
9 м·с <sup>-1</sup>	$T_1 = 0,25$ с	$T_1 = 0,166$ с	$T_1 = 0,104$ с
	$T_2 = 0,215$ с	$T_2 = 0,053$ с	$T_2 = 0,066$ с
	$K_\xi = 0,142$	$K_\xi = 0,118$	$K_\xi = 0,097$

**4. Имитационное моделирование внешних возмущений.** С учетом формулы (6) дифференциальное уравнение формирующего динамического звена записывается в виде

$$T_1^2 \ddot{h}(t) + T_2 \dot{h}(t) + h(t) = K_\xi \xi(t), \quad (16)$$

а дифференциальные уравнения возмущенного движения подрессоренной части корпуса танка имеют вид [5]:

$$\begin{aligned} & \frac{G_n}{g} \ddot{z}_k(t) + 2q\delta \dot{z}_k(t) + 2rcz_k(t) + \delta \sum_{j=1}^{2q} l_j \dot{\varphi}_k(t) + c \sum_{i=1}^{2r} l_i \varphi_k(t) = \\ & = c \sum_{i=1}^{2r} h\left(t + \frac{l_i}{v}\right) + \delta \sum_{j=1}^{2q} \dot{h}\left(t + \frac{l_j}{v}\right); \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned}
 J_y \ddot{\varphi}_k(t) + \delta \sum_{j=1}^{2q} l_j^2 \dot{\varphi}_k(t) + c \sum_{i=1}^{2r} l_i^2 \varphi_k(t) + \delta \sum_{j=1}^{2q} l_j \dot{z}_k(t) + c \sum_{i=1}^{2r} l_i z_k(t) = \\
 = c \sum_{i=1}^{2r} l_i h \left( t + \frac{l_i}{v} \right) + \delta \sum_{j=1}^{2q} l_j \dot{h} \left( t + \frac{l_j}{v} \right);
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

$$\begin{aligned}
 J_x \ddot{\vartheta}_k(t) + \frac{q\delta B^2}{2} \dot{\vartheta}_k(t) + \frac{rcB^2}{2} \vartheta_k(t) + q\delta B \dot{z}_k(t) + rcB z_k(t) = \\
 = \frac{cB}{2} \sum_{i=1}^{2r} h_i \left( t + \frac{l_i}{v} \right) + \frac{\delta B}{2} \sum_{j=1}^{2q} \dot{h} \left( t + \frac{l_j}{v} \right),
 \end{aligned}
 \tag{19}$$

где  $G_{\Pi}$  – вес поддресоренной части корпуса танка;  $J_y$  – момент инерции поддресоренной части корпуса танка относительно собственной поперечной оси;  $q$  – число амортизаторов ходовой части по одному борту;  $r$  – число торсионов ходовой части по одному борту;  $\delta$  – среднее значение коэффициента демпфирования амортизатора;  $c$  – коэффициент жесткости торсиона;  $l_i$  – расстояние по горизонтали от центра тяжести поддресоренной части корпуса танка до точки крепления  $i$ -того балансира;  $l_j$  – расстояние по горизонтали от центра тяжести поддресоренной части корпуса танка до точки крепления  $j$ -того амортизатора;  $B$  – ширина колеи танка;  $h_i(t)$  – высота неровностей грунта под  $i$ -тым опорным катком.

Внешние возмущения, действующие на танковую пушку при движении танка по случайному микропрофилю дороги, определяются формулами [1]:

$$M_T(t) = m_c \operatorname{sign} \dot{\varphi}_0(t) + \mu \dot{\varphi}_0(t); \tag{20}$$

$$F_z(x, t) = m(x) [\ddot{z}_k(t) - g], \tag{21}$$

где  $m_c$  – момент «сухого» трения в оси цапф;  $\mu$  – коэффициент жидкостного трения в оси цапф;  $\dot{\varphi}_0(t)$  – составляющая угловой скорости поворота башни относительно ее поперечной оси, обусловленная колебаниями поддресоренной части корпуса танка, причем

$$\dot{\varphi}_0(t) = \dot{\varphi}_k(t) \cos \alpha(t) + \dot{\vartheta}_k(t) \sin \alpha(t), \tag{22}$$

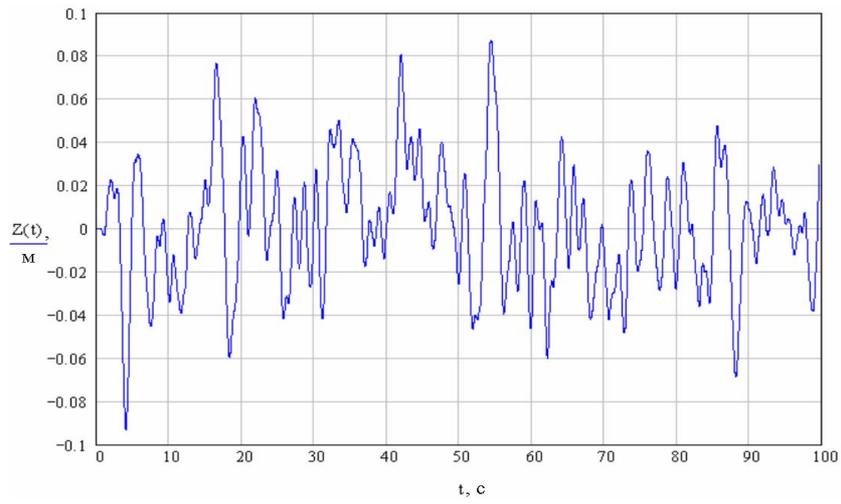
где  $\alpha(t)$  – текущий угол поворота продольной оси башни относительно продольной оси поддрессоренной части корпуса;  $m(x)$  – погонная масса ствола танковой пушки.

Таким образом, дифференциальные уравнения (16)–(19) вместе с соотношениями (20), (21) и (22) образуют имитационную модель возмущений, действующих на танковую пушку.

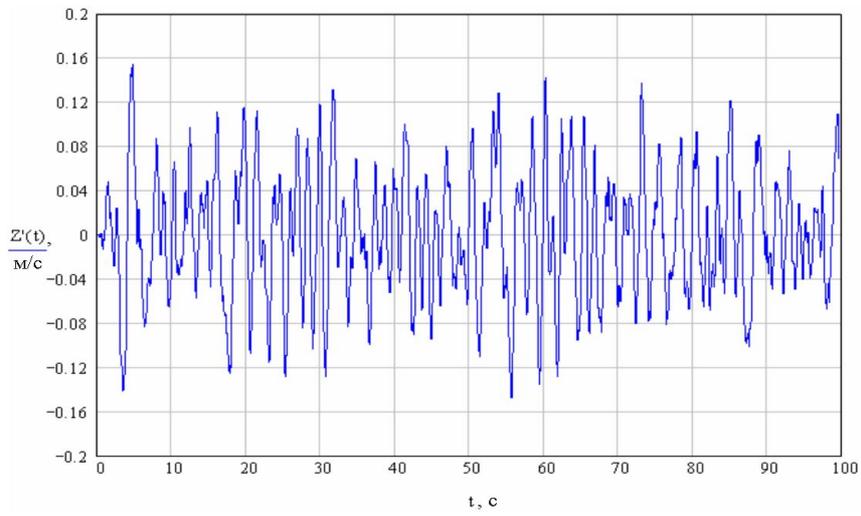
Для украинского танка Т-80УД параметры разработанной имитационной модели составляют:

- вес поддрессоренной части корпуса  $G_{\Pi} = 42 \cdot 10^4$  Н;
- моменты инерции поддрессоренной части корпуса соответственно относительно поперечной и продольной осей:  $J_y = 16 \cdot 10^4$  Н·м·с<sup>2</sup>;  $J_x = 10,4 \cdot 10^4$  Н·м·с<sup>2</sup>;
- коэффициент жесткости торсиона  $c = 200000$  Н·м<sup>-1</sup>;
- среднее значение коэффициента демпфирования амортизатора  $\delta = 103836$  Н·м<sup>-1</sup>·с;
- число амортизаторов по одному борту  $q = 3$ ;
- число торсионов по одному борту  $r = 6$ ;
- расстояния по горизонтали от центра тяжести поддрессоренной части корпуса танка до осей торсионов:  $l_1 = 2,23$  м;  $l_2 = 1,485$  м;  $l_3 = 1,485$ ;  $l_4 = 0,62$  м;  $l_4 = -0,1$  м;  $l_5 = -0,98$  м;  $l_6 = -1,485$  м;
- расстояния по горизонтали от центра тяжести поддрессоренной части корпуса танка до точек крепления амортизаторов:  $l_1 = 2,273$  м;  $l_2 = 1,575$  м;  $l_3 = -1,755$  м.

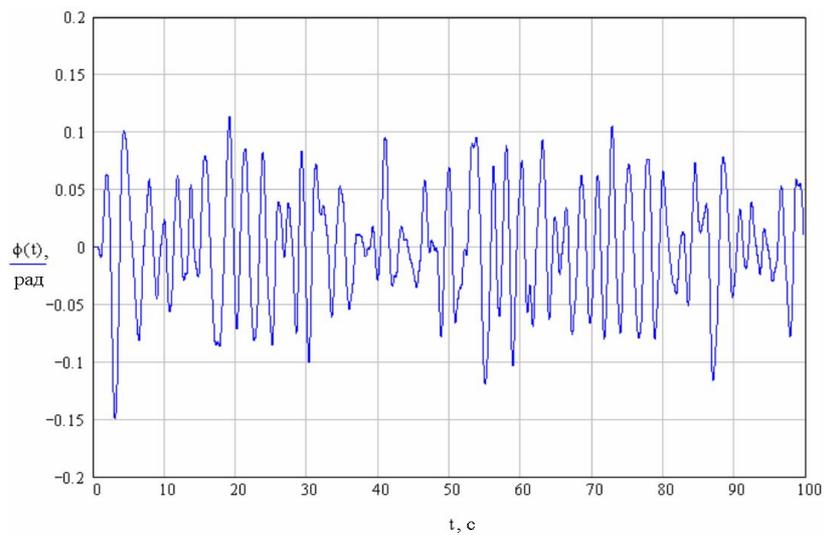
На рис. 2 приведены случайные процессы  $z_k(t)$ ,  $\dot{z}_k(t)$ ,  $\varphi_k(t)$ ,  $\dot{\varphi}_k(t)$ , полученные интегрированием системы дифференциальных уравнений (16)–(19) при подаче на вход системы единичного «белого шума»  $\xi(t)$ . При этом предполагается, что танк движется со скоростью  $v = 6$  м·с<sup>-1</sup> по грунтовой дороге.



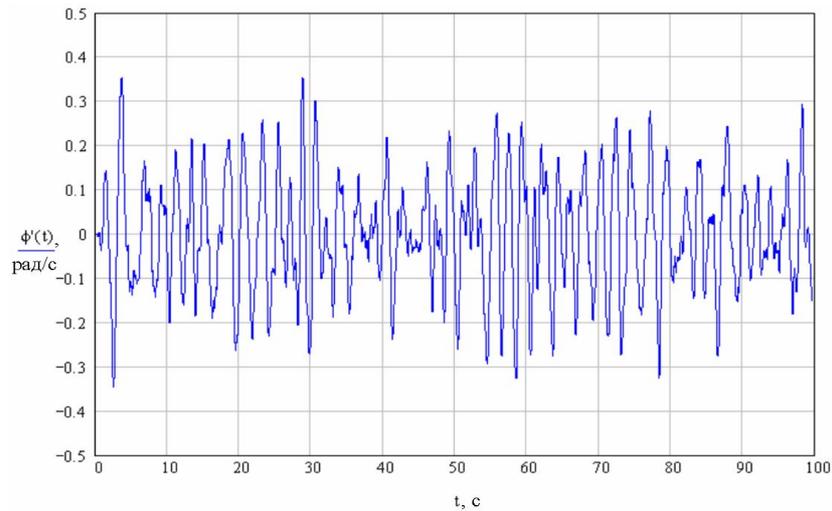
*a*



*б*



*в*



z

Рис. 2. Случайные процессы колебаний поддресоренной части танка:

$$a - z_k(t); \quad b - \dot{z}_k(t); \quad в - \varphi_k(t); \quad z - \dot{\varphi}_k(t)$$

### Выводы:

1. Случайный микропрофиль поверхности движения танка может быть промоделирован с помощью колебательного динамического звена, на вход которого подан единичный «белый шум», а на выходе имеет место случайный процесс с заданными статистическими характеристиками.

2. Получены зависимости, связывающие значения коэффициента усиления и постоянных времени колебательного формирующего динамического звена с характеристиками кривой спектральной плотности случайного микропрофиля дороги.

**Литература:** 1. Аблесімов О. К., Александрова І. Є. Автоматичне керування рухомими об'єктами і технологічними процесами. Том 3. Автоматичне керування озброєнням танків. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – 444 с. 2. Говорущенко Н. Я., Туренко А. Н. Системотехніка транспорту. – Харків: ХГАДТУ, 1998. – 255 с. 3. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969. – 576 с. 4. Пугачев В. С. Теория случайных функций и ее применений к задачам автоматического управления. – М.: Физматгиз, 1962. – 883 с. 5. Балдин В. А. Теория и конструкция танков. – М.: АБТВ, 1972. – 782 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Ablesimov O. K., Aleksandrova I. Є. Avtomatichne keruvannja ruhomimi ob'ektami i tehnologichnimi procesami. Tom 3. Avtomatichne keruvannja ozbroennjam ta-nkiv. – Harkiv: NTU «HPI», 2008. – 444 s. 2. Govoruwenko N. Ja., Turenko A. N. Siste-motehnika transportu. – Harkiv: HGADTU, 1998. – 255 s. 3. Ventcel' E. S. Teorija verojatnostej. – M.: Nauka, 1969. – 576 s. 4. Pugachev V. S. Teorija sluchajnyh funkcij i ee primenenij k zadacham avtomaticheskogo upravlenija. – M.: Fizmatgiz, 1962. – 883 s. 5. Baldin V. A. Teorija i konstrukcija tankov. – M.: ABTV, 1972. – 782 s.

Александрова Т. Є., Александрова І. Є., Біляєв С. М.

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЗОВНІШНІХ ЗБУРЕНЬ,  
ЩО ДІЮТЬ НА ТАНКОВУ ГАРМАТУ

Наведено методику формування випадкових зовнішніх збурень, що діють на танкову гармату при русі танка по нерівностям.

Aleksandrova T. E., Aleksandrova I.E., Belyaev S. N.

SIMULATION OF EXTERNAL PERTURBATIONS ACTING ON THE  
TANK GUN

The technique of modeling of external perturbations acting on the tank gun when driving on uneven road surfaces is presented.

---

УДК 629.11.012.

*Белов В.К., канд. техн. наук; Подгорный М.В.*

РЕЛАКСАЦИОННЫЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ АМОРТИЗАТОР

**Постановка проблеми.** В связи с повышением скорости движения транспортных машин возрастает актуальность решения вопроса о повышении плавности их хода, в частности, о повышении эффективности гашения колебаний машин на подвеске. Для

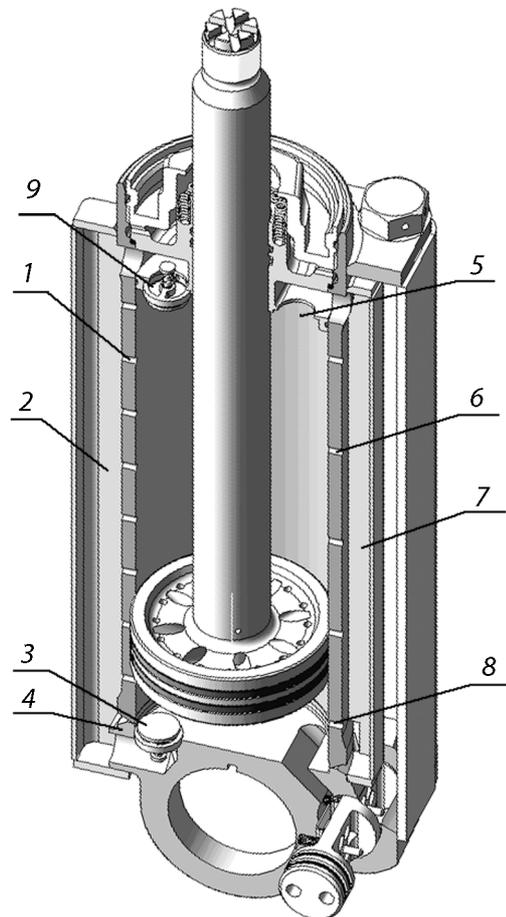
гашения этих колебаний в подвеске параллельно упругим элементам устанавливаются гасители того или иного вида. На быстроходных гусеничных машинах в виде гасителей обычно используются гидравлические телескопические амортизаторы, устанавливаемые на подвесках первого и последнего опорных катков, а при недостаточной их эффективности – на первой, второй и последней.

**Цель исследования.** Существенным недостатком таких амортизаторов является зависимость их сопротивления от скорости относительного перемещения поршня и корпуса [1, 2]. Следовательно, амортизатор гасит колебания наиболее эффективно в средней зоне перемещения поршня, а в начале ходов сжатия и отбоя сила сопротивления мала. С целью повышения эффективности работы гидроамортизатора в этих зонах, предлагается конструкция амортизатора релаксационного типа, у которого сопротивление зависит не только от скорости перемещения поршня, но и от его перемещения.

Решение этой проблемы мы видим в изменении конструкции амортизатора, обеспечивающей уменьшение площади проходных сечений отверстий для перепуска жидкости из надпоршневой полости в подпоршневую и наоборот в зоне малых скоростей движения поршня и её увеличение в зоне больших скоростей. Для этого перекачка жидкости происходит не через отверстия и клапаны в поршне, а через радиальные отверстия в стенках цилиндра, расположенные по определенному закону вдоль образующей. Конструкция амортизатора представлена на рис. 1.

При ходе отбоя (поршень перемещается вверх) часть жидкости через дроссельные отверстия 1, находящиеся в зоне над поршнем, наружный канал 2, нижний перепускной клапан 3 и дроссельные отверстия 4 переходит в подпоршневую полость. Часть жидкости совершает это же перемещение через переливное отверстие 5, дроссельные отверстия 6, внутренний канал 7 и дроссельные отверстия 8.

При ходе сжатия (поршень перемещается вниз) часть жидкости из полости под поршнем через дроссельные отверстия 3, канал 2, открытый клапан 9 и дроссельные отверстия 1 переходит в надпоршневую полость, часть жидкости переходит через



1,4,6,8 – дроссельные отверстия, 2 – наружный клапан, 3 – нижний перепускной клапан, 5 – переливное отверстие, 7 – внутренний канал.

дроссельные отверстия 8 и 6, также через переливное отверстие 5.

С целью ограничения давления на ходе сжатия в штоке установлен клапан максимального давления, также установлен клапан для связи с дополнительной камерой.

Диаметры дроссельных отверстий, их расположение вдоль образующей цилиндра, параметры переливных клапанов обеспечивают увеличение сопротивления амортизатора с увеличением амплитуды колебаний машины на подвеске, обеспечивая максимально допустимые значения коэффициента сопротивления на ходе отбоя по условию зависания катка.

Авторами произведен предварительный расчет интересующих нас параметров релаксационного амортизатора для быстроходной машины массой 40 тонн с шестью опорными катками на борт и характеристикой подвески, представленной на рис. 2.

Для примера танка с одноступенчатым пуском рассмотрим электрооборудование танка типа Т-55 как наиболее массовый танк, выпускаемый СССР в послевоенные годы до создания танков типов Т-64, Т-72, Т-80.

Электрооборудование системы электропуска танка типа Т-55: стартер СТ-16М, четыре двенадцативольтовые аккумуляторные батареи (АКБ) 6-СТ-140 емкостью 140А·ч каждая. АКБ объединены в 2 последовательно соединенные группы, внутри каждой группы АКБ соединены параллельно.

На рисунке 1 приведена функциональная схема одноступенчатого электрического пуска двигателя танка типа Т-55.

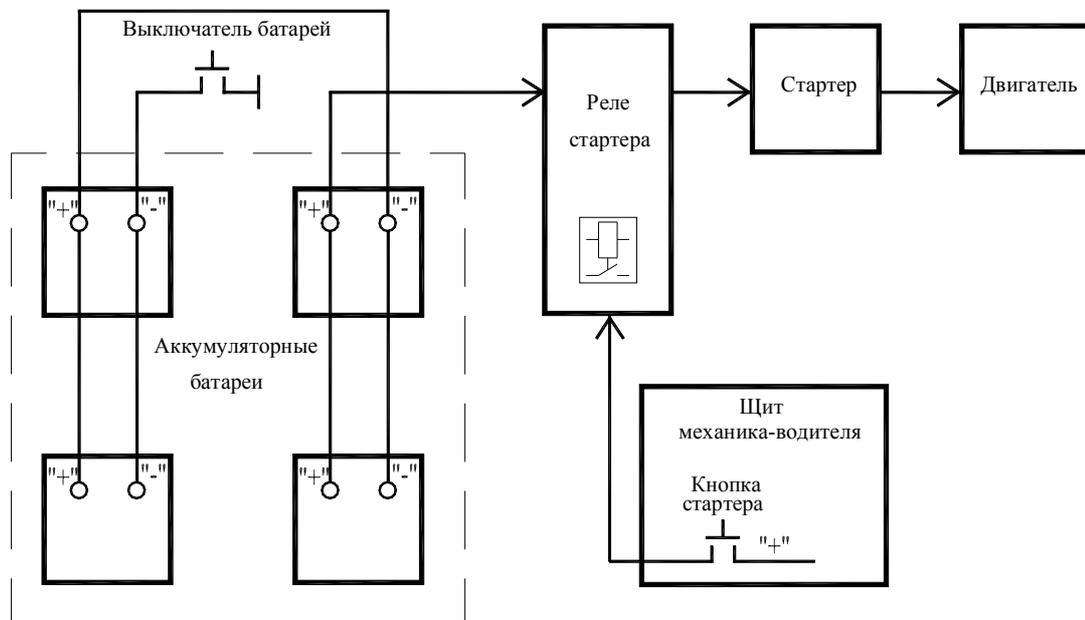


Рис. 1. Функциональная схема одноступенчатого электрического пуска двигателя танка типа Т-55

Пуск двигателя осуществляется после нажатия кнопки стартера на щите механика-водителя подачей на стартер посредством реле стартера напряжения с двух групп АКБ.

Для примера танка с двухступенчатым пуском рассмотрим электрооборудование танка типа Т-80УД как первый украинский танк, серийного изготовления, поставляемый Инозаказчику.

Электрооборудование системы электропуска танка типа Т-80УД: стартер-генератор СГ-18-1С, четыре двадцатичетырехвольтовые аккумуляторные батареи 12-СТ-85Р1 емкостью 85А·ч каждая.

На рисунке 2 приведена функциональная схема двухступенчатого пуска двигателя танка типа Т-80УД.

Пуск двигателя осуществляется после нажатия кнопки стартера на щите механика-водителя. Сигнал с кнопки стартера со щита механика - водителя поступает на пусковое устройство стартера (ПУС), которое коммутирует первую ступень пуска.

После этого с задержкой 0,4...0,8 секунд ПУС выдает на реле стартер-генератора (РСГ) управляющий сигнал второй ступени пуска. После получения с ПУСа управляющего сигнала РСГ коммутирует вторую ступень пуска.

Для примера танка с трехступенчатым пуском рассмотрим электрооборудование новейшего украинского танка БМ "Оплот".

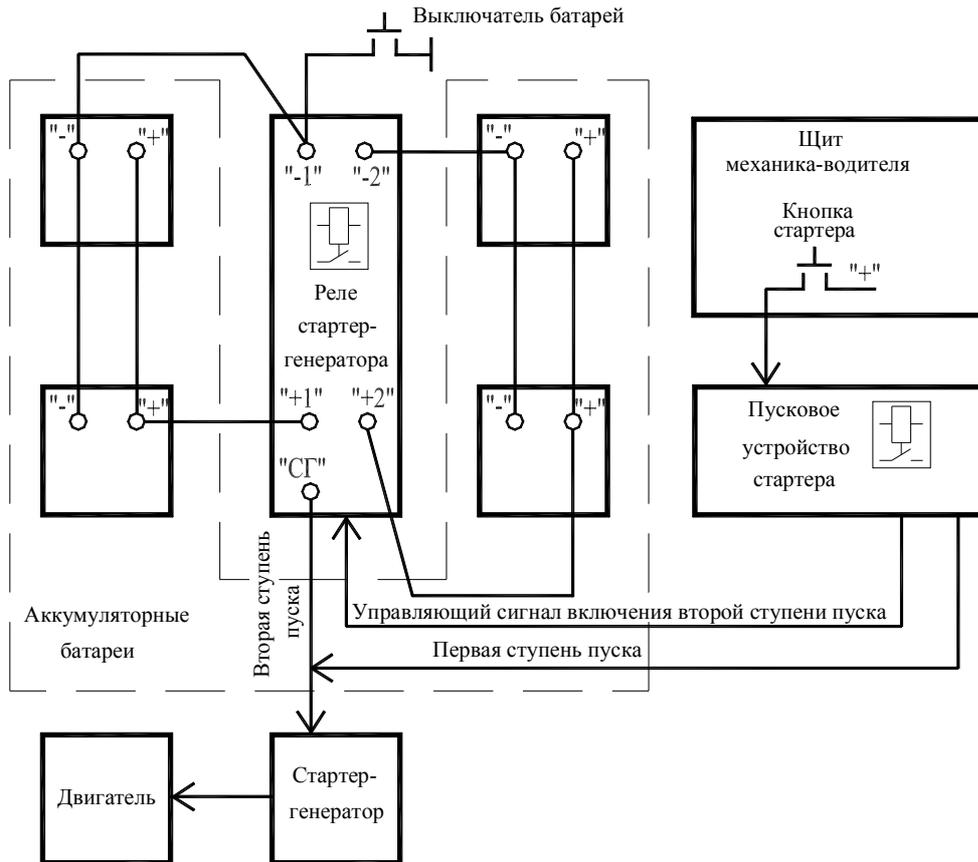


Рис. 2. Функциональная схема двухступенчатого электрического пуска двигателя танка типа Т-80УД

Электрооборудование системы электропуска танка БМ "Оплот": стартер-генератор СГ-18-1С, четыре двадцатичетырехвольтовые батареи 12-СТ-85 емкостью 85А·ч каждая.

На рисунке 3 приведена функциональная схема трехступенчатого электрического пуска двигателя танка БМ "Оплот".

Пуск двигателя осуществляется после нажатия кнопки стартера на щите механика-водителя. Сигнал с кнопки стартера со щита механика - водителя поступает в блок логики, который последовательно выдает в блок силовой управляющие сигналы на коммутацию первой, второй, третьей ступеней пуска.

Многоступенчатые способы электрического пуска дизельного двигателя ввиду их реализации на контактно-релейных устройствах автоматики имеют существенный недостаток: высокие кратковременные пусковые токи в стартерной цепи в момент пуска, что снижает срок службы аккумуляторных батарей.

Этого явления можно избежать применив бесступенчатый пуск, основанный на использовании широтно-импульсного управления током стартера с помощью полупро-

водниковой аппаратуры. Схема бесступенчатого пуска танкового двигателя, предлагаемая авторами приведена на рисунке 4.

Пуск двигателя осуществляется после нажатия кнопки стартера на щите механика-водителя. Сигнал с кнопки стартера со щита механика - водителя поступает в блок управления пуском, который выдает на РСГ управляющие сигналы по переключению соединения АКБ. После этого блок управления пуском "плавно", начиная с нулевого значения, увеличивает в течении заданного времени напряжение на стартере до максимального значения.

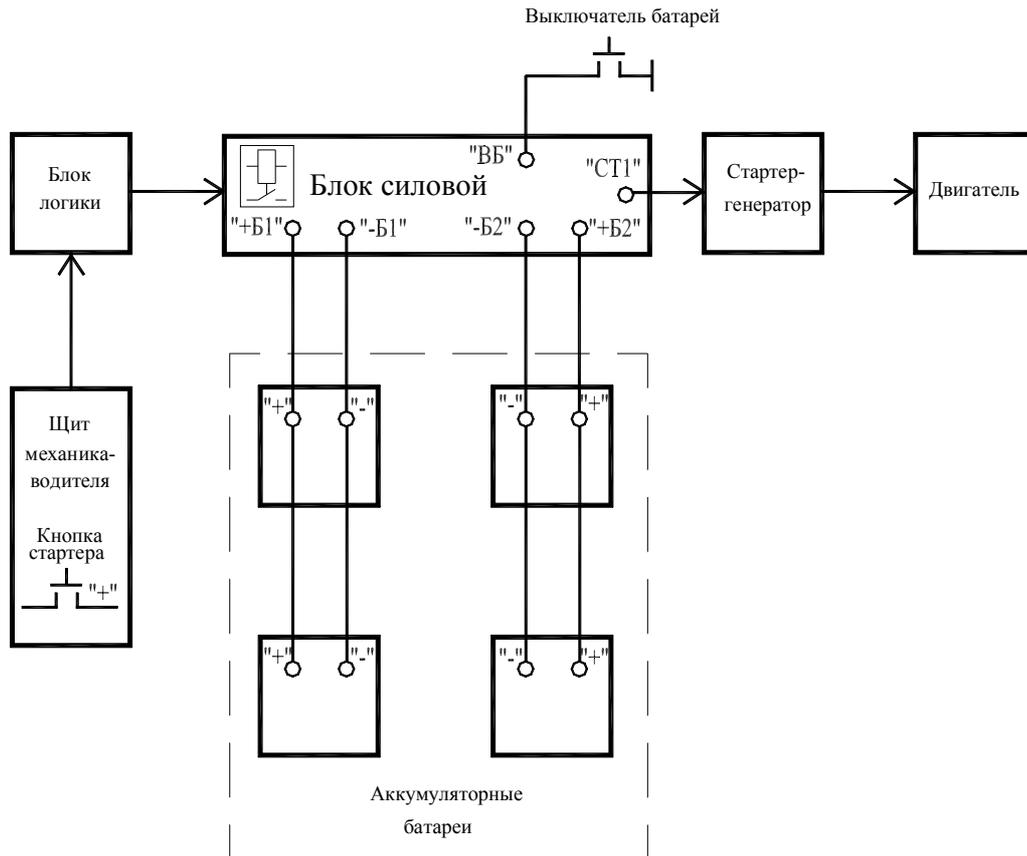


Рис. 3. Функциональная схема трехступенчатого электрического пуска двигателя танка БМ "Оплот"

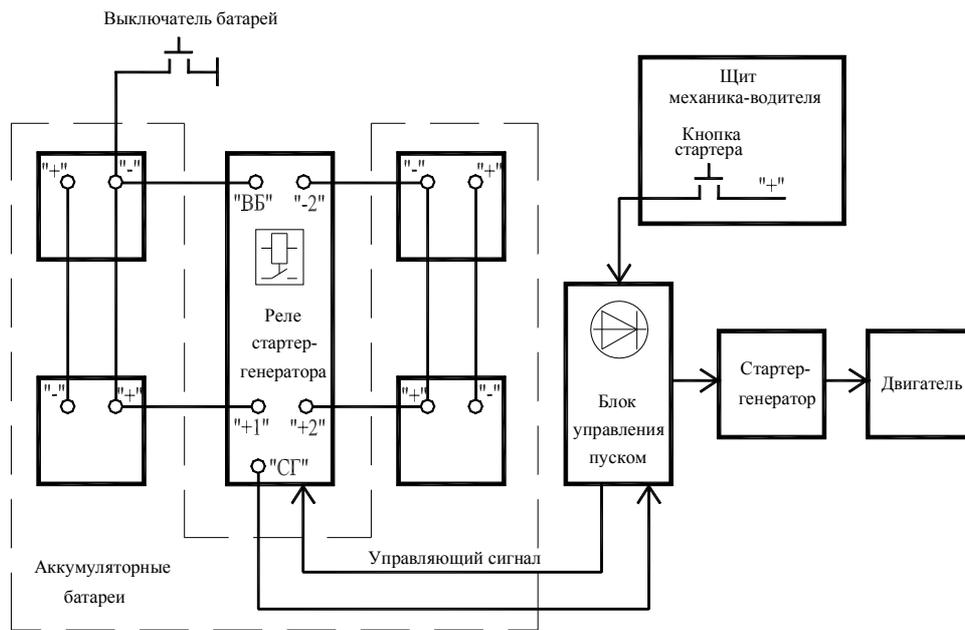


Рис. 4. Функциональная схема бесступенчатого электрического пуска  
дизельного танкового двигателя

Реализация бесступенчатого пуска имеет ряд преимуществ:

- отсутствие пиков электрического тока в момент пуска;
- повышение долговечности аккумуляторных батарей;
- повышение надежности пуско-регулирующей аппаратуры и соответственно, танка в целом за счет применения в пуско-регулирующей аппаратуре полупроводниковых элементов и максимально возможного исключения контакторов и реле, имеющих коэффициент надежности на 2 порядка ниже коэффициента надежности полупроводниковых элементов.

В настоящее время по аналогичному принципу бесступенчатый пуск реализован в пуско - регулирующей аппаратуре украинского производства двигателя энергоагрегата пакистанского танка "Аль-Халид".

**Выводы:** В настоящее время все системы электрического пуска отечественных танковых дизельных двигателей реализованы на контактно-релейных устройствах автоматизации, имеющих достаточно невысокую надежность и дающих кратковременное повышение стартерного тока в момент пуска двигателя, что отрицательно сказывается на долговечности аккумуляторных батарей. Реализация бесступенчатого электрическо-

го пуска даст возможность повысить надежность пуско-регулирующей аппаратуры и долговечность аккумуляторных батарей, что имеет большое значение в условиях серийного производства и конкурентоспособности отечественной продукции.

**Литература:** 1. Вентцель Е.С., Овчаров Л.А. Теория случайных процессов и ее инженерные приложения. – М.: Наука, 1991. – 384 с. 2. Солянкин А.Г., Павлов М.В., Павлов И.В., Желтов И.Г. Отечественные бронированные машины. XX век. Том 1.– М.: ООО "Издательский центр "Экспринт", 2002. – 344 с. 3. Барятинский М. Бронеколлекция. Советская бронетанковая техника 1945-1995 (часть 1). – №3 (30), 2000. – М.: Моделист-конструктор. – 32с. 4. Шумилин С., Околелов Н., Чечин А. Бронеколлекция. Средний танк Т-55 (часть 1). – №4 (79), 2008. – М.: Моделист-конструктор. – 32с. 5. Веретенников А.И., Рассказов И.И., Сидоров К.В., Решетило Е.И. Харьковское конструкторское бюро по машиностроению имени А.А.Морозова / Под общей редакцией Борисюка М.Д. – Харьков, 2007.– 188с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Ventcel' E.S., Ovcharov L.A., Teorija sluchajnyh processov i ee inzhenernye prilozhenija.-M.: Nauka, 1991.-384s. 2. Soljankin A.G., Pavlov M.V., Pavlov I.V., Zheltov I.G. Otechestvennye bronirovannye mashiny. HH vek. Tom 1.-M.:OOO "Izdatel'skij centr "Jeksprint", 2002.-344s. 3. Barjatinskij M. Bronekollekcija. Sovetskaja bronetankovaja tehnik 1945-1995 (chast'1). – №3(30), 2000g. – M.:Modelist-konstruktor. - 32s. 4. Shumilin S., Okolelov N., Chechin A.. Bronekollekcija. Srednij tank T-55 chast' 1 №4(79) 2008g. M.:Modelist-konstruktor. - 32s. 5. Veretennikov A.I., Rasskazov I.I., Sidorov K.V., Reshetilo E.I.. Har'kovskoe konstruktorskoe bjuro po mashinostroeniju imeni A.A.Morozova. Pod obwey redakciej Borisjuka M.D.– Har'kov, 2007. - 188s.

Бондар О.І., Дегтяр С.М., Магерамов Л.К.-А., Павленко С.А., Смоляков В.А.

#### ДО ПИТАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОГО ПУСКУ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ВІТЧИЗНЯНИХ ТАНКІВ

У статті надані функціональні схеми систем пуску танкових дизельних двигунів танків типів Т-55, Т-80УД, БМ "Оплот", запропонована концепція безступінчастого електричного пуску танкового дизельного двигуна на базі напівпровідникових елементів, його переваги.

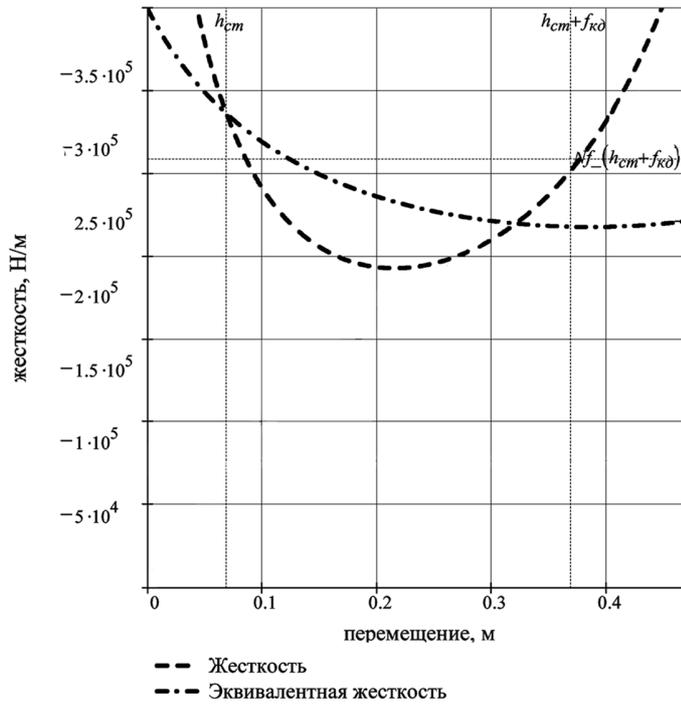


Рис. 2. Зависимость жесткости подвески от хода поршня

По условию независания опорного катка на ходе отбоя определено максимально допустимое значение коэффициента сопротивления амортизатора на ходе отбоя (рис. 3).

При 11 дроссельных отверстиях наружной камеры и 9 внутренней определена зависимость коэффициента сопротивления амортизатора от хода опорного катка (рис. 4).

**Выводы.** По результатам расчета видно, что эффективность релаксационного амортизатора при малых перемещениях опорного катка возрастает примерно в 1,8 раза.

Рис. 2. Зависимость жесткости подвески от хода поршня

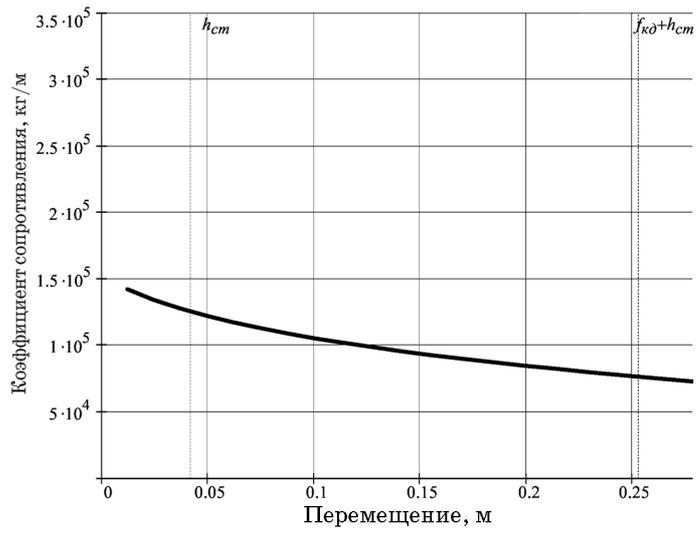


Рис. 3. Значение максимально допустимого коэффициента сопротивления амортизатора по условию

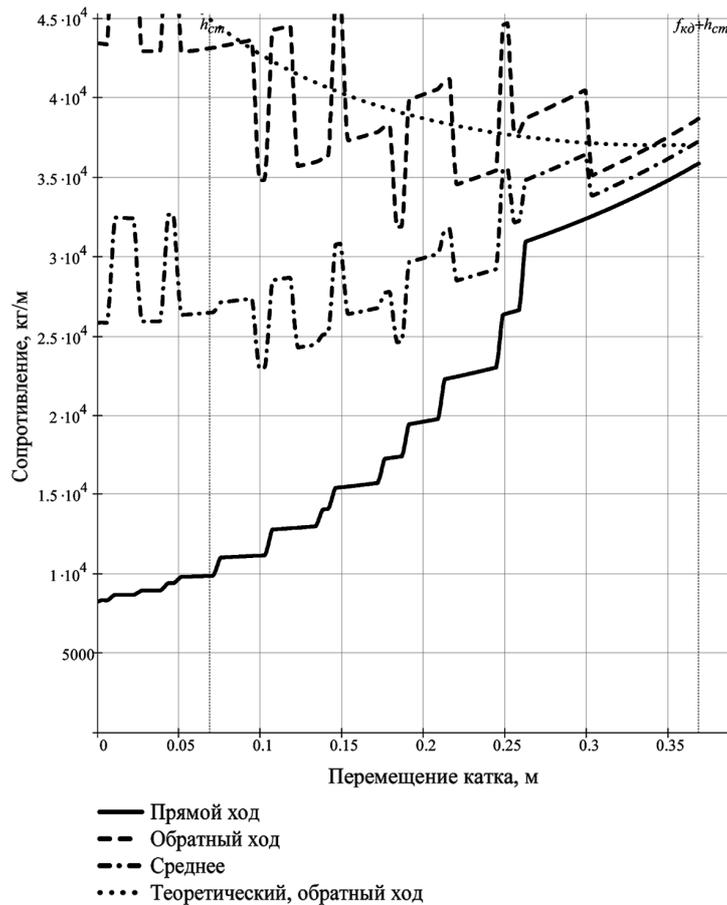


Рис. 4. Зависимость значений коэффициента сопротивления амортизатора от хода опорного катка

**Литература:** 1. Александров Е.Е., Крыжачковский Н.Л., Кулл И.А. Экспериментальное исследование характеристик лопастного фрикционного амортизатора релаксационного типа // Механіка та машинобудування. – 2004. – №1. – С.85-94. 2. Кулл И.А. К вопросу построения математической модели лопастно-фрикционного амортизатора релаксационного типа: разработка обобщенного алгоритма // Вісник НТУ «ХПІ». Збірка наукових праць. Тематичний випуск «Автомобіле- та тракторобудування». – Харків; НТУ «ХПІ», – 2004. – №16. – С.164-171.

**Bibliography (transliterated):** 1. Aleksandrov E.E., Kryzhachkovskij N.L., Kull I.A. Jeksperimental'noe issledovanie harakteristik lopastnogo frikcionnogo amortizatora relaksacionnogo tipa // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2004. – №1. – S.85-94. 2. Kull I.A. K voprosu postroenija matematicheskoj modeli lopastno-frikcionnogo amortizatora relaksacionnogo tipa: razrabotka obobwennogo algoritma // Visnik NTU «HPI». Zbirka naukovih prac'. Tematichnij vipusk «Avtomobile- ta traktorobuduvannja». – Harkiv; NTU «HPI», – 2004. – №16. – S.164-171

## РЕЛАКСАЦІЙНИЙ ГІДРАВЛІЧНИЙ АМОРТИЗАТОР

Представлена конструкція телескопічного гідравлічного амортизатора релаксаційного типу, визначено його параметри і приведені розрахункові характеристики.

Belov V.K., Podgorny M.V.

## RELAXATIONAL HYDRAULIC SHOCK ABSORBER

A relaxation-type telescopic hydraulic shock absorber design is presented, its parameters are determined and estimated performance is given.

---

УДК 621.77

*Бондарь А.И., Дегтярь С.М., Магерамов Л.К.-А., канд. техн. наук;  
Павленко С.А., Смоляков В.А.*

## К ВОПРОСУ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПУСКА ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ТАНКОВ

**Введение.** В своем развитии танки, в том числе и отечественные, прошли путь улучшения тактико-технических характеристик, в том числе и увеличения мощности двигателя, которое необходимо для повышения маневренности танка при увеличивающейся массе. Увеличение мощности двигателя влекло за собой постоянное совершенствование системы электрического пуска и пуско - регулирующей аппаратуры (ПРА).

**Цель работы.** Целью работы является проработка возможности перехода пуско-регулирующей аппаратуры бронетанковой техники на современную элементную базу с целью повышения ее надежности.

**Основная часть.** Система электрического пуска двигателя, основу которой составляет ПРА, является одной из важнейших систем танка.

Системы электрического пуска двигателей прошли путь одноступенчатого пуска дизельного двигателя (танки типов Т-34 - Т-62), двухступенчатого пуска (танки типов Т-64, Т-72, Т-80, Т-80УД, БМ "Булат"), трехступенчатого пуска (БМ "Оплот").

Bondar A.I., Degtyar S.M., Mageramov L.K.-A., Pavlenko S.A., Smolyakov V.A.  
ON ELECTRICAL START OF DIESEL ENGINES OF INDIGENOUS TANKS

The article deals with functional diagrams of diesel engines starting systems of tanks of T-55, T-80UD, BM "Oplot" type. The concept of stepless electric start of tank diesel engine on the basis of semiconductor elements, its advantages has been set forward.

---

УДК 621.314-621.391

*Борисенко А.Н., д-р техн. наук; Лавриненко О.В., Сосина Е.В.*

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНФОРМАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ И ДИАГНОСТИКИ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ**

**Постановка проблемы.** Обеспечение приемлемых технико-экономических и экологических показателей дизель-генераторов тесно связано с поддержанием на должном уровне технического состояния агрегатов и качества работы систем регулирования, которые в процессе эксплуатации изменяются. В связи с этим возникает необходимость непрерывного контроля технического состояния силовой установки в процессе эксплуатации по соответствующим информативным параметрам и диагностическим признакам, которые необходимо выбрать с учетом экспериментальных данных.

**Анализ литературы** показывает, что диагностирование дизелей производят либо по сигналам множества датчиков режимных параметров агрегата [1, 2], либо по сигналу одного датчика неравномерности вращения вала [3-6], что удобнее в плане привязки к объекту, но усложняет процесс обработки информации. Глубина диагностирования при этом существенно зависит от выбора математической модели диагностического сигнала. Например, в работах [5,6] в качестве таковой был использован линейный периодический случайный процесс (ЛПСР), низшие моменты которого (дисперсия и корреляционная функция) используются в качестве диагностических признаков, и позволяют обнаружить неисправный цилиндр.

**Цель работы** – на базе математической модели ЛПСР, описывающей процесс неравномерности вращения вала дизеля с учетом случайного его характера и физической природы явлений, происходящих в тепловом двигателе, теоретически обосновать, а затем экспериментально проверить новые информативные параметры, характеризующие техническое состояние дизелей, на основании предложенных параметров построить обучающие совокупности (образы) и разработать решающие правила, которые с большей точностью позволяют выявить дефекты в дизеле.

По своей физической природе дизель-генератор (ДГ) является объектом циклического действия и угловая скорость его коленчатого вала содержит три составляющие: постоянную (среднее значение), переменную (отклонение мгновенной скорости от среднего значения, что может охарактеризовано дисперсией) и импульсную составляющую, имеющую место при резких изменениях тока генератора. Поскольку указанная угловая скорость подвержена влиянию множества случайных факторов (подача топлива, воздухообеспечение, изменение нагрузки и т.д.), ее можно рассматривать как случайный процесс  $\{\xi(t) \ t \in (-\infty, \infty)\}$ , к которому в качестве математической модели в полной мере подходит ЛПСР [5, ... ,8].

Определения и основные характеристики ЛПСР. Согласно [5, ... ,8], случайный процесс  $\{\xi(t) \ t \in (-\infty, \infty)\}$  называется периодическим в широком смысле, если существует такое  $T > 0$ , для которого одномерная и двумерная функции распределения удовлетворяют условиям:

$$\begin{aligned} F(x; t) &= F(x; t + T), \\ F(x_1, x_2; t_1, t_2) &= F(x_1, x_2; t_1 + T, t_2 + T), \\ t_1, t_2 &\in (-\infty, \infty). \end{aligned}$$

ЛПСР имеет моменты высшего порядка (включая и коэффициенты асимметрии и эксцесса), которые можно использовать в качестве диагностических признаков для уточнения технического состояния двигателя.

С целью получения сигнала угловой скорости коленчатого вала ДГ была проведена серия экспериментальных работ на агрегатах типов 10Д100 и Д70, в ходе которых упомянутый сигнал снимался либо с индуктивного датчика, установленного вблизи венца валоповоротной шестерни или специальной измерительной шестерни, либо с оптоэлектронного датчика типа ПДФ-3, который устанавливался на свободном конце вала дизеля. Для определения типа распределения процесса изменения скорости вала (рис.1), реализации были обработаны с использованием гистограммного анализа с последующим сглаживанием полученных гистограмм по методу наименьших квадратов [9]. Отметим, что тахограммы на рис.1-4, 6, 7 были записаны на шлейфовый осциллограф в установившемся режиме работы ДГ, причем для синхронизации использовался

сигнал отметчика верхней мертвой точки первого цилиндра (этот сигнал на графиках не показан).

На рис. 1 приведена осциллограмма девиации угловой скорости вала ДГ типа 10Д100 без дефектов, работающего в номинальном режиме, гистограмма распределения угловой скорости и сглаживающая кривая, построенная по методу наименьших квадратов. Общий объем выборки данных за один оборот вала составляет 1500 точек.

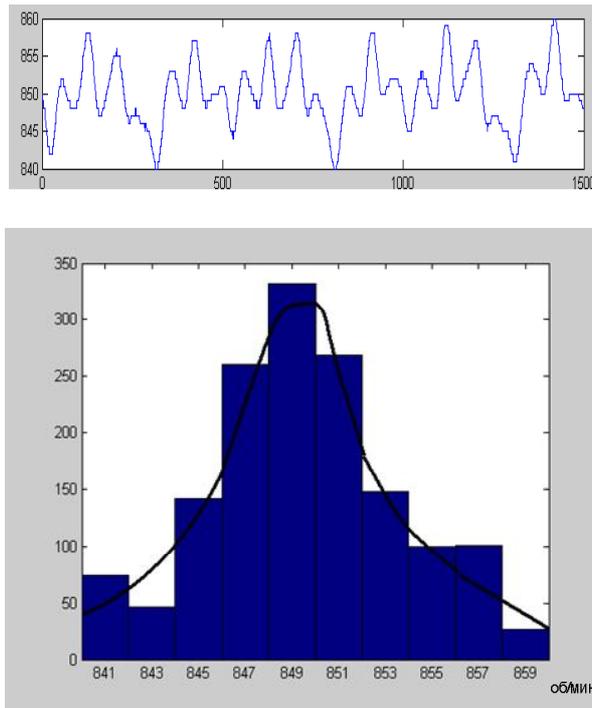
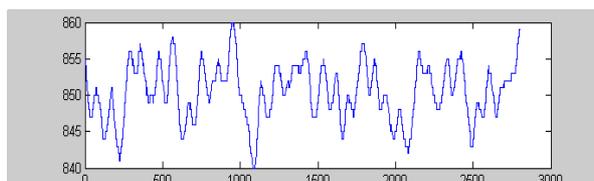


Рис. 1. Осциллограмма девиации угловой скорости вала ДГ типа 10Д100 без дефектов,

гистограмма распределения угловой скорости и сглаживающая кривая

На рис. 2 приведены тахограмма, гистограмма и сглаживающая кривая для агрегата 10Д100, имеющего дефекты в цилиндро-поршневой группе, в частности, задиры. За один оборот вала при этом было снято 3000 точек.



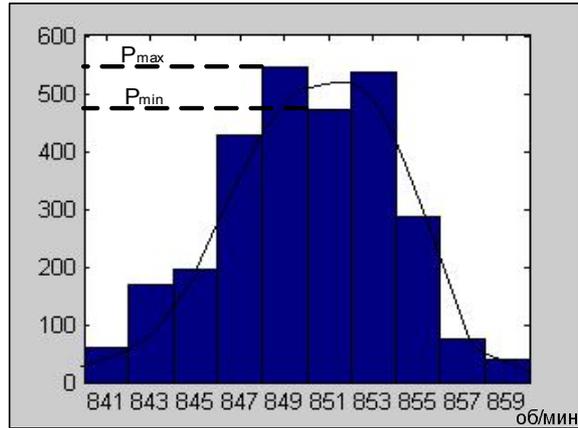


Рис.2. Тахограмма, гистограмма и сглаживающая кривая для агрегата 10Д100, имеющего дефекты в цилиндро-поршневой группе

На рис. 3, 4 приведены графические иллюстрации для дизельной установки того же типа с дефектами в топливоподающей аппаратуре. Рис. 3 соответствует случаю пониженной цикловой подачи топлива, а рис. 4 – позднему впрыскиванию топлива. За оборот вала регистрировалось 2500 точек.

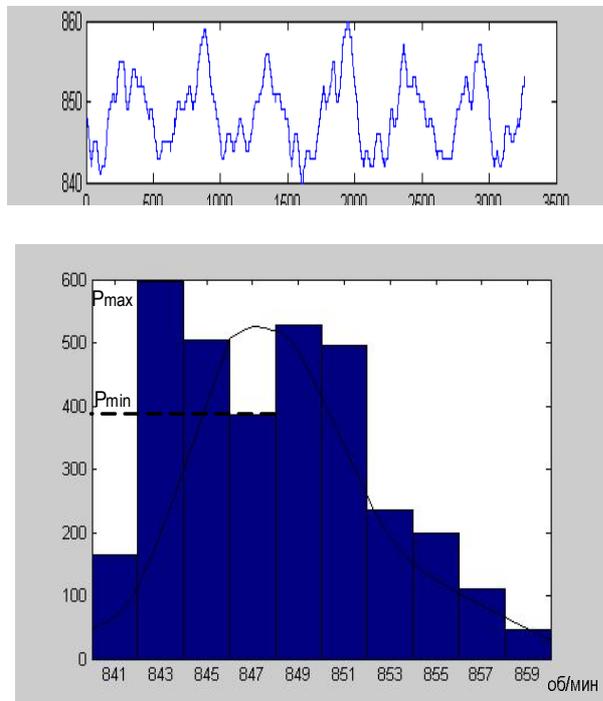


Рис. 3. Тахограмма, гистограмма и сглаживающая кривая для агрегата 10Д100 с пониженной цикловой подачей топлива

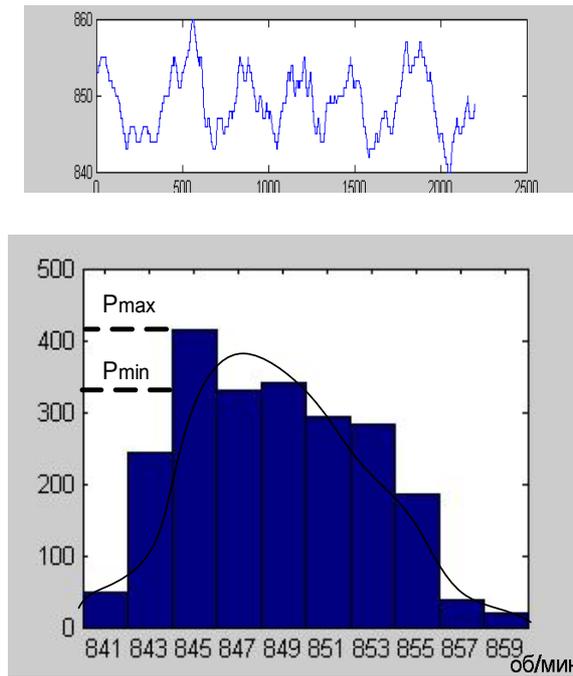


Рис.4. Тахограмма, гистограмма и сглаживающая кривая для дизель-генератора 10Д100 с поздним впрыском топлива

Для этих кривых найдены асимметрия и эксцесс [7], которые были приняты в качестве диагностических признаков.

$$k = \frac{\sqrt{n}}{\sqrt{(n-1)^3} \cdot (G_x)^3} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^3,$$

$$j = \frac{n}{(n-1)^2 \cdot (G_x)^4} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^4 - 3,$$

где  $n$  - число измерений;  $x_i$  -  $i$ -я измеренная величина;  $m_x$  - математическое ожидание измеренной величины;  $G_x$  - среднеквадратическое отклонение измеренной величины.

Именно эти параметры были выбраны в качестве координат диагностического пространства, в котором по количественным оценкам  $k$  и  $j$  были построены обучающие совокупности.

После обработки 387 гистограмм со сглаживающими кривыми были сформированы обучающие совокупности, соответствующие различным техническим состояниям ДГ. Это иллюстрируется рис.5.

В частности, область I соответствует дизель-генератору без дефектов; области II – агрегату с дефектами цилиндрично-поршневой группы, причем в случае  $k > 0$  имеют место неплотности, а в случае  $k < 0$  – задиры; область IV соответствует отклонению цикловой подачи топлива от требуемого значения, причем в случае  $k > 0, j < 0$  – цикловая подача топлива ниже нормы, а при  $k < 0, j > 0$  – выше нормы; область IV означает отклонение фазы топливоподачи от нормы: при  $k > 0$  - ниже нормы, при  $k < 0$  - выше нормы.

Автором была выполнена статистическая обработка осциллограмм мгновенной угловой скорости коленчатого вала ДГ 10Д100, в котором поочередно отключался тот или иной цилиндр путем установки в нулевое положение соответствующей рейки топливного насоса. В качестве примера на рис.6 приведены гистограмма и сглаживающая кривая при отключенном первом цилиндре, а на рис.7 – при отключенном втором цилиндре. Анализируя полученные гистограммы, можно отметить следующее.

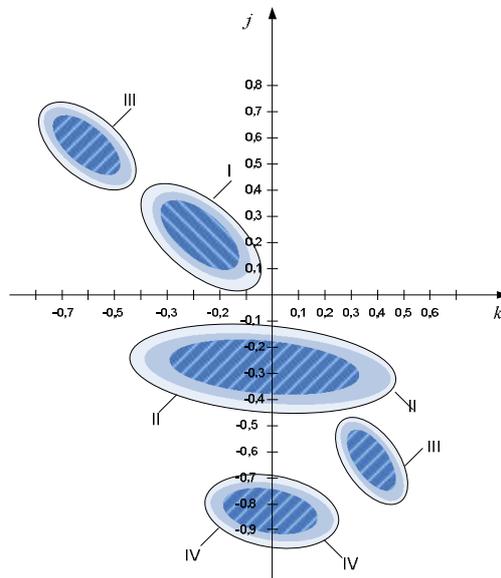


Рис. 5. Обучающие совокупности, соответствующие различным техническим состояниям дизель-генератора

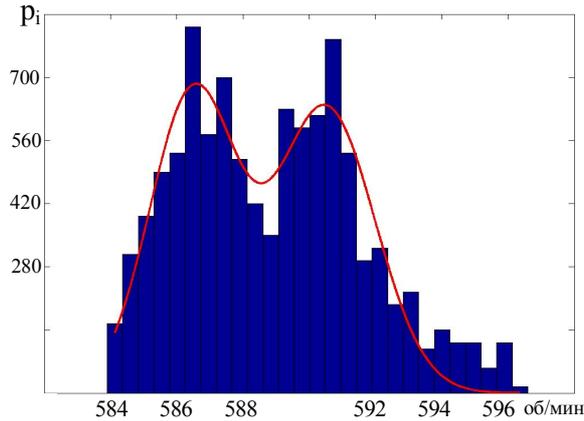


Рис.6. Гистограмма и сглаживающая кривая при отключенном первом цилиндре

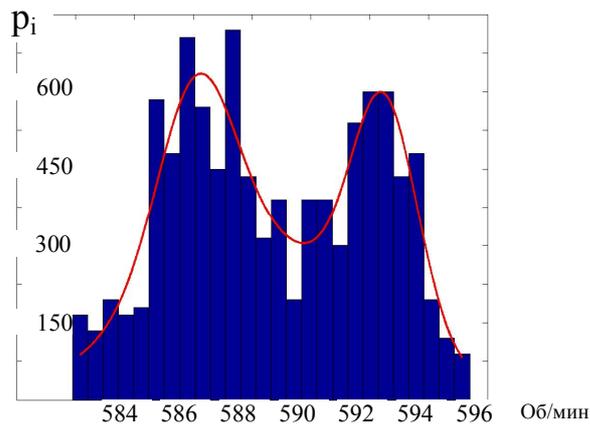


Рис.7. Гистограмма и сглаживающая кривая при отключенном втором цилиндре

При отсутствии дефектов у ДГ гистограмма и сглаживающая кривая имеют единственный экстремум (максимум) в точке, соответствующей настройке регулятора скорости (на рис.1 – это 850 об/мин). При наличии дефектов, как видно из рис. 2, 3, 4, на гистограмме между двух максимумов (большой из которых обозначен  $P_{max}$ ), имеется минимум (обозначенный  $P_{min}$ ) вблизи точки, соответствующей настройке регулятора скорости. У дизеля с дефектами, но всеми работающими цилиндрами, коэффициент работоспособности  $K_{pc} = P_{min} / P_{max}$  составляет не менее 0,5. Если же у дизеля отключен хотя бы один цилиндр, то  $K_{pc} < 0,5$ . Например, рис.6 соответствует  $K_{pc} = 0,43$ , а рис.7 соответствует  $K_{pc} = 0,27$ . Такое расхождение значений  $K_{pc}$  объясняется, по-видимому, неполной идентичностью отключаемых (первого и второго) цилиндров.

По величине коэффициента  $K_{pc}$  можно судить о техническом состоянии ДГ, то есть его можно использовать как дополнительный диагностический признак.

**Выводы.** Проведенные теоретические и экспериментальные исследования показали:

1. В качестве диагностических признаков технического состояния ЦПГ дизеля эффективно можно использовать коэффициенты асимметрии и эксцесса, а также коэффициент работоспособности  $K_{pc}$ .

2. В качестве диагностического пространства для формирования обучающих совокупностей предложено использовать плоскость, осями координат в которой используются коэффициенты асимметрии и эксцесса.

3. В выбранном диагностическом пространстве предложен способ построения образов, соответствующих следующим техническим состояниям узлов ЦПГ:

- условно исправны;
- наличие задиров;
- наличие неплотностей.

4. Предложен способ выявления разрегулировки цикловой подачи и фазы впрыска топлива.

**Литература:** 1. Станиславский Л.В. Техническое диагностирование дизелей.- Киев, Донецк // Вища школа. Главное издательство, 1983. – 135с. 2. Ле Ван Диём. Модели и алгоритмы технического диагностирования силовых дизельных установок в процессе эксплуатации.- Автореф. дисс. на соискание ученой степени кандидата технических наук.- Санкт-Петербург, 2006г.- 24 стр. 3. Марченко Б.Г., Мыслович М.В. Теория диагностики энергоагрегатов по девиации вращающихся узлов и ее практическая реализация на дизель-электрических генераторах. Часть 1. модели динамики цилиндрических мощностей на валу дизель-электрического генератора. // Техн. электродинамика. – 1998. – № 5 – с. 36-40. 4. Марченко Б.Г., Мыслович М.В. Теория диагностики энергоагрегатов по девиации вращающихся узлов и ее практическая реализация на дизель-электрических генераторах. Часть 2. Построение оценок линейных ПКСП, описывающих динамику цилиндрических мощностей на валу дизель-электрического генератора. // Техн. электродинамика.–1998. –№ 6. – с. 39-42. 5. Марченко Б.Г., Мыслович М.В. Теория диагностики энергоагрегатов по девиации вращающихся узлов и ее практическая реализация на дизель-электрических генераторах. Часть 3. Физическая конкретизация параметров модели и имитационное моделирование динамики цилиндрических мощностей на валу дизель-электрического генератора. // Техн. электродинамика. – 1999. – №1.

– с. 59-63 6. Марченко Б.Г., Мыслович М.В. Теория диагностики энергоагрегатов по девиации вращающихся узлов и ее практическая реализация на дизель-электрических генераторах. Часть 4. Экспериментальная проверка методики диагностики цилиндропоршневой группы дизель-электрического генератора. // Техн. электродинамика. – 1999. – № 4. – с. 40-45.

7. Вопросы статистической теории радиолокации / П.А. Бакут, И.А. Большаков и др.: под ред. Г.П. Татаковского. – т.1. – М.: Сов. Радио, 1963. – 424 с. 8. А.Н. Борисенко, С.А. Литвиненко. Вопросы выбора информативных параметров и диагностических признаков для систем управления и диагностики дизель-генераторов. - Харьков //Вестник НТУ ХПИ, 2008г. 9. Дьяконов В.П., Круглов В. Математические пакеты расширения MATLAB: специальный справочник. СПб.: Питер, 2001.

**Bibliography (transliterated):** 1. Stanislavskij L.V. Tehnicheskoe diagnostirovanie dizelej.- Kiev, Doneck // Viwa shkola. Glavnoe izdatel'stvo, 1983. – 135s. 2. Le Van Diem. Modeli i algoritmy tehniceskogo diagnostirovanija silovyh dizel'nyh ustanovok v processe jekspluatacii.- Avtoref. diss. na soiskanie uchenoj stepeni kandidata tehniceskikh nauk.- Sankt-Peterburg, 2006g.- 24 str. 3. Marchenko B.G., Myslovich M.V. Teorija diagnostiki jenergoagregatov po deviacii vrawajuwihsja uzlov i ee prakticheskaja realizacija na dizel'-jelektricheskikh generatorah. Chast' 1. modeli dinamiki cilindrovyh mownostej na valu dizel'-jelektricheskogo generatora. // Tehn. jelektrodinamika. – 1998. – № 5 – s. 36-40. 4. Marchenko B.G., Myslovich M.V. Teorija diagnostiki jenergoagregatov po deviacii vrawajuwihsja uzlov i ee prakticheskaja realizacija na dizel'-jelektricheskikh generatorah. Chast' 2. Postroenie ocenok linejnyh PKSP, opisuvajuwih dinamiku cilindrovyh mownostej na valu dizel'-jelektricheskogo generatora. // Tehn. jelektrodinamika.–1998. –№ 6. – s. 39-42. 5. Marchenko B.G., Myslovich M.V. Teorija diagnostiki jenergoagregatov po deviacii vrawajuwihsja uzlov i ee prakticheskaja realizacija na dizel'-jelektricheskikh generatorah. Chast' 3. Fizicheskaja konkretizacija parametrov modeli i imitacionnoe modelirovanie dinamiki cilindrovyh mownostej na valu dizel'-jelektricheskogo generatora. // Tehn. jelektrodinamika. – 1999. – №1. – s. 59-63 6. Marchenko B.G., Myslovich M.V. Teorija diagnostiki jenergoagregatov po deviacii vrawajuwihsja uzlov i ee prakticheskaja realizacija na dizel'-jelektricheskikh generatorah. Chast' 4. Jeksperimental'naja proverka metodiki diagnostiki cilindro-porshnevoj grupy dizel'-jelektricheskogo generatora. // Tehn. jelektrodinamika. – 1999. – № 4. – s. 40-45. 7. Voprosy statisticheskoi teorii radiolokacii / P.A. Bakut, I.A. Bol'shakov i dr.: pod red. G.P. Tatakovskogo. – t.1. – М.: Sov. Radio, 1963. – 424 s. 8. A.N. Borisenko, S.A. Litvinenko. Voprosy vybora informativnyh parametrov i diagnosticheskikh priznakov dlja sistem upravlenija i diagnostiki dizel'-generatorov. - Har'kov //Vestnik NTU HPI, 2008g. 9. D'jakonov V.P., Kruglov V. Matematicheskie pakety rasshirenija MATLAB: special'nyj spravochnik. SPb.: Piter, 2001.

Борисенко А.Н., Лавриненко О.В., Сосіна О.В

ПИТАННЯ ВИБОРУ ДІАГНОСТИЧНИХ ОЗНАК ДЛЯ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ І ДІАГНОСТИКИ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРІВ

Идентифікація дефектів, побудова вирішальних правил і формування сукупностей, що навчають, для систем управління і діагностики дизель-генераторів на базі теорії ЛПВП.

Borisenko A.N., Lavrinenko O.V., Sosina E.V.

QUESTIONS OF CHOICE OF DIAGNOSTIC SIGNS FOR CONTROL SYSTEMS AND DIAGNOSTICS OF DIZEL-GENERATES

Defect identification, building of resolving rules and generation of training sequences for control and diagnostics systems LPRP.

---

УДК 539.3

*Бруль С.Т., канд. техн. наук; Ткачук Н.А., д-р техн. наук;*

*Васильев А.Ю., Карпейчик И.Н., канд. эконом. наук*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В КОРПУСАХ ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ МАШИН: ПОДХОДЫ, МОДЕЛИ, ЭФФЕКТЫ

**Введение.** Современные боевые бронированные машины легкой категории по массе предназначены для использования в самых разнообразных условиях, при действии различных видов средств поражения, при движении с большой скоростью по пересеченной местности и вплавь. Сами боевые машины оснащаются боевым модулем с усиленным артиллерийским вооружением, с большими усилиями отдачи и высоким темпом стрельбы, возможностью стрельбы в широком диапазоне углов в горизонтальной и вертикальной плоскости. При этом их бронекорпуса изготавливаются из различных по механическим и физико-механическим свойствам материалов преимущественно путем сварки бронелистов и элементов внутреннего силового каркаса. Таким образом, при боевом применении в бронекорпусах легких по массе боевых машин (как основных интегрирующих силовых элементов конструкции) возникают сложные физико-механические процессы и состояния. Характеристики этих процессов и состояний оказывают прямое и непосредственное влияние на тактико-технические характеристики (ТТХ) проектируемых легкобронированных машин (ЛБМ), в связи с чем их необходимо моделировать на этапе проектирования. Существующие традиционные методы и модели [1-7] обладают целым рядом недостатков, не позволяющим решать задачи прогнозирования реакции бронекорпусов на описанные выше воздействия с учетом большого разнообразия вариантов конструктивных решений и режимов их боевого применения. Во-первых, это проблема адекватности применяемых моделей. Во-вторых, это задача обеспечения вариативности исследуемого объекта. И, в-третьих, это вопрос автоматизации процесса исследований.

Частично вторая и третья из упомянутых задач нашла решения в статьях [1-7]. В то же время в качестве базовых моделей для расчетных исследований реакции бронекорпусов на различные виды воздействий (первая задача) используются традиционные упрощенные модели. Это не обеспечивает их адекватности при описании реальных физико-механических процессов, и поэтому задача разработки соответствующих усовершенствованных подходов и моделей для определения возникающих эффектов является актуальной и важной. Эта задача и решается в данной работе.

**Подходы и модели для описания физико-механических процессов в бронекорпусах легкобронированных машин.** Для описания физико-механических процессов, происходящих в бронекорпусах легкобронированных машин, можно использовать подходы и модели различной степени полноты, сложности и точности. Рассмотрим некоторые аспекты, возникающие при этом.

*I. Моделирование геометрической формы и свойств материалов бронекорпусов.* Первичной информацией в процессе исследования реакций бронекорпусов на различные виды воздействия является описание геометрической формы и свойств материалов, из которых они изготовлены. Тут можно выделить три аспекта: конструктивный, технологический и расчетный. Первый определяет способ представления формы. Как правило, бронекорпуса моделируют в виде пространственной совокупности оболочек, пластин и стержней (рис. 1).

Таким образом, трехмерный объем  $\Omega$ , занимаемый конструкцией бронекорпуса, представляется в виде поверхностного  $S$  и линейчатого  $L$  «скелета», на который наращены соответствующие толщины  $h$  и сечения  $F$ :

$$\Omega = \bigcup_j S_j \times h_j \bigcup_k L_k \times F_k. \quad (1)$$

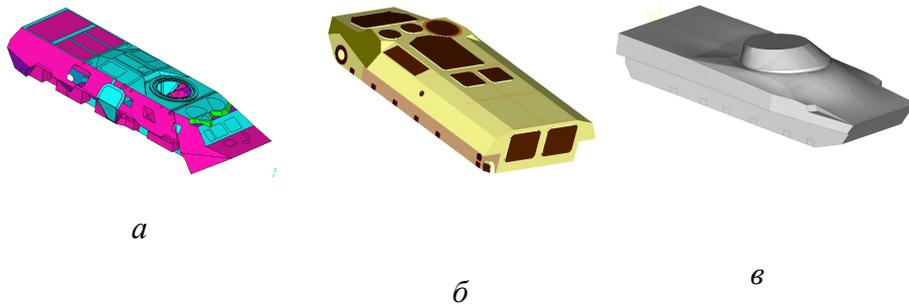


Рис. 1. Поверхностные геометрические модели бронекорпусов:

*а* – БТР-80; *б* – МТ-ЛБ; *в* – БМП-3

Такое геометрическое моделирование достаточно удобно как с точки зрения конструкторских и технологических, так и расчетных работ. При проведении первых достаточно описать проекцию каждой бронеплиты в плане и указать ее толщину, как правило, из набора сортамента поставки. Для вторых важна карта раскройки и порезки элементов, для чего тоже вполне достаточно владеть «усеченной» информацией (1). Для последних из

вышеуказанного списка работ такое представление геометрической информации также удобно, поскольку оно естественным образом приспособлено для последующего конечно-элементного моделирования с применением конечных элементов типа Shell (оболочечные) и Beam (стержневые) (рис. 2).

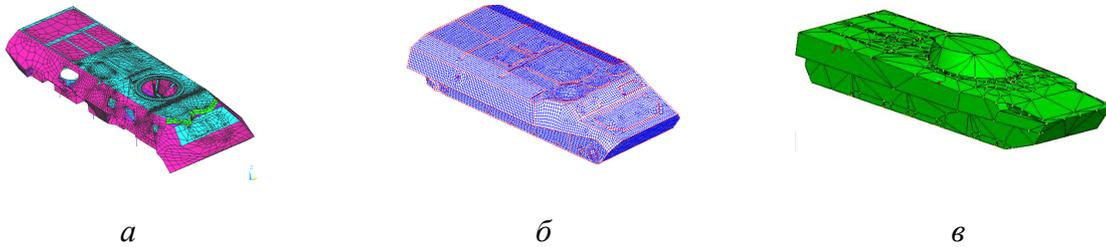


Рис. 2. Конечно-элементные модели бронекорпусов легкобронированных машин:

*а* – БТР-80; *б* – МТ-ЛБ; *в* – БМП-3

В результате используемое представление обладает большими преимуществами с точки зрения удобства, оперативности и вариативности. При этом очевидным недостатком является наличие коллизии при описании стыковых зон. Эти зоны являются, как правило, зоной размещения сварных швов и резкого изменения характера напряженно-деформированного состояния (НДС), которое не всегда адекватно описывается Shell - Beam моделями. Это также существенный недостаток.

Что касается описания свойств материалов, из которых состоит корпус, то тут важны несколько моментов. Во многих случаях бронекорпус моделируется в виде цельной структуры из однородного по свойствам материала. В то же время он естественным образом состоит из существенно разнородных материалов:

- 1) бронелисты изготавливаются из специальных сталей, алюминиевых или титановых сплавов, керамики и т.п., для них характерны высокие механические характеристики материала, обеспечивающие защищенность и прочность бронекорпусов;
- 2) силовой внутренний каркас изготавливается из прокатного профиля, как правило, в качестве материала служит углеродистая сталь с более низкими, чем у материала бронепанелей, механическими свойствами;
- 3) сварные швы, заполненные материалом электродов или сварной проволоки; в этом случае необходимо вести речь о комплексе физико-механических характеристик, определяемых, кроме свойств самого материала, также типами швов, их размерами и технологическими режимами сварки; характеристики материала сварного шва неравномерны по объему и могут быть осереднены в виде некоторых номинальных величин, контролируемых в процессе расчета в определенных зонах на удалении от корня шва.

Соответственно, уже на этапе создания математической и численной моделей геометрическую информацию и свойства материалов следует учесть отдельно, а особенно на этапе оценки, например, прочности элементов бронекорпуса. Для решения этой задачи предлагается область, занимаемую конструкцией бронекорпуса, представить в виде:

$$\Omega = \bigcup_j \bar{S}_j \times h_j \bigcup_i \bar{L}_i \times \bar{F}_i \bigcup_k L_k \times F_k,$$

где  $\bar{S}_j$  – области, очерчиваемые бронепанелями, за исключением зон сварных соединений;  $\bar{L}_i$  – контуры сварных швов с сечениями  $\bar{F}_i$ .

В данном представлении автоматически получаем весь комплекс информации, требуемый для создания расчетных моделей элементов бронекорпусов, учитывающий и конструкторскую ( $\bar{S}_j, h_j, L_k, F_k$ ), и технологическую составляющие. Что касается задания различных свойств для различных материалов, то это после процедуры (2) можно реализовать естественным образом, заполнив соответствующие области  $\bar{S}_j \times h_j$ ,  $\bar{L}_i \times \bar{F}_i$ ,  $L_k \times F_k$  заданными материалами (например, в данном случае: бронематериал, материал сварных швов, материалы внутреннего силового каркаса).

В результате применения описанного подхода формируется более полная, адекватная расчетная модель бронекорпуса, а, значит, и результаты расчетов будут ожидаемо точнее и детальнее.

*II. Газодинамика обтекания ударной волной бронекорпусов легкобронированных машин.* Ударная волна является мощным фактором, воздействующим на боевые машины. Особенно это воздействие чувствительно для тонкостенных бронекорпусов легкобронированных машин. В этом случае большие толщины, делающие воздействие избыточного давления на стенки корпусов и башен танков или других тяжелых боевых машин несущественным, отсутствуют. В связи с этим возникает задача физически более адекватного приложения всплеска избыточного давления на бронекорпус ЛБМ.

Традиционным способом представления эпюры распределения действующего давления (рис. 3) и временного распределения (рис. 4) по ходу распространения волны в этом случае неприменимы, т.к. искажают реальные картины. Для более точного определения распределения избыточного давления  $\Delta p$  при обтекании ударной волной бронекорпусов ЛБМ требуется решить задачу газодинамики с учетом реальной геометрии бронекорпуса. Математическая модель процесса [8] трансформируется к численной модели с применением технологий дискретизации, принятых в методах конечных элементов, конечных объемов и конечных разностей. Эта часть процесса описана в [8]. Рассмотрим, следуя этим работам, получаемые модели и результаты расчетов.

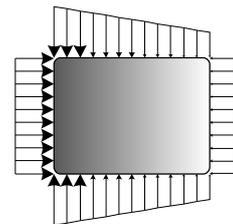


Рис. 3. Эпюры распределения действующего на элементы бронекорпуса давления при традиционном подходе

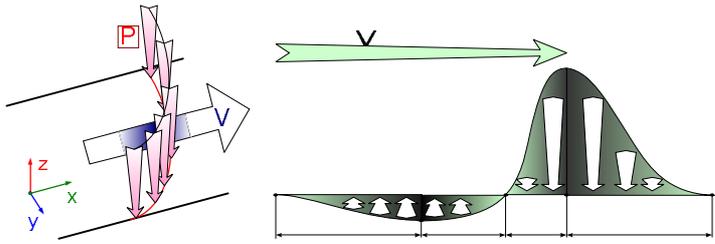


Рис.4. Вид пространственно-временного распределения избыточного давления по ходу распространения волны

На рис. 5 представлены дискретные модели, использованные для анализа обтекания ударной волной бронекорпусов некоторых боевых машин. Видны зоны пристеночного сгущения сеток дискретизации. На рис. 6 – некоторые характерные распределения избыточного давления  $\Delta p$

для легкобронированных машин. Видно, что сам характер рас-

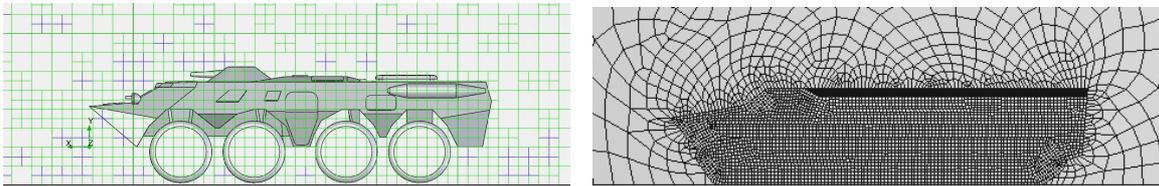
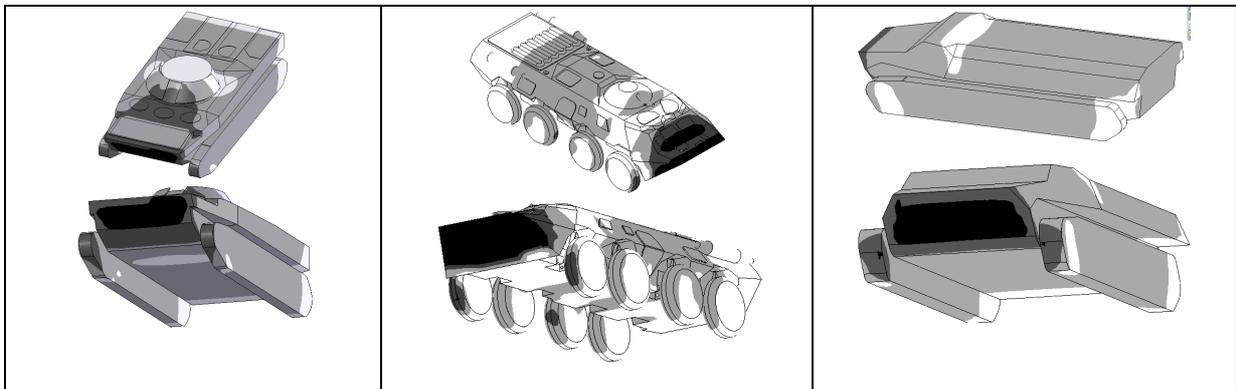
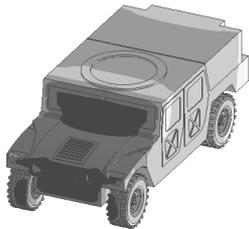
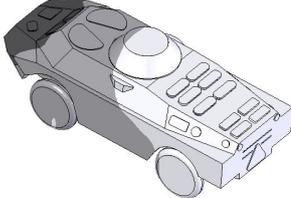


Рис. 5. Дискретные модели, использованные для анализа обтекания ударной волной бронекорпусов некоторых боевых машин (БТР-80 и МТ-ЛБ)

пределения  $\Delta p$  неравномерен, его нельзя предсказать априори. В качестве других эффектов, кроме упомянутого – неоднородности распределения  $\Delta p$ , – можно выделить особенности, характерные для разных типов машин.



<b>БМП-3</b>	<b>БТР-80</b>	<b>МТ-ЛБ</b>
 <p data-bbox="288 835 432 869"><b>«Хаммер»</b></p>	 <p data-bbox="711 871 807 904"><b>БРДМ</b></p>	<p data-bbox="979 651 1394 819">Рис.6. Некоторые характерные распределения избыточного давления <math>\Delta p</math> для легкобронированных машин</p>

Так, бронекорпус МТ-ЛБ достаточно удачен с точки зрения обеспечения как можно более равномерного обтекания ударной волной. Далее следуют корпуса других боевых машин: БТР, БМП-3, БРДМ, а наихудшими показателями обладает корпус автомобиля «Хаммер». При этом следует отметить такую особенность: при исследовании реакции бронекорпуса на действие ударной волны моделирование процесса обтекания является не *желательным* вспомогательным, а *обязательно необходимым* этапом, поскольку неучет этого эффекта может привести к многократным ошибкам в определении величины избыточного давления, действующего на отдельные панели бронекорпуса в различных проекциях.

*III. Пластическое деформирование материалов элементов бронекорпуса.* Расчет прочности бронекорпуса при действии высокоинтенсивных поражающих факторов (например, ударная волна с *большими* избыточными давлениями), неизбежно приведет к недопустимым погрешностям, если в модели поведение материала не будет заложена возможность появления пластических деформаций. Действительно, коль скоро бронекорпус состоит из бронелистов, изготовленных из высокопрочностных материалов, и силового внутреннего каркаса из менее прочных материалов, то в процессе совместного деформирования бронекорпуса под действием избыточного давления в определенный момент материал этого каркаса начнет переходить в зону упруго-пластического деформирования (рис. 7). Как показывает практика расчетов и экспериментальных (полигонных) испытаний, необходимое для начала такого перехода избыточное давление незначительно.

Рассмотрим схематически поведение материала бронекорпуса при действии нарастающе-спадающего избыточного давления  $\Delta p$  (см. рис. 7). Без учета пластических деформаций напряжения в элементах корпуса прямо пропорциональны деформациям  $\varepsilon$ , а текущий их уровень находится, в зависимости от уровня  $\Delta p$  в тот или иной момент времени, на прямой  $0 - 1 - 2'$  (путь I). С учетом пластических деформаций напряжения следуют пути II:  $0 - 1 - 2 - 3$  (здесь 2 – момент достижения максимума  $\Delta p$  и начала разгрузки). Кроме того, возможен путь III:  $0 - 1 - 2 - 4$  (4 – точка начала разрушения).

Видно принципиальное отличие путей I и II – III (см. рис. 7). В первом случае нет возможности учесть историю нагружения и нелинейность поведения материала, во втором она есть. Это качественно новый эффект, привносимый в расчетную модель бронекорпуса. Он также дает и значительный количественный эффект. Так, если по модели идеально упругого тела получаем при некоторой нагрузке  $\Delta p$  напряжения  $\sigma_{2'}$ , то при использовании модели упруго-пластического деформирования –  $\sigma_2$ . При этом может оказаться, что  $\sigma_{2'} \gg \sigma_2$ , причем  $\sigma_{2'} > \sigma_B$ .

Упругая модель материала приводит к завышению уровня расчетных напряжений. Она не дает возможности прогнозировать условия начала разрушения, в то время как упруго-пластическая модель при движении по линии III вдоль траектории  $1 - 2 - 4$  дает оценку  $\Delta p$ , при которой материал начнет разрушаться.

Таким образом, данная модель, кроме прогнозирования и оценки остаточных напряжений при больших значениях избыточного давления  $\Delta p$ , дает возможность рассчитать также и его критический уровень, приводящий к началу разрушения конструкции. Это еще один существенный эффект от применения более адекватной модели поведения материала в расчетной модели бронекорпуса.

Естественно, что при учете многокомпонентности НДС реальное поведение напряжений следует подчинить более сложным моделям, например, инкрементальным соотношениям теории пластичности. В то же время качественное объяснение поведения материала бронекорпусов в первом приближении согласуется с данными наблюдений и измерений при натуральных испытаниях образцов легкобронированных машин под действием ударной волны.

*IV. Ударный резонанс при действии серии импульсных нагрузок на бронекорпуса легкобронированных машин.* Боевые модули современных машин оснащены скорострельными артиллерийскими системами с темпами стрельбы до 1000 и более выстрелов в минуту и реактивным усилием отдачи несколько тонн.

Механіка та машинобудування, 2011, №1

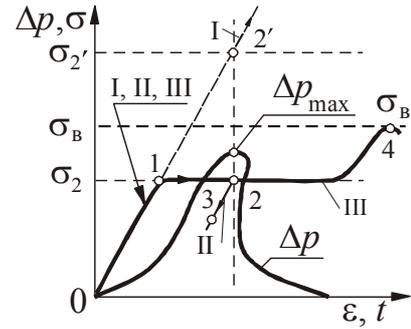


Рис. 7. Поведение компонент нагрузки и напряжений в элементах бронекорпусов

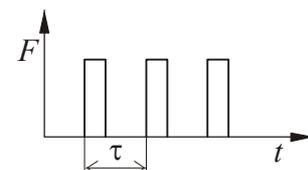


Рис. 8. Распределение реактивной силы

отдачи при многоимпульсном нагружении

Это приводит к высокому уровню динамического нагружения бронекорпусов. Однако существующие традиционные модели для анализа динамических процессов в бронекорпусах не учитывают такой важный фактор, как возможность ударного резонанса в элементах бронекорпуса, который может быть вызван стрельбой из боевого модуля длинными очередями (рис. 8). Последовательность импульсов силы  $F$  с периодом  $\tau = 2\pi/\omega$  может привести к ударному резонансу на собственных частотах [9]

$$p = n\omega, \quad n = 1, 2, \dots \quad (2)$$

Условие наступления ударного резонанса (2) соответствует кратности некоторой собственной частоты частоте возмущения (стрельбы). В силу того, что степень кратности может быть разной, а спектр собственных частот колебаний (рис. 9) – достаточно густой, возможность реализации данного условия резко возрастает по сравнению с возможностью реализации обычного резонанса. На рис. 10 представлены некоторые формы колебаний бронекорпуса гусеничного тягача. Они дают представление о многообразии зон локализации резонансных явлений при ударном резонансе. Видно, что зачастую в ударном резонансе могут находиться элементы корпуса, удаленные от боевого модуля, а их собственная частота сильно отличается от частоты стрельбы (но близка к кратной от нее).

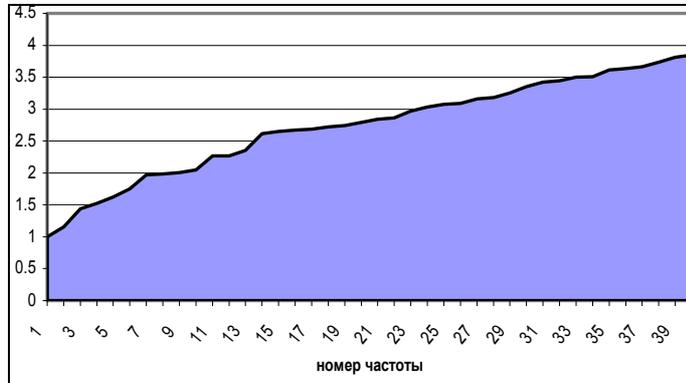


Рис. 9. Спектр относительных частот колебаний бронекорпуса тягача (частоты отнесены к первой)

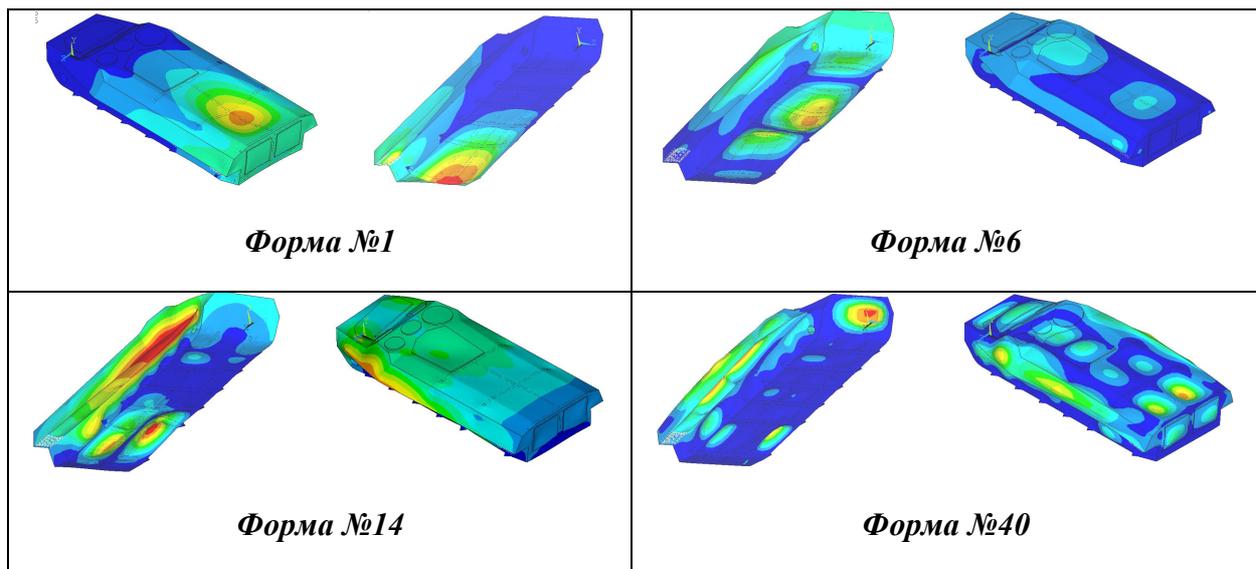


Рис.10. Некоторые собственные формы колебаний бронекорпуса гусеничного тягача

Таким образом, привнесение в динамическую модель бронекорпусов условия ударного резонанса оказывает два эффекта. Первый из них состоит в обнаружении более разнообразных динамических процессов в исследуемых корпусах, второй – существенное ужесточение проектных ограничений, которые необходимо учесть и удовлетворить при проектировании бронекорпусов вновь создаваемых боевых машин для недопущения ударного резонанса в их силовых элементах.

**Заключение.** Описанный в статье анализ существующих подходов и моделей для исследования реакции бронекорпусов легкобронированных машин на действие различных поражающих факторов, на изменение режимов боевого применения этих машин, на варьирование конструктивно-технологических параметров позволил выявить ряд их существенных недостатков. В частности, предложены новые, усовершенствованные и более адекватные подходы и модели для учета особенностей изготовления бронекорпусов (наличие разнородных материалов и сварных соединений), для анализа газодинамики обтекания ударной волной бронекорпусов, для учета упруго-пластического поведения их материалов, а также условий возникновения ударного резонанса. Установлено, что при этом могут наблюдаться эффекты, которые не обнаруживают традиционные модели.

Предложенные в работе подходы и модели послужат методологической основой для построения усовершенствованных численных моделей элементов бронекорпусов. С их применением в ходе дальнейших исследований будут установлены количественные характеристики физико-механических процессов, протекающих в бронекорпусах, а также их влияние на ТТХ проектируемых машин. Это составляет содержание и направление дальнейших исследований.

**Литература:** 1. Общий подход к обоснованию параметров проектируемых машин на основе гибридных расчетно-экспериментальных моделей /А.Д. Чепурной, Г.П. Глинин, А.В. Литвиненко [и др.] // Механіка та машинобудування. – 2009. – №1. – С. 103-109. 2. Решение задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, Э.В. Глушенко [и др.] // Механіка та машинобудування. – 2004. – №2. – С. 85–96. 3.Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, А.Д. Чепурной [и др.] // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С. 57–79. 4. Расчетно-экспериментальная идентификация параметров численных моделей корпусных элементов транспортных средств / Е.В. Пелешко, А.Ю. Васильев, Г.Д.Гриценко [и др.] // Механіка та машинобудування. – 2007. – №1. – С. 95–100. 5. Ткачук Н.А. Интенсивная схема экспериментальных исследований элементов технологических систем / Н.А. Ткачук // Сб. научн. тр. “Динамика и прочность машин”. – Харьков: ХГПУ. – 1998. – Вып.56.– С. 175 –181. 6. Ткачук Н.А. Расчетно-экспериментальный метод исследования деформаций элементов механиче-

ских систем. / Н.А. Ткачук, А.А. Капустин // Вестник ХГПУ. Тем. вып: Динамика и прочность машин. – 1999. – Вып.57. – С. 148–155. 7. Ткачук Н.А. Комбинированные расчетно-экспериментальные методы исследования прочностных и жесткостных характеристик элементов технологических систем / Н.А. Ткачук // Механіка та машинобудування. – 1999. – №1. – С. 37–46. 8. Васильев А.Ю. Исследование процесса обтекания корпусов легкобронированных машин ударной волной / Механіка та машинобудування. – 2009. – №1. – С. 97-108. 9. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. – М.: Наука, 1977. –224 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Obvij podhod k obosnovaniju parametrov proektiruemyh mashin na osnove gibridnyh raschetno-jeksperimental'nyh modelej /A.D. Chepurnoj, G.P. Glinin, A.V. Litvinenko [i dr.] // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2009. – №1. – S. 103-109. 2. Reshenie zadach raschetno-jeksperimental'nogo issledovanija jelementov slozhnyh mehanicheskikh sistem / N.A. Tkachuk, G.D. Gricenko, Je.V. Gluvenko [i dr.] // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2004. – №2. – S. 85–96. 3. Konechno-jelementnye modeli jelementov slozhnyh mehanicheskikh sistem: tehnologija avtomatizirovannoj generacii i parametrizovannogo opisanija / N.A. Tkachuk, G.D. Gricenko, A.D. Chepurnoj [i dr.] // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2006. – №1. – S. 57–79. 4. Raschetno-jeksperimental'naja identifikacija parametrov chislennyh modelej korpusnyh jelementov transportnyh sredstv / E.V. Peleshko, A.Ju. Vasil'ev, G.D. Gricenko [i dr.] // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2007. – №1. – S. 95–100. 5. Tkachuk N.A. Intensivnaja shema jeksperimental'nyh issledovanij jelementov tehnologicheskikh sistem / N.A. Tkachuk // Sb. nauchn. tr. “Dinamika i prochnost' mashin”. – Har'kov: HGPU. – 1998. – Vyp.56.– S. 175 –181. 6. Tkachuk N.A. Raschetno-jeksperimental'nyj metod issledovanija deformacij jelementov mehanicheskikh sistem. / N.A. Tkachuk, A.A. Kapustin // Vestnik HGPU. Tem. vyp: Dinamika i prochnost' mashin. – 1999. – Vyp.57. – S. 148–155. 7. Tkachuk N.A. Kombinirovannye raschetno-jeksperimental'nye metody issledovanija prochnostnyh i zhestkostnyh harakteristik jelementov tehnologicheskikh sistem / N.A. Tkachuk // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 1999. – №1. – S. 37–46. 8. Vasil'ev A.Ju. Issledovanie processa obtekanija korpusov legkobronirovannyh mashin udarnoj volnoj / Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2009. – №1. – S. 97-108. 9. Panovko Ja.G. Vvedenie v teoriju mehanicheskogo udara. – М.: Nauka, 1977. –224 s. Бруль С.Т., Ткачук М.А., Васильев А.Ю., Карапейчик І.М.

## **МОДЕЛЮВАННЯ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У КОРПУСАХ ЛЕГКОБРОНЬОВАНИХ МАШИН: ПІДХОДИ, МОДЕЛІ, ЕФЕКТИ**

При проектному обґрунтуванні параметрів бронекорпусів легкоброньованих машин необхідно враховувати весь спектр діючих навантажень та виникаючих при цьому фізико-механічних процесів. Для цього у роботі запропоновані нові підходи, побудовані удосконалені моделі та виявлені деякі ефекти. Основна увага приділена газодинаміці ударно-хвильових потоків, що обтікають корпус, пружно-пластичній поведінці його матеріалів, ударному резонансу при імпульсному навантаженні, а також впливу зварних швів на напружено-деформований стан досліджуваних бронекорпусів.

Brul S.T., Tkachuk N.A., Vasilyev A.Y., Karapeychik I.N.

MODELING OF PHYSICAL AND MECHANICAL PROCESSES IN LIGHTLY ARMORED VEHICLES HULLS: APPROACHES, MODELS, EFFECTS

At the project foundation of lightly armored vehicles hulls parameters it is necessary to consider the whole range of operating loadings and emerging physical and mechanical processes. For this purpose new approaches are proposed, improved models are built and some effects are found in this work. The main attention is paid to gas-dynamics of shock wave flows around the hull; to elastic-plastic behavior of its materials; to shock resonance at impulse loading, and also the influence of welded seams on the stress-strain state of investigated armored hulls.

---

УДК 629.1.032.1

*Вакуленко В.В., канд. техн. наук; Возгрин Ю.В., Иванов Ю.П.,  
Кузьминский В.А., Лазурко А.В.*

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПУСКОВ ДВИГАТЕЛЯ С ПОВЫШЕННЫМ ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ НА ВЫПУСКЕ**

**Актуальность темы.** Преодоление водных преград расширяет возможности боевого применения танков. Высокие темпы и скоротечность боевых действий в современных условиях требуют от танков возможности быстрого, с ходу форсирования водных преград, без применения для этого специальных инженерных переправочных средств (понтонные переправы, перекидные мосты, и др.), которые, в свою очередь, требуют длительного времени на развертывание и могут использоваться только в определенных условиях. В настоящее время основным способом преодоления танком водной преграды является движение танка по дну.

Современными танками используется, в зависимости от глубины водной преграды, преимущественно два способа преодоления водных преград по дну:

- преодоление водных преград вброд, без установки дополнительного оборудования. При этом глубина брода, которую может преодолеть танк, ограничивается расположением воздухозаборных устройств силовой установки;

- преодоление водных преград под водой, после установки дополнительного съёмного оборудования (герметизирующих устройств, водооткачивающих насосов, воздухопитающих и выхлопных труб, и т.д.). Преодоление водной преграды этим спо-

собом требует дополнительного времени для подготовки танка, и как правило, требует наличия вспомогательного оборудования, для установки дополнительного съёмного оборудования.

Украинскими танками Т-64, Т-80УД, Т-84 и БМ «ОПЛОТ», оснащёнными двигателями семейства 5ТД и 6ТД, также используются два вышеуказанных способа преодоления водных преград.

Однако, при движении танка по дну водной преграды условия работы двигателя, которые влияют на его тяговые качества, иные, чем при обычном движении по суше вследствие наличия специальных воздухозаборных устройств и труб, увеличивающих сопротивление воздухопитающей трассы, а также выпуска выхлопных газов в воду. В частности из-за установленных в выпускной трассе танка тарельчатых клапанов, предотвращающих поступление воды в двигатель, и наличия гидравлического сопротивления при выпуске отработавших газов в воду повышается противодействие на выпуске из двигателя. Это в свою очередь снижает пусковые свойства двигателя и в случае его останова при движении танка по дну водной преграды.

**Целью статьи** является исследование пусковых качеств 2-х тактного танкового дизеля 6ТД при повышенном противодействии на выпуске и разработка рекомендаций по обеспечению нормального пуска.

**Изложение основного материала.** При движении танка по дну преодолеваемой водной преграды происходит уменьшение мощности силовой установки, в основном обусловленное повышенным разрежением воздуха на входе в двигатель и значительным увеличением противодействия на выпуске, поскольку происходит ухудшение наполнения цилиндров двигателя воздухом и нарушается образование горючей смеси в цилиндрах.

Увеличение разрежения на входе в двигатель, по причине небольшого увеличения сопротивления воздухопитающей трассы, приводит к незначительным потерям мощности, т.к. часть мощности расходуется нагнетателем для дополнительного сжатия воздуха. Эти потери могут быть оценены зависимостью [ 1 ]:

$$\Delta p = \left[ 5,5 \cdot 10^{-6} \cdot \alpha \cdot \varphi \cdot v \cdot T_0 (1 + \overline{\Delta G}) \left[ 1 - \frac{\rho_n}{\rho_{атм}} \right] \right] P_e, \quad (1)$$

где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  $\varphi$  – коэффициент продувки;  $v$  – удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч;  $T_0$  – температура окружающей среды, °С;  $\rho_{атм}$  – давление окружающей среды, Па;  $\rho_n$  – давление на входе в нагнетатель, Па;  $P_e$  – мощность двигателя в танке, приведенная к нормальным условиям  $T_0$  и  $\rho_{атм}$ , кВт;  $\overline{\Delta G}$  – относительный расход воздуха на нужды танка;

Величина относительного расхода воздуха  $\overline{\Delta G}$  определяется выражением [ 1 ]:

$$\overline{\Delta G} = \frac{\Delta G_{OB}}{G_{ДВ}}, \quad (2)$$

где  $\Delta G_{OB}$  — расход воздуха на нужды танка, м<sup>3</sup>/с;  $\Delta G_{ДВ}$  — расход воздуха через двигатель, м<sup>3</sup>/с.

Для двигателей семейства 5ТД и 6ТД, при разрежении воздуха на входе нагнетатель на уровне 1350 мм вод. ст., потери мощности составляют 2,3...2,75% эффективной мощности двигателя, т.е. соответствующее снижение агрегатной мощности танка составит около 0,25% на каждые 100 мм вод. ст. увеличения разрежения на входе в нагнетатель [ 1 ].

Поэтому потери мощности в силовой установке в основном определяются противодавлением на выпуске. Эти потери мощности для двухтактного двигателя могут быть найдены по формуле [ 2 ]:

$$N''_{вых} = \frac{\rho'_{вых} \cdot V_l \cdot n}{450}, \quad (3)$$

где  $V_l$  — рабочий объём цилиндров (литраж) двигателя, м<sup>3</sup>;  $n$  — число оборотов коленчатого вала на данном скоростном режиме мин<sup>-1</sup>;  $\rho'_{вых}$  — дополнительное противодавление выпуску, обусловленное его выходом в воду и перемещением выпускных тарельчатых клапанов, Па.

В свою очередь величина  $\rho'_{вых}$  определяется выражением:

$$\rho'_{вых} = \gamma_g (H\omega - h_{кл}) + \rho_{кл}, \quad (4)$$

где  $\gamma_g$  — удельный вес воды;  $\gamma_g = 0,001$  кгс/см<sup>2</sup>;  $H\omega$  — глубина погружения танка (см. рис. 1), м;  $h_{кл}$  — высота расположения выпускных тарельчатых клапанов от уровня грунта, м;

$\rho_{кл}$  — максимальное противодавление на выпуске от сопротивления выпускных тарельчатых клапанов в начале пуска, Па.

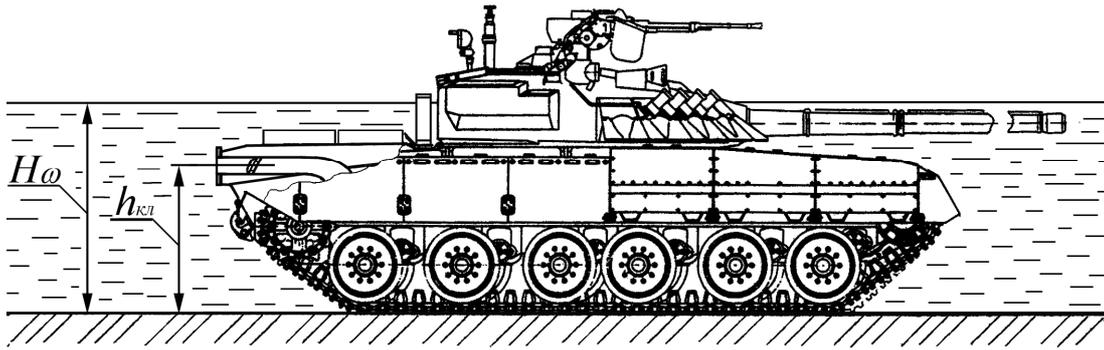


Рис. 1. Преодоление танком водной преграды

Кроме этого, в результате увеличения противодействия на выпуске нарушается образование горючей смеси в цилиндрах двигателя по причине увеличения доли остаточных газов и ухудшения наполнения цилиндров.

В результате действительное количество воздуха, поступившее в цилиндр за период наполнения, не равно тому количеству воздуха, которое поступает в цилиндр двигателя при нормальных условиях. В двигателе с наддувом давление свежего заряда  $\rho_k$  больше давления окружающей среды  $\rho_{атм}$ , так как воздух предварительно сжимается нагнетателем.

К моменту закрытия продувочных окон давление в цилиндре обычно меньше давления продувочного воздуха из-за сопротивления продувочных агрегатов, но больше давления в выпускном патрубке  $\rho_{атм}$ .

В случае если  $\rho_{атм} \geq \rho_k$  то остаточные газы имеют давление  $\rho_{г.}$ , превышающее давление свежего заряда  $\rho_k$ .

Вследствие того, что остаточные газы занимают некоторую часть объёма цилиндра, количество свежего заряда, которое может поступить в цилиндр, уменьшается.

Как известно, влияние отработавших газов на наполнение цилиндра характеризуется коэффициентом остаточных газов  $\gamma_{ост}$ , представляющего собой отношение количества остаточных газов к количеству свежего заряда [ 3 ]:

$$\gamma_{ост} = \frac{M_{г.}}{M_1}, \quad (5)$$

где  $M_{г.}$  – количество остаточных газов;  $M_1$  – количество свежего заряда.

Для двухтактных двигателей в зависимости от системы продувки этот коэффициент может быть в пределах 0,03...0,4. У форсированных двухтактных двигателей семейства 5ТД и 6ТД, которыми оснащены танки Т-64, Т-80УД, Т-84 и БМ «ОПЛОТ», коэффициент остаточных газов  $\gamma_{ост}$  составляет 0,05 [ 1 ].

Давление остаточных газов влияет на плотность остаточных газов в данном объеме цилиндра и, следовательно, увеличение  $\rho_r$  вызывает одновременное увеличение коэффициента остаточных газов  $\gamma_{ост}$ .

В двухтактных двигателях семейства 5ТД и 6ТД время протекания процессов газообмена ограничено периодами открытого состояния выпускных и впускных окон при движении поршня вблизи наружной мертвой точки. Для того чтобы в условиях ограниченного времени и отсутствия насосного действия поршня обеспечить удовлетворительное протекание процессов газообмена, наполнение и очистка цилиндра двухтактного двигателя осуществляется воздухом, предварительно сжатым нагнетателем. Наполнение цилиндра свежим зарядом при одновременном вытеснении отработавших газов называется продувкой цилиндра, которая характеризуется коэффициентом наполнения цилиндров двигателя  $\eta_V$ , который является отношением действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя, к количеству свежего заряда, которое может поступить в рабочий объем цилиндра двигателя при условиях окружающей среды.

Незначительное уменьшение коэффициента наполнения цилиндров двигателя, в результате увеличения разрежения на входе, практически не приводит к снижению мощности

Для двухтактного двигателя с наддувом:

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_k} \cdot \frac{T_k}{T_a(1 + \gamma_{ост})}, \quad (6)$$

где  $\varepsilon$  – степень сжатия;  $\rho_a$  – давление свежего заряда в конце впуска, Па;  $\rho_k$  – давление свежего заряда на выходе из нагнетателя, Па;  $T_a$  – температура свежего заряда в конце впуска, °С;  $T_k$  – температура свежего заряда на выходе из нагнетателя, °С.

Как следует из уравнения, величина коэффициента наполнения  $\eta_V$ , качественно характеризующего процесс впуска, обратно пропорциональна коэффициенту остаточных газов  $\gamma_{ост}$  и температуре свежего заряда в конце впуска  $T_a$ . Кроме того, в случае если значения остальных величин уравнения неизменны, то определяющими факторами процесса впуска являются коэффициент остаточных газов  $\gamma_{ост}$  и температура свежего заряда в конце впуска  $T_a$ . Температура свежего заряда в конце впуска  $T_a$  в свою очередь является функцией температуры и количества остаточных газов и определяется из уравнения

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_{ост} T_r}{1 + \gamma_{ост}}, \quad (7)$$

где  $\Delta T$  – температура подогрева свежего заряда в конце впуска, °С;  $T_{\Gamma}$  – температура остаточных газов, °С.

Температура свежего заряда в конце впуска растет при увеличении коэффициента остаточных газов  $\gamma_{ост}$  и температуры подогрева свежего заряда в конце впуска  $\Delta T$ , вследствие чего уменьшается плотность поступающего свежего заряда.

Все эти факторы оказывают отрицательное влияние на пусковые свойства двигателя.

Для изучения процесса пуска двигателя при повышенном противодавлении на выпуске в Казенном предприятии Харьковское конструкторское бюро по машиностроению (КП ХКБМ) им. А. А. Морозова проведены исследования пусков двигателя 6ТД-2 танка Т-84 с имитацией преодоления танком водной преграды по дну.

Работы проводились для получения закономерности их протекания, выявления факторов, влияющих на пусковые качества двигателя и разработки мероприятий, которые могли бы обеспечить надежные пуски двигателя с повышенным противодавлением на выпуске при преодолении водной преграды и реально существующем сопротивлении трасы воздухопитания.

Конструкция оборудования для подводного вождения танка Т-84 позволяет, в зависимости от глубины водных преграды, преодолевать их по дну двумя способами,

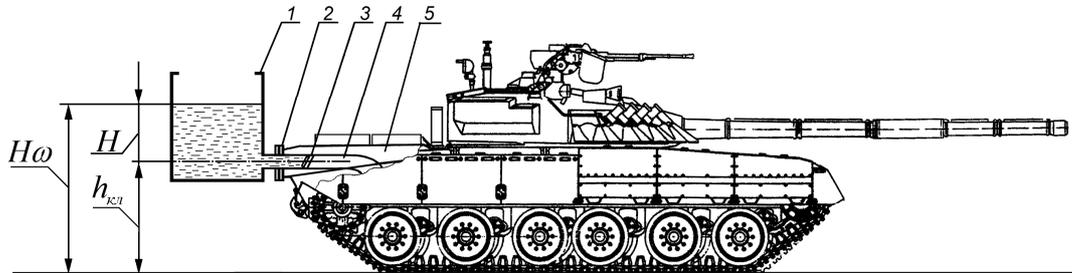
Водную преграду глубиной до 1,8 м танк Т-84 может преодолевать вброд, т.е. с частичным погружением. При этом проведение каких-либо работ по подготовке танка или установке дополнительного съемного оборудования не требуется.

Для преодоления водной преграды глубиной до 5 м, во время которого танк полностью погружается в воду, проводятся работы по герметизации корпуса и башни танка, установке дополнительного съемного оборудования для подводного вождения, включающего в себя воздухопитающую и выхлопную трубы.

Во время испытаний, которые проводились на комплексном стенде КП ХКБМ, предназначенном для нагрузочных испытаний силовых установок машин специального назначения, была проведена работа по исследованию пусковых качеств двигателя с имитацией условий преодоления танком водной преграды вброд. Это условие было выбрано по причине того, что наиболее неблагоприятные факторы, влияющие как на работу, так и на пусковые свойства двигателя возникают при преодолении танком брода, что обусловлено конструкцией самой силовой установки, и в частности особенностями воздухопитающей и выпускной систем. Кроме этого, выпуск отработавших газов производится в воду, что также повышает противодавление на выпуске. В то время, как при преодолении танком водной преграды глубиной более 5 м на танк устанавливается выхлопная труба, которая исключает возникновение дополнительных внешних факторов, влияющих на рабочие характеристики двигателя, а именно противодавления на выпуске, т.к. выпуск отработавших газов производится в атмосферу.

Для имитации условий преодоления танком брода было выполнено следующее:

- вместо двухтарельчатого клапана ресивера в газоходе установлена технологическая заглушка;
- забор воздуха в двигатель производился через штатное установленное на танке воздухозаборное устройство;
- к фланцу обводного газохода 2 подсоединен технологический бак 1 с переменным уровнем воды (рис. 2).



1- технологический бак; 2 – фланец обводного газохода; 3 – клапан обводного газохода;

4 – обводной газоход; 5 – крыша моторно-трансмиссионного отделения

Рис. 2. Имитация преодоления танком водной преграды по дну

Имитация различных глубин брода производилась изменением уровня воды в технологическом баке 1.

С целью исключения влияния на результаты испытаний переменных характеристик систем силовой установки перед всеми пусками соблюдались следующие условия:

- постоянный уровень напряжения в электрической сети танка при пусках, для чего аккумуляторные батареи во время испытаний были подключены к зарядному устройству;

- постоянное начальное давление воздуха в системе сжатого воздуха 140... 145 МПа.

В ходе проведения испытаний опрашивались следующие параметры силовой установки:

- частота вращения вала двигателя  $n_{дв}$ ;
- сопротивление на впуске  $H_{во}$ , измеряемое в воздухоочистителе,
- давление на выходе из нагнетателя двигателя  $\rho_к$ ;
- противодействие на выпуске  $\rho_г$ .

На танке Т-84 установлены две системы пуска двигателя: электрическая (электростартером) и пневматическая (сжатым воздухом). Каждая из систем может применяться

независимо одна от другой или одновременно, поэтому пуск двигателя танка Т-84 может быть осуществлен тремя способами:

- пуск электростартером;
- пуск сжатым воздухом;
- комбинированный пуск - одновременный пуск электростартером и сжатым воздухом.

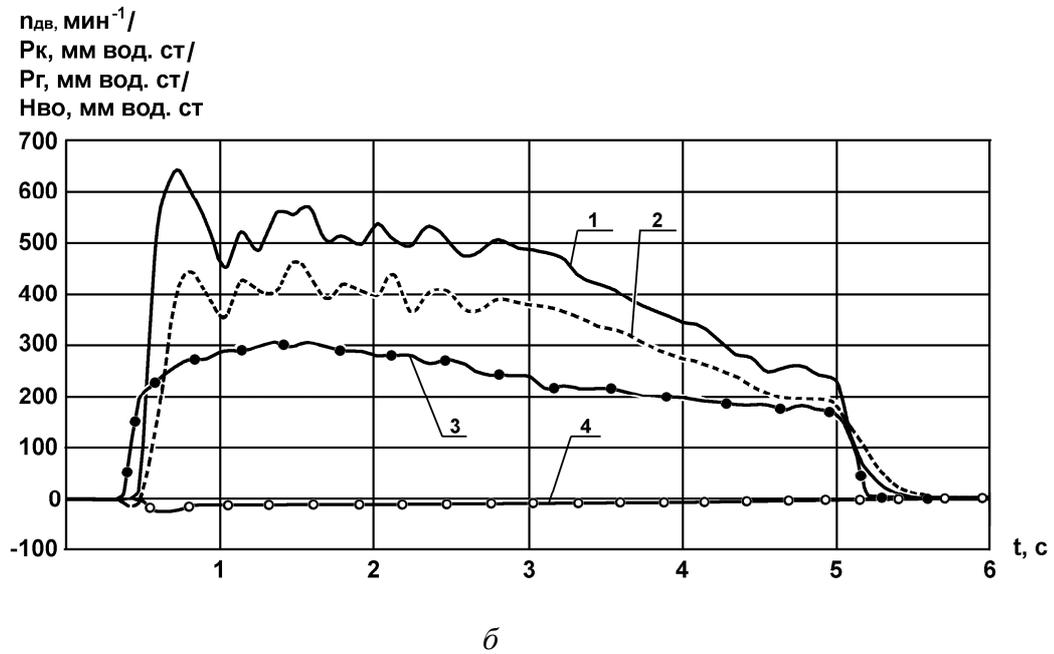
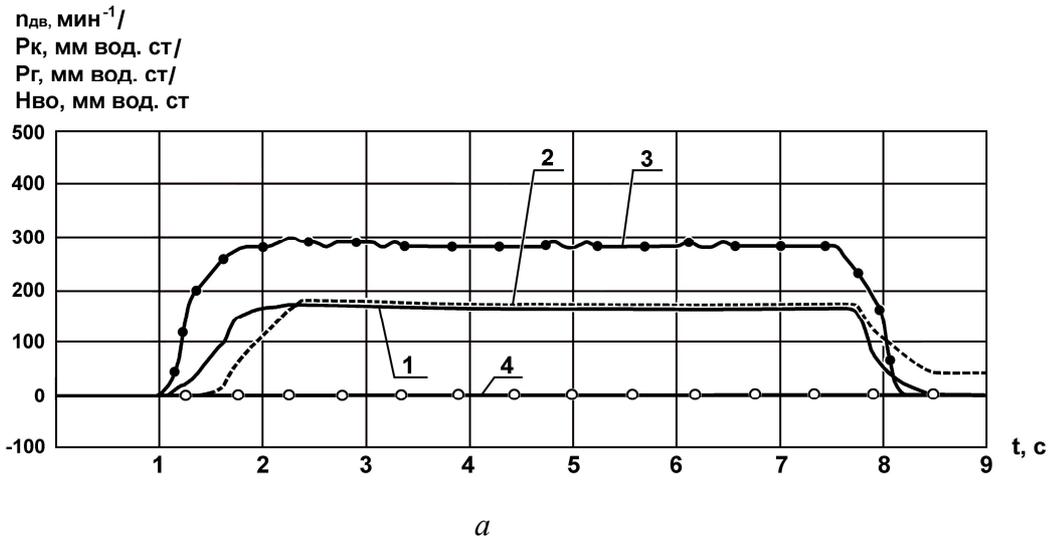
Для определения наиболее надежного способа пуска двигателя при преодолении водной преграды, а также определения исходных параметров силовой установки были произведены прокрутки - вращение колен валов без подачи топлива. Следует отметить, что для удобства сопоставления уровня воды в технологическом баке с величинами противодействия на выпуске и давления после нагнетателя последние будут приводиться в размерности «мм водяного столба».

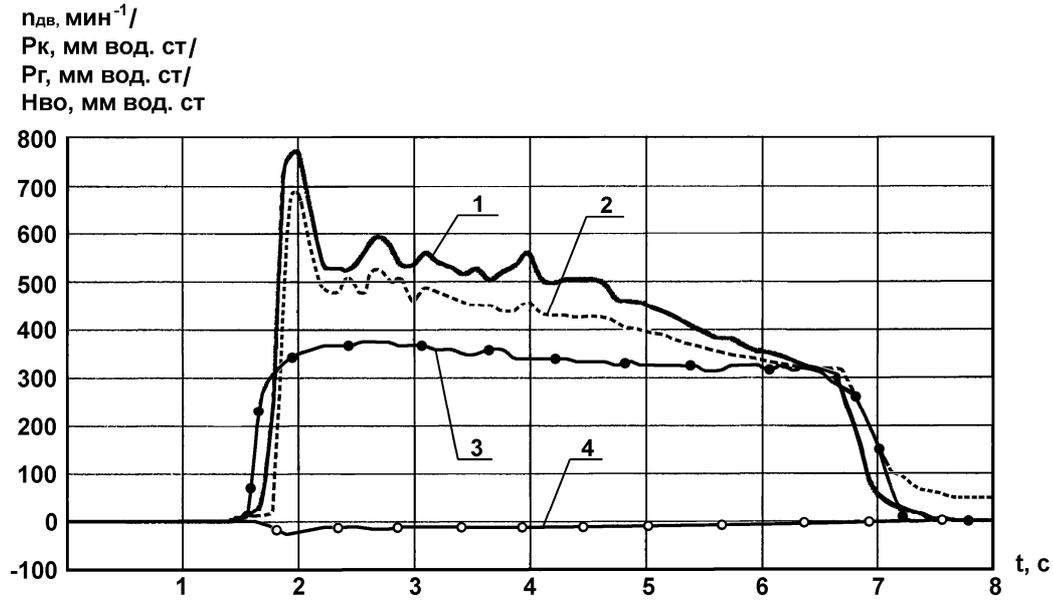
В результате этих прокруток были получены следующие результаты при имитации глубины водной преграды ( $H_w$ ) 1,8м (уровень воды в технологическом баке ( $H$ ) выше оси обводного газохода на 500мм) (рис.2):

- при прокрутке электростартером частота вращения коленвалов  $n_{дв}$  составляла 280...300 мин<sup>-1</sup>. Величины противодействия  $\rho_r$  и давления после нагнетателя  $\rho_k$  имели примерно одинаковые значения 160... 170 мм вод. ст. (рис. 3а), что свидетельствует о недостаточности энергии выходящего воздуха для открытия клапана обводного газохода, на который давит столб воды высотой 500мм;

- при прокрутке коленвалов двигателя сжатым воздухом частота вращения коленвалов  $n_{дв}$  достигла значения 308мин и затем через 4,5 с снизилась до величины 180 мин<sup>-1</sup> по мере уменьшения давления сжатого воздуха в баллонах. Противодействие  $\rho_r$  было выше, чем при прокрутке электростартером: в начальный момент его величина составила пиковое значение 642 мм вод. ст., что несколько выше давления воды на клапан обводного газохода. При данной прокрутке на поверхности воды в технологическом баке наблюдался выход воздуха. Изменение давления после нагнетателя  $\rho_k$  носило аналогичный давлению  $\rho_r$  характер, но его величина была меньше на 200 мм вод. ст. в начале прокрутки и на 50 мм вод. ст. в конце (рис. 3б);

- при прокрутке комбинированным способом параметры  $n_{дв}$ ,  $\rho_r$  и  $\rho_k$  достигли наибольших значений по сравнению с двумя предыдущими опытами: максимальная величина  $n_{дв}$  составляет 375 мин<sup>-1</sup>,  $\rho_r$  и  $\rho_k$  имеют начальные пиковые значения 770 мм вод. ст. и 660 мм вод. ст. соответственно, а затем в течение 2-х секунд их величины удерживались в диапазонах 580...530 мм вод. ст. для  $\rho_r$  и 500...430 мм вод. ст. для  $\rho_k$ . В конце пуска их значения уравнились и составили 300 мм вод. ст. (рис. 3в). В начале прокрутки, как и в предыдущем опыте, на поверхности воды в технологическом баке наблюдался выход воздуха.





в

1 - характеристика противодействия на выпуске  $p_r$ . 2 - характеристика давления после нагнетателя двигателя  $p_k$ ; 3 - характеристика частоты вращения вала двигателя  $n_{дв}$ ; 4 - характеристика сопротивления на выпуске  $N_{во}$ , измеряемое в воздухоочистителе

Рис. 3. Изменения параметров силовой установки при прокрутках двигателя:

*a* – при прокрутках коленвалов двигателя электростартером; *б* – при прокрутках

коленвалов двигателя сжатым воздухом; *в* – при прокрутках коленвалов

двигателя комбинированным способом.

Как показали прокрутки коленвалов двигателя тремя способами пуска без подачи топлива, пуск двигателя под водой в режиме «Брод» от электростартера не может быть осуществлен даже при глубине брода 1,5м (давление на клапан обводного газохода 200 мм. вод. ст.), а комбинированный способ пуска значительно эффективнее, чем пуск от системы воздухопуска.

Поэтому при дальнейших испытаниях все пуски двигателя, с имитацией различной глубины преодолеваемого брода, выполнялись комбинированным способом.

Последующие опыты по пуску двигателя комбинированным способом, при которых имитировались различные глубины брода ( $H_w$ ) путем изменением уровня воды в технологиче-

ском баке ( $H$ ) (рис. 2), показали, что уменьшение давления воды на клапан обводного газохода повышает пусковую частоту вращения коленвалов двигателя, при которой давление наддува  $\rho_k$  начинает превышать давление на выпуске  $\rho_r$ . Это приводит к более интенсивным вспышкам в цилиндрах двигателя.

В качестве иллюстрации вышесказанного на рис. 4 приведены изменения параметров при удавшемся комбинированном пуске с имитацией брода глубиной 1,5 м. В начале данного опыта давление  $\rho_r$  составляло 600...400 мм вод. ст., что оказалось достаточным для открытия клапана обводного газохода и продавливания выпускными газами столба воды высотой 200 мм. Таким образом, в результате организации в цилиндрах двигателя нормального процесса газообмена произошло воспламенение газоз-душной смеси и был осуществлен пуск двигателя.

При анализе результатов данных испытаний отмечено, что величина частоты вращения коленвалов двигателя зависит от исходного давления и количества сжатого воздуха – чем выше давление сжатого воздуха, тем выше пусковая частота вращения коленвалов, кроме того, чем больший объём количество сжатого воздуха, тем продолжительнее поддержание высокой частоты вращения коленвалов двигателя при пуске. Следовательно, для обеспечения стабильных пусков двигателя при глубине брода 1,5...1,8 м существует необходимость увеличения ёмкости баллонов, а также проведения оптимизации работы воздухораспределителя системы воздухопуска .

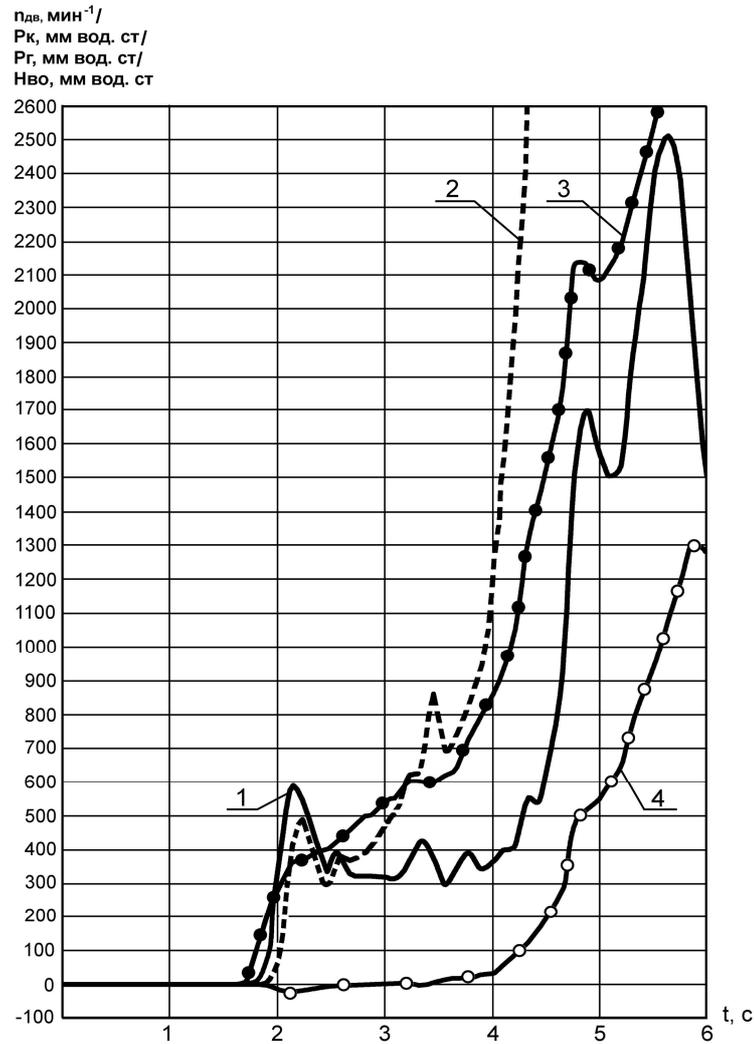


Рис. 4. Изменения параметров силовой установки при комбинированном способе пуска двигателя, с имитацией брода глубиной 1,5м

**Выводы.** В результате приведенных в статье теоретических и практических исследований определены факторы, влияющие на пусковые качества двигателя при повышенном противодействии на выпуске, в частности при преодолении танком водной преграды вброд. Также определены оптимальные пути для дальнейших исследований и

розробки конструктивних заходів по підвищенню пускових характеристик силових установок танків з двигачами семейства 5ТД и 6ТД.

По результатам исследований могут быть выполнены конструкторские разработки и исследования систем, обеспечивающих надежные пуски двигателя при повышенном противодавлении на выпуске и внедрении их на опытных образцах. В частности, предложить усовершенствование системы воздухопуска с применением воздухораспределителя, имеющего двухфазную подачу сжатого воздуха в цилиндры: на такте сжатия - в первой фазе и на такте расширения - во второй фазе, что повысит пусковые характеристики танковых двигателей.

**Литература:** 1. Марченко А.П., Рязанцев Н.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин/ За ред. Проф. А.П. Марченка та засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова. – Харків: Прапор, 2004.- 384с. 2. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин. Учебное пособие. Часть 1. – Харьков: ИСДО, 1999.- 252с. 3. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин. Учебное пособие. Часть 2. – Харьков: ИСДО, 1999.- 388с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Marchenko A.P., Rjazancev N.K., Shehovcov A.F. Dviguni vnutrishn'ogo zgorjannja: Serija pidruchnikiv u 6 tomah. T. 1. Rozrobka konstrukcij forsovanih dviguniv nazemnyh transportnih mashin/ Za red. Prof. A.P. Marchenka ta zasl. dijacha nauki Ukraïni prof. A.F. Shehovcova. – Harkiv, Prapor, 2004.- 384s. 2. Rjazancev N.K. Konstrukcija forsirovannyh dvigatelej nazemnyh transportnyh mashin. Uchebnoe posobie. Chast' 1. – Har'kov: ISDO, 1999.- 252s. 3. Rjazancev N.K. Konstrukcija forsirovannyh dvigatelej nazemnyh transportnyh mashin. Uchebnoe posobie. Chast' 2. – Har'kov: ISDO, 1999.- 388s.

Вакуленко В.В., Возгрін Ю.В., Іванов Ю.П., Кузьмінський В.А., Лазурко О.В.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПУСКІВ ДВИГУНА

### З ПІДВИЩЕНИМ ПРОТИТИСКОМ НА ВИПУСКУ.

В статті проведено теоретичне та експериментальне дослідження пусків двигуна з підвищеним протитиском на випуску, зокрема при подоланні танком водної перешкоди по дну.

За результатами досліджень можуть бути визначені оптимальні шляхи для розробки і подальших досліджень конструктивних заходів поліпшення пускових характеристик двигуна з підвищеним протитиском на випуску.

Vakulenko V.V., Vozgrin Yu.V., Ivanov Yu. P., Kuzminsky V.A., Lazurko O.V.

## ENGINE START STUDY WITH INCREASED EXHAUST BACK PRESSURE

In the paper presented were theoretical and experimental studies of engine starts with an increased exhaust back pressure and, particularly, during tank negotiation under water.

Results of studies made it possible to find optimal lines for development and further studies of design item actions for improvement of starting capabilities for tank power packs completed with the 5TD and 6TD engine family.

---

УДК 623.438.14

*Вакуленко В.В., канд. техн. наук; Возгрин Ю.В., Кузьминский В.А.,  
Ковалев М.С., Михайлов В.В.*

## **БАЛАНС ТЕПЛА И ТЕМПЕРАТУРЫ В ПАРЕ ТРЕНИЯ УПЛОТНЕНИЯ НАСОСА ПОДОГРЕВАТЕЛЯ**

В зависимости от требований, предъявляемых к гидравлическим агрегатам, уплотнительные устройства должны обеспечивать полную герметизацию рабочей жидкости или существенно уменьшать утечку ее. Утечка не допускается для большинства уплотнений, запирающих жидкость от вытекания наружу, а также для уплотнений гидропневматических устройств, гидравлических грузоподъемных устройств и др. Незначительная утечка жидкости допускается для многих уплотнений, разделяющих отдельные полости с разным давлением от перетекания жидкости внутри агрегатов, например внутренние уплотнения тормозов, буферов, рабочих цилиндров, гидронасосов, гидродвигателей, компрессоров и др.

По принципу действия уплотнительные устройства подразделяются на два вида:

- бесконтактные, работающие при наличии щелей (зазоров) в соединениях;
- контактные, осуществляющие герметизацию за счет плотного прилегания уплотняющих деталей к соответствующим сопряженным поверхностям соединения.

По величине давления уплотнительные устройства можно разделить на работающие при низком давлении (подшипниковые узлы зубчатых и червячных редукторов), работающие при высоком давлении (гидронасосы, гидродвигатели, гидротормозы и др.) и вакуумные.

В бесконтактных уплотнениях (центробежных, винтоканавочных, щелевых и др.) жидкость запирается без непосредственного контакта уплотняющих элементов с перемещающимися деталями.

Контактные уплотнения (манжетные, уплотнения кольцами, сальниковые и др.) имеют наиболее высокую надежность герметизации, ограниченную долговечность и значительные потери энергии на преодоление сил трения при движении. Контактные уплотнения при высоких давлениях изнашиваются и требуется периодическая их замена. При этом также изнашиваются сопряженные с ними детали: валы, штоки и цилинд-

ры. Несмотря на отмеченные недостатки, контактные уплотнения часто являются незаменимыми там, где утечки жидкости не допускаются или должны быть очень малы.

**Актуальность проблемы.** Существующая потребность в увеличении ресурсных показателей узлов и агрегатов, используемых в объектах бронированной танковой техники (БТТ) обуславливает, наряду с применением новых материалов в контактных уплотнениях, использование современных методов конструирования с построением математических моделей тепловых процессов в парах трения с последующей оптимизацией геометрических, кинематических и силовых параметров для конкретной разработки.

**Целью статьи** является анализ конструкции контактного уплотнения насоса штатного предпускового подогревателя, используемого в изделиях БТТ разработки ХКБМ им. А.А. Морозова, а также создание алгоритма, описывающего процессы трения и теплопередачи в данном узле, позволяющем изучить реальные случаи поломок и в будущем провести конкретные доработки для увеличения долговечности.

**Основная часть.** Рабочий процесс насоса осуществляется следующим образом (рис. 1): охлаждающая жидкость (ОЖ) с пониженной температурой (на завершающем этапе цикла работы подогревателя эта температура близка к температуре кипения ОЖ, и в рассматриваемой модификации агрегата составляет 110 °С) после теплообменника рубашки блока цилиндров двигателя поступает на входной фланец 10 насоса. Попадая на лопаточное колесо 1 насоса, где происходит обмен импульсом между лопаточным колесом и ОЖ, жидкость отводится к теплообменнику подогревателя через фланец 11 с избыточным давлением.

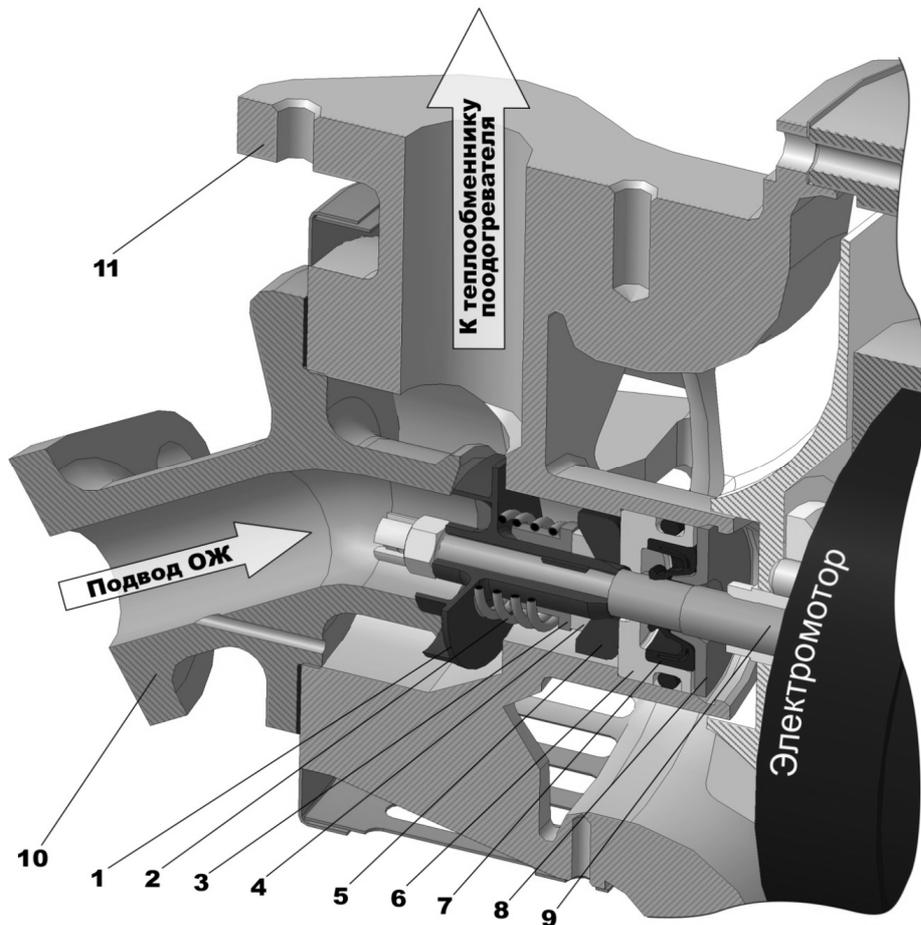


Рис. 1. Конструкция насоса ОЖ:

1 – лопаточное колесо; 2 – пружина; 3 – втулка упругого элемента; 4 – уплотнительное кольцо; 5 – вращающееся уплотнительное кольцо; 6 – покоящееся уплотнительное кольцо; 7 – стояночное уплотнение (манжета); 8 – опорная пластина; 9 – вал электродвигателя; 10 – фланец подвода ОЖ; 11 – фланец выхода ОЖ из насоса.

Эксплуатация в целом отработанной конструкции предпускового подогревателя показала, что при длительной работе подогревателя в режиме нагрева ОЖ выходит из строя лопаточное колесо нагнетающего насоса. Более подробный анализ вышедших из строя деталей и узлов агрегата показал, что происходит срез лопаточного венца колеса насоса застопоренным упругим элементом (пружиной) вследствие торможения в паре трения торцовых уплотнений.

В общем случае выход из строя и нарушение работы нагнетателя происходит в таком порядке (рис. 2): вследствие длительного теплового выделения в паре трения по поверхностям А средняя температура конструкции повышается, следовательно повышается и температура поверхностей А. Учитывая повышенную температуру ОЖ, это приводит к тому, что в некоторый момент времени ОЖ в зазоре А вскипает и трение в зазоре переходит в режим близкий к сухому трению. Как известно режим сухого трения является более теплонапряженным, поэтому температура поверхностей А резко повышается, что приводит к изменению свойств материалов пары трения по поверхности контакта. Беря во внимание наличие химически активных веществ и взвешенных частиц, присутствие которых невозможно исключить в растворе ОЖ, в итоге происходит стопорение трением графитового кольца 5 и втулки из нержавеющей стали 6. На следующем этапе из-за того, что момент трения резинового уплотнительного кольца 4 по поверхности В по валу лопаточного колеса 1 меньше момента трения поверхности Г по графитовому уплотнительному кольцу 5, происходит торможение резинового уплотнительного кольца 4, прижимной втулки 3 и пружины 2 относительно покоящегося уплотнительного кольца 6, установленного в корпус. В сложившихся аварийных условиях работы возникают новые пары трения: - по поверхности В, в результате чего наблюдается значительный износ уплотнительного кольца 4; - по поверхности Б, что приводит к активному износу тела основания лопаточного венца крыльчатки пружиной. Как следствие, происходит срез венца крыльчатки с развитием износа поверхности Б.

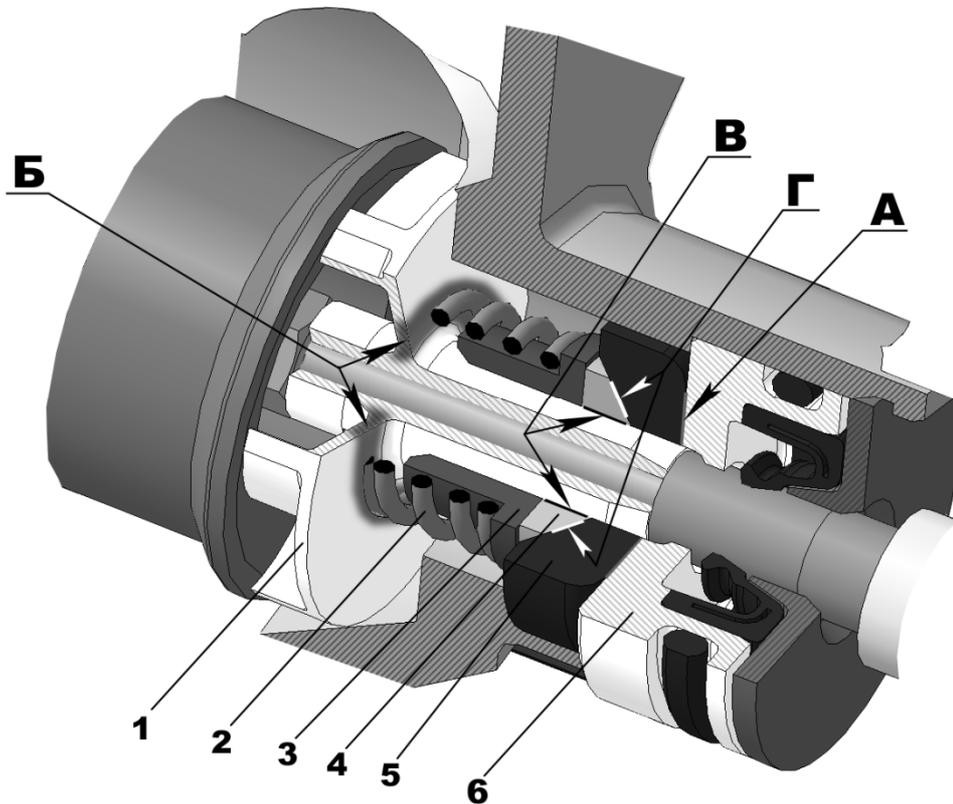


Рис. 2. Развитие среза лопаточного венца центробежного колеса насоса:  
1 – лопаточное колесо; 2 – пружина; 3 – втулка упругого элемента; 4 – уплотнительное кольцо; 5 – вращающееся уплотнительное кольцо; 6 – покоящееся уплотнительное кольцо

Основываясь на первичных данных анализа, было принято решение произвести тепловой расчет конструкции уплотнения, с целью выявления наиболее теплонапряженных участков.

Как известно, стандартный подход [1;3] в решении задачи выделения и распределения тепла и тепловых потоков заключается в задании необходимых исходных гидродинамических параметров силовых уравнений и дополнении их уравнением баланса тепла в уплотнении. Он позволяет найти температуру жидкости в зазоре уплотнения. Далее, по эмпирической зависимости вязкости жидкости от температуры определяют ее вязкость в зазоре уплотнения. Обычно изменением плотности, теплопроводности и других параметров жидкости в зависимости от температуры можно пренебречь. Однако для газов приходится учитывать и эти зависимости, используя уравнение состояния газа.

Систему уравнений при совместном гидродинамическом и тепловом расчете торцового уплотнения необходимо решать методом последовательных приближений, как это делают при расчете подшипников скольжения.

Основными источниками тепла, выделяющегося в уплотнении, являются трение в паре и трение вращающихся частей уплотнения в уплотняемой среде. Выделением тепла в результате вибраций и трения вспомогательных элементов (резиновые кольца, манжеты, сильфоны, мембраны, пружины, поводки и пр.) можно пренебречь ввиду его незначительности [2].

Уравнение баланса тепла, из которого по величине тепловых потоков (рис. 3) определяют температуру жидкости в зазоре уплотнения, можно записать следующим образом [1]:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (1)$$

В торцовых уплотнениях с обычными парами трения утечки жидкостей невелики (от долей до десятков кубических сантиметров в час), и поэтому отводом тепла с утечками можно пренебречь. В уплотнениях с гидродинамическими и особенно гидростатическими парами трения отвод тепла с утечками до сотен литров в час существенно влияет на температуру пары трения.

Большая часть тепла, выделяющегося в паре трения, отводится в жидкость, окружающую уплотнения ( $Q_1$ ), благодаря теплопроводности колец пары. Значительно меньшая часть тепла отводится в газ за уплотнением ( $Q_2$ ). Для уплотнений, работающих на газах, оба тепловых потока могут быть одного порядка по величине. Как правило, тепловой поток в результате теплопроводности деталей (вал, корпус, крышка и т. п.), находящихся в непосредственном контакте с деталями уплотнения, значительно уступает по величине тепловому потоку в жидкость ( $Q_3$ ).

Запишем выражения для отмеченных выше тепловых потоков. В соответствии с рис. 3 тепло  $Q$ , выделяющееся в единицу времени в паре трения, составляет (в Вт) [1]:

$$Q = W \cdot f \cdot V, \quad (2)$$

где  $W$  - осевая составляющая всех сил действующих на уплотнительное кольцо, Н;  $f$  - коэффициент трения в паре трения,  $V$  - тангенциальная приведенная скорость относительного движения в паре трения, м/с.

Тепло, выделяющееся при трении деталей уплотнения в жидкости, в сравнении с тепловым потоком  $Q$  мало, им можно пренебречь в условиях данной задачи.

Для большинства торцовых уплотнений отвод тепла в окружающий воздух ( $Q_2$  на рис. 3) незначительно влияет на общий баланс тепла и им можно пренебречь. Для таких уплотнений значительная часть тепла может передаваться через сопряженные с парой трения детали (вал, корпус, крышка, вспомогательные уплотнения и др.) благодаря теплопроводности колец пары и этих деталей ( $Q_3$  на рис. 3).

Методы численного интегрирования и электротепловой аналогии позволяют сравнительно просто находить распределение температуры по сечению кольца при произвольной его форме и произвольных условиях отвода тепла на границах. Так, в работе [1] методом численного интегрирования получены кривые распределения температуры для трех форм сечения кольца (рис. 4, а - в). При расчете принимали, что выделяющееся в паре трения тепло отводится от кольца только через его наружную цилиндрическую поверхность в среду с температурой  $T_{ж}$ . Остальные поверхности кольца считали теплоизолированными.

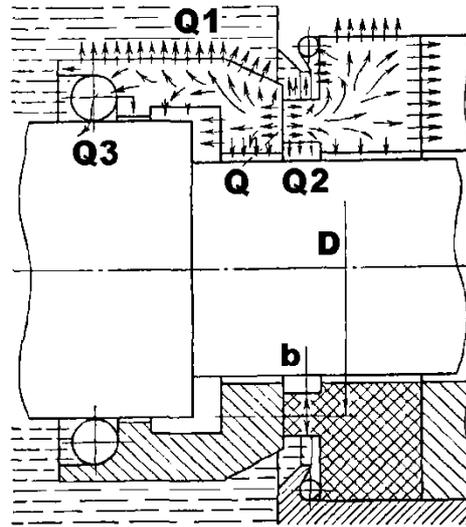


Рис. 3. Схема к определению баланса тепла в паре трения

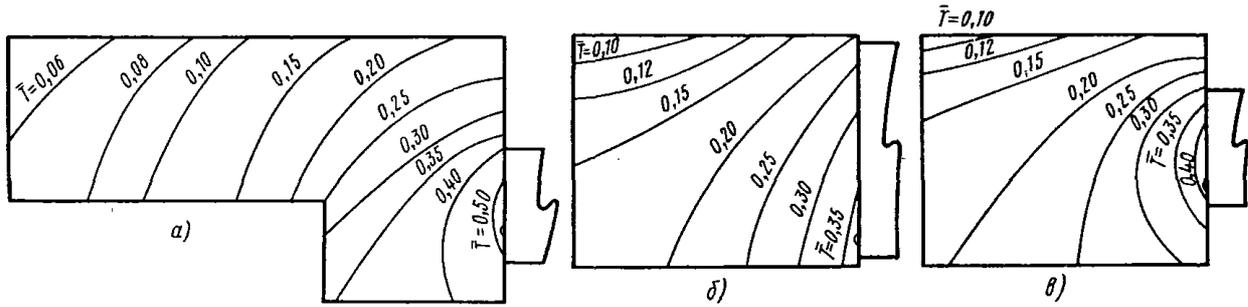


Рис. 4. Теоретическое распределение безразмерной температуры в кольцах торцового уплотнения

Кривые и цифры на рис. 4 относятся к безразмерной температуре.

Тепловой расчет будем производить по отработанной методике расчета торцевых уплотнений, основанной на теории тепловыделений в подшипниках трения, которая хорошо согласуется с экспериментальными данными. По известным расчетным зависимостям [1] найдем величину тепловыделения из уравнения 1, осевая составляющая всех сил действующих на уплотнительное кольцо [1]:

$$W = \bar{P} + F_{np} - F_{тр.упл}, \quad (3)$$

где  $\bar{P}$  - усилие, обусловленное избыточным внутренним давлением на уплотнительное кольцо;  $F_{np} = 58.5$ ; Н – сила сжатия для пружины 2 (рис.2), при заданной величине деформации;  $F_{тр.упл}$  - сила трения в резиновом уплотнительном кольце 4 (рис.2 поверхность В).

Коэффициент трения в зазоре пары трения найдем по полуэмпирической формуле [3]:

$$f = \pi \left[ \frac{5}{2} \cdot \frac{c_{жс} \cdot \rho_{жс} \cdot (D-b)^4 \cdot b^4 \cdot \mu_{жс}^3 \cdot V^3}{\alpha_L \cdot L^3 \cdot W^4} \right], \quad (4)$$

где  $c_{жс}$  - удельная теплоемкость ОЖ, Дж/кг·К;  $\rho_{жс}$  - плотность ОЖ, кг/м<sup>3</sup>;  $D$  - средний диаметр поверхности трения (рис.3), м;  $b$  - ширина поверхности трения (рис.3), м;  $\mu_{жс}$  - вязкость жидкости, Н·с/м<sup>2</sup>;  $V$  - линейная скорость трения, м/с;  $\alpha_L$  - коэффициент температурного расширения уплотнительного кольца;  $L$  - амплитуда неровностей шероховатости поверхности, м.

Если рассматривать поле режимов работы какого-либо торцового уплотнения на определенной жидкости при постоянной скорости скольжения и в качестве рабочего параметра принять обратную величину удельной нагрузки в паре трения, то зависимость коэффициента трения от нагрузки можно представить в виде, приведенном на рис. 5.

Граничные значения коэффициента трения на рис. 5 приблизительно соответствуют парам трения «углеграфит–металл» в воде [1].

Кривая на рис. 5 состоит из двух ветвей: левой – от сухого до граничного трения и правой – от граничного до жидкостного трения.

При режиме работы пары трения, соответствующем какому-либо из участков правой ветви кривой, случайное (или закономерное) увеличение нагрузки приводит к снижению коэффициента трения в паре. Если же режим работы соответствует участку левой ветви кривой, то с увеличением нагрузки коэффициент трения резко возрастает. Отсюда и более резкий рост температуры в зазоре пары, чем в первом случае. Устойчивость режима работы пары трения на левой ветви поэтому значительно меньше, чем на правой. Наблюдения показывают, что при переходе от граничного к полусухому трению происходит дальнейший весьма быстрый (скачкообразный) переход к технически сухому трению, часто сопровождающийся перегревом и выходом из строя уплотнения.

В определенный момент времени в связи с понижением вязкости и переходом в режим сухого трения, обуславливающего стремительное повышение температуры, произойдет вскипание жидкости в зазоре. Вязкость ОЖ найдем по эмпирической формуле для воды [3]:

$$\mu_{жс} = \frac{0.00183}{1 + 0.0337 \cdot t + 0.000221 \cdot t^2}, \quad (5)$$

где  $t$  - текущая температура ОЖ, °С.

Проведем статический расчет тепловых потоков внутри конструкции при нормальном установившемся режиме работы. Данные этого расчета используем как начальные параметры при расчете аварийного режима работы. Такой метод расчета выбран, поскольку нет достоверной возможности установить время нормальной работы подогревателя до начала срыва рабочих параметров и перехода в аварийный режим, следовательно, в реальности до начала аварийного режима подогреватель может проработать достаточно продолжительное время, зачастую в несколько раз превышающее гарантированный срок эксплуатации. Используя программу конечно-элементного анализа получим картину температурного состояния конструкции во времени. Расчет будем проводить до тех пор, пока температура поверхности трения не превысит допустимую для уплотнительного кольца из нержавеющей стали, сам момент превышения – будем считать моментом прихватки и стопорения пары трения.

Результаты расчета сведены в таблицу 1, распределение тепловых полей при расчетном установившемся (нормальном) режиме работы уплотнения показано на рис. 6 а, момент стопорения показан на рис.6 б.

Таблица 1

Исходные данные и результаты расчета параметров в паре трения

T, с	$c_{ж}$ , Дж/кгК	$\rho_{ж}$ , кг/м <sup>3</sup>	D, м	b, м	V/ $\omega$ , м/с, об/мин	$\alpha_L$	L, м	W, Н	$\mu_{ж,2}$ нс/м <sup>2</sup>	f	Q, Вт	t, °С
1	4200	1000	0,016	0,003	4,901/7200	$3,9 \cdot 10^{-6}$	$0,29 \cdot 10^{-6}$	70,1	$3,6 \cdot 10^{-4}$	0,085	88,69	131,85
4							$0,25 \cdot 10^{-6}$	69,9	$3,1 \cdot 10^{-4}$	0,092	110,12	134,07
8							$0,2 \cdot 10^{-6}$	69,5	$2,8 \cdot 10^{-4}$	0,12	180,3	149,64

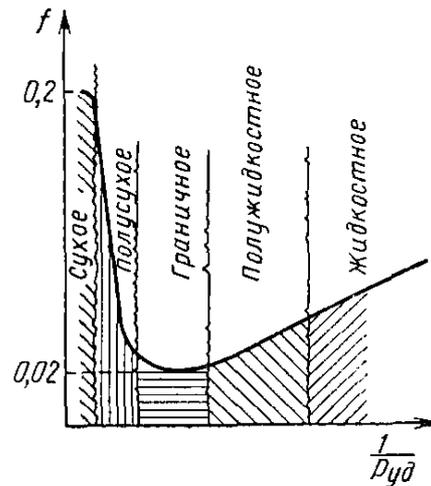


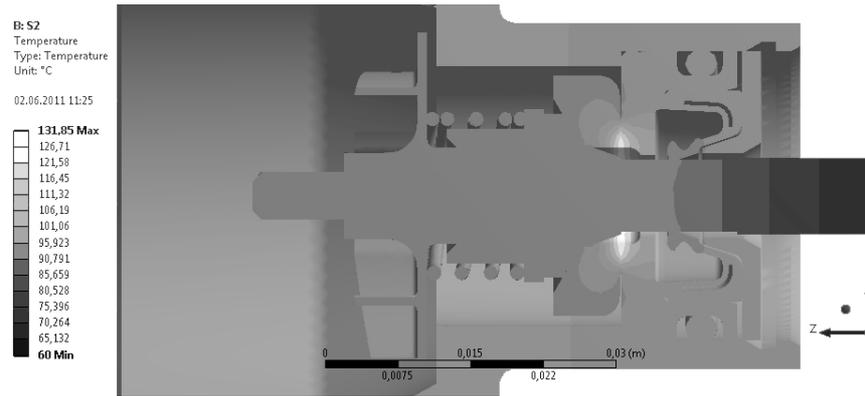
Рис. 5. Зависимость коэффициента трения от нагрузки для разных режимов трения торцового уплотнения

12											191,9
16											290,99
20											324,86
24											351,69
28											374,63
32											394,98
36											413,49
40											430,56
44											446,49
48											461,48
52											475,68
56											489,2
60											502,13
64							69,3	---	0,2	1836	514,54
68											526,5
72											538,04
76											549,2
80											560,04
84											570,56
88											580,79
92											590,77
96											600,5
100											610
104											619,3
108											628,39
112											637,3
116											646,03
120											654,6

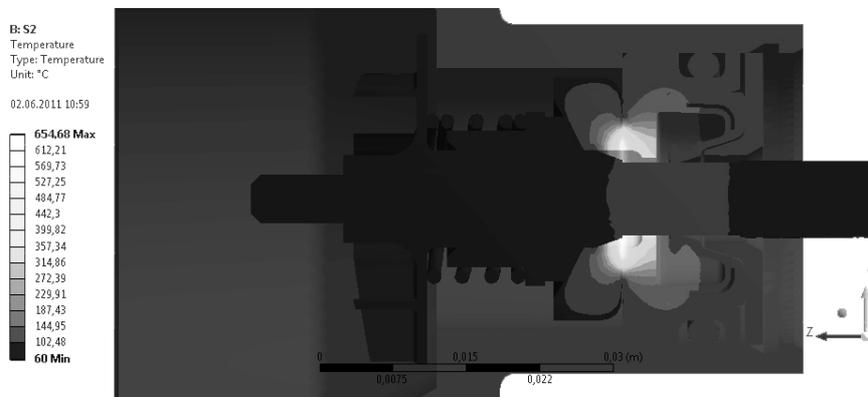
Как видно по результатам расчета (рис. 6 а), минимальная температура конструкции составляет 60 °С, а средняя температура поверхности трения составляет 132 °С. ОЖ согласно теоретическим и практическим исследованиям, изложенным в [1] при данной средней температуре поверхности трения, находится в граничном состоянии, но вскипания ее не происходит, жидкость все еще обеспечивает смазку пары трения, хотя режим трения уже является пограничным (рис. 5).

Согласно результатам расчета вскипание происходит на 12 секунде работы в аварийном режиме (до этого подогреватель работал в установившемся режиме продолжительное неопределенное время) при средней температуре поверхности трения 192 °С, при этом мощность тепловыделения резко возрастает от 200 Вт до 1,84 кВт при переходе в режим сухого трения. В режиме сухого трения, коэффициент трения считаем постоянным и равным  $f = 0.2$  (рис. 5) [1]

Как показал расчет, окончательное стопорение происходит на 120 секунде работы уплотнения в аварийном режиме при температуре 655 °С. В первые секунды (с 12 по 16 секунду рис. 7) работы в аварийном режиме наблюдается резкий рост температуры, связано это со скачкообразным изменением коэффициента трения, далее температура постепенно нарастает из-за стремительного насыщения конструкции тепловой энергией.



*a*



*б*

Рис. 6. Распределение температуры внутри конструкции пары трения:  
*a* – в нормальном режиме работы; *б* – в аварийном режиме работы (стопорение)

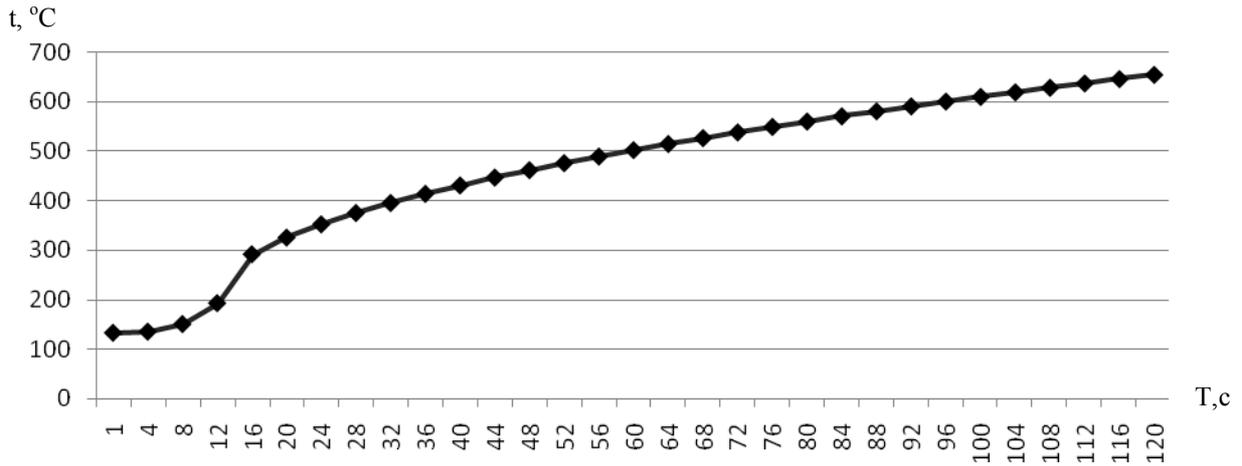


Рис.7. График зависимости температуры в паре трения от времени работы в аварийном режиме

Также расчетным методом было получено поле векторов тепловых потоков в элементах конструкции (рис. 8).

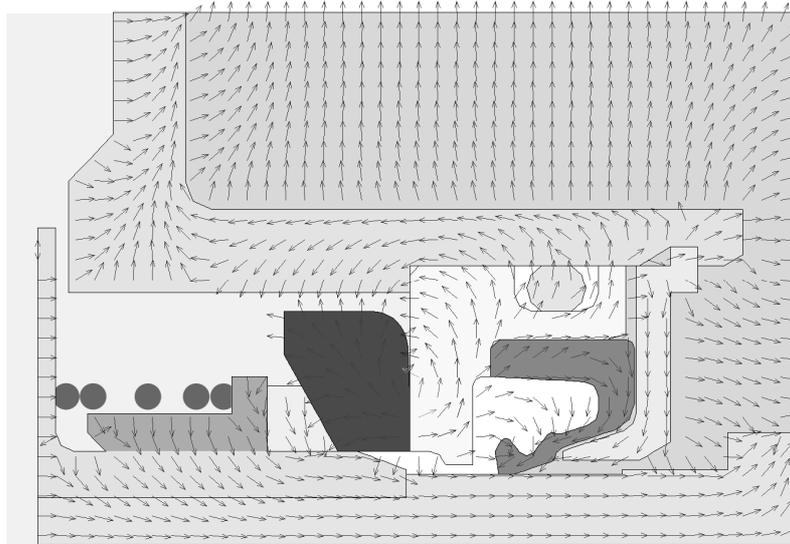


Рис. 8. Тепловые потоки в элементах конструкции уплотнения подогревателя

В результате исследования проблемы выделения и распределения тепла в паре трения уплотнения насоса предпускового подогревателя была составлена математическая модель соответствующего узла конструкции. Сопоставляя результаты расчета и реальные результаты испытаний на натурной конструкции, очевидно, что полученная математическая модель удовлетворительно отображает процессы, происходящие в трущихся элементах уплотнения, однако для полной оценки явлений приводящих к разрушению конструкции является чрезмерно идеализированной.

В частности, затруднительно учесть изменение геометрии поверхности трения. Как видно на фотографии уплотнительных колец из материала АО-1500 (рис. 9), кото-

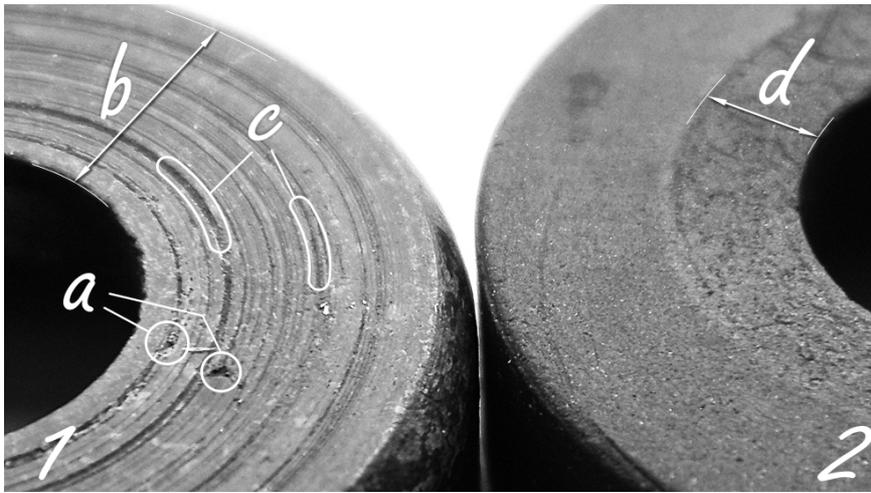


Рис. 9. Фото рабочей поверхности графитовых колец пары трения из материала АО-1500:

1 – кольцо, отработавшее полный моторесурс до заклинивания; 2 – новое кольцо; *a* – твердые включения в материале кольца; *b* – ширина развитой поверхности трения; *c* – борозды, образованные твердыми включениями; *d* – изначальная ширина поверхности трения

рые используются в насосе штатного предпускового подогревателя, поверхность (ширина *b*) кольца, отработавшего полный ресурс на расчетном режиме 1, значительно превышает площадь поверхности трения (ширина *d*) нового кольца 2. К тому же приработанная поверхность имеет ряд дефектов, которые влияют на значение шероховатости и на реальную площадь сцепления трущихся поверхностей. Включение твердых частиц *a* (рис.9), твердость которых при расчетной температуре поверхности трения выше твердости кольца из нержавеющей стали при той же температуре, приводит к образованию круговых борозд *c* на поверхности трения. Это в свою очередь также приводит к увеличению поверхности трения, которая определяет момент трения, а соответственно и тепловыделение при трении. Наличие таких частиц сложно спрогнозировать, их присутствие обуславливается чистотой и качеством материала уплотнительного кольца, таким образом, учет наличия таких случайных дефектов в настоящей математической модели привлечет сложный вероятностный математический аппарат, но уже на данном этапе можно утверждать, что это не даст продуктивных результатов в описании процесса трения.

Стоит отметить, что в расчетной модели для ОЖ использовались термодинамические параметры обычной очищенной воды, при работе насоса в составе агрегата используются присадки, повышающие температуру кипения воды и понижающие ее коррозионную активность.

Указанные присадки являются химически активными веществами, полностью не растворимы в воде, оставляя мелкодисперсный след, все это также повлияет на режим трения сложно прогнозируемым образом, а также повысит износ поверхности.

Развитие среза по поверхности Б (рис.2) происходит достаточно продолжительное время, об этом свидетельствуют экспериментальные данные. Для предотвращения среза было предложено ввести опорную шайбу 1 (рис.10), однако на столь больших угловых скоростях (7200 об/мин) возникли поперечные колебания шайбы, что в свою очередь привело к разрушению вала крыльчатки на который была посажена шайба. В итоге такое предложение не решило проблему.

Основной рекомендацией в сложившейся ситуации, очевидно, является использование более качественного материала графитового кольца пары трения, в частности с гораздо меньшим содержанием примесей твердых частиц, таких как АО 1500-Б83.

Следующим шагом должна стать проработка конструкции по стабилизации поверхности трения и увеличению интенсивности теплообмена с ОЖ для более интенсивного уноса тепла и стабилизации температурного поля пары трения.

**Выводы:** В процессе продолжительной работы насоса подогревателя, из-за повышенных параметров температуры охлаждающей жидкости создаются условия, приводящие к срыву режима нормальной работы насоса и его поломке. Была разработана математическая модель описывающая тепловые процессы, происходящие в паре трения и приводящие в выходу из строя узлов уплотнения. Были выявлены слабые места штатной конструкции насоса.

С учетом произведенных расчетов, было принято решение по доработке конструкции узла уплотнения и сопряженного с ним лопаточного колеса насоса охлаждающей жидкости с последующим проведением испытаний. Испытания показали что внесенные конструктивные изменения не решили проблем, связанных с выходом из строя узла уплотнения насоса охлаждающей жидкости.

Рекомендацией по дальнейшему решению проблемы надежной работы насоса подогревателя является использование более качественных материалов в паре трения данного уплотнения.

**Литература:** 1. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник/ Л.А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер и др.; Под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с. 2. Торцовые уплотнения: Пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1978. – 288с. 3. Уплотнительные устройства. Изд. 2-е, переработ. и доп. Л., «Машиностроение», 1973. 232 с.

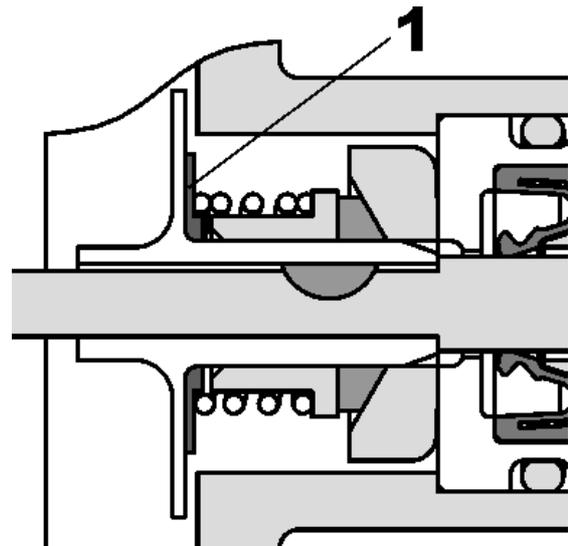


Рис. 10. Схема установки дополнительной шайбы

**Bibliography (transliterated):** 1. Uplotnenija i uplotnitel'naja tehnika: Spravochnik/ L.A. Kon-dakov, A. I. Golubev, V. B. Ovander i dr.; Pod obw. red. A. I. Golubeva, L. A. Kondako-va. – M.: Mashinostroenie, 1986. – 464 s. 2. Torcovye uplotnenija: Per. s nem. – M.: Mashinostroenie, 1978. – 288s. 3. Uplotnitel'nye ustrojstva. Izd. 2-e, pererobot. i dop. L., «Mashinostroenie», 1973. 232 s.

Вакуленко В.В., Ю.В. Возгрін, В.А. Кузьминский, М.С. Ковальов, Михайлов В.В.  
**БАЛАНС ТЕПЛА І ТЕМПЕРАТУРИ В ПАРІ ТЕРТЯ УЩІЛЬНЕННЯ НАСОСА ПІДГРІВАЧА**

В статті проведено дослідження теплових процесів, що відбуваються в парі тертя насоса підігрівача та призводять до його виходу з ладу. Розроблена математична модель процесу, на основі якої проведено випробування. Було дано рекомендації щодо зміни конструкції.

Vakulenko V.V., Yu.V. Vozgrin, V.A. Kuzminsky, M.S. Kovalev, Mikhailov V.V.  
**BALANCE OF HEAT AND TEMPERATURE IN STEAM OF A FRICTION OF CONSOLIDATION OF THE PUMP OF A HEATER**

Research of thermal processes is conducted in article which occurs in steam of a friction of the pump of a heater and lead to its failure. The mathematical model process on which basis tests are made is developed. Recommendations concerning design changes have been made.

---

УДК 629.114.2.001

*Волонцевич Д.О., д-р техн. наук; Веретенников Е.А.*

### **ЗАВИСИМОСТЬ ДИНАМИЧНОСТИ РАЗГОНА БМ ОПЛОТ В РАЗЛИЧНЫХ ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ ОТ СПОСОБА РАЗБИВКИ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ОТНОШЕНИЙ В БОРТОВЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБКАХ ПЕРЕДАЧ**

**Введение.** Проектирование бортовых планетарных коробок передач (БПКП) гусеничных машин (ГМ) представляет собой очень трудную задачу. Наверное, именно поэтому, на одной из последних отечественных разработок БМ "Оплот" в качестве БПКП применены коробки, разработанные еще в конце 50-х годов прошлого столетия для танка Т-64. С ростом мощности двигателя, скорости движения и веса машины возникает необходимость корректировки передаточных отношений. Синтез БПКП с тремя степенями свободы не позволяет свободно получать любой набор передаточных отношений с желаемой точностью. Поэтому необходимы дополнительные исследования зависимости динамичности разгона БМ Оплот в различных дорожных условиях от способа разбивки передаточных отношений в БПКП.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Из теории гусеничных машин известны общие зависимости времени разгона от способа разбивки передаточных отношений [1]. Также хорошо известны методики расчета разгонных характеристик ГМ [2].

Авторами в статьях [3-5] был начат цикл работ по исследованию вопроса оптимальной разбивки передаточных отношений БПКП ГМ.

**Цель и постановка задачи.** Целью данной работы является обоснование оптимальной разбивки передаточных отношений БПКП БМ Оплот по критерию максимальной динамичности в различных дорожных условиях.

**Основная часть.** Рассмотрим влияние на динамичность разгона БМ Оплот разных способов разбивки передаточных отношений. При этом в качестве ограничений примем следующий набор:

- количество передач 7;
- разгон может начинаться со второй или с первой передачи;
- передаточное отношение I передачи всегда  $i_1=8,2$ ;
- передаточное отношение VII передачи всегда  $i_7=1$ ;
- разгон рассматривается для двух дорожных условий – дорога с твердым асфальтобетонным покрытием с коэффициентом сопротивления движению  $f=0,05$  и сухая грунтовая дорога среднего качества с коэффициентом сопротивления движению  $f=0,1$ .

Первым способом разбивки будем считать базовый набор передаточных отношений существующих БПКП БМ Оплот.

Вторым и третьим вариантом разбивки будет арифметическая прогрессия величин, обратных передаточным отношениям, в диапазоне с первой по седьмую и со второй по седьмую с отрывом второй передачи 2.

Четвертым вариантом разбивки будет стандартная геометрическая прогрессия без коэффициента отрыва первой передачи.

Пятым вариантом разбивки будет набор передаточных чисел, полученных в результате процесса оптимизации для коэффициента сопротивления движению  $f=0,05$ .

Шестым вариантом разбивки будет набор передаточных чисел, полученных в результате процесса оптимизации для коэффициента сопротивления движению  $f=0,1$  при условии начала разгона с первой передачи.

Значения передаточных отношений БПКП для всех шести вариантов представлены в табл. 1. и на рис. 1

Таблица 1

Значения передаточных отношений БПКП для шести рассматриваемых вариантов

I база	II арифм. 1	III арифм. 2	IV геом.	V f=0,05	VI f=0,1
8,17	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2
4,399	3,727	4,1	5,774	6,56	4,1
3,486	2,412	2,531	4,066	3,28	2,562
2,787	1,783	1,83	2,864	1,929	1,898
2,288	1,414	1,434	2,017	1,429	1,582
1,467	1,171	1,178	1,42	1,143	1,217
1	1	1	1	1	1

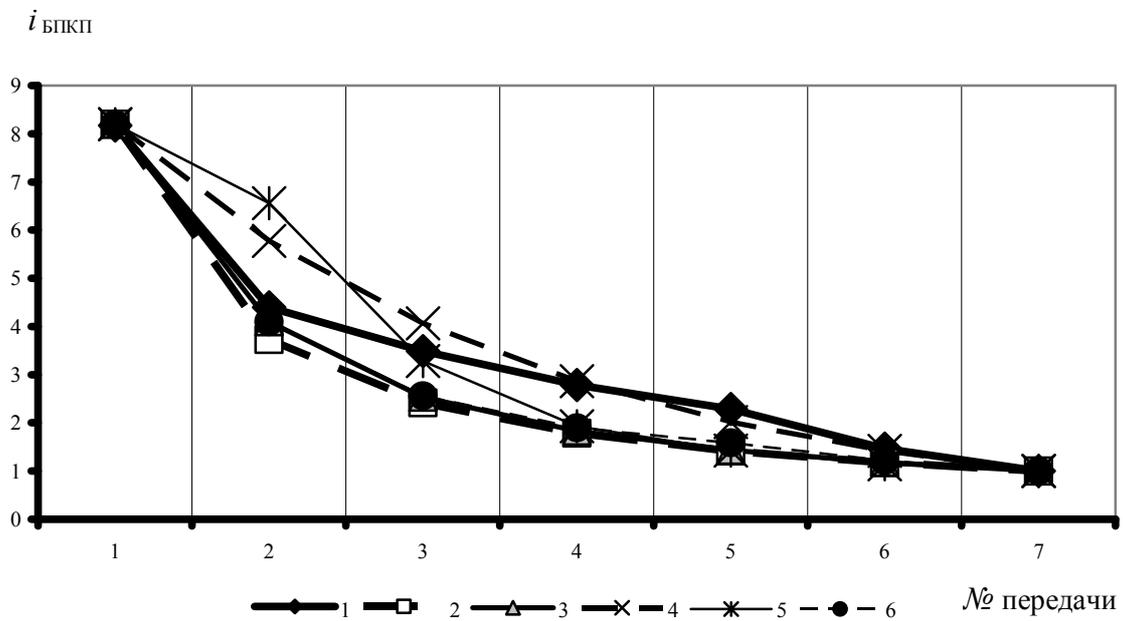


Рис. 1. Графическое представление значений передаточных отношений БПКП для шести рассматриваемых вариантов

Для рассматриваемых шести вариантов разбивки были проведены расчеты по определению времени разгона БМ Оплот до максимально возможной в заданных условиях движения скорости. При этом был рассмотрен разгон со второй передачи для коэффициента сопротивления движению  $f=0,05$  (асфальтобетонное покрытие), разгон со второй и с первой передачи для коэффициента сопротивления движению  $f=0,1$  (сухая грунтовая дорога среднего качества). На рис. 2 графически представлены результаты расчетов.

Для построения диаграммы, представленной на рис. 3, были сложены для каждого варианта разбивки время разгона БМ Оплот до  $V_{max}$  на асфальтобетоне и меньшее время разгона на грунтовой дороге.

**Выводы.** Из полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1. Наиболее чувствительно к способу разбивки передаточных отношений БПКП время разгона по грунтовым дорогам (в худших условиях). Разброс по отношению к базовой БПКП Оплот составил от  $-38\%$  до  $+37\%$ .

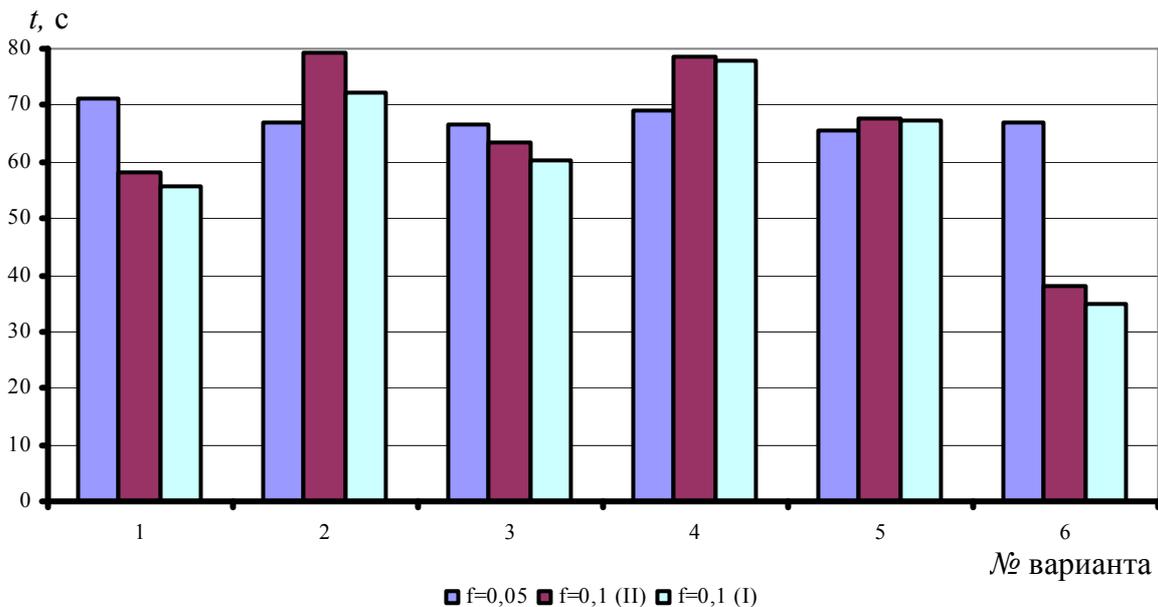


Рис. 2. Время разгона БМ Оплот до  $V_{max}$  для шести вариантов разбивки в разных дорожных условиях

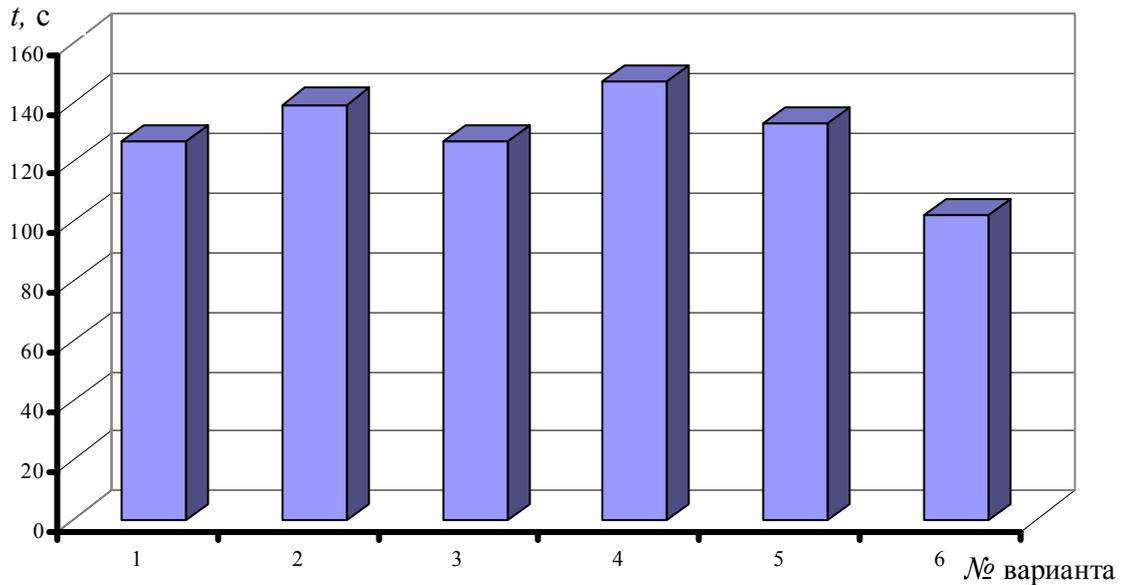


Рис. 3. Сумма лучшего времени разгона на грунтовой дороге и асфальтобетоне для шести рассмотренных вариантов разбивки передаточных отношений БПКП БМ Оплот

2. Наименее чувствительно к способу разбивки передаточных отношений БПКП время разгона по асфальтобетону (в лучших условиях). Разброс по отношению к базовой БПКП Оплот составил от  $-8\%$  до  $+0\%$ .

3. По суммарному времени разгона в двух режимах лучшая тройка результатов представлена соответственно вариантами 6, 3 и 1, что подтверждает необходимость проведения оптимизации разбивки передаточных отношений с комплексным учетом различных дорожных условий, заявленную авторами в [5].

**Литература:** 1. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448с. 2. Александров Е.Е., Елифанов В.В., Медведев Н.Г., Устиненко А.В. Тягово-скоростные характеристики быстроходных гусеничных и полноприводных колесных машин: теория и расчет. Учебное пособие. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2007. – 124 с. 3. Волонцевич Д.О., Веретенников Є.О., Антропов Ю.В. Синтез нової кінематичної схеми бортових планетарних коробок передач основного танку на базі розроблених критеріїв оцінки динамічності машин. // Механіка та машинобудування, –№2, 2009. –С.20-31. 4. Волонцевич Д.О., Веретенников Е.А. К вопросу разбивки передаточных отношений бортовых планетарных коробок передач гусеничных машин. // Восточно-европейский журнал передовых технологий, –2011. –№2/7(50). –С.25-27. 5. Волонцевич Д.О., Веретенников Е.А. Методика комплексной оценки динамичности военных гусеничных и колесных машин на этапе структурно-параметрического синтеза их трансмиссий. // Вісник НТУ "ХПІ". Збірка наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. –Харків: НТУ "ХПІ", –2011. –№18. –С. 102-105.

**Bibliography (transliterated):** 1. Zabavnikov N.A. Osnovy teorii transportnyh gusenichnyh ma-shin. – M.: Mashinostroenie, 1975. – 448s. 2. Aleksandrov E.E., Epifanov V.V., Medve-dev N.G., Ustinenko A.V. Tjagovo-skorostnye harakteristiki bystrohodnyh gusenichnyh i polnoprivodnyh kolesnyh mashin: teorija i raschet. Uchebnoe posobie. – Har'kov: NTU "HPI", 2007. – 124 s. 3. Voloncevich D.O., Veretennikov E.O., Antropov Ju.V. Sintez novoї kinematichnoї shemi bortovih planetarnih korobok peredach osnovnogo tanku na bazi rozroblenih kriteriiv ocinki dinamichnosti mashin. // *Mehanika ta mashinobuduvannja*, –№2, 2009. –S.20-31. 4. Voloncevich D.O., Veretennikov E.A. K voprosu razbivki peredatochnyh otnoshenij bortovyh planetarnyh korobok peredach gusenichnyh ma-shin. // *Vostochno-evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij*, –2011. –№2/7(50). –S.25-27. 5. Voloncevich D.O., Veretennikov E.A. Metodika kompleksnoj ocenki dinamichnosti voennyh gusenichnyh i kolesnyh mashin na jetape strukturno-parametricheskogo sinteza ih transmissij. // *Visnik NTU "HPI". Zbirka naukovih prac'. Tematichnij vi-pusk: Transportne mashinobuduvannja*. – Harkiv: NTU "HPI", –2011. –№18. –S. 102-105.

Волонцевич Д.О., Веретенніков Є.О.

ЗАЛЕЖНІСТЬ ДИНАМІЧНОСТІ РОЗГОНУ БМ ОПЛОТ В РІЗНИХ ДОРОЖНІХ  
УМОВАХ ВІД СПОСОБУ РОЗБИВКИ ПЕРЕДАТОЧНИХ ВІДНОШЕНЬ В  
БОРТОВИХ ПЛАНЕТАРНИХ КОРОБКАХ ПЕРЕДАЧ

В статті запропонована порівняльна оцінка динамічності БМ Оплот з бортовими планетарними коробками передач, що мають передаточні відношення, отримані за різними законами і методиками. Сформульовані рекомендації щодо вибору розбивки передаточних відношень з урахуванням руху по ґрунтовим дорогам середньої якості і дорогам з твердим покриттям.

Volontsevich D.O., Veretennikov Ye.A.

DEPENDENCE OF ACCELERATION DYNAMIC OF MBT "OPLOT" IN DIFFERENT  
TRAVELING TERMS FROM METHOD OF LAYING OUT OF TRANSMISSION  
RELATIONS IN SIDE PLANETARY GEAR-BOXES

In the article the comparative estimation of MBT "Oplot" dynamic with side planetary gear-boxes, which have transmission relations, got after different laws and methods, is offered. Formulated recommendations in relation to the choice of laying out of transmission relations taking into account motion for to the dirt roads of medium-grade and roads with hard-surface.

---

УДК 629.1.032

*Дущенко В.В., д-р техн. наук; Мусницька І.В.*

## **ОЦІНКА ВПЛИВУ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ НА НАВАНТАЖЕНІСТЬ ЇЇ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ І ТРАНСМІСІЇ**

**Постановка проблеми.** Рух військових гусеничних або колісних машин (ВГКМ) по пересіченій місцевості супроводжується значними поздовжньо-кутовими та вертикальними коливаннями підресореного корпусу машини, для демпфірування яких необхідно застосовувати ефективні демпфіруючі пристрої (ДП). На швидкохідних військових гусеничних машинах (ВГМ), потужність, що поглинається даними пристроями та перетворюється ними у тепло, складає в середньому до 10% і більше від максимальної потужності двигуна. Це говорить про значну додаткову навантаженість силової установки та трансмісії, яку необхідно враховувати при моделюванні нерівномірного прямолінійного або криволінійного руху ВГКМ.

**Аналіз останніх публікацій.** У роботі [1] представлено результати розрахунку та оцінки теплової напруженості ДП ВГМ. У роботі [2] представлено методику розрахунку додаткових моментів навантаження на ведучих колесах машини, які обумовлені роботою системи підресорювання (СП).

**Ціль досліджень.** На основі проведених розрахунків теплової напруженості, з використанням результатів полігонних випробувань ВГМ, провести перевірку вірогідності, згаданої вище, розробленої методики та оцінити вплив СП на навантаженість силової установки і трансмісії ВГМ.

Вочевидь, що при русі по нерівностях, енергія силової установки витрачається не тільки на подолання опору руху та повороту, а й на виникнення коливань підресореного корпусу машини, які обумовлені роботою СП. Ці коливання відразу ж необхідно гасити за допомогою потужних ДП. Причому, чим вище швидкість, важче машина та більш несприятливіший профіль нерівностей, тим значнішими стають втрати енергії та додаткове навантаження на двигун і трансмісію. Крім того, у зв'язку з підвищенням вимог до плавності ходу, дані втрати та навантаження продовжують різко збільшуватися.

Проведемо розрахунок потужностей, що поглинаються ДП, на прикладі сьоміопорної ВГМ проміжної категорії по масі, у випадку її руху по найбільш несприятливому низькочастотному профілю нерівностей, в якості якого оберемо синусоїдальний профіль з відстанню між вершинами рівною двом базам машини та висотою нерівностей 200мм. Розрахунок проведемо на експериментально перевіреній математичній моделі руху ВГМ по нерівностях [3].

На рис.1 представлені графіки потужностей, що поглинаються ДП кожної з підвісок, в залежності від швидкості руху, з яких витікає, що на дорезонансному і резонансному режимах руху найбільш навантаженими є ДП перших двох підвісок. Це пояснюється тим, що на зазначених режимах спостерігаються найбільші амплітуди вертикальних і поздовжньо-кутових коливань корпусу машини, які для передніх підвісок складаються, збільшуючи хід підвіски, а, відповідно, і роботу ДП, а для задніх – віднімаються, зменшуючи його. Зі збільшенням швидкості руху, на зарезонансному режимі, машина починає стрибати з нерівності на нерівність, приземляючись на всі підвіски, що приводить до істотного росту потужностей, які поглинаються ДП задніх підвісок. Менша робота ДП 7-ї підвіски, у порівнянні з ДП 6-ї підвіски, пояснюється її піджаттям робочим натягінням гусениці.

Таким чином, на резонансному режимі, при швидкостях руху 10,0...13,33м/с (36...48км/год), потужність, яка поглинається кожним з ДП перших двох підвісок, доходить до 12,5кВт, а сумарна потужність, що поглинається усіма ДП, складає близько 58...70кВт, або приблизно до 30% потужності двигуна.

На зарезонансних швидкостях руху 15,56...18,89м/с (56...68км/год), внаслідок зменшення амплітуд вертикальних і поздовжньо-кутових коливань корпусу, стрибків машини з нерівності на нерівність та приземлення на усі підвіски, потужність, що поглинається ДП перших двох підвісок трохи знижується, однак, різко росте потужність, що поглинається ДП 6-ї підвіски, яка доходить до 16кВт на швидкості 18,89м/с (68км/год). У середньому, на зарезонансному режимі сумарна потужність, що поглинається усіма ДП, складає близько 80...83кВт, або приблизно до 35% потужності двигуна.

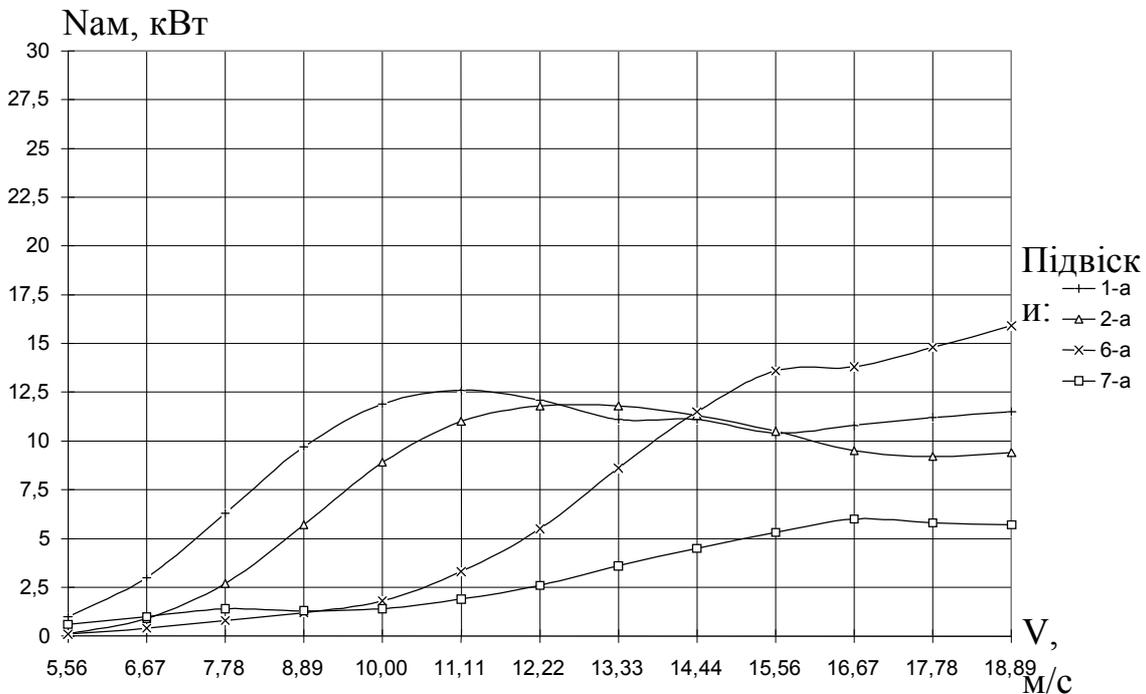


Рис. 1. Потужності, що поглинаються ДП підвісок

Необхідно зазначити, що синусоїдальний профіль викликає набагато більші коливання підресореного корпусу, ніж реальні траси з такою ж висотою нерівностей. Це підтверджують результати полігонних випробувань ВГКМ на штучних синусоїдальних нерівностях та реальних трасах. На практиці, профіль нерівностей, близький до синусоїдального, зустрічається не так часто та має кінцеву довжину. Тому отримані величини потужностей, що поглинаються ДП, у розмірі 30...35% від потужності двигуна,

є крайнім випадком.

Проведемо розрахунок додаткового навантаження силової установки і трансмісії, яке обумовлене роботою СП, із залученням результатів полігонних випробувань, представлених у роботі [3]. Методика даного розрахунку, на прикладі ВГКМ з торсіонною підвіскою та телескопічними гідроамортизаторами (ГА), була представлена у роботі [2].

В загальному випадку, у кожний момент часу, корпус ВГКМ та її СП мають таку загальну енергію:

$$T_{ЗАГ} = П_{П.Е.} + Q_{ДП} + K_{П.К.К.} + T_{В.К.}, \quad (1)$$

де:  $П_{П.Е.}$  – потенціальна енергія пружних елементів СП, яка у випадку торсіонної підвіски дорівнює :

$$П_{П.Е.} = П_{П.Е.Ø.} + П_{П.Е.Т.} = n \cdot \frac{C_T}{2} \Psi_{Ø}^2 + \sum_{i=1}^n \frac{C_T}{2} \Psi_i^2 \cdot \text{Sign} (\Psi_i), \quad (2)$$

де:  $П_{П.Е.Ø.}$  і  $П_{П.Е.Т.}$  – потенціальні енергії, відповідно, в початковий момент часу і її приріст на поточний момент часу;  $n$  – кількість підвісок;  $C_T$  – жорсткість торсіонів;  $\Psi_{Ø}$  – кут закрутки торсіонів у статичному положенні машини;  $\Psi_i$  – поточний кут закрутки торсіонів, що відлічується від статичного положення.

$Q_{ДП}$  – кількість енергії, що перетворена у тепло в ДП СП за певний проміжок часу. Для телескопічних ГА вона буде дорівнювати:

$$Q_{ДП} = \sum_{i=1}^m \int P_{ai} \cdot dS_{Ai}, \quad (3)$$

де :  $m$  – число ГА;  $P_{ai}$  – зусилля на штоці  $i$ -го ГА;  $S_{Ai}$  – переміщення штока  $i$ -го ГА за проміжок часу, що розглядається.

$K_{П.К.К.}$  – кінетична енергія поздовжньо-кутових коливань корпусу ВГКМ, яка дорівнює:

$$K_{П.К.К.} = \frac{I}{2} \dot{\varphi}^2, \quad (4)$$

де:  $I$  – момент інерції підресореного корпусу ВГКМ щодо поперечної осі, яка проходить через ц.в.;  $\dot{\varphi}$  – поточна кутова швидкість поздовжньо-кутових коливань.

$T_{В.К.}$  – енергія вертикальних коливань підресореного корпусу ВГКМ, яка дорівнює:

$$T_{В.К.} = \frac{m}{2} \dot{z}^2 + mg \cdot z + mg \cdot h, \quad (5)$$

де:  $m$  – підресорена маса ВГКМ,  $z$  і  $\dot{z}$  – поточні значення відповідно амплітуди і швидкості вертикальних коливань ц.в. корпусу ВГКМ, що відлічуються від рівня в початковий момент часу;  $h$  – висота розташування ц.в. у початковий момент часу над деяким умовним рівнем, який забезпечує моделювання руху ВГКМ на гору та під ухил.

У початковий момент часу машина буде мати енергію:

$$T_{\emptyset} = \Pi_{П.Е.\emptyset} + T_{В.К.\emptyset} = n \frac{C_T}{2} \cdot \psi_{\emptyset}^2 + mg \cdot h. \quad (6)$$

Розглянемо збільшення загальної енергії корпусу ВГКМ та її СП між  $i$ -м та  $i-1$ -м моментами часу:

$$\Delta T_i = T_{ЗАГ.i} - T_{ЗАГ.i-1}. \quad (7)$$

Тоді можна сказати, що якщо  $\Delta T_i > 0$ , то навантаження на трансмісію та двигун зросло і між зазначеними моментами часу він виконав додаткову роботу

$A_{i\partial} = \Delta T_i$ . Якщо ж  $\Delta T_i < 0$ , то навантаження зменшилося, а енергія  $\Delta T_i$  витратилася на подолання опору руху машини і виконала роботу, або перетворилася у тепло в гальмах.

Зазначену додаткову роботу за час між  $i$ -м і  $i-1$ -м моментами можна записати як:

$$A_{i\partial} = M_{ni} \cdot d\theta, \quad (8)$$

де:  $M_{Ni}$  – додатковий момент на ведучих колесах, який викликаний зміною загальної енергії  $T_{ЗАГ}$  корпусу ВГКМ та її СП;  $d\theta$  – кут повороту ведучого колеса за час між моментами, що розглядаються.

Отже, у кожний  $i$ -й момент часу, додатковий момент від корпусу ВГКМ, що коливається, і працюючої СП, приведений до ведучих коліс, буде дорівнювати:

$$M_{Hi} = \frac{\Delta T_i}{d\theta \cdot \eta}; \quad \text{при } \Delta T_i > 0, \quad (9)$$

де:  $M_{Hi}$  – додатковий момент навантаження;

$$M_{Hi} = \frac{\Delta T_i}{d\theta} \cdot \eta; \quad \text{при } \Delta T_i < 0, \quad (10)$$

де:  $M_{Hi}$  – додатковий рушійний момент.

Тут:  $d\theta = \theta_i - \theta_{i-1} = \omega_{в.к.} \cdot \Delta t$ ;  $\eta$  – к.к.д. рушії;  $\omega_{в.к.}$  – кутова швидкість ведучого колеса;  $\Delta t$  – проміжок часу між  $i$ -м та  $i-1$ -м моментами.

Розрахуємо додаткове навантаження на силову установку і трансмісію, що викликане роботою СП, на прикладі ходового макета на базі танка Т-64Б, результати полігонних випробувань якого, представлені у роботі [3]. Дані випробування проводи-

лися на ділянці реальної траси, з профілем, близьким до гармонічного, яка відповідала важким дорожнім умовам і викликала низькочастотні коливання підресореного корпусу, швидкість руху  $V$  складала 8,57м/с (30,85км/год). Оскільки ґрунт був супіщаний, сумарний коефіцієнт опору руху  $f_0$  будемо вважати рівним 0,1.

Вихідні дані для розрахунку: вага машини  $G = 450\text{кН}$ ; момент інерції підресореного корпусу  $I = 160\text{кН}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$ ; жорсткість торсіонів  $C_T = 18\text{кН}\cdot\text{м}/\text{рад}$ ; підвіска симетрична, клапан „відсічки” ГА спрацьовує на прямому ході при зусиллі на штоці 70кН; динамічний хід підвіски 300мм.

Необхідна для руху, вільна потужність двигуна, без врахування к.к.д. гусеничного рушія буде дорівнювати:

$$N_e = f_0 \cdot G \cdot V = 385,65\text{кВт}. \quad (11)$$

Розглянемо процес наїзду машини на нерівність. У перший момент часу відбувається закрутка торсіонів перших підвісок та поява зусиль опору їх ГА, які призводять до підйому носа машини та появи амплітуди і швидкості поздовжньо-кутових коливань. В подальшому відбувається осадка машини на корму, закрутка торсіонів задніх підвісок (крайньої на половину динамічного ходу) та поява зусиль опору її ГА, при цьому перші підвіски розкручуються назад, а швидкість поздовжньо-кутових коливань стає максимальною і рівною 0,479рад/с. Для даного прикладу це відбувається через час  $t = 0,5\text{с}$ . Визначимо приріст потенціальної енергії торсіонів, кількість енергії, що перетворена у тепло в ДП та кінетичну енергію поздовжньо-кутових коливань підресореного корпусу по відповідним виразам (2), (3) та (4):

$$P_{П.Е.Т.} = \sum_{i=1}^n \frac{C_T}{2} \Psi_i^2 \cdot \text{Sign}(\Psi_i) = 2,92\text{кН}\cdot\text{м};$$

$$Q_{ДП} = \sum_{i=1}^m \int P_{ai} \cdot dS_{Ai} = 2,63\text{кН}\cdot\text{м}; \quad (12)$$

$$K_{П.К.К.} = \frac{I}{2} \dot{\varphi}^2 = 18,36\text{кН}\cdot\text{м}.$$

Енергія вертикальних коливань за момент часу, що розглядається, змінилася незначно, тому нею можна знехтувати. Тоді приріст загальної енергії СП  $T_{ЗАГ}$  складе

23,91кН·м або 23,91кДж. Оскільки даний приріст енергії відбувся за час  $t = 0,5$ с, то додаткове навантаження на силову установку буде дорівнювати:

$$N_{cn} = T_{3AI} / t = 47,82 \text{кВт}, \quad (13)$$

що складає 12,4% від вільної потужності двигуна  $N_e$ , необхідної для руху у дорожніх умовах, які розглядалися.

В загальному випадку, враховуючи постійне перетворення енергії з одного виду в інший, додаткове навантаження на силову установку на швидкостях руху до 10м/с (36км/год) в середньому складає 10...15%, що відповідає результатам проведених розрахункових досліджень та полігонних випробувань.

#### **Висновки.**

1. Рух ВГМ по гармонічному низькочастотному профілю нерівностей, який відповідає важким дорожнім умовам, супроводжується втратами у ДП СП, що досягають 30% від потужності силової установки.

2. На реальних трасах (важкі дорожні умови) втрати в СП ВГМ в середньому складають 10...15% даної потужності.

3. Запропонована методика оцінки впливу СП ВГКМ на навантаженість її силової установки і трансмісії забезпечує отримання вірогідних результатів та дозволяє підвищити точність розрахунку моментів навантажень на ведучих колесах по бортах ВГКМ при моделюванні її нерівномірного та криволінійного руху по нерівностях.

**Література:** 1. Дущенко В.В. Оценка влияния параметров системы поддрессоривания транспортного средства на тепловую напряженность демпфирующих элементов / В.В. Дущенко, С.М. Воронцов // Вестник ХГПУ, Сб. науч. трудов. – 2000. – Вып. 110. – С. 183–195. 2. Дущенко В.В. Определение моментов нагрузки на ведущих колесах гусеничной машины, обусловленных работой системы поддрессоривания / В.В. Дущенко // Механіка та машинобудування. – 1998. – №1. – С.88–90. 3. Колебания в транспортных машинах / [Александров Е.Е., Грита Я.В., Дущенко В.В. и др.] ; – Харьков: ХДПУ, 1996. – 256 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Duwenko V.V. Ocenka vlijanija parametrov sistemy podressorivanija transportnogo sredstva na teplovuju naprjazhennost' dempfirujuvih jelementov / V.V. Duwenko, S.M. Voroncov // Vestnik HGPU, Sb. nauch. trudov. – 2000. – Vyp. 110. – S. 183–195. 2. Duwenko V.V. Opredelenie momentov nagruzki na veduvih kolesah guseni-chnoj mashiny, obuslovlennyh rabotoj sistemy podressorivanija / V.V. Duwenko // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 1998. – №1. – S.88–90. 3. Kolebanija v transportnyh mashinah / [Aleksandrov E.E., Grita Ja.V., Duwenko V.V. i dr.] ; – Har'kov: HDPU, 1996. – 256 s.

Дущенко В.В., Мусницкая И.В.

**ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ НА НАГРУЖЕННОСТЬ ЕЕ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ И ТРАНСМИССИИ**

Проведен расчет потерь в демпфирующих устройствах системы поддресоривания гусеничной машины, движущейся в тяжелых дорожных условиях. На основе результатов полигонных испытаний подтверждена достоверность предложенной методики расчета дополнительной нагруженности силовой установки, обусловленной работой системы поддресоривания.

Dushchenko V.V., Musnitskaja I.V.

**ESTIMATION OF INFLUENCE OF A SUSPENSION SYSTEM OF THE FULL-TRACK MACHINE ON OF A LOAD ITS ENGINE AND THE POWER TRAIN**

Calculation of losses in damping devices of a suspension system of the full-track machine propellented in heavy road requirements is conducted. On the basis of results trials reliability of the offered design procedure additional of a load on engine installation stipulated by operation of a suspension system is confirmed.

---

УДК 632.438.32

*Климов В.Ф., канд. техн. наук; Магерамов Л.К-А., канд. техн. наук;*

*Герасименко В.И., Кудреватых Д.Н., Шипулин А.А.*

**СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ – ОСНОВНОЙ ФАКТОР, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЙ ПОДВИЖНОСТЬ БРОНИРОВАННЫХ ОБЪЕКТОВ**

**Постановка проблемы.** К объектам бронированной техники – танкам, бронетранспортерам или боевым машинам пехоты - постоянно повышаются требования к техническим характеристикам, и в первую очередь к параметрам подвижности. Подвижность машин – это комплексный показатель, включающий увеличенные макси-

мальные и средние скорости движения, запасы хода при движении по бездорожью и по дорогам с покрытием, возможность эксплуатации в условиях высоких температур до 55<sup>0</sup> С без ограничений по скоростным и нагрузочным характеристикам.

Для выполнения этих требований требуется разработка эффективной системы охлаждения, что в условиях целого ряда ограничений, представляет собой технически сложную задачу. Исходя из этого, исследование методов повышения эффективности систем охлаждения и создание эффективных теплообменников на основе изучения процессов теплообмена, является актуальной задачей при создании новых образцов или модернизации ранее изготовленных.

**Анализ последних достижений и публикаций.** На всех танках разработанных в КП ХКБМ им. А.А. Морозова используется эжекционная система охлаждения, которая органически сочетается с двухтактными двигателями мощностью от 514 до 882 кВт. В случае повышения мощности силовых установок при неизменных габаритах моторно-трансмиссионного отделения, необходим комплекс научно-исследовательских разработок в направлении обеспечения съема повышенного количества теплоты, выделяемого двигателем во все контуры отвода тепла – охлаждающую жидкость, масло и отработавшие газы.

Известны труды специалистов ВНИИТрансмаш (Санкт-Петербург) [2,3,4,5], проведенные совместно с КП ХКБМ им. А.А. Морозова в направлении форсирования эффективности систем охлаждения. В настоящее время вопросы создания систем охлаждения для силовых установок с двигателями повышенной мощности решаются только в КП ХКБМ им. А.А. Морозова. Фундаментальные исследования в этом направлении специалистами других организаций не проводятся.

**Цель статьи.** Разработка рекомендаций по созданию теплообменников для силовых установок с двигателями любой мощности с учетом сохранения основных критериальных зависимостей, определяющих теплогидравлические и эксплуатационные характеристики базовой модели объекта бронированной техники.

**Основная часть.** Модернизация ранее выпущенных танков до уровня современных требований менее затратна по сравнению с разработкой и изготовлением новых образцов. Однако модернизацию может проводить только страна, имеющая достаточный научный и технический потенциал в области танкостроения.

Украина, как одно из ведущих танкостроительных государств, способна модернизировать ранее выпущенные образцы бронированной техники по любому из основных направлений - подвижности, защите и огню. Примером могут быть танки Т-72 и

его модификации, а так же танк Т-64Б. Решая задачу повышения уровня подвижности, неизбежно сталкиваешься с проблемой повышения мощности силовой установки, а повышение уровня защиты обязательно приводит к увеличению массы объекта.

Для повышения параметров подвижности, естественно, требуется повышение мощности двигателя. Учитывая практическую неизменность объема силового отделения, необходимо решение основной задачи – отвода тепла для сохранения теплового равновесия. В этом случае решаются задачи выбора способа отвода тепла и разработка эффективных теплообменников, способных при неизменных геометрических, гидравлических и аэродинамических характеристиках отводить тепло, выделяемое двигателем, для обеспечения движения танка при температуре окружающего воздуха до  $55^{\circ}\text{C}$  без ограничений по скоростным и нагрузочным характеристикам.

Известны два способа отвода тепла – вентиляторный и эжекционный.

Вентиляторный способ отвода тепла при форсировании мощности двигателя может обеспечить отвод увеличенного количества тепла за счет увеличения производительности вентилятора. Увеличение производительности вентилятора достигается несколькими путями, главные из которых:

- увеличение коэффициента полезного действия вентилятора ( $\eta$ );
- увеличения частоты вращения ( $n$ );
- увеличение диаметра рабочего колеса ( $d$ ).

Изменение любого из этих параметров приводит к изменению производительности вентилятора и, что самое главное, к резкому изменению потребляемой мощности.

Танк Т-64 и его модификации имели силовую установку с двигателем мощностью 760 л.с. (514 кВт) и эжекционную систему охлаждения. Такой двигатель на внешней характеристике в скоростном режиме способен выделить  $\approx 210 \cdot 10^3$  ккал/ч теплоты, из них  $160 \cdot 10^3$  ккал/г в охлаждающую жидкость и  $50 \cdot 10^3$  ккал/г – в масло.

Результаты испытаний этого танка в условиях повышенных температур окружающего воздуха и на нагрузочном стенде в в/ч 68054 (Кубинка) показывали, что предельная температура охлаждающей жидкости, равная  $115^{\circ}\text{C}$ , наступала уже при температуре воздуха  $28...29^{\circ}\text{C}$ . Это приводило к тому, что необходимо было ограничивать нагрузку двигателя, т.е. переходить на режимы частичных характеристик, что снижало скоростные и нагрузочные характеристики танков.

Эжекционная система отвода тепла этого танка при фронтальной поверхности радиаторов  $0,87\text{ м}^2$  и скоростном напоре на сопловом аппарате  $1940\text{ кгс/см}^2$  была не в состоянии обеспечивать возможность эксплуатации танка без ограничения по скоростным и нагрузочным характеристикам при более высоких температурах окружающего воздуха. Производительность эжектора на внешней характеристике двигателя состав-

ляла всего 5,2 кг/с, что было явно не достаточно для теплового равновесия двигателя исходя из предельных значений температуры охлаждающей жидкости и масла.

Для танков Т-64 и его модификаций решение задачи повышения мощности двигателя решается только в комбинации 5-ти цилиндрового двухтактного двигателя.

Развитие двигателей шло в направлении повышения цилиндровой мощности со 140 до 200 л.с. в каждом цилиндре, что позволило создать двигатели мощностью 850 и

1000 л.с. Двигатель мощностью 850 л.с. стал базовым для модернизируемого танка, получившего индекс «Булат». Этот танк по своим техническим характеристикам позволяет повысить технический уровень танков Украинской армии.

Отвод тепла для сохранения теплового баланса при работе двигателя на внешней характеристике в условиях высоких температур окружающего воздуха решается за счет увеличения фронта радиаторов и повышения эффективности эжекционной системы охлаждения.

Таким образом, основными направлениями для отвода тепла на указанных режимах является:

- повышение эффективности эжекционной системы охлаждения;
- повышение интенсификации теплообменника;
- повышение предельного значения температуры охлаждающей жидкости до 125...130<sup>0</sup>С. При этом следует учитывать, что повышение предельного уровня температуры охлаждающей жидкости до 125...130<sup>0</sup> С приводит к увеличению давления в системе охлаждения пропорционально росту предельной температуры.

Рассматривая каждое из указанных направлений, следует сказать, что главным условием должно быть сохранение габаритных характеристик, т.е. неизменность габаритов моторно-трансмиссионного отделения. Именно это и составляет главную трудность в решении задачи теплообмена в случае установки в танк двигателя большей мощности.

Создание нового поколения танков Т-80УД, Т-84 и БМ «Оплот» основывалось на новых тенденциях процессов теплообмена в условиях повышения температур окружающего воздуха. Компоновка силового отделения этих танков весьма схожа. В танке Т-80УД могут устанавливаться двигатели 6ТД-1 и 6ТД-2 мощностью 1000 и 1200 л.с. без изменения моторно-трансмиссионного отделения.

Главным условием для обоих танков было обеспечение нормального теплового режима при движении на внешней характеристике без ограничений в условиях температуры окружающего воздуха до 55<sup>0</sup> С. Следует учесть, что пропорционально росту мощности двигателя увеличивается и количество тепла, выделяемое двигателями мощностью 1000 и 1200 л.с. в охлаждающую жидкость и масло соответственно до 300·10<sup>3</sup> и

$360 \cdot 10^3$  ккал/г. При этом количество тепла, отдаваемое в охлаждающую жидкость составит  $230 \cdot 10^3$  и  $270 \cdot 10^3$  ккал/г.

Для съема такого количества тепла, на основании расчетных и экспериментальных исследований, фронтальная поверхность радиаторов была увеличена с  $0,87\text{ м}^2$  до  $1,12\text{ м}^2$ , а глубина радиаторов увеличена на один ряд и составила 7 рядов.

С увеличением длины радиаторной трубки ( $L_r$ ) необходимо сохранить турбулентный режим движения до значений  $Re \approx (5 \dots 10) \cdot 10^3$ . В этом случае коэффициент теплоотдачи ( $\alpha_{ж}$ ) равен  $2300 \dots 7000$  Вт/м<sup>2</sup>°С.

Скорость движения охлаждающей жидкости в радиаторных трубках обеспечивается увеличенной производительностью водяного насоса, обеспечивающего циркуляцию жидкости в трубках на уровне  $0,5 \dots 0,8$  м/с.

В этом случае тепловое сопротивление между охлаждающей жидкостью и стенкой трубки незначительно и эффективность радиаторов, в основном, определяется геометрическими размерами самой трубки и охлаждающими пластинами по воздушному контуру.

Решая задачу съема увеличенного количества тепла для танков с двигателями мощностью 1000 и 1200 л.с. для обеспечения движения в режиме внешней характеристики двигателя при температуре окружающего воздуха  $50 \dots 55^\circ\text{С}$ , необходимо отметить, что теплообменники (радиаторы) имеют два контура, определяющие их эффективность – по охлаждающей жидкости и по воздуху.

При шахматном расположении трубок в радиаторах их эффективность зависит во многом и от воздушных характеристик, которые влияют как на съем тепла, так и на параметры эжектора.

Съем тепла для теплообменника является функциональной зависимостью от гидравлических и теплотехнических характеристик. Исходя из этого, интенсификация процесса теплообмена – главная задача для танков, эксплуатируемых в экстремальных тепловых режимах в условиях множественных ограничений, и в первую очередь по массогабаритным показателям.

При модернизации любого объекта бронированной техники, в зависимости от мощности силовой установки, производится выбор теплообменников по основным гидродинамическим критериям –  $Nu$  и  $Eu$ . Эмпирическая зависимость этих критериев выглядит следующим образом:

$$Nu = 0,585 Re \left( \frac{d}{S_1} \right)^{0,68} \left( \frac{d}{S_2} \right)^{0,36}; \quad (1)$$

$$Eu = 2Re^{-0,38} \left( \frac{D_p}{S_1 - a_T} \right)^{1,4} \left( \frac{S_2}{S_p} \right)^{0,6} Z_p, \quad (2)$$

где  $d$  - гидравлический диаметр трубки;  $D_p$  - гидравлический диаметр общего количества трубок в теплообменнике;  $S_1$  и  $S_2$  – шаг трубок по фронтальной поверхности и глубине;  $a_T$  – толщина трубки;  $S_p$  – шаг оребрения;  $Z_p$  – число рядов трубок в радиаторе;  $Re$  – число Рейнольдса.

Критерий Нуссельта отражает характер течения теплоносителя в трубках теплообменника и характер их расположения, т.е. характеризует компактность теплообменника.

Критерий Эйлера более полно отражает расположение трубок по фронту и глубине радиатора с учетом реального коэффициента теплопроводности по жидкому теплоносителю.

Учитывая конструктивные и эксплуатационные особенности теплообменников, каждый теплообменник может оцениваться комплексным показателем ( $K_T S$ ), учитывающим коэффициент теплопередачи ( $K_T$ ), коэффициент компактности ( $\bar{S}$ ), коэффициент оребрения ( $\varphi$ ) и объем охлаждающего пакета с площадью поверхности ( $S$ ).

Используя указанные параметры, эффективность радиатора может быть оценена по следующей зависимости:

$$K_T S = \frac{a_e S}{1 + \varphi \frac{a_e}{a_T} + \varphi a_e \frac{\delta_c}{\lambda_c}}, \quad (3)$$

где  $\delta_c$  – толщина стенки;  $\lambda_c$  – теплопроводность материала стенки;  $a_e, a_T$  – коэффициент теплоотдачи по воздуху и жидкому теплоносителю;  $\varphi$  – коэффициент оребрения, равный отношению  $\frac{S_e}{S_T}$  площади воздушной поверхности ( $S_e$ ) к площади поверхности по теплоносителю ( $S_T$ );  $\bar{S} = \frac{S_e}{V_p}$  – коэффициент компактности теплообменника ( $V_p$  – объем охлаждающего пакета с площадью  $S_e$ ).

С учетом того, что значения  $\varphi \frac{a_e}{a_T}$  и  $\varphi a_e \frac{\delta_c}{\lambda_c}$  относительно малы, то степень теплопроводности теплообменника можно оценивать по параметру  $a_e \bar{S}$ , т.е. эффектив-

ность теплообменника является функцией коэффициента теплоотдачи по воздуху и коэффициента компактности, т.е

$$K_T S = a_e \bar{S} \quad (4)$$

Анализируя величину  $a_e \bar{S}$  можно предположить, что, выбирая геометрические размеры теплообменника, необходимо учитывать возможные изменения величины аэродинамического сопротивления и влияние этой величины на производительность эжектора.

Следовательно, определяя значения основных критериев для базового образца бронетехники, создание новых схем для силовых установок любой мощности основывается на их поддержании с учетом реальных характеристик проектируемых силовых установок.

### **Выводы.**

1. Система охлаждения является основным фактором, определяющим повышение уровня подвижности, особенно при высоких температурах окружающего воздуха, достигающих 50...55<sup>0</sup>С.

2. В условиях массогабаритных ограничений, не зависимо от типа системы охлаждения, повышение эффективности систем охлаждения может достигаться улучшением характеристик теплообмена и увеличением расхода воздуха через теплообменники. Для вентиляторных систем охлаждения повышение производительности связано со значительным увеличением затрачиваемой мощности на привод вентиляторов. Для эжекционных систем охлаждения повышение производительности возможно за счет оптимизации эжектора и (или) повышения интенсификации теплообменника.

3. Выбор теплообменников для разрабатываемых или модернизируемых объектов бронированной техники производится исходя из сохранения основных критериев  $Nu$  и  $Eu$  при компоновочных параметрах, определяемых по коэффициентам компактности и оребрения.

**Литература:** 1. Исаков П.П. Теория, конструирование и расчет танка. -М.: Машиностроение, т.4, 326с. 2. Дубов В.С. Экспериментальные исследования комбинированных систем охлаждения. ВОР, 1984, Вып.2(114), сер.VI, стр.33...38. 3. Отчет НИР. Определение теплотехнических характеристик силовой установки танка 478Б. Инв. № 13279, Харьков, КП ХКБМ. 4. Отчет НИР. Водяные радиаторы системы охлаждения танковых двигателей. Инв. № 11569, Харьков, КП ХКБМ. 5. Отчет НИР. Исследование системы охлаждения объектов 434 с двигателями 5ТДФ. Инв. № 11669, Харьков, КП ХКБМ. 6. ОСТ ВЗ-1470-82. Системы охлаждения военных гусеничных машин. 7. Анипко О.Б., Климов В.Ф., Борисюк М.Д., Магераров Л. К-А. Система охлаждения и энергосберегающие методы отвода тепла двигателей повышенной мощности.

ИТЭ, НТУ «ХПИ», Харьков, 2003, №2, с... 8. Анипко О.Б., Климов В.Ф., Магерамов Л. К.-А., Колбасов А.Н. К вопросу об оценке влияния теплофизических характеристик теплоносителя на теплоотдачу. ИТЭ, НТУ «ХПИ», Харьков, 2003, №2, с. 14...17. 9. Анипко О.Б., Климов В.Ф., Борисюк М.Д. Перспективы развития систем охлаждения двигателей военных гусеничных машин. ИТЭ, НТУ «ХПИ», Харьков, 2004, №2, с... 10. Анипко О.Б., Борисюк М.Д., Климов В.Ф. Техническая термодинамика и теплопередача в компактных теплообменниках транспортных машин. - Харьков, НТУ «ХПИ», 2006, с. 244.

**Bibliography (transliterated):** 1. Isakov P.P. Teorija, konstruirovanie i raschet tanka. -M.: Ma-shinostroenie, t.4, 326s. 2. Dubov V.S. Jeksperimental'nye issledovanija kombiniro-vannyh sistem ohlazhdenija. VOT, 1984, Vyp.2(114), ser.VI, str.33...38. 3. Otchet NIR. Opredelenie teplotnicheskikh harakteristik silovoj ustanovki tanka 478B. Inv. № 13279, Har'kov, KP HKBM. 4. Otchet NIR. Vodjanye radiatory sistemy ohlazhdenija tankovyh dvigatelej. Inv. № 11569, Har'kov, KP HKBM. 5. Otchet NIR. Issledovanie sistemy ohlazhdenija ob#ektov 434 s dvigateljami 5TDF. Inv. № 11669, Har'kov, KP HKBM. 6. OST V3-1470-82. Sistemy ohlazhdenija voennyh gusenichnyh mashin. 7. Anipko O.B., Klimov V.F., Borisjuk M.D., Mageramov L. K-A. Sistema ohla-zhdenija i jenergosberegajuwie metody otvoda tepla dvigatelej povyshennoj mownosti. ITJe, NTU «HPI», Har'kov, 2003, №2, s... 8. Anipko O.B., Klimov V.F., Mageramov L. K-A., Kolbasov A.N. K voprosu ob ocenke vlijanija teplofizicheskikh harakteristik te-plonositelja na teplootdachu. ITJe, NTU «HPI», Har'kov, 2003, №2,s. 14...17. 9. Anip-ko O.B., Klimov V.F., Borisjuk M.D. Perspektivy razvitija sistem ohlazhdenija dviga-telej voennyh gusenichnyh mashin. ITJe, NTU «HPI», Har'kov, 2004, №2, s... 10. Anipko O.B., Borisjuk M.D., Klimov V.F. Tehniceskaja termodinamika i teploperedacha v kompaktnyh teploobmennikah transportnyh mashin. - Har'kov, NTU «HPI», 2006, s. 244.

Клімов В.Ф., Магерамов Л.К.-А., Герасименко В.І., Кудреватих Д.М., Шипулін О.О.

#### СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ – ОСНОВНИЙ ФАКТОР, ЯКИЙ ВИЗНАЧАЄ РУХОМІСТЬ БРОНЬОВАНИХ ОБ'ЄКТІВ

У статті показано, що рухомість танків при температурі навколишнього повітря до 55<sup>0</sup>С визначає технічний рівень систем охолодження та їх здатність відводити підвищену кількість теплоти

Вибір теплообмінників і методи модернізації систем охолодження проводяться виходячи з умов збереження значень критеріїв Nu і Eu, характерних для базових моделей.

Klimov V.F., Mageramov L.K-A., Gerasimenko V.I., Kudrevatyh D.N., Shipulin A.A.

#### COOLING SYSTEM IS THE MAIN FACTOR WHICH DETERMINES MOBILITY OF ARMORED MACHINE

The article shows that mobility of tanks at ambient air temperature up to 55<sup>0</sup>C determines technical level of cooling systems and their capacity to take away larger quantity of heat.

Radiators and cooling systems upgrade methods are chosen depending on conditions on which values of Nu and Eu criterias are kept unchanged. Those criterias are typical for basic models.

---

УДК 629.083:621-113

*Назаров В.І.*

### **ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ БАРАБАННИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

**Постановка проблеми.** Практика експлуатації легкових автомобілів, а також аналіз причин виходу із ладу різних механізмів і вузлів достатньо впевнено свідчить про те, що більша їх частина втрачає працездатність не внаслідок поломок, а через зношування робочих поверхонь окремих деталей і спряжень. Багаточисленні дослідження показали, що близько 70% виходу із ладу автомобілів під час експлуатації виникає через знос у вузлах тертя [1].

Важливим для оцінки довговічності гальмівних систем легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, являється встановлення допустимого зносу окремих деталей і спряжень гальмівних механізмів із врахуванням їх довговічності. Оскільки найбільш відповідальна частина гальмівної системи автомобіля, якою є гальмівний механізм, працює в різних умовах зношування, то встановлення закономірності зносу спряжених деталей в залежності від зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, його геометричних параметрів і режимів роботи під час експлуатації являється актуальним.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** В результаті зносу спряжених деталей барабанних гальмівних механізмів виникає зміна їх відносного положення, яку надалі будемо називати зносом спряження. Він є тією геометричною характеристикою, яка безпосередньо пов'язана із втратою автомобілем або його механізмом їх початкових службових властивостей.

**Щоб визначити параметри, якими можна характеризувати знос спряження, розглянемо, до якої зміни взаємного положення може призвести зношування їх поверхонь.** При цьому велике значення мають конструктивні та кінематичні особливості даної пари, так як вони визначають характер і напрям можливого переміщення (зближення) деталей при зносі.

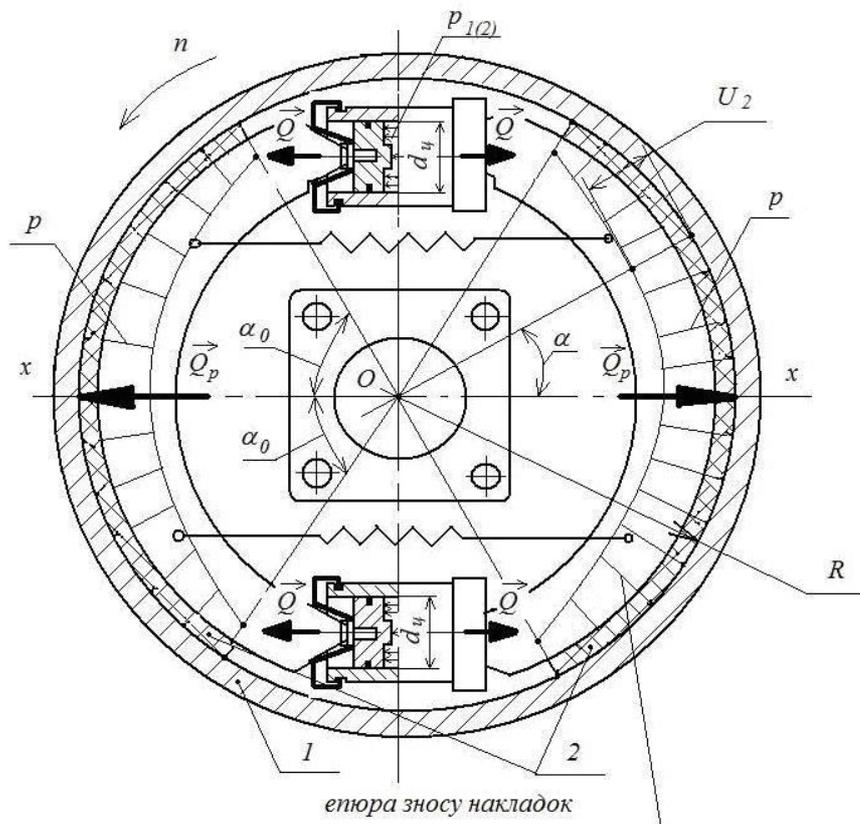
Для визначення зносу спряження другої групи (накладка-барабан) для повної характеристики форми зношеної поверхні необхідно розглядати два взаємно перпендикулярних перетини. Специфіка розрахунку таких спряжень обумовлена тим, що лише в

одного тіла створюються умови рівномірного зносу для точок, розташованих на загальній траєкторії відносного переміщення тіл.

**Формулювання мети та постановка задачі.** Метою роботи являється підвищення довговічності барабаних гальмівних механізмів легкових автомобілів за рахунок вибору коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, котрий би під час експлуатації забезпечував найменший рівень зносу спряжених деталей.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: проаналізувати процес зношування барабаних гальмівних механізмів під час експлуатації, встановити функціональну залежність між коефіцієнтом розподілу гальмівних сил між осями автомобіля й зносом спряжених деталей.

**Основний матеріал дослідження.** В якості типового випадку розглянемо визначення параметрів зношування під час експлуатації гальмівних механізмів барабанного типу «дуо-дуплекс» (рис.1) в разі абразивного зношування (для закону зношування  $m_{pi} = m_{vi} = 1$  [2]). Тоді залежності для визначення швидкості зношування барабану (позначено індексом - 1) і фрикційної накладки (позначено індексом - 2) мають вигляд



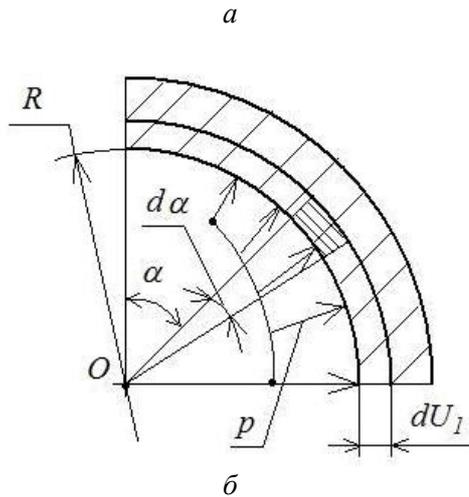


Рис. 1. Схема для визначення зносу контртіл барабанного гальмівного механізму типу «дуо-дуплекс»:  
 а – схема барабанного гальмівного механізму типу «дуо-дуплекс»;  
 б – еюра тиску на поверхні тертя барабану.

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p \cdot \vartheta, \tag{1}$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p \cdot \vartheta, \tag{2}$$

де  $k_1, k_2$  - коефіцієнти, що характеризують швидкість зношування відповідно барабана і накладки гальмівної колодки;  $p$  - тиск на поверхні тертя;  $\vartheta$  - швидкість відносного ковзання контртіл.

Колодка встановлюються верхньою та нижньою опорою в пази поршнів колісних циліндрів (див. рис.1, а), таким чином її поворот під дією сил тертя не можливий. Тому напрям можливого зближення  $x - x$  деталей під час зношування задано.

Для розгляданого спряження будемо мати два постійних параметри, що характеризують знос:  $\gamma_{1-2} = const$  - знос спряження;  $\gamma_1 = const$  - знос барабана. Внутрішня циліндрична поверхня барабану буде мати рівномірний знос в силу умов зношування.

Кругова швидкість на поверхні тертя визначається та вважається постійною за даних умов зношування

$$\vartheta = 2\pi \cdot R \cdot n, \tag{3}$$

де  $R$  - радіус поверхні тертя;  $n$  - число обертів барабану.

Для визначення характеру еюри тиску застосуємо формулу [3]

$$\gamma_{1-2} = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\cos \alpha}. \quad (4)$$

Звідки швидкість зношування фрикційної накладки гальмівної колодки

$$\gamma_2 = \gamma_{1-2} \cdot \cos \alpha - \gamma_1. \quad (5)$$

У відповідності до закону зношування (2), з урахуванням (5) і (3), одержимо залежність тиску у функції кута  $\alpha$  у вигляді

$$p = \frac{\gamma_{1-2} \cdot \cos \alpha - \gamma_1}{2\pi \cdot n \cdot k_2}. \quad (6)$$

Кут  $\alpha$  змінюється від  $-\alpha_0$  до  $+\alpha_0$ , а величини  $k_2, n, \gamma_{1-2}, \gamma_1$  постійні за даних умов зношування.

Числове значення тиску можна знайти, якщо будуть відомі числові значення  $\gamma_{1-2}$  і  $\gamma_1$ . Для цього необхідно визначити залежність між результуючим зусиллям  $Q_p$ , що діє на колодку, і тиском  $p$ , враховуючи формулу

$$Q_p = 2Q = \int_S p \cdot dS, \quad (7)$$

де  $Q$  - приводна сила, створювана колісним циліндром;  $dS = l_k \cdot R \cdot d\alpha$  - площа тертя елементарної ділянки колодки;  $l_k$  - ширина фрикційної накладки.

Тоді

$$Q = 0,5R \cdot l_k \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} p \cdot d\alpha = 0,5R \cdot l_k \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} \frac{\gamma_{1-2} \cdot \cos \alpha - \gamma_1}{2\pi \cdot n \cdot k_2} d\alpha, \quad (8)$$

Інтегруючи одержаний вираз, після математичних перетворень одержимо

$$Q = \frac{R \cdot l_k}{4\pi \cdot n \cdot k_2} \cdot [\gamma_{1-2} \cdot (0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0) - 2\gamma_1 \cdot \sin \alpha_0]. \quad (9)$$

Для знаходження залежності між  $\gamma_1$  і  $\gamma_{1-2}$  розглянемо знос барабану 1, який буде мати місце при його повороті на елементарний кут  $d\alpha$  (див. рис.1, б) згідно із (1)

$$dU_1 = k_1 \cdot p \cdot \vartheta \cdot dT. \quad (10)$$

Загальний час  $T$  зношування барабану більший за час зношування  $dT$  на ділянці  $d\alpha$ . Тому можна записати вираз

$$dT = T \cdot \frac{d\alpha}{2\pi}. \quad (11)$$

Тоді

$$dU_1 = k_1 p \cdot \vartheta \cdot T \cdot \frac{d\alpha}{2\pi}. \quad (12)$$

Враховуючи, що швидкість зношування барабану  $d\gamma_1 = \frac{dU_1}{T}$ , одержимо

$$d\gamma_1 = \frac{k_1 \cdot p \cdot \vartheta}{2\pi} d\alpha \quad (13)$$

або

$$\gamma_1 = \frac{k_1 \cdot \vartheta}{2\pi} \cdot \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} p \cdot d\alpha. \quad (14)$$

Підставляючи значення  $p$  із (6) та інтегруючи одержаний вираз, знайдемо залежність

$$\gamma_1 = \gamma_{1-2} \cdot \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1}. \quad (15)$$

Аналіз формули (15) показує, що швидкість зношування внутрішньої циліндричної поверхні барабану не залежить від кута  $\alpha$ , тобто знос рівномірно розподіляється по поверхні тертя.

Підставляючи значення  $\gamma_1$  із (15) у (9) та вирішуючи відносно  $\gamma_{1-2}$  одержимо залежність

$$\gamma_{1-2} = \frac{4\pi \cdot Q \cdot k_2 \cdot n}{l_k \cdot \left[ 0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right]}. \quad (16)$$

Ця формула показує залежність зносу спряження від матеріалу спряжених деталей, розмірів поверхні тертя, режиму роботи. У відповідності до неї в разі абразивного зношування ( $m_{pi} = m_{vi} = 1$ ) швидкість зношування спряження не залежить від радіуса  $R$  внутрішньої поверхні барабану. Це пояснюється тим, що зі збільшенням радіуса пропорційно зростає швидкість ковзання та зменшується середній тиск на поверхні тертя  $p_{cp} = \frac{Q}{2\alpha_0 \cdot R \cdot l_k}$ . Помноживши чисельник і знаменник виразу (16) на  $2\alpha_0 \cdot R$  та використовуючи формулу (3), одержимо залежність

$$\gamma_{1-2} = \frac{4\alpha_0 \cdot k_2}{0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1}} \cdot p_{cp} \cdot \mathcal{G}. \quad (17)$$

Аналіз котрої говорить, що знос спряження в такому разі пов'язаний із характеристикою  $p \cdot \mathcal{G}$ .

При  $p \cdot \mathcal{G} = const$  і не змінному коефіцієнті тертя буде мати місце однакове виділення теплоти під час роботи спряження. Формула (17) показує, що в разі абразивного зношування спряжених деталей барабанного гальмівного механізму розрахунок за характеристикою  $p \cdot \mathcal{G}$  буде забезпечувати не тільки температурний режим, але й збереження швидкості зношування спряження на різних режимах роботи.

Таким чином, величина зносу спряжених деталей: для гальмівного барабану у

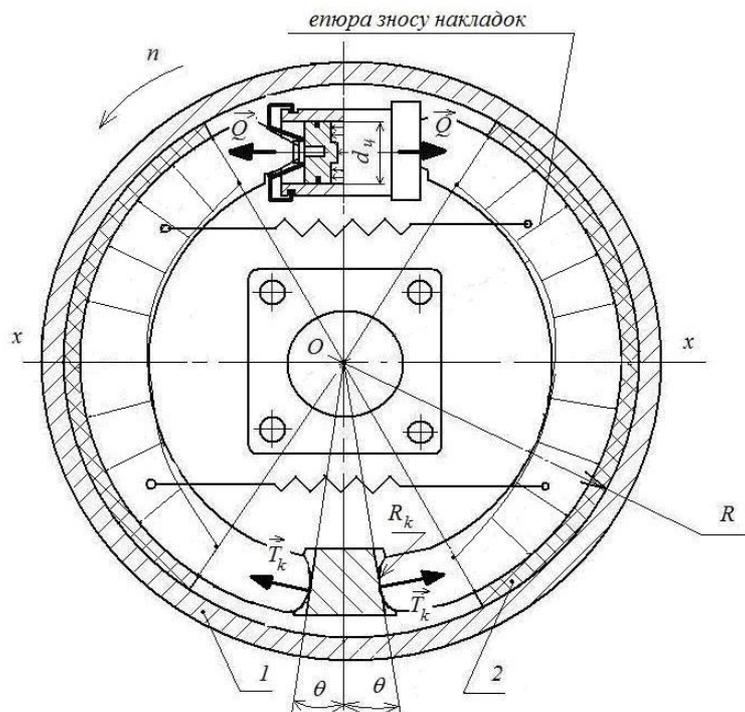
відповідності до формули (15) та для фрикційної накладки - (5), визначається як

$$U_1 = \gamma_{1-2} \cdot \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \cdot T. \quad (18)$$

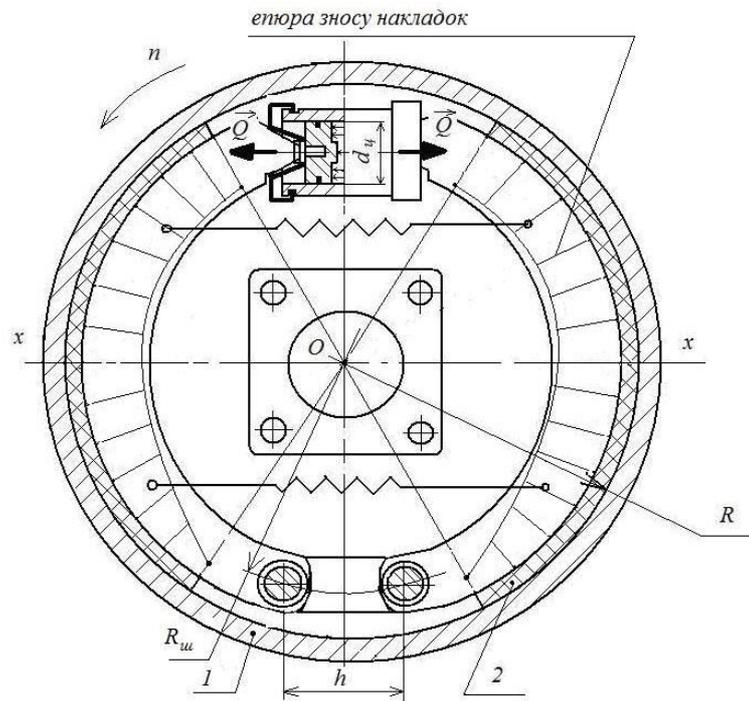
$$U_2 = \gamma_{1-2} \cdot \left( \cos \alpha - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right) \cdot T. \quad (19)$$

Звідки слідує, що знос  $U_1$  внутрішньої поверхні барабану рівномірно розподілений по поверхні тертя, а знос  $U_2$  фрикційної накладки буде симетричним відносно осі  $x-x$  (див. епюру рис. 1, а) та залежить від кута  $\alpha$ . При  $\alpha = 0$  він досягає найбільшого значення.

**Обґрунтування одержаних наукових результатів.** В разі застосування барабанних гальмівних механізмів типу «симплекс» (рис. 2) знос фрикційної накладки колодки не рівномірний та залежить від кута  $\alpha$ , а знос накладки активної (лівої) колодки більший за знос пасивної (правої). Для обох колодок знос має більше значення в місці прикладення приводної сили і зменшується з наближенням до опори, причому у випадку шарнірного кріплення колодок (див. рис. 2, б) він досягає найменшого значення.



а



б

Рис. 2. Схема для визначення зносу барабаних гальмівних механізмів типу «симплекс»: а – із самоустановкою колодок; б – із шарнірним кріпленням колодок.

Аналогічна картина має місце й для барабаних гальмівних механізмів типу «дуплекс» (рис. 3) з тією різницею, що в даному випадку обидві колодки активні та мають однаковий знос накладок.

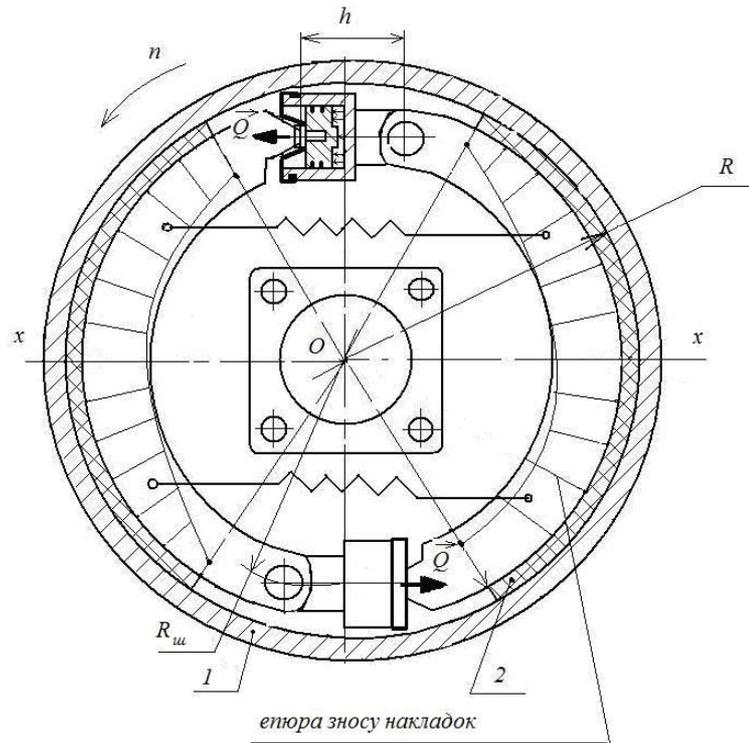


Рис. 3. Схема для визначення зносу барабанного гальмівного механізму типу «дуплекс»

Формули (18) і (19) одержані при розгляданні зносу спряження в діаметральному перетині для барабаних гальмівних механізмів типу «дуо-дуплекс». Вони можуть бути застосовані для визначення зносу поверхонь тертя й інших типів барабаних гальмівних механізмів при  $\alpha \neq 0$ , якщо сила  $Q$  прикладена симетрично по ширині колодки  $l_k$  або коли в осьовому перетині є додаткові напрямні, що не допускають повороту колодки. Тоді знос в осьовому перетині буде рівномірним і визначається, як слідує із залежності (16), інтенсивністю навантаження  $\frac{Q}{l_k}$  на одиницю ширини колодки.

Практично нерівномірний знос по ширині колодки може виникнути в разі центрального прикладення сили, якщо умови зношування біля країв накладки і в середині різні. Наприклад, менша вірогідність попадання абразиву на середину фракційної накладки, ніж на її краї, або нерівномірне відведення тепла з поверхні тертя можуть змінити співвідношення зносів пари тертя. Це означає, що змінились закони зношування, та якщо конструктивними чи експлуатаційними заходами важко добитися однакових умов зношування по всій поверхні тертя, то аналітичне визначення параметрів спряження буде аналогічним вище поданому. В такому разі окремі ділянки спряження будуть мати свої закони зношування.

Приймаючи до уваги те, що барабанні гальмівні механізми типу «симплекс» (див. рис. 2) одержали найбільше застосування на задній осі легкового автомобіля, визначимо приводну силу  $Q$  через приводний тиск  $p_2$  в колісному циліндрі

$$Q = \frac{\pi \cdot d_y^2}{4} \cdot p_2, \quad (20)$$

де  $d_y$  - внутрішній діаметр гальмівного циліндра.

У відповідності до залежності (16) із урахуванням (20) одержимо

$$\gamma_{1-2} = \frac{\pi^2 \cdot d_y^2 \cdot k_2 \cdot n \cdot p_2}{l_k \left[ 0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right]}. \quad (21)$$

Коефіцієнт  $\beta$  розподілу гальмівних сил між осями автомобіля залежить від співвідношення приводних тисків в передніх та задніх гальмівних механізмах, а також їх конструктивних параметрів [4]

$$\frac{1}{\beta} = 1 + \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{K_{T2}}{K_{T1}}, \quad (22)$$

де  $p_1, p_2$  - приводний тиск відповідно в циліндрах передніх і задніх гальмівних механізмів;  $K_{T1}, K_{T2}$  - конструктивні коефіцієнти відповідно передніх і задніх гальмівних механізмів.

Визначаючи  $p_2$  із (22) та підставивши у (21) одержимо

$$\gamma_{1-2} = \frac{\pi^2 \cdot d_y^2 \cdot k_2 \cdot n \cdot p_1 \cdot K_{T1} \cdot \left( \frac{1}{\beta} - 1 \right)}{K_{T2} \cdot l_k \left[ 0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right]}. \quad (23)$$

Враховуючи, що в разі регульованого розподілу гальмівних сил між осями автомобіля приводний тиск у контурі передніх гальмівних механізмів змінюється за законом, наприклад,

$$p_1 = \frac{p_2 - p_{20}}{K_0} + p_{10}, \quad (24)$$

де  $K_0$  - коефіцієнт передачі регулятора;  $p_{10}, p_{20}$  - координати точки включення регулятора, то величина зносу спряжених деталей (барабану і накладок колодок) задніх гальмівних механізмів за умови абразивного зносу ( $m_p = m_v = 1$ ), як найбільш вірогідного за умов експлуатації, у відповідності до (18) і (19) визначається як

$$U_1 = \frac{\pi^2 \cdot d_y^2 \cdot k_2 \cdot n \cdot \left( \frac{p_2 - p_{20}}{K_0} + p_{10} \right) \cdot K_{T1} \cdot \left( \frac{1}{\beta} - 1 \right)}{K_{T2} \cdot l_k \left[ 0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right]} \cdot \frac{k_1 \cdot \sin 2\alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \cdot T, \quad (25)$$

$$U_2 = \frac{\pi^2 \cdot d_{ш}^2 \cdot k_2 \cdot n \cdot \left( \frac{p_2 - p_{20}}{K_0} + p_{10} \right) \cdot K_{T1} \cdot \left( \frac{1}{\beta} - 1 \right)}{K_{T2} \cdot l_k \left[ 0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right]} \cdot \left( \cos \alpha - \frac{k_1 \cdot \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 \cdot k_1} \right) \cdot T. \quad (26)$$

**Висновки.** Вперше одержано основні закономірності (25) і (26) для визначення граничної величини зносу спряжених деталей барабаних гальмівних механізмів в процесі експлуатації. Вона надає можливість вирішувати задачі з підвищення довговічності барабана і накладок гальмівних колодок в процесі експлуатації за рахунок впровадження певного закону регулювання гальмівних сил, а також таких конструктивних параметрів і режимів роботи їх роботи, щоб за весь період експлуатації знос був відносно меншим. Крім того, ця залежність дозволяє зробити рекомендації щодо введення закону рівного розподілу гальмівних сил між осями автомобіля та термінів заміни зношених деталей барабаних гальмівних механізмів під час експлуатації легкових автомобілів.

У відповідності до одержаних закономірностей (25) і (26) можна стверджувати, що за рівних умов експлуатації легкових автомобілів знос спряжених деталей барабаних гальмівних механізмів, встановлених на задній осі, за певний строк служби буде меншим, якщо:

- збільшувати коефіцієнт постійного розподілу гальмівних сил між осями (практичне значення має рівний розподіл гальмівних сил або близький до нього);
- зменшувати конструктивний коефіцієнт передніх гальмівних механізмів, а задніх – збільшувати;
- збільшувати ширину поверхні тертя (збільшити ширину колодки) та зменшувати внутрішній діаметр колісного циліндра;
- зменшувати коефіцієнти, що характеризують швидкість зношення матеріалів барабану і накладок (підвищити зносостійкість їх матеріалів);
- абсцису точки включення регулятора гальмівних сил зменшити, а ординату збільшити;
- збільшити коефіцієнт передачі регулятора гальмівних сил (кут нахилу регуляторної вітки робити якомога більшим).

**Література:** 1. Лудченко О.А. Технічне обслуговування та ремонт автомобілів: Підручник.- К.: Знання-Прес, 2003.- 511 с. 2. Хрущов М.М. Новые методы определения износа деталей машин / М.М. Хрущов // Повышение износостойкости и срока службы машин.- М.: Mashgiz, 1953.- с. 22-26. 3. Расчетные методы оценки трения и износа: сб. научн. трудов / [ред. Крагельский И.В. и др.] .- Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975.- 234 с. 4. Подригало М.А. Совершенствование способов регулирования тормозных сил двухосных автомобилей и тракторов: автореф. дис. на соискание степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / М.А. Подригало. –Харьков, 1981. – 18 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Ludchenko O.A. Tehnichne obslugovuvannja ta remont avtomobiliv: Pidruchnik.- K.: Znannja-Pres, 2003.- 511 s. 2. Hruwov M.M. Novye metody opredelenija iznosa detalej mashin / M.M. Hruwov // Povyshenie iznosostojkosti i stroka sluzhby mashin.- M.: Mashgiz, 1953.- s. 22-26. 3. Raschetnye metody ocenki trenija i iznosa: sb. nauchn. trudov / [red. Kragel'skij I.V. i dr.] .- Brjansk: Priokskoe knizhnoe izd-vo,

1975.- 234 s. 4. Podrigalo M.A. Sovershenstvovanie sposobov regulirovaniya tormoznyh sil dvuhosnyh avtomobilej i traktorov: avtoref. dis. na soiskanie stepeni kand. tehn. nauk: spec. 05.05.03 «Avtomobili i traktory» / M.A. Podrigalo. — Har'kov, 1981. — 18 s.

В. Назаров

### ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ БАРАБАНЫХ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Определена закономерность изменения технического состояния барабанных тормозных механизмов легкового автомобиля при эксплуатации в зависимости от изменения коэффициента распределения тормозных сил между осями, их геометрических параметров и режимов работы.

V. Nazarov

### WORKING LIFE INCREASE OF DRUM-TYPE BRAKE MECHANISMS OF MOTOR CARS UNDER OPERATION CONDITIONS

The regularity of technical condition change of drum-type brake mechanisms of the motor car during operation depending on the change of brake forces distribution between the axes, their geometrical parameters and the operating modes are determined.

---

УДК 629.33:574:004.8

*Никонов О.Я., д-р техн. наук; Подоляка О.А., канд. техн. наук;  
Середина А.И.*

### БИОНИКА АВТОМОБИЛЯ НА ОСНОВЕ ГИБРИДНЫХ НЕЙРО-ФАЗЗИ СЕТЕЙ

**Постановка проблемы.** Главное отличие современных инженерных конструкций от тех, что создала природа, состоит в энергоэффективности. Совершенствуясь и эволюционируя в течение миллионов лет, живые организмы научились жить, передвигаться и размножаться с использованием минимального количества энергии. Этот феномен основан на уникальном метаболизме животных и на эффективном обмене энергией между разными формами жизни. Природные материалы относительно недороги и

распространены в достаточном количестве, а их «качество» значительно лучше произведенных человеком. Таким образом, заимствуя у природы инженерные решения, можно существенно повысить энергоэффективность современных технологий. В автомобилестроении уже используются такие решения, как парковочный радар, системы управления конструкцией отдельных узлов и т.д. Перспективные биоинтеллектуальные системы автомобиля смогут самостоятельно совершенствовать собственный дизайн и менять свою форму самыми разнообразными способами, например, добавляя недостающий материал в определенные части конструкции, изменяя химический состав отдельных узлов и т.д.

В последнее время разработано достаточно большое количество методов, позволяющих синтезировать высококачественные системы управления динамическими объектами с неизвестными или переменными параметрами. Однако, эти системы, как правило, сложны и в них требуется измерять или идентифицировать все изменяющиеся параметры.

**Анализ последних исследований и публикаций.** В последнее десятилетие бионика получила значительный импульс к новому развитию. Это связано с тем, что современные технологии переходят на гига- и наноуровень и позволяют копировать миниатюрные природные конструкции с повышенной точностью. Современная бионика в основном связана с разработкой новых материалов, копирующих природные аналоги, робототехникой и искусственными органами. Повышенный интерес к бионике и у автомобилестроителей [1-6]. Например, компания DaimlerChrysler в 2005 г. продемонстрировала концепт-кар, раскрывающий возможности применения бионики в автомобильной промышленности – Mercedes-Benz Bionic почти идеален с точки зрения аэродинамики и очень экономичен. Инженерам удалось найти почти идеальный эквивалент аэродинамического, безопасного, комфортабельного и экономичного автомобиля, способный выступить прообразом такого автомобиля не только в деталях, но и как структурное целое [4-6]. Форма кузовных панелей была создана на основе природных принципов «костеобразования». Подобный подход позволил добиться увеличения жесткости панелей на 40%, одновременно снизив их вес почти на 20%. Коэффициент аэродинамического сопротивления автомобиля всего 0,19. В движение Mercedes bionic приводится дизельным мотором мощностью 103 кВт, который в среднем потребляет всего 4,3 литра топлива на сто километров пути, а при движении со скоростью 90 км/ч – всего 2,8 литра топлива. Для снижения токсичности выхлопных газов автомобиль оснащен уникальной системой Selective Catalytic Reduction, в состав которой входит жидкость «AdBlue». Эта жидкость впрыскивается в выпускную систему и помогает расщеплять ряд вредных веществ на воду и кислород. В результате, силовая установка Mercedes bionic оказывается на 80% «чище» аналогичной серийной. Стоит отметить, что компания

Mercedes-Benz намеревается использовать подобную систему на серийных автомобилях уже в обозримом будущем.

Поистине революционный концепт автомобиля в ноябре 2010 г. представили дизайнеры студии Mercedes-Benz Advanced Design Studio. В подражание природе спроектирован автомобиль, который, начиная с момента «рождения» и до конца своей «жизни» полностью интегрирован в экосистему. Бионический (природный) концепт-кар Mercedes-Benz Biome выполнен из сверхлёгкого материала под названием BioFibre («биоволокно») и весит всего лишь около 394 кг (рис. 1).



Рис. 1. Внешний вид Mercedes-Benz Biome

Этот материал гораздо легче металла и пластика, но при этом прочнее стали. BioFibre – это растение с запатентованной ДНК, набирая солнечную энергию, запасает её в жидком химическом соединении под названием BioNectar4534. В конце жизни Biome можно переработать или использовать волокно в качестве стройматериала [4-6]. Вызывает сомнение в проработанности таких технологий, но намерения ведущих автомобилестроителей двигаться к созданию «настоящего» концептуального бионического автомобиля сомнений не вызывает.

Для управления бионических автомобилей целесообразно использовать искусственные нейронные сети (ИНС) – [математические модели](#), а также их программные или аппаратные реализации, построенные по принципу организации и функционирования [биологических нейронных сетей](#) –

сетей [нервных клеток](#) живого организма. Среди ИНС наибольший интерес представляют так называемые гибридные нейрофаззи (нейро-нечеткие) сети [7-11]. Алгоритм формирования этих сетей построен на основе системы нечеткого вывода, требующей ручной настройки параметров. Это является главным препятствием применения нечетких регуляторов в адаптивных системах. С другой стороны, рассматривая систему нечеткого вывода как нейронную сеть, можно применить метод обратного распространения ошибки с целью поиска оптимальных коэффициентов нечеткой системы вывода, удовлетворяющих условию адекватного отображения тестовых (обучающих) данных. Это значительно облегчает практическое решение задачи формирования указанных регуляторов. Применение алгоритмов автоматической настройки параметров нейрофаззи сети на основе обратного распространения ошибки позволяет избежать процесса ручной настройки. Однако в этом случае в процессе настройки параметров указанной сети все же требуются достаточно большие временные затраты. Так как вычислительная сложность алгоритмов настройки ИНС пропорциональна количеству используемых обучающих данных, то при введении локальной оптимизации можно существенно понизить объем этих постоянно обновляемых обучающих данных и тем самым существенно уменьшить мощность используемых вычислительных средств, решая задачу настройки сети в реальном масштабе времени.

Поскольку нейрофаззи системы относительно легко настраиваются и обладают свойством робастности, то эти свойства могут позволить обеспечить их эффективное использование для управления сложными нелинейными динамическими объектами с неопределенными и существенно (непредсказуемо) изменяющимися параметрами. В данной статье такие системы предполагается использовать для интегрированной интеллектуальной информационно-управляющей системы автомобиля.

**Формулировка цели.** Целью работы является создание структуры (концепции) интеллектуального автомобиля на основе бионики и гибридных нейрофаззи сетей, что позволит качественно повысить энергоэффективность автомобиля и снизить вредные воздействия на экосистему.

**Разработка структуры биоинтеллектуального автомобиля.** На рис. 2 приведен пример структуры биоинтеллектуального автомобиля синформационно-управляющей системой на основе гибридной нейрофаззи сети.



Рис. 2. Пример структурной схемы биоинтеллектуального автомобиля

с информационно-управляющей системой на основе гибридной нейрофаззи сети

В основе управления такой системой целесообразно использовать концепцию синтеза синергетических оптимальных законов регулирования на основе макроинформации о поведении системы – агрегированных макропеременных. Агрегированные макропеременные конструируются на основе измеряемых векторов состояния динамической системы, и с их помощью задают желаемые диссипативные структуры в расширенном фазовом пространстве системы управления. Множество таких многообразий определяет «виртуальные» – промежуточные и конечную структуры динамических систем управления в процессе их эволюции.

Ключевой идеей синтеза синергетических оптимальных законов управления является преднамеренное введение в пространстве состояний синтезируемых систем желаемых многообразий, на которых естественные свойства объекта согласуются с требованиями задачи управления и спо-

способствуют выполнению требования минимального вмешательства в естественное течение процессов в системе, что эквивалентно требованию «минимального» управления для достижения цели. Основную идею этого подхода к синтезу систем управления можно определить как формирование и возбуждение внутренних сил взаимодействия, порождающих в фазовом пространстве системы устойчивые диссипативные структуры, отвечающие заданным целям управления.

Рассмотрим более подробно структуру гибридной нейрофаззи сети (рис. 3). Первый слой сети распределяет входные сигналы по функциям принадлежности второго слоя, производящего фаззификацию переменных, а третий слой реализует логические операции над нечеткими множествами. В последних двух слоях реализуется вычисление линейной комбинации входов и выходов слоя правил. В данной сети необходимо осуществлять настройку параметров входного слоя (слоя функций принадлежности), при этом в качестве функции принадлежности используется функция Гаусса. Ширина и центр этой функции определяются в дальнейшем в ходе настройки параметров методом обратного распространения ошибки (генетическими алгоритмами). Коэффициенты линейной комбинации в выходном слое сети целесообразно находить с помощью метода наименьших квадратов.

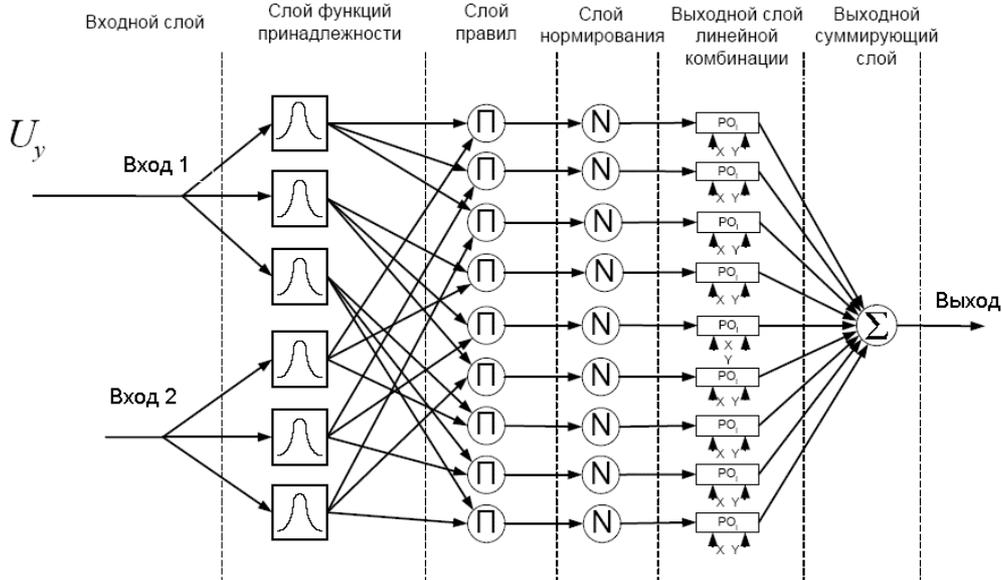


Рис. 3. Пример структуры гибридной нейрофаззи сети

Для вычисления параметров сети необходимо сформировать обучающее множество, состоящее из тестового и целевого векторов. Тестовый вектор представляет собой совокупность последовательно подаваемых на вход сети сигналов, отличающихся амплитудой и продолжительностью. Целевой вектор представляет собой совокупность значений выходной координаты в дискретные моменты времени. Размерности целевого и тестового векторов совпадают. Число тестовых данных должно быть достаточно большим для получения достоверной информации о динамических свойствах объекта управления. В системах, работающих в реальном времени, размерность этих векторов ограничивается производительностью управляющей ЭВМ.

Можно полагать, что поставленная задача состоит, прежде всего, в том, чтобы глубже познать принципы обеспечения относительно стабильной стационарности энергетического состояния окружающей среды, научиться правильно объяснять и осознанно управлять изменениями энергетических состояний объектов.

**Выводы и перспективы дальнейших исследований.** Концептуальной основой предлагаемых в статье исследований являются фундаментальные науки. Прежде всего – это физика, математика, биология, химия. В качестве прикладных использованы достижения инженерных, фармакологических, медицинских, сельскохозяйственных и других наук.

Не представляющие особой сложности, а по существу простейшие наблюдения показывают, что в окружающем мире растения и животные черпают данную им природой энергию практически бесплатно и неограниченно. И только человек, из всех живых существ, по тем или иным причинам оказался один на один перед решением им созданных собственных энергетических проблем. Исходя из общепризнанных широко известных научных и практических представлений о решении энергетических проблем, надежды не только на ближайшую, но и на более дальнюю перспективу, пока еще весьма далеки от обнадеживающих.

В работе построена структура (концепция) интеллектуального автомобиля на основе бионики и гибридных нейрофаззи сетей, что позволит

качественно повысить энергоэффективность автомобиля и снизить вредные воздействия на экосистему.

**Литература:** 1. Информационные технологии на автомобильном транспорте / [Власов В.М., Николаев В.Б., Постолиит А.В. и др.] – М.: МАДИ (ГТУ), 2006. – 283 с. 2. Алексієв О.П. Телематика, мехатроника та синергетика на автомобільному транспорті / О.П. Алексієв, В.О. Алексієв, О.І. Туренко // Автомобильный транспорт. – 2009. – №25. – С. 266–270. 3. Никонов О.Я. Интегрированные информационно-управляющие телематические системы транспортных средств / О.Я. Никонов, В.Н. Шуляков // Автомобильный транспорт. – 2010. – №27. – С. 83–87. 4. <http://autonews.ru>. 5. <http://conceptcar.ee>. 6. <http://avtomersedes>. 7. Borgelt Ch. Neuro-Fuzzy-Systeme: von den Grundlagen kuenstlicher Neuronaler Netze zur Kopplung mit Fuzzy-Systemen / Ch. Borgelt. – Wiesbaden: Vieweg, 2003. – 434 p. 8. Nelles O. Nonlinear system identification with local linear neuro-fuzzy models / O. Nelles. – Aachen: Shaker, 1999. – 179 p. 9. Ross T.J. Fuzzy logic with engineering applications / T.J. Ross. – Chichester: Wiley, 2004. – 628 p. 10. Liu G.P. Nonlinear identification and control: a neural network approach / G.P. Liu. – London: Springer, 2001. – 210 p. 11. Vas P. Artificial-intelligence-based electrical machines and drives: application of fuzzy, neural, fuzzy-neural and genetic-algorithm-based techniques / P. Vas. – Oxford: Oxford Univ. Press, 1999. – 625 p.

**Bibliography (transliterated):** 1. Informacionnyye tehnologii na avtomobil'nom transporte / [Vlasov V.M., Nikolaev V.B., Postolit A.V. i dr.] – M.: MADI (GTU), 2006. – 283 s. 2. Aleksiev O.P. Telematika, mehatronika ta sinergetika na avtomobil'nomu transporti / O.P. Aleksiev, V.O. Aleksiev, O.I. Turenko // Avtomobil'nyj transport. – 2009. – №25. – S. 266–270. 3. Nikonov O.Ja. Integrirovannyye informacionno-upravljajuwie telematicheskie sistemy transportnyh sredstv / O.Ja. Nikonov, V.N. Shuljakov // Avto-mobil'nyj transport. – 2010. – №27. – S. 83–87. 4. <http://autonews.ru>. 5. <http://conceptcar.ee>. 6. <http://avtomersedes>. 7. Borgelt Ch. Neuro-Fuzzy-Systeme: von den Grundlagen kuenstlicher Neuronaler Netze zur Kopplung mit Fuzzy-Systemen / Ch. Borgelt. – Wiesbaden: Vieweg, 2003. – 434 p. 8. Nelles O. Nonlinear system identification with local linear neuro-fuzzy models / O. Nelles. – Aachen: Shaker, 1999. – 179 p. 9. Ross T.J. Fuzzy logic with engineering applications / T.J. Ross. – Chichester: Wiley, 2004. – 628 p. 10. Liu G.P. Nonlinear identification and control: a neural network approach / G.P. Liu. – London: Springer, 2001. – 210 p. 11. Vas P. Artificial-intelligence-based electrical machines and drives: application of fuzzy, neural, fuzzy-neural and genetic-algorithm-based techniques / P. Vas. – Oxford: Oxford Univ. Press, 1999. – 625 p.

Ніконов О.Я., Подоляка О.О., Середіна Г.І.

## БІОНІКА АВТОМОБІЛЯ НА ОСНОВІ ГІБРИДНИХ НЕЙРОФАЗЗИ МЕРЕЖ

У роботі запропонована структура (концепція) інтелектуального автомобіля на основі біоніки і гібридних нейрофаззи мереж, що дозволить якісно підвищити енергоефективність автомобіля і знизити шкідливі впливи на екосистему.

Nikonov O.J., Podolyaka O.A., Seredina A.I.

## AUTOMOBILE BIONICS ON THE BASIS OF NEURO-FUZZY HYBRID NETWORKS

The structure (concept) of the intelligent automobile is offered on the basis of bionics and neuro-fuzzy hybrid networks that will allow to increase qualitatively energy efficiency the automobile and to lower harmful influences on ecosystem.

---

УДК 629.3.018

*Подригало М. А., д-р. техн. наук; Коробко А. І., Клець Д. М., канд. техн. наук;*

*Мостова А. М.*

## УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ КОМПОНЕНТІВ СИЛИ ОПОРУ РУХУ АВТОМОБІЛЯ

**Постановка проблеми.** Визначення опору коченню і фактору обтічності автомобіля є важливими задачами теорії автомобіля. В даній статті удосконалено раніше запропонований спосіб визначення указаних параметрів методом дорожніх випробуваннях.

**Аналіз останніх досягнень та публікацій.** В [1] визначення параметрів опору руху здійснювалось шляхом розв'язку алгебраїчних рівнянь, отриманих із диференціального рівняння руху автомобіля при вибігу

$$m_a \dot{v}_a = -(m_a g \psi + kF v_a^2), \quad (1)$$

де  $m_a$  – маса автомобіля, кг;

$\dot{v}_a$  – лінійне прискорення автомобіля, м/с<sup>2</sup>;

$P_k$  – тягова сила на колесі, Н;

$g$  – прискорення вільного падіння,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;

$\psi$  – коефіцієнт сумарного дорожнього опору

$$\psi = f \pm i, \quad (2)$$

$f$  – коефіцієнт опору коченню коліс;  $i$  – подовжній нахил дороги.  $kF$  – фактор обтічності ( $k$  – коефіцієнт опору повітря,  $F$  – лобова площа автомобіля);  $v_a$  – лінійна швидкість руху автомобіля, м/с.

Вимірюючи лінійні швидкість  $v_a$  і прискорення  $\dot{v}_a$  автомобіля [2] у моменти часу  $t_1$  і  $t_2$ , рівняння (1) розвертається у систему двох рівнянь з двома невідомими. Розв'язуючи його знаходимо параметри  $\psi$  і  $kF$ .

Указаний метод дозволяє отримати хороший статистичний результат завдяки значній кількості вимірювань.

Але оскільки параметр  $\psi$  залежить від швидкості обертання коліс (швидкості автомобіля) то проявляється систематична помилка вимірювання обумовлена неточністю теоретичної моделі, покладеної в основу експерименту. Крім того існує думка, що коефіцієнт аеродинамічного опору автомобіля також залежить від швидкості.

**Мета і постановка задач дослідження.** Метою дослідження є удосконалення методу визначення сили опору і її складових таких як опір коченню і фактор обтічності автомобіля. Для досягнення поставленої мети необхідно ідентифікувати компоненти сили опору руху автомобіля та на їх основі удосконалити теоретичну модель проведення експерименту по визначенню опору коченню і фактора обтічності автомобіля.

**Ідентифікація компонентів сили опору руху автомобіля.** При вибігу автомобіля момент опору обертанню коліс, що виникає в трансмісії приводиться до сумарного коефіцієнту опору обертанню коліс

$$\psi' = \psi + \Delta\psi, \quad (3)$$

де  $\Delta\psi$  – додатковий коефіцієнт опору обертанню коліс обумовлений моментом опору в трансмісії

$$\Delta\psi = \frac{M_{тр}^c}{r_d m_a g}, \quad (4)$$

$M_{тр}^c$  – момент опору обертанню коліс обумовлений опором в трансмісії,

$$M_{тр}^c = M_{трст}^c + M_{тркін}^c - M_{трдин}^c, \quad (5)$$

$M_{трст}^c$  – момент опору в трансмісії статичний, обумовлений силами сухого тертя;

$M_{тркін}^c$  – момент опору в трансмісії обумовлений силами гідравлічного опору масла в картерах коробки переми́ни передач і головної передачі (кінематичний); величина кінематичного моменту залежить від швидкості автомобіля;  $M_{трдин}^c$  – інерційний момент в трансмісії, що враховує вплив лінійного прискорення автомобіля;  $r_\partial$  – динамічний радіус ведучих коліс.

Усі компоненти моменту опору в трансмісії являються приведеними до ведучих коліс. Указані компоненти можна визначити при вибігу наступним чином:

$$M_{трст}^c = const, \quad (6)$$

$$M_{тркін}^c = k_1 v_a, \quad (7)$$

$$M_{трдин}^c = -\frac{I_{np}}{r_\partial} \dot{v}_a, \quad (8)$$

де  $k_1$  – коефіцієнт пропорційності між швидкістю автомобіля  $v_a$  і кінематичним опором в трансмісії;  $I_{np}$  – приведений до ведучих коліс момент інерції трансмісії.

Після підстановки виразів (3)-(8) в рівняння (1) та розділивши ліву і праву частини останнього на  $m_a$  отримаємо

$$\dot{v}_a = -g(f \pm i) - \frac{M_{трст}^c}{m_a r_\partial^2} - \frac{k_1}{m_a r_\partial} v_a + \frac{I_{np}}{m_a r_\partial^2} \dot{v}_a - \frac{kF}{m_a} v_a^2. \quad (9)$$

Перетворимо останній вираз до виду

$$\dot{v}_a = -\frac{g}{1 - \frac{I_{np}}{m_a r_\partial^2}} \left( f \pm i + \frac{M_{трст}^c}{g m_a r_\partial^2} \right) - \frac{k_1}{m_a r_\partial \left( 1 - \frac{I_{np}}{m_a r_\partial^2} \right)} v_a - \frac{kF/m_a}{1 - \frac{I_{np}}{m_a r_\partial^2}} v_a^2. \quad (10)$$

Відомо [3], що коефіцієнт опору коченню коліс автомобіля зростає із збільшенням лінійної швидкості  $v_a$  автомобіля і визначається залежністю

$$f = f_0(1 + Av_a^2), \quad (11)$$

де  $f_0$  – коефіцієнт опору коченню при русі автомобіля зі швидкістю  $v_a < 16,7$  м/с (60 км/год);  $A$  – коефіцієнт, що враховує вплив квадрату лінійної швидкості  $v_a^2$  автомобіля на величину  $f$ .

Вираз (10) з урахуванням (11) буде мати вид

$$\dot{v}_a = -\frac{g}{1 - \frac{I_{np}}{m_a r_\partial^2}} \left( f_0 \pm i + \frac{M_{mpcm}^c}{g m_a r_\partial^2} \right) - \frac{k_1}{m_a r_\partial \left( 1 - \frac{I_{np}}{m_a r_\partial^2} \right)} v_a - \frac{kF/m_a + f_0 Ag}{1 - \frac{I_{np}}{m_a r_\partial^2}} v_a^2. \quad (12)$$

Величина

$$\delta_{виб} = 1 - \frac{I_{np}}{m_a r_\partial^2} \quad (13)$$

являє собою коефіцієнт впливу мас трансмісії, що обертаються і двигуна на прискорення автомобіля при вибігу.

Коефіцієнт врахування мас автомобіля, що обертаються при розгоні визначаються відомою залежністю [3]

$$\delta_{виб} = 1 - \frac{I_{np}}{m_a r_\partial^2} = 1,03 + 0,05u_k^2, \quad (14)$$

де  $u_k$  – передаточне число коробки переміни передач.

Порівнюючи (13) і (14) визначимо

$$\delta_{\text{виб}} = 2 - \delta_p = 0,97 - 0,05u_k^2. \quad (15)$$

**Удосконалення теоретичної моделі проведення експерименту.**  
При проведенні випробувань необхідно скласти три рівняння, що відповідають трьом моментам часу  $t_1, t_2, t_3$ , з інтервалом між ними  $\Delta t$

$$t_3 = t_2 + \Delta t = t_1 + 2\Delta t. \quad (16)$$

Інтервал  $\Delta t$  слід вибирати таким чином, щоб зміна вимірюваних параметрів опору руху автомобіля, які залежать від швидкості була незначною:

$$\dot{v}_{a_1} = -a_1 v_{a_1} - a_2 - a_3 v_{a_1}^2 \text{ – для часу } t_1; \quad (17)$$

$$\dot{v}_{a_2} = -a_1 v_{a_2} - a_2 - a_3 v_{a_2}^2 \text{ – для часу } t_2; \quad (18)$$

$$\dot{v}_{a_3} = -a_1 v_{a_3} - a_2 - a_3 v_{a_3}^2 \text{ – для часу } t_3; \quad (19)$$

де  $a_1, a_2, a_3$  – коефіцієнти, що відповідають середньому значенню  $\bar{v}_a$  лінійної швидкості автомобіля на інтервалі часу  $[t_1; t_3]$  тобто

$$\bar{v}_a = \frac{v_{a_1} + v_{a_2} + v_{a_3}}{3}. \quad (20)$$

Коефіцієнти в рівняннях (17), (18), (19) (див. рівняння (12)):

$$a_1 = \frac{g}{\delta_{виб}} \left( f_0 \pm i + \frac{M_{прсм}^c}{g m_a r_\partial^2} \right), \quad (21)$$

$$a_2 = \frac{k_1}{m_a r_\partial \delta_{виб}}, \quad (22)$$

$$a_3 = \frac{kF/m_a + f_0 Ag}{\delta_{виб}}. \quad (23)$$

При русі автомобіля з вимкненим зчепленням (вибіг)  $\delta_{виб} = 0,97$  (див. (15)).

Рішення системи рівнянь (17)-(19) дозволяють визначити коефіцієнти регресії:

$$a_1 = \frac{\dot{v}_{a_1} - \dot{v}_{a_2}}{v_{a_2} - v_{a_1}} - \frac{v_{a_2} - v_{a_1}}{v_{a_3} - v_{a_1}} \left( \frac{\dot{v}_{a_2} - \dot{v}_{a_3}}{v_{a_3} - v_{a_2}} - \frac{\dot{v}_{a_1} - \dot{v}_{a_2}}{v_{a_2} - v_{a_1}} \right), \quad (24)$$

$$a_2 = \dot{v}_{a_1} - \frac{v_{a_1} v_{a_2}}{v_{a_3} - v_{a_1}} \left( \frac{\dot{v}_{a_2} - \dot{v}_{a_3}}{v_{a_3} - v_{a_2}} - \frac{\dot{v}_{a_1} - \dot{v}_{a_2}}{v_{a_2} - v_{a_1}} \right) + v_{a_1} \frac{\dot{v}_{a_1} - \dot{v}_{a_2}}{v_{a_2} - v_{a_1}}, \quad (25)$$

$$a_3 = \frac{1}{v_{a_3} - v_{a_1}} \left( \frac{\dot{v}_{a_2} - \dot{v}_{a_3}}{v_{a_3} - v_{a_2}} - \frac{\dot{v}_{a_1} - \dot{v}_{a_2}}{v_{a_2} - v_{a_1}} \right). \quad (26)$$

Через визначений момент часу  $\Delta T$  вимірювання повторюють. В результаті отримуємо лінії регресії для параметрів  $a_1(\bar{v}_a)$ ,  $a_2(\bar{v}_a)$ ,  $a_3(\bar{v}_a)$ .

Коефіцієнт опору повітря

$$k = \frac{0,97 a_3 - f_0 Ag}{F} m_a. \quad (27)$$

Коефіцієнт обтічності

$$C_x = \frac{2k}{\rho}, \quad (28)$$

де  $\rho$  – густина повітря.

Коефіцієнт пропорційності між швидкістю  $v_a$  автомобіля і кінематичним моментом опору в трансмісії

$$k_1 = 0,97m_a a_2. \quad (29)$$

У випадку якщо дійсне значення  $A$  невідоме, рекомендується [4] приймати  $A = 7 \cdot 10^{-6} \text{ с}^2/\text{м}^2$ .

**Висновки.** В результаті дослідження було удосконалено теоретичну модель проведення експерименту по визначенню компонентів сили опору руху автомобіля за рахунок уточненої ідентифікації останніх.

**Література:** 1. Подригало М. А. Метод визначення сумарної сили опору руху автомобіля за допомогою датчиків лінійних прискорень / М. А. Подригало, А. І. Коробко, Д. М. Клец, О. О. Назарько, А. М. Мостова // Наукові нотатки Луцького національного технічного університету. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). – 2010. – Вип. 28 (травень, 2010). – С. 432-434. 2. Пат.51031 Україна, МПК G 01 P 3/00. G 01 P 15/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М. А., Коробко А. І., Клец Д. М., Файст В. Л.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 2010 01136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12. 3. Бортницький П. И. Тягово-скоростные качества автомобиля. Справочник / П. И. Бортницький, В. И. Механіка та машинобудування, 2011, №1

Задорожный. – К. : Вища школа, 1978. – 176 с. 4. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Навчальний посібник / В. П. Волков. – Харків : ХНАДУ, 2003. – 292 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Podrigalo M. A. Metod viznachennja sumarnoї sili oporu ruhu avtomobilja za dopomogoju datchikiv linijnih priskoren' / M. A. Podrigalo, A. I. Korobko, D. M. Klec, O. O. Nazar'ko, A. M. Mostova // Naukovi notatki Luc'kogo nacional'-nogo tehničnogo universitetu. Mizhvuzivs'kij zbirnik (za galuzjami znan' «Mashinobu-duvannja ta metaloobrobka», «Inženerna mehanika», «Metalurgija ta materialoznavst-vo»). – 2010. – Vip. 28 (traven', 2010). – S. 432-434. 2. Pat.51031 Ukraїna, MPK G 01 P 3/00. G 01 P 15/00. Sistema dlja viznachennja parametriv ruhu avtotransportnih zasobiv pri dinamichnih (kvalimetricnih) viprobuvannjah / Podrigalo M. A., Korobko A. I., Klec D. M., Fajst V. L.; zajavnik Harkivs'kij nacional'nij avtomobil'no-dorozhnij universitet. – № u 2010 01136; zajavl. 04.02.10; opubl. 25.06.10, Bjul. № 12. 3. Bortnic-kij P. I. Tjagovo-skorostnye kachestva avtomobilja. Spravochnik / P. I. Bortnickij, V. I. Zadorozhnyj. – K. : Viwa shkola, 1978. – 176 s. 4. Volkov V. P. Teorija ekspluatacij-nih vlastivostej avtomobilja. Navchal'nij posibnik / V. P. Volkov. – Harkiv : HNADU, 2003. – 292 s.

Подригало М. А., Коробко А. И. Клец Д. М., Мостовая А. М.

#### УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОМПОНЕНТОВ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ АВТОМОБИ- ЛЯ

Усовершенствовано способ определения коэффициента сопротивления качению и фактора обтекаемости автомобиля методом дорожных испытаний за счет уточнения теоретической модели эксперимента.

Podrigalo M., Korobko A., Klets D., Mostovaya A.

#### THE METHOD DEFINITION OF TOTAL FORCE RESISTANCE TO MOVEMENT OF THE CAR

From the given In work the way of definition of rolling resistance and the factor airflow the car is offered by a method of road tests. Results of experimental researches by definition of the specified parameters are resulted.

---

УДК 629.3.017.5

*Подригало М.А., д-р техн. наук; Тарасов Ю.В., канд. техн. наук;  
Коробко А.И., Шейн В.С.*

## **ДОСТИЖЕНИЕ ДОСТОВЕРНОСТИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ ПАР ТРЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ**

**Введение.** Точность и достоверность результатов испытаний во многом зависит от теоретической модели, положенной в основу эксперимента.

В данной статье предложена методика расчета энергии, поглощаемой тормозными механизмами при торможении. Данная методика позволит в дальнейшем классифицировать и унифицировать стенды для испытаний тормозных механизмов.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Эффективность торможения определяется по величине замедления или тормозного пути [1, 2].

Нормативные значения указанных параметров установлены в соответствующих стандартах [3, 4].

Испытание тормозных механизмов проводятся двумя методами: дорожным и стендовым.

Дорожные испытания проводятся в соответствии с требованиями, изложенными в [3], однако они имеют ряд недостатков: дают достаточно общие показатели, в большой степени зависят от состояния дороги и пр.

В свою очередь, стендовые испытания проводятся в соответствии с требованиями, изложенными в [4]. В соответствии с этим нормативным документом испытания проводятся на инерционных и безинерционных стендах.

На автомобильном рынке Украины представлено большое разнообразие марок автомобилей. Они отличаются и по максимальной скорости и по полной массе, а следовательно, обладают различными энергетическими показателями, которые необходимо учитывать при сертификационных испытаниях тормозных колодок.

Также достаточно сложно на одном стенде реализовать необходимый момент инерции для разных видов автомобилей. Поэтому на сегодняшний день актуальной является задача универсализации натуральных инерционных испытательных стендов.

**Цель и постановка задач исследования.** Целью работы является универсализация натуральных инерционных испытательных стендов.

Для достижения поставленной цели на первом этапе необходимо решить задачу точного и достоверного определения энергии, поглощаемой тормозными механизмами при торможении.

**Определение энергии, поглощаемой тормозными механизмами при торможении.**

Во время движения автомобиль имеет кинетическую энергию:

$$W_a = \frac{m_a v^2}{2}, \quad (1)$$

где  $m_a$  – масса автомобиля, кг;  $v$  – скорость движения автомобиля, м/с.

При торможении эта энергия частично поглощается тормозными механизмами и частично идёт на преодоления работы сил сопротивления. Работой силы сопротивления качения можно пренебречь, поскольку она достаточно мала, а вот работу силы сопротивления воздуха принимаем в расчёт. Учитывая это (1) будет иметь вид

$$W_a = \frac{m_a(v_1^2 - v_2^2)}{2} + W_w, \quad (2)$$

где  $v_1^2$  – скорость автомобиля перед началом торможения, км/ч;  $v_2^2$  – скорость автомобиля в конце торможения, км/ч;  $W_w$  – энергия, затрачиваемая на преодоление работы силы сопротивления воздуха, Дж

$$W_w = \int_0^{S_T} P_w dS_T, \quad (3)$$

где  $P_w$  – сила сопротивления воздуха, Н;

$$P_w = kF \cdot v^2, \quad (4)$$

$kF$  – мидель;  $S_T$  – путь, пройденный автомобилем во время торможения, м.

Выражение (2), с учётом (3) и (4), будет иметь вид

$$W_a = \frac{m_a(v_1^2 - v_2^2)}{2} + kF \int_0^{S_T} v^2 dS_T. \quad (5)$$

Энергия, поглощаемая одним тормозным механизмом

$$W_{m1} = \frac{m_a \cdot \beta_\delta (V_1^2 - V_2^2)}{4} + \frac{\beta_\delta}{2} kF \int_0^{S_T} v^2 dS_T - \text{передняя ось}, \quad (6)$$

$$W_{m2} = \frac{m_a \cdot (1 - \beta_\delta) (V_1^2 - V_2^2)}{4} + \frac{(1 - \beta_\delta)}{2} kF \int_0^{S_T} v^2 dS_T - \text{задняя ось}, \quad (7)$$

где  $\beta_\delta$  – действительный коэффициент распределения сил на переднюю ось.

В (6) и (7) распределение энергий по бортам одной оси принимаем равным.

Подинтегральное выражение в правой части (6) и (7) с учётом

$$dS_T = V dt, \quad (8)$$

$$j = \frac{dV}{dt}, \quad (9)$$

где  $j$  – установившееся замедление автомобиля, м/с<sup>2</sup>;  $t$  – время торможения, с;

а также, учитывая, что самый нагруженный режим работы тормозов при условии реализации максимального замедления возможного по условию сцепления колёс с дорогой

$$j = \varphi g, \quad (10)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления колеса с дорогой;  $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,8$  м/с<sup>2</sup>; будет иметь вид

$$\int_0^{S_T} v^2 dS_T = \frac{1}{3\varphi g} (v_1^4 - v_2^4). \quad (11)$$

С учётом (11) выражения для нахождения энергии поглощаемой тормозными механизмами передней (6) и задней (7) оси

$$W_{m1} = \frac{m_a \cdot \beta_\delta (V_1^2 - V_2^2)}{4} + \frac{kF\beta_\delta (V_1^4 - V_2^4)}{6\varphi g} - \text{передняя ось,} \quad (12)$$

$$W_{m2} = \frac{m_a \cdot (1 - \beta_\delta) (V_1^2 - V_2^2)}{4} + \frac{kF(1 - \beta_\delta) (V_1^4 - V_2^4)}{6\varphi g} - \text{задняя ось,} \quad (13)$$

После превращений (12) и (13) будут иметь вид

$$W_{m1} = \frac{m_a \cdot (V_1^2 - V_2^2)}{2} \cdot \frac{\beta_\delta}{2} \left( 1 - \frac{2}{3} \frac{kF}{m_a \varphi g} (V_1^2 + V_2^2) \right) - \text{передняя ось,} \quad (14)$$

$$W_{m2} = \frac{m_a \cdot (V_1^2 - V_2^2)}{2} \cdot \frac{(1 - \beta_\delta)}{2} \left( 1 - \frac{2}{3} \frac{kF}{m_a \varphi g} (V_1^2 + V_2^2) \right) - \text{задняя ось,} \quad (15)$$

Результаты расчётов энергий поглощаемых одним колесом передней и задней осей представлены в таблице.

Таблица

Энергетические показатели некоторых легковых автомобилей

Марка автомобиля	$W_{\text{гор}1}$	$W_{\text{гор}2}$	Марка автомобиля	$W_{\text{гор}1}$	$W_{\text{гор}2}$
ZAZ (Tavriya)	319760.152	125588.249	TOYOTA (Camry)	1245758.008	586239.063
DAEWOO (Matiz)	346098.384	126713.616	LEXUS (IS 200)	817163.8	701728.021
HYUNDAI (Getz)	482172.37	150205.529	Mercedes Benz (E-Class W124)	1023622.407	402035.541
Mazda (2)	535033.546	191914.207	Cadillac (Escalade)	1182666.334	541337.068
Citroen (C1)	385957.916	145664.558	Mercedes Benz (S-Class S500)	1793237.017	1035212.536
Nissan (Micra)	416064.906	143162.118	Volvo (XC90)	1339679.699	671851.381
KIA (Picanto)	453090.237	199777.539	Volvo (XC70)	1162106.832	582798.321

**Выводы.** Энергия, поглощаемая тормозными механизмами при торможении для автомобилей особо малого и большого классов, отличается практически на порядок.

Это является основанием для разработки классификации испытательных стендов по энергетическим показателям.

**Литература:** 1. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Карпенко и др.], под ред. М.А. Подригало. – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614 с. 2. Квалиметрия, стандартизация и унификация тормозного управления колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Абрамов Д.В., и др.], под ред. Подригало М.А. – Х. : Изд-во ХНАДУ, 2007. – 448 с. 3. Єдині тех технічні приписи щодо офіційного затвердження легкових автомобілів у відношенні гальмування (UN/ECE R 13-N-00, IDT) : ДСТУ UN/ECE R 13-N-00:2004. – (Чинний від 2005-07-01). – К. : Держсоживстандарт України, 2005. – 45 с. – (Національний стандарт України). 4. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження змінних гальмових накладок у зборі і гальмових накладок барабанних гальмових механізмів колісних транспортних засобів та їхніх причепів (UN/ECE R 90-01, IDT): ДСТУ UN/ECE R 90-01:2005. – (Чинний від 2006-07-01). – К. : Держсоживстандарт України, 2007. – 30 с. – (Національний стандарт України).

**Bibliography (transliterated):** 1. Stabil'nost' jekspluatacionnyh svojstv kolesnyh mashin / [M.A. Podrigalo, V.P. Volkov, V.A. Karpenko i dr.], pod red. M.A. Podrigalo. – H.: Izd-vo HNADU, 2003. – 614 s. 2. Kvalimetrija, standartizacija i unifikacija tormoz-nogo upravlenija kolesnyh mashin / [Podrigalo M.A., Volkov V.P., Abramov D.V., i dr.], pod red. Podrigalo M.A. – H. : Izd-vo HNADU, 2007. – 448 s. 3. Єдині тех технічні приписи щодо офіційного затвердження легкових автомобілів у відношенні гальмування (UN/ECE R 13-N-00, IDT) : DSTU UN/ECE R 13-N-00:2004. – (Chinnij vid 2005-07-01). – K. : Derzhsozhivstandart Ukraïni, 2005. – 45 s. – (Nacional'nij standart Ukraï-ni). 4. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження змінних гальмових накладок у зборі і гальмових накладок барабанних гальмових механізмів колісних транспортних засобів та їхніх причепів (UN/ECE R 90-01, IDT): DSTU UN/ECE R 90-01:2005. – (Chinnij vid 2006-07-01). – K. : Derzhsozhivstandart Ukraïni, 2007. – 30 s. – (Naciona-l'nij standart Ukraïni).

Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Коробко А.И., Шеин В.С.

**ДОСЯГНЕННЯ ДОСТОВІРНОСТІ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИПРОБУВАНЬ  
ПАР ТЕРТТЯ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ**

Отримано залежності для визначення енергії, що поглинається гальмівними механізмами при гальмуванні. Проведенні розрахунки енергії по отриманим залежностям, вказують на необхідність класифікації випробувальних стендів з метою їх універсалізації.

Podrigalo M., Tarasov Yu., Korobko A., Shein V.

**OBTAINING OF TESTS RESULTS ACCURACY OF  
THE BRAKING SYSTEM FRICTION PAIR**

The dependences for determination of the energy absorbed by the braking devices at braking are detained. The energy calculations performed according to the detained dependences indicate to the necessity of test stands classification with the purpose of their universalisation.

---

УДК 629.113

*Поторока А.В., Решетило Е.И., Дреус С.Ю., Павлов А.Е.,*

*Воронцов С.Н., канд. техн. наук*

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРООБЪЕМ-  
НЫХ**

**ПЕРЕДАЧ ДЛЯ ПРИВОДА ВОДОХОДНОГО ДВИЖИТЕЛЯ  
ПЛАВАЮЩИХ МАШИН**

**Введение.** Вооруженным силам необходимо транспортное средство, которое имеет хорошую маневренность на поле боя и способное, несмотря на огонь противника, с минимальными потерями доставлять вооруженную пехоту прямо к переднему краю. Для решения подобных задач, военным бронетранспортерам наряду с обеспечением высокой проходимости, необходимо обладать хорошими водоходными качествами - ходкостью, управляемостью, непотопляемостью и остойчивостью.

При решении указанных выше задач, необходимо стремиться к такой компоновки узлов БТР, которая не приводила бы к увеличению высоты десантного отделения и, как следствие, увеличению высоты изделия в целом, а высадка десанта была более удобной и происходила в кормовой части машины для защиты десанта от прямого огня противника.

**Краткий анализ существующих систем обеспечения движения и управления транспортным средством на плаву.** В настоящее время для движения колесных машин по воде наибольшее распространение получил водометный движитель. В качестве привода используются механические передачи, карданный вал, соединяющий движитель с коробкой отбора мощности. В этом случае система управления машины на плаву имеет низкую эффективность, сложную конструкцию. Также подобное компоновочное решение не обеспечивают защиту десанта при высадке из машины на поле боя.

Например, особенностью компоновочной схемы БТР-60, БТР-70, БТР-80 является то, что моторно-трансмиссионное отделение находится в кормовой части корпуса и от раздаточной коробки крутящий момент передается на водометный движитель. При десантировании мотострелкам необходимо выходить на левый и правый борта. За четырехлопастным рабочим колесом (левого вращения) водометного движителя устанавливались два небольших по площади водяных руля, привод которых был заблокирован с рулевым приводом управляемых колес машины. Поэтому при движении по воде изменение направления движения машины и удержание ее на заданном курсе обеспечивалось одновременным поворотом управляемых колес машины и водяных рулей водомета, что гарантировало при максимальных углах поворота колес и рулей минимальный радиус циркуляции в пределах 8-10 м в обе стороны от направления движения.

Одновременный поворот управляемых колес и водяных рулей при воздействии на рулевое колесо машины упрощал управление ее при движении по воде, за исключением выхода на берег на реках с сильным течением. В этих случаях более предпочтительным было бы раздельное управление поворотом колес и водяных рулей.

На БТР-80 водоходный движитель представляет собой один водомет с осевым насосом, расположенный в кормовой части машины. Управление колесным движителем и водометом осуществляется при помощи рулевого механизма. Поворот машины при движении на суше осуществляется поворотом колес двух передних мостов, а на плаву – одновременным поворотом водяных рулей, заслонок и колес.

**Постановка задачи.** Целью данной работы является рассмотрение варианта установки на полноприводные машины с колесной формулой 8x8, 6x6 и 4x4 водоходных движителей с приводом от гидрообъемной передачи, для обеспечения их движения на воде, как пресной так и морской без ограничения расстояния и времени движения (по

ограничению запаса топлива).

**Изложение основного материала.** Водоходные движители предназначены для обеспечения движения машины на плаву. Они расположены на боковых стойках в кормовой части машины за задними колесами снаружи корпуса изделия.

Кинематическая и гидравлическая схемы показаны на рис.1 и рис.2 соответственно.

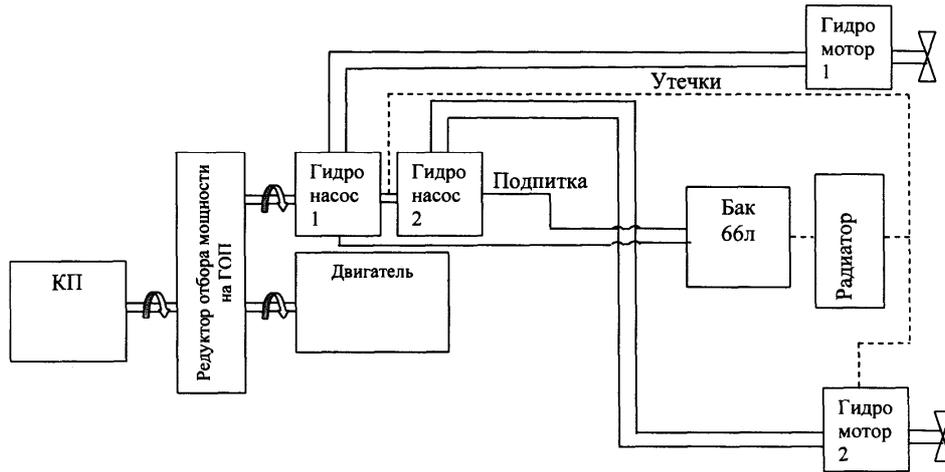


Рис. 1. Схема расположения гидромотора и гидронасоса в системе

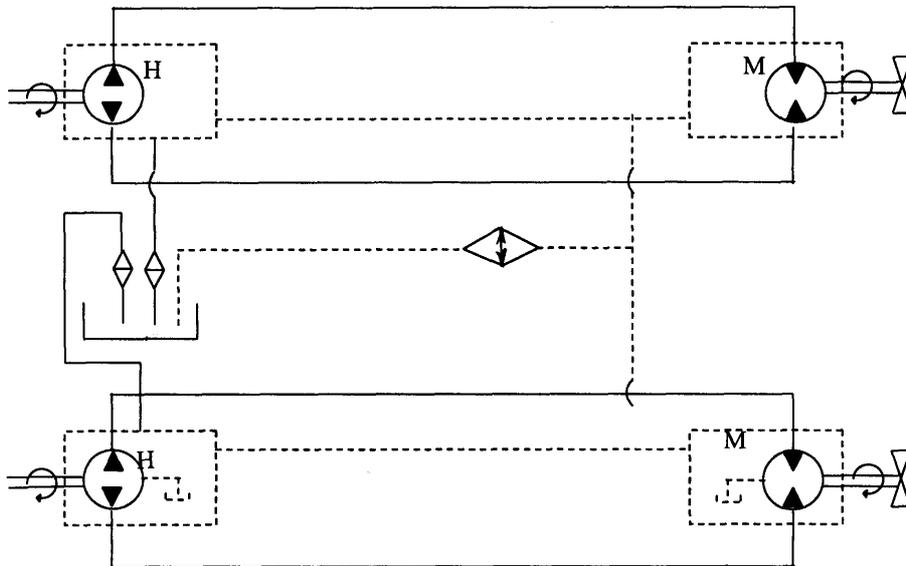


Рис. 2. Гидравлическая схема

Гидропривод водоходного движителя предназначен для передачи мощности от редуктора привода к двум движителями по левому и правому борту через гидрообъемную передачу.

Водоходный движитель с гидроприводом состоит из (рис. 3):

- 2-х движителей 17 и 20 с аксиально-поршневыми гидромоторами 16 и 21, установленными по левому и правому борту снаружи кормовой части машины;
- 2-х аксиально-поршневых гидронасосов установленных на редукторе привода водоходного движителя возле перегородки МТО под полом десантного отделения;
- трубопроводов высокого 7, 8, 14, 15 и низкого 2, 5, 6, 10, 12, 13 давления;
- бака гидросистемы 1 расположенного возле кормы по левому борту;
- крана 3;
- фильтра 4.

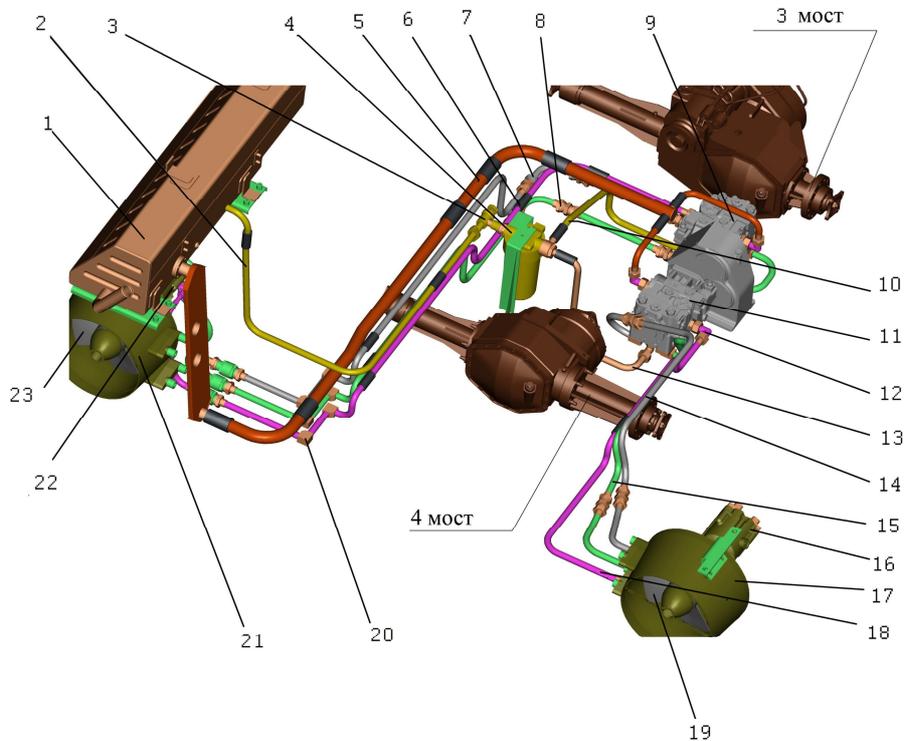


Рис. 3. Гидропривод водоходного движителя:

1 – бак гидропривода; 2, 10, 13 – трубопроводы линии всасывания; 3 – кран; 4 – фильтр с моновакууметром; 5 – трубопроводы, обеспечивающие слив в бак; 6, 12, 18, 20 – трубопроводы слива рабочей жидкости из моторов в гидронасосы; 7, 8, 14, 15 – трубопроводы высокого давления; 9, 11 – гидронасосы; 16, 22 – гидромоторы; 17, 21 – движители; 19 – винт правого движителя; 23 – винт левого движителя

**Работа гидропривода водоходного движителя.** Гидропривод водоходного движителя выполнен по замкнутой схеме (рабочая жидкость циркулирует между гидронасосом и гидромотором, сливаются только утечки).

Из бака 1 рабочая жидкость через трубопроводы 2, 10, 13; кран 3 (должен быть полностью постоянно открыт), фильтр 4 поступает на гидронасосы 9 и 11. Крутящий момент из редуктора привода водоходного движителя передается на вал гидронасосов 9 и 11. Гидронасос 9, в зависимости от положения регулировочной шайбы, прокачивает рабочую жидкость по трубопроводу 7 или 8 к гидромотору 21. Мотор 21 приводит во вращение винт 23.

Гидронасос 11 прокачивает рабочую жидкость по трубопроводу 14 или 15 через мотор в зависимости от положения регулировочной шайбы. Мотор 16 приводит во вращение винт 22. При вращении винта 22 против часовой стрелки, а винта 23 по часовой стрелке обеспечивается движение изделия передним ходом (в сторону носовой части). При одновременном изменении направления вращения винтов на противоположное изделие движется задним ходом (в сторону кормовой части). При изменении направления вращения одного из винтов совершается поворот изделия в сторону расположения этого винта. Из гидромоторов 16 и 20 идет слив утечек рабочей жидкости через трубопроводы 18, 12 и 6, 23 в гидронасосы 11 и 9 соответственно. Из гидронасосов 9 и 11 через трубопроводы 5 идет слив утечек рабочей жидкости в бак 1.

Для управления водоходными движителями с гидроприводом разработана электронная система управления. Она предназначена для управления движением изделием во время плава путем изменения скорости и направления вращения гребных винтов под нагрузкой и без нагрузки, пропорционально углу поворота рулевого колеса от положения соответствующего прямолинейному движению и потенциометра регулировки оборотов.

**Выводы.** Предложенная система позволила:

1. Уменьшить объем под полом десантного отделения, а значит снизить высоту от пола отделения до грунта, существенно улучшив эргономические показатели при десантировании.
2. Применение гидропривода позволило осуществить плавное регулирование водометных движителей во всем диапазоне скоростей.
3. Электронная система управления позволяет использовать рулевой механизм для полного управления машиной на плаву.

**Литература:** 1. Степанов А.П. Конструирование и расчет плавающих машин. - М.: Машиностроение, 1983. -200с. 2. БТР-3УН.03.РР-01. Бронетранспортёр БТР-3УН. Расчет плавучести и остойчивости. Харьков 2002. 3. Сергеев Л.В. Теория танка. - М.: Изд. Академии БТВ, 1973.

**Bibliography (transliterated):** 1. Stepanov A.P. Konstruirovaniye i raschet plavajujih mashin. - M.: Mashinostroenie, 1983. -200s. 2. BTR-3UN.03.RR-01. Bronetransportjor BTR-3UN. Raschet plavuchesti i ostojchivosti. Har'kov 2002. 3. Sergeev L.V. Teorija tanka. - M.: Izd. Akademii BTV, 1973.

Поторока А.В., Решетіло Є.І., Дреус С.Ю., Павлов О.Є., Воронцов С.М.

#### ВИКОРИСТАННЯ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРООБ'ЄМНИХ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ ПРИВОДУ ВОДОХІДНОГО РУШІЯ ПЛАВАЮЧИХ МАШИН

Розглянуто варіант установки водохідних рушіїв з приводом від гідрооб'ємної передачі на військові повнопривідні машини з колісною формулою 8x8, 6x6 і 4x4, що дозволив здійснити плавне регулювання водометних рушіїв в усьому діапазоні швидкостей, а також зменшити об'єм під підлогою десантного відділення.

Potoroka A.V., Reshetilo E.I., Dreus S.U., Pavlov A.E., Vorontsov S.N.

#### USE OF AKSIAL PISTON HYDROVOLUME DRIVES FOR THE DRIVE GEAR JET PROPELLERS FLOATING CARS

The variant of installation jet propellers with a drive gear from hydrovolume drive on military all-wheel drive cars with the wheel formula 8x8, 6x6 and 4x4 is considered, that has allowed to carry out smooth regulation jet propellers in all speed range and to reduce volume under a floor of landing compartment

---

#### УДК 631.372

*Ребров А.Ю., канд. техн. наук; Самородов В.Б., д-р техн. наук; Кучков В.В.*

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОСТИ ПАХОТНОГО МТА НА БАЗЕ КОЛЕСНОГО СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА

**Введение.** Эффективность современных сельскохозяйственных тракторов во многом зависит от правильного соотношения мощности двигателя и массы трактора. Именно эти два параметра определяют энергонасыщенность трактора. В процессе эксплуатации трактора энергонасыщенность является переменной величиной, это связано с необходимостью повышения технико-экономических и тягово-энергетических показателей. Для этого применяют балластирование трактора, которое для каждой модели трактора оговаривается в его технической характеристике. Именно благодаря балласти-

рованию можно при минимальных затратах изменять энергонасыщенность, повысить производительность, снизить буксование колес, а также добиться уменьшения погектарного расхода топлива.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Энергонасыщенность современных зарубежных тракторов находится в диапазоне 1,0...2,1 кВт/кН [1]. Зарубежные производители, выпускающие трактора предусматривают возможность их последующего балластирования до 50% и более от конструктивной массы, что существенно изменяет энергонасыщенность трактора, которая во многом влияет на производительность.

Поэтому энергонасыщенность колесных тракторов находится в достаточно широком диапазоне 0,9...2,3 кВт/кН, что создает необходимость поиска рационального соотношения мощности двигателя и эксплуатационного веса при проектировании трактора [1]. Колесные тракторы производства стран СНГ тяговой концепции имеют энергонасыщенность в пределах 1,4...1,7 кВт/кН [2].

**Цель и постановка задачи.** Целью данной работы является поиск рациональной энергонасыщенности пахотного МТА на базе колесного трактора с позиций получения максимальной производительности на основе поля градиентов. Поиск рациональной энергонасыщенности рассмотрен на примере колесных тракторов производства ХТЗ.

**Определение рациональной энергонасыщенности пахотного МТА.** Математическая модель поиска рациональной энергонасыщенности колесного трактора с позиций получения максимальной производительности за час чистого времени основывается на варьировании мощностью двигателя и весом трактора.

В общем случае в качестве энергетической установки можно принять дизельный двигатель, который работает в номинальном режиме, при угловой скорости коленчатого вала двигателя  $\omega = \omega_{ном}$ , причем для данного типа двигателя угловую скорость можно принять равной 220 рад/с.

Переменными параметрами в данном алгоритме является вес трактора ( $G$ ) и мощность двигателя ( $N_e$ ):

$$\begin{aligned} N_e &= \text{var}; \\ G &= \text{var}. \end{aligned} \tag{1}$$

Основные тяговые параметры колесного трактора в агрегате с плугом определяются по известным методикам [1,3]. Далее определяется ширина захвата плуга из условий полной загрузки двигателя с использованием формулы В.П. Горячкина:

$$B = \frac{\sum_{i=1}^2 P_{ki} - \sum_{i=1}^2 f_i \cdot G_i - f_{\text{п}} \cdot G_{\text{п}}}{k \cdot h \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon}{k} \cdot V^2\right)}, \quad (2)$$

где  $P_{ki}$  – касательные силы тяги мостов;

$G_i$  – вес трактора, приходящийся на соответствующий мост;

$f_i$  – коэффициент сопротивления качению соответствующего моста;

$G_{\text{п}}$  – вес плуга;

$f_{\text{п}}$  – коэффициент, характеризующий потери на передвижение плуга;

$k, \varepsilon$  – коэффициенты, характеризующие сопротивление пласта деформации (удельное сопротивление почвы), форму рабочей поверхности корпуса плуга и технологические свойства почвы;

$h, V$  – глубина вспашки и скорость движения трактора.

Производительность МТА, га/ч:

$$S = 0,36 \cdot B \cdot V. \quad (3)$$

Энергонасыщенность трактора, кВт/кН:

$$E = \frac{N_e}{G}. \quad (4)$$

Наиболее целесообразное направление изменения веса и мощности двигателя по критерию максимального приращения производительности МТА можно определить с использованием градиента и его компонентов:

$$\text{grad } S = \frac{\partial S}{\partial G_{\text{отн}}} \cdot \vec{e}_G + \frac{\partial S}{\partial N_{\text{отн}}} \cdot \vec{e}_{N_{\text{д}}} \quad (5)$$

где  $G_{\text{отн}}$  – относительное изменение веса трактора;

$N_{\text{отн}}$  – относительное изменение мощности тракторного двигателя:

$$G_{\text{отн}} = \frac{\Delta G}{\max(G)}; \quad N_{\text{отн}} = \frac{\Delta N}{\max(N)}. \quad (6)$$

Угол направления вектора-градиента определяется соотношением:

$$\varphi = \arctg \left( \frac{\frac{\partial S}{\partial N_{\text{отн}}}}{\frac{\partial S}{\partial G_{\text{отн}}}} \right) \quad (7)$$

Построение поля градиентов и его компонентов по переменным  $G$  и  $N$  позволяет выявить области рационального изменения параметров.

**Анализ результатов математической модели.** Для расчета были выбраны исходные данные колесных тракторов ХТЗ-150К-09 и ХТЗ-17221. Вес варьировался от 70 до 120 кН, а мощность двигателя от 90 до 200 кВт.

Расчеты показывают, что для получения максимального прироста производительности и получения рациональной энергонасыщенности необходимо изменять мощность двигателя и вес трактора в пределах зон, где это целесообразно. Так установлено, что существуют зоны, в которых производительность колесного трактора будет, уменьшаться с увеличением мощности или сцепного веса (см. рис 1).

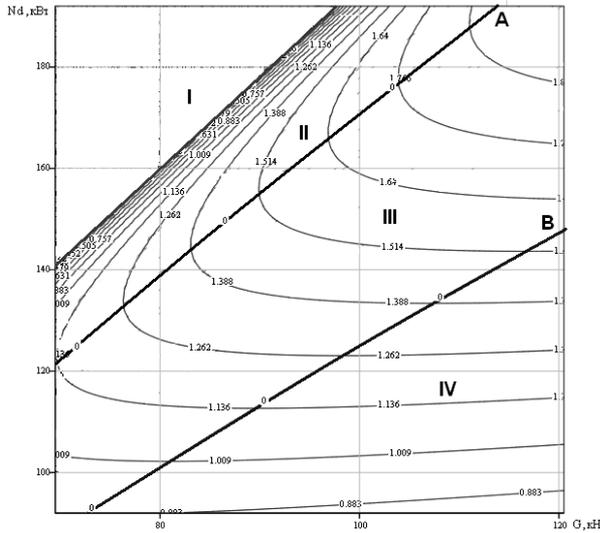


Рис. 1. Зоны, определяющие прирост производительности трактора ХТЗ-150К-09

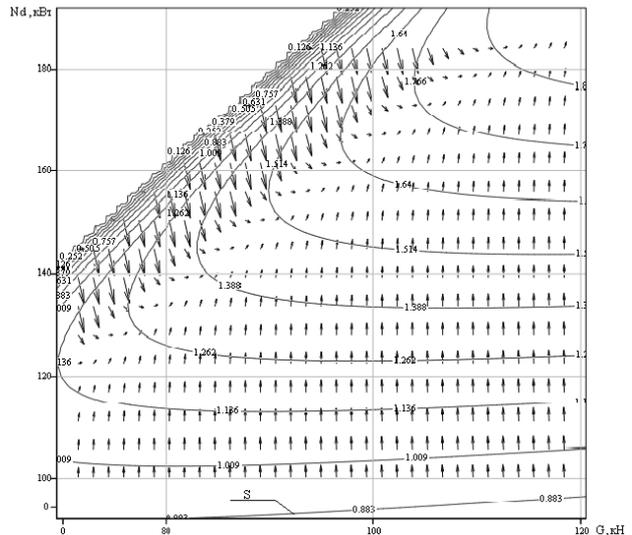


Рис. 2. Поле градиентов производительности

На рис. 1 показана линия **A**, которая представляет собой нулевое значение компонента градиента  $\partial S/\partial N$  и соответствует максимальной производительности трактора при соответствующем весе. Дальнейшее увеличение мощности нецелесообразно, так как приводит к снижению производительности. Линия **A** является границей области **II** и **III** поля параметров. Область **I** соответствует зоне, в которой трактор не работает, так как в процессе увеличения мощности двигателя при постоянном весе трактора буксование колес увеличивается до 100%.

В области **II** прирост производительности возможен при снижении мощности двигателя трактора и увеличении его веса. Линия **B** представляет собой нулевое значение компонента градиента  $\partial S/\partial G$  и соответствует максимальной производительности трактора при соответствующей мощности двигателя.

В области **III** прирост производительности возможен при совместном увеличении мощности двигателя и веса трактора.

Область **IV** соответствует зоне, в которой эксплуатационный вес трактора превышает необходимое значение и дальнейшее увеличение веса трактора становится нецелесообразным, поэтому для получения максимальной производительности в этой области необходимо увеличивать мощность двигателя и уменьшать вес трактора.

Рациональное изменение параметров трактора с позиций получения максимального прироста производительности предлагается производить в соответствии с градиентом производительности по мощности и весу трактора (см. рис. 2).

Направление вектора-градиента показывает, при каком соотношении изменения параметров происходит наибольший прирост производительности, а величина (модуль)

вектора характеризует количественный прирост производительности. Если двигаться из какой-то начальной точки, модернизируя трактор с конкретным весом и мощностью двигателя, в поле градиентов получится траектория модернизации трактора с позиций наибольшего прироста производительности при наименьшем изменении его параметров. Данная траектория будет иметь вид кривой, которая зависит от начальных конструктивных параметров трактора.

Поверхность производительности, которая получена для конкретных значений веса и мощности двигателя, представляет собой ячеистую поверхность (рис. 3). Расчет модернизации начинается с узловой точки, соответствующей начальным параметрам трактора, и, в соответствии с углом градиента в этой точке, делается один шаг модернизации по градиенту. При этом получаем следующую точку в поле ячейки (точка **I**) поверхности углов градиента, а узловые точки поверхностей производительности и углов градиента совпадают. Угол градиента в точке **I** можно определить по известным значениям угла градиента в узловых точках ячейки, которой принадлежит точка **I**, воспользовавшись линейной интерполяцией.

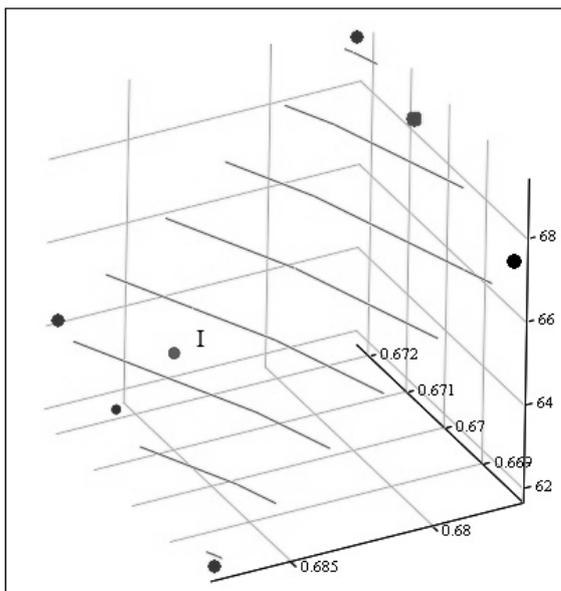


Рис. 3. Ячеистая поверхность углов градиента с расчетной точкой **I**

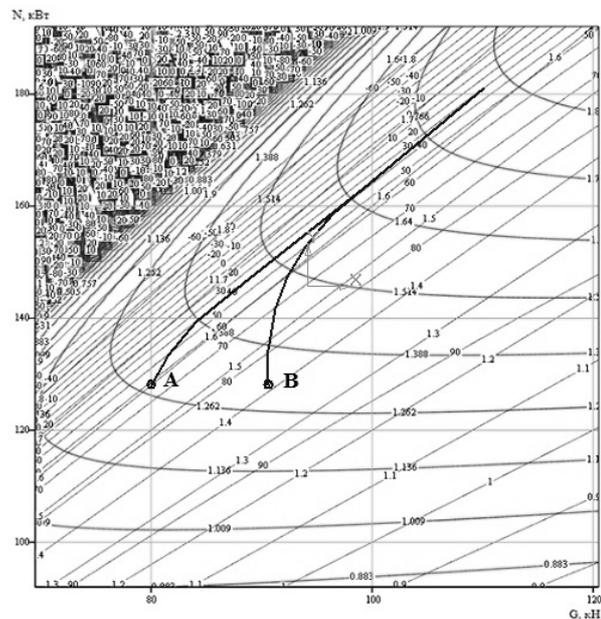


Рис.4. Траектории модернизации тракторов по градиенту производительности

Таким образом, проделав ряд шагов получаем траекторию модернизации трактора по условию наибольшего прироста производительности на каждом шаге модернизации при варьировании весом и мощностью двигателя.

В качестве примера приведены две траектории модернизации трактора, которые представлены на рис. 4. Траектория **A** принадлежит трактору ХТЗ-150К-09 с шинами 21,3 R 24, мощностью двигателя 128,7 кВт и весом 80 кН. Траектория **B** соответствует

трактору ХТЗ-17221 с шинами 21,3 R 24, мощностью двигателя 128,7 кВт и весом 89 кН. Поверхность производительности имеет перегиб, который говорит о том, что для каждого веса трактора существует предельная мощность двигателя, превышение которой нецелесообразно поскольку приводит к снижению производительности. Траектории модернизации асимптотически приближаются к линии **A** (рис. 1) нулевого значения компонента градиента  $\partial S/\partial N$ , которая, в свою очередь характеризует предельную способность данной ходовой системы реализовывать мощность двигателя. Поэтому траектории обоих тракторов сходятся в одну линию **A** и показывают, что для шин 21,3 R 24 на первой передаче предельной или рациональной энергонасыщенностью является значение 1,65 кВт/кН, превышение которого нецелесообразно для выполнения тяговых технологий, в частности вспашки. Поэтому для рассматриваемых тракторов ХТЗ-150К-09 (энергонасыщенность 1,61 кВт/кН) и ХТЗ-17221 (энергонасыщенность 1,45 кВт/кН) можно повышать мощность для достижения энергонасыщенности 1,65 кВт/кН.

### **Выводы:**

1. Предложенный метод определения рациональной энергонасыщенности по критерию наибольшего прироста производительности позволяет определить траектории модернизации трактора с использованием поля градиентов.
2. Существуют области соотношения мощности двигателя и веса трактора, в которых прирост производительности возможен при уменьшении одного из параметров и одновременном увеличении второго. В эти области попадают трактора переразмеренные по мощности двигателя или весу.
3. Получаемые с использованием предложенного метода траектории модернизации тракторов при достаточно большом изменении параметров асимптотически приближаются к нулевой линии значения компонента градиента  $\partial S/\partial N$ , которая, в свою очередь характеризует предельную способность данной ходовой системы реализовывать мощность двигателя.
4. Для выполнения наиболее энергоемкой операции – вспашки тракторами семейства ХТЗ с шинами 21,3 R 24 на первой передаче рациональной является энергонасыщенность 1,65 кВт/кН.
5. Наиболее близкой к рациональной является энергонасыщенность трактора ХТЗ-150К-09. Трактор ХТЗ-17221 имеет завышенный вес по отношению к мощности двигателя, его энергонасыщенность близка к нижней границе рекомендуемой энергонасыщенности тракторов тяговой концепции 1,4 кВт/кН, [3].

**Литература:** 1. Самородов В.Б., Ребров А.Ю. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2008. – № 58. – С. 11–20. 2. Кутьков Г.М. / Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: Колос, 2004. – 504 с.: илл. 3. Самородов В.Б., Ребров А.Ю. Энергонасыщенность и технико-экономические показатели колесных сельскохозяйственных тракторов // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2010. – № 58. – С. 11–20.

**Bibliography (transliterated):** 1. Samorodov V.B., Rebrov A.Ju. Razvitie klassicheskikh metodov tjagovogo rascheta traktora s uchetom osnovnyh tehniko-jekonomicheskikh pokazatelej MTA // Visnik NTU "HPI". Zbirnik naukovih prac'. Tematicnij vipusk: Avtomobile- i traktorobuduvannja. – Harkiv: NTU "HPI". – 2008. – № 58. – S. 11–20. 2. Kut'kov G.M. / Traktory i avtomobili. Teorija i tehnologicheskie svojstva. – M.: Kolos, 2004. – 504 s.: ill. 3. Samorodov V.B., Rebrov A.Ju. Jenergonasywennost' i tehniko-jekonomicheskije pokazateli kolesnyh sel'skhozajstvennyh traktorov // Visnik NTU "HPI". Zbirnik naukovih prac'. Tematicnij vipusk: Avtomobile- i traktorobuduvannja. – Harkiv: NTU "HPI". – 2010. – № 58. – S. 11–20.

О.Ю. Ребров, В.Б. Самородов, В.В. Кучков

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОЇ ЕНЕРГОНАСИЧЕНОСТІ ОРНОГО МТА НА БАЗІ КОЛІСНОГО СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ТРАКТОРА

**Наведена методика визначення раціональної енергонасиченості орного МТА на базі колісного трактора з точки зору отримання максимального приросту продуктивності на основі поля градієнтів продуктивності.**

O.Yu. Rebrov, V.B. Samorodov, V.V. Kuchkov

RATIONAL ENERGY SATURATION DEFINITION OF PLOWING MACHINERY-TRACTOR UNIT BASED ON A WHEELED AGRICULTURAL TRACTOR

This article presents a method for determining a rational energy saturation of plowing machinery-tractor unit based on a wheeled agricultural tractor according to viewpoint of maximize performance gains, based on the gradient performance field.

---

УДК 629.331

*Тернюк Н.Э., д-р техн. наук; Дудукалов Ю.В., канд. техн. наук;*

*Гладкая Н.Н., Федченко В.В.*

**СТРУКТУРА СИСТЕМО-МЫСЛЕДЕЯТЕЛЬНОСТНОГО  
КОМПЛЕКСА**

**ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ**

Транспортным системам (ТС) присущи специфические свойства, определяемые направлением их деятельности. В общем множестве деятельностей они выделяются тем, что связаны с изменением координат пространства, в котором находятся объекты транспортирования. Это их главная функция-определитель. Кроме того, в современных ТС реализуются и другие функции. Они связаны как с созданием условий для жизнедеятельности, производства и воспроизводства объектов транспортирования, технического обслуживания и ремонта средств транспорта, так и с изменением общей и локальной сред, в которых эти системы находятся и действуют. Характеристик этих сред, а также внутренние свойства самих систем и мыследеятельность управляющего персонала оказывают существенное влияние на результаты деятельности ТС.

**Актуальность проблемы, анализ публикаций.** ТС образуют сложную сетевую иерархию для реализации важнейших функций коммуникации, жизнеобеспечения, развития и зависят от систем других видов, с которыми они коммуницируют: информационных, энергетических, технологических, управленческих и других [1,2]. Вместе с тем, ТС формируются и действуют в достаточно обособленной сфере мыследеятельности, которая имеет свою специфику порождения, строения, функционирования, развития, коммуникации, управления и преобразования.

Существующее состояние сферы ТС, проявляющееся в характеристиках экономики, экологии и социологии, вместе с необходимостью гарантий правильного развития этой сферы в будущем требуют изменения ее системных основ, нового осмысления ситуации на базе наиболее общих системных моделей. Поэтому оптимизации, анализу, синтезу, прогнозированию развития и другим задачам, относящимся к изучению и улучшению ТС, уделяется большое внимание [1,2].

Сложность ТС и их особенности требуют применения достаточно общих моделей [3], особенно при решении задач прогнозирования, синтеза и преобразования.

Несмотря на наличие большого количества работ, посвященных описанию и моделированию ТС различных иерархических уровней и назначения, до настоящего времени не созданы наиболее общие их модели, кото-

рые позволяли бы определять приоритетные направления изучения и совершенствования таких систем с единых методологических позиций, в соответствии с принципами системного и системно-процессного подходов.

**Целью статьи** является построение системо-мыследеятельностного комплекса (СМД-комплекса) ТС, относящегося к наиболее общим конструктивным моделям сложных объектов, включая моделирование процессов их технического обслуживания и ремонта.

**Основная часть. Структурная модель СМД-комплекса.** ТС, как и все другие искусственные образования, проявляются в трёх взаимосвязанных пространствах: мыслительном, знаковом (семиотическом) и реальном (физическом) [4]. Особенностью первых двух пространств есть возможность разворачивания информации о реальных и идеальных объектах, строя соответствующую иерархию моделей. Верхние уровни этой иерархии коммуницируют с объектами других систем (сфер), которые не относятся к ТС. Нижние – с системой реализации функций в физическом пространстве.

Учитывая это и пользуясь подходом, изложенным в [5], конструктивно, в виде иерархической системы, модель СМД-комплекса ТС можно задать набором слоёв. Слои выделяются путём структурирования системы на две составляющие согласно функциям, которые выполняются: основную, управляющую и вспомогательные функции [6]. Эти составляющие подготавливают и реализуют целевую функцию системы, образуя слой практики. Управление осуществляется на основании процессов поэтапной переработки и конкретизации информации в соответствии с законами мышления при решении задач синтеза, направляя движение от абстрактного к конкретному [7]. Исходя из сказанного структурную модель СМД-комплекса можно представить так, как показано на рис.1.



Рис. 1. Структурная модель СМД-комплекса ТС

Верхний, наиболее абстрактный слой иерархии занимает мировоззрение. Этот слой задает наиболее общие ценностные установки и принципы устройства и деятельности системы. Он позволяет сформировать второй слой, в котором помещается идеология с ее идеями и образцами. Здесь формируются критерии оптимизации. Третий слой - слой частных философских и методологических теорий, которые вытекают из идеологии и предназначены для обслуживания транспортных систем. Объекты этого слоя обеспечивают систему необходимой организованностью, содействуя её онтологической и предметной целостности, процессам функционирования и воспроизводства, а также формированию основ профессиональной субъектности. Четвертый слой – это слой прикладной науки. Он наиболее конкретизирован из теоретических слоев, проявляющихся в мыслительном и семиотическом пространствах. Этот слой ориентируется на программы и проекты, воспроизводящие структуры и институты, которые реализуют транспортные функции, а также необходимые для этого знания. Последние составляют предметную сущность ТС, которая создается на основании разработки слоя частных философских и методологических теорий. Соответствующие прикладные науки из этого слоя обеспечивают знаниями архитектуру и инженерию, образуя промежуточный слой между слоем философии и методологии и слоем транспортной архитектуры и инженерии.

Пятый слой – слой, который предметно проявляется в реальном пространстве – слой транспортной архитектуры и инженерии (транспортного институционализма). Этот слой работает по определенным алгоритмам или транспортным технологиям, представляемым в шестом слое. Собственно, транспортная практика – седьмой слой – и является транспортным производством, точнее – процессом функционирования и воспроизводства ТС.

Показанная на рис. 1 структурная модель СМД-комплекса ТС по функциям адекватна полиантропной системе [7]. Она структурно изоморфно воспроизводит иерархическую многомерную сущность ТС с детерминированными предназначениями и функциями каждого слоя. Следует отметить, что функционирование каждого слоя определяется системообразующими факторами. Так, для седьмого слоя, включающего процессы технического обслуживания и ремонта средств транспорта, группу системообразующих факторов составят: конкурентный рынок услуг, совокупность свойств авторемонтного предприятия, ресурсы региона, требования по охране окружающей среды и устанавливаемые законодательством нормы и требования к процессам технического обслуживания и ремонта. Как результат – системно формируемое качество технического обслуживания и ремонта средств транспорта (рис.2).

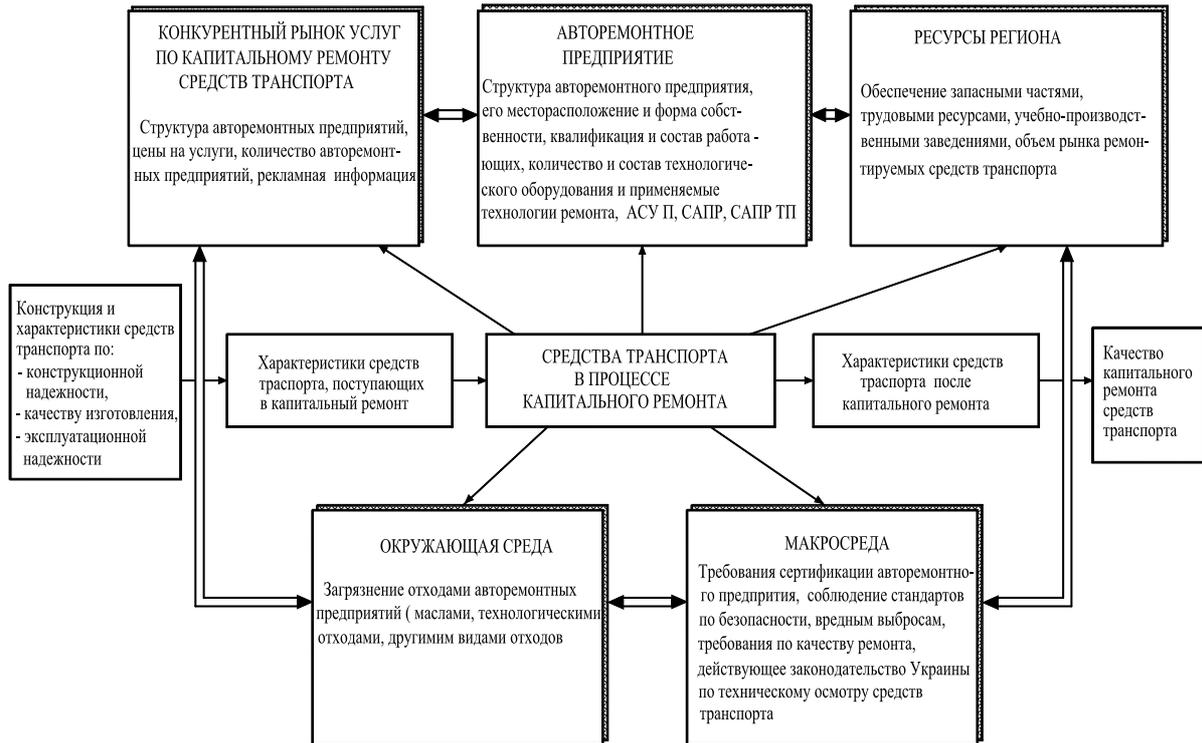


Рис. 2. Системообразующие факторы при моделировании технического обслуживания и ремонта для СМД-комплекса ТС

### Содержание слоев СМД-модели при изменении транспортной парадигмы

Очевидно, что содержание каждого из слоев по мере развития транспортной науки и практики будет изменяться. Но общая структура комплекса является базовым инвариантом, создающим необходимый направляющий схематизм. Это позволяет проводить анализ каждого слоя и определять пути совершенствования ТС с пониманием взаимодействия и взаимосвязей элементов в целостной системе, а также решать задачи синтеза.

Мировоззренческое философское осмысление в соответствии с первым слоем иерархии ТС должно быть обязательным элементом системно-мыслительного подхода. Результатом философского осмысления есть определение транспортной парадигмы в наиболее общем смысле.

Существующая транспортная парадигма в своих основах сформировалась еще в XIX столетии. Её сущность состоит в том, что ТС рассматри-

ваются как искусственные, развивающиеся, проявляющиеся в реальном пространстве объекты, выполняющие необходимые человеку транспортные функции в различных средах. В философском понимании она есть воплощением идей нового времени и просвещения [8]. Ведущим ориентиром парадигмы есть ориентация на научность и прагматизм. При этом научность интерпретируется, с одной стороны, как изучение основ науки, а с другой – предусматривает научное обоснование собственно процессов, реализуемых ТС. Для обеспечения этого созданы основы общей теории транспорта и множество практических методик (технологий). Принцип прагматичности проявляется в ментальном и физическом подчинении ТС потребностям транспортного рынка. Ориентация на это приводит к тому, что транспортные организации являются разновидностью обеспечивающего производства всех сфер деятельности. И, в тоже время, в этой сфере происходят процессы иного измерения и направленности. Их обуславливают объекты второго слоя системо-мыследеятельностного комплекса, в частности то, что главными идеалами современной транспортной системы есть всесферность, полипредназначенность и функциональная полиантропность. Акцентируются специфические, уникальные, самобытные черты ТС, структурно адекватные таким же чертам личности.

Определяющей идеей транспорта становится включенность в мировые события. ТС становятся глобальными и способствуют развитию процессов глобализации.

Акцент современной философии ТС на человека в условиях потребности удовлетворения свобод личности рождает необходимость перехода к индивидуализации и творчеству при условии соединения в интеллектуально-сетевую динамическую адаптивную структуру. Но такие системы еще не созданы.

Прагматизм и мотивация обуславливают особенности проявления указанных выше идеалов. В транспортной отрасли они вынужденно и существенно конкретизируются внешними условиями. В конечном счете, это обусловило свой институционализм, соответствующее изменение содержания деятельности, подходы к организации и управлению транспортным комплексом. Важным при этом есть изменение социально-профессиональных отношений. Сегодня они трактуются как отношения субъект-субъектные. Вместо традиционного принципа - субъект-объектной

организации транспортной деятельности становится диалог партнеров творчества. Но это еще необходимо соединить с принципом ответственности субъектов ТС перед собой и человечеством в условиях неполной определенности путей развития. Для ТС, в том числе, для глобального, макроэкономического и отраслеобразующего уровней, это требует создания четкой системы управления деятельностью.

Как социальная институция транспортная система должна ориентироваться на множественность интересов своих субъектов. В то же время прагматическая ориентация приводит к появлению противоречий между участниками процесса транспортной деятельности. Эти противоречия устраняются современными методами организации деятельности ТС и влиянием надсистемы.

Идеалы современных ТС можно связать с другой идеей – развития в ходе процесса транспортирования. Одна их главных задач при этом – обеспечение свободы. Пространство деятельности ТС дает возможность овладения этой свободой. И каждое место в этом пространстве имеет свои свободы, которых необходимо добиваться, так как ими можно пользоваться, если сделать их реально или виртуально своими. Когда процесс перемещения в пространстве кем-то осваивается и становится субъектом транспорта, то это связывается с идеей присутствия временного или постоянного присвоения части ТС. То есть, одной из категорий существования свободы перемещений есть категория собственности. Таким образом, продукт транспортной деятельности – измененное пространство – есть особой формой собственности. Отсюда вытекает необходимость строить ТС с учетом категорий собственности. В то же время, пребывание в конкретном месте пространства и транспортная услуга, которая изменяет это место, – это не предмет, который можно подержать в руках, а то, что собой же и определяется. Результат его освоения и приватизации (пребывания, нахождения) оформляется в мысленной установке, изменениях семиотического и реального пространств. В таком качестве субъект ТС становится творцом новой конфигурации пространства и соответствующих социо-культурных образцов.

В третьем слое – слое философских и методологических теорий базой есть транспортная доктрина. Её назначение – задать тип строения транспортной системы. Она проверяется на совмещение со всеми идеями,

которые удерживаются в слое идеологии и обеспечивает целостность всего комплекса. Исходя из задач, вытекающих из представлений о развитии цивилизации, можно определить требуемые характеристики транспортных систем:

- безопасная и надежная транспортировка грузов и пассажиров в нужных объемах по заданным маршрутам с высокой скоростью и точно вовремя;
- достаточные для исполнения своей роли масштабы и номенклатура средств и видов деятельности;
- ориентация на упреждающее развитие возможностей и на согласованное с надсистемой саморазвитие;
- интеграция и глобализация;
- полиантропность.

Из указанных характеристик можно синтезировать признаки необходимой отраслевой транспортной доктрины. В табл. 1 приведен один из вариантов признаков необходимой и экспертно оцененные признаки существующей отраслевых транспортных доктрин.

Признаки существующей доктрины определены на основе обобщения экспертных оценок (среди экспертов 5 докторов и 5 кандидатов наук) и анализа современного состояния отраслевой транспортной промышленности. Из сопоставления приведенных признаков можно установить, что существующая доктрина есть устаревшая и требует изменения своих главных оснований.

Исходя из необходимых атрибутов отраслевой транспортной системы базовой идеей – новой доктриной – можно определить идею безопасной и надежной транспортировка грузов и пассажиров в нужных объемах и номенклатуре по заданным маршрутам с высокой скоростью, точно вовремя, с последовательным расширением функций до уровня полиантропности, ориентацией на упреждающее развитие возможностей и согласование с надсистемой саморазвитие в условиях интеграции и глобализации.

Обоснование указанной выше доктрины исходит из неё:

- внутреннего и внешнего системного соответствия потребностям развития общества, согласованности с другими доктринами;
- соизмеримости современным мировым тенденциям;

- исторического и культурного соответствия, в том числе исторической природности;
- потенциальной возможности развития с самоограничениями на процесс развития.

*Таблица 1*

Основные признаки отраслевых транспортных доктрин

№ п/п	Наименование признака	Доктрина	
		Существующая	Необходимая
1	Уровень определения цели	Система отраслевых транспортных средств	Общество, социальная сфера
2	Цели деятельности	Транспортировка грузов и пассажиров	Транспортировка грузов и пассажиров, а также  создание условий для творческой реализации личности
3	Пути достижения цели	Освоение определённой совокупности ТС	Освоение метода и средств для опережающего удовлетворения потребностей в транспортировке грузов и пассажиров, творческой реализации личности
4	Метод достижения цели	Выбор структур и параметров ТС	Формирование нового институционального состава ТС, соответствующего выбранной це-

			ли
5	Инструментарий	Механизмы рыночного развития ТС	Механизмы направленного институционального развития систем
6	Задействованные объекты	Уставы, сферы деятельности, организационные структуры,	Уставы, сферы деятельности, институциональные объекты, инновационные процессы
7	Связи со смежными отраслями	Узкие, статические	Расширенные, динамические, адаптивные

Составляющие доктрины интегрируются идеями субъектной ценности и инновационности. Новые ТС при этом должны замещать существующие, формируя новое лицо мирового транспортного комплекса.

Транспортная система по структуре полиантропных функций должна стать подобной соответствующим системам в других сферах деятельности. Среди них - правовая система, которая базируется на доктрине «право как полис» [9], социальные межгосударственные образования типа «Европейский дом» и другие.

Прикладная наука (четвёртый слой) должна отслеживать новации, которые появляются в третьем слое, конкретизировать их и трансформировать в вид, приемлемый к внедрению в транспортных организациях и учреждениях. Сегодня этот слой в отраслевом измерении не работает из-за его временных текущих институциональных особенностей.

Транспортную архитектуру и инженерию (пятый слой) составляют здания, сооружения, дороги, транспортные средства, вспомогательная техника, системы управления и обслуживания. Именно эти объекты, которые реализуют базовую, подготавливающие и завершающие функции, являются целевыми. Ними по соответствующим технологиям – алгоритмам (шестой слой) осуществляется транспортная практика (седьмой слой). Но они,

как указывалось выше, по своим возможностям не отвечают возрастающим потребностям общества.

**Выводы.** Изменения в ТС должны идти под влиянием двух факторов: рыночной самореализации и целевых действий органов управления. Механизмы влияния этих факторов разные. Направленность самоорганизационных процессов обеспечивается макроэкономическими методами, соответствующим нормативно-правовым полем, регулированием состояний субъектов транспортных рынков. Органы управления в рыночных условиях могут в рамках своей компетенции исполнять весь комплекс опережающих действий, последствием которых будут необходимые изменения в транспортной сфере.

Основными структурными элементами транспортной системы Украины, которые подлежат оптимизации для формирования нового усовершенствованного транспортного пространства, таковы:

- транспортные организации и учреждения, их институциональная структурированность:

- кадровый состав система команд (групп) субъектов транспорта;
- функциональные отношения субъектов и объектов транспорта;
- содержание транспортных услуг, техническое обслуживание и ремонт средств транспорта;
- формы и методы деятельности;
- транспортная архитектура и инженерия, технология ее работы.

Применение системо-мыследеятельностного подхода и СМД-комплекса может составить основу для создания программ реформирования и организации деятельности транспортных систем нового поколения на всех иерархических уровнях транспортного комплекса.

**Литература:** 1. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта). Ч.1 / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Харьков: – РИО ХГАДТУ, 1998. – 255 с. 2. Алексієв В.О., Волков В.П., Калмиков В.І. Мехатроніка транспортних засобів та систем: Навчальний посібник. – Харків: ХНАДУ, 2004. – 176 с. 3. Артоболевский И.И., Генкин М.Д., Сергеев В.И. и др.. Постановка и решение задач оптимального проектирования машин / Машиноведение. 1977. -№5. – с. 15-23.

4. Бахтияров А.Г. Постинформационные технологии. Введение в психонетику. – Киев: Экспир. – 2004. - 160 с. 5. Тернюк М.Е., Авдеевко О.В. Системо-миследіяльній комплекс галузевої системи освіти для промисловості. /Новий колегіум (Науковий інформаційний журнал. Проблеми вищої освіти). – 2006, №3, с.3-10. 6. Беловол А.В., Кордюк В.А., Тернюк Н.Э., Хунг Ф.В. Общие модели структур циклов, функций и процессов технологических систем. – Автомобильный транспорт. Сб. научных трудов ХНАДУ, вып. 16. Харьков, 2005, с.112-116. 7. Кедров Б.М. Диалектический путь теоретического синтеза современного научного знания. /Синтез современного научного знания. – М.: 1973, с.15-26. 8. Ковалевська О.В., Плахотник О.Г. Освітня парадигма сучасності очима філософа. /Сучасні проблеми науки та освіти. Матеріали II-ї міжнародної міждисциплінарної науково-практичної конференції 27 червня – 1 липня 2001 р.; м. Керч. В 2-х частинах. Ч.2. Харків, Українська «Асоціація жінки в нвуці та освіті». Харківський національний університет ім. В.Н.Каразіна, Харківський інститут управління, 2001, с.21-22. 9. Проскурнин В.А. Заметки к реформе правовой системы. Методологические предпосылки. – Кентавр, №20, 1998, с.33-42

**Bibliography (transliterated):** 1. Govoruwenko N.Ja. Sistemotekhnika transporta (na primere avtomobil'nogo transporta). Ch.1 / N.Ja. Govoruwenko, A.N. Turenko. – Har'kov: – RIO HGADTU, 1998. – 255 s. 2. Aleksiev V.O., Volkov V.P., Kalmikov V.I. Mehatronika transportnih zasobiv ta sistem: Navchal'nij posibnik. – Harkiv: HNADU, 2004. – 176 s. 3. Artobolevskij I.I., Genkin M.D., Sergeev V.I. i dr.. Postanovka i reshenie zadach optimal'nogo proektirovanija mashin / Mashinovedenie. 1977. -№5. – s. 15-23. 4. Bahtijarov A.G. Postinformacionnye tehnologii. Vvedenie v psihonetiku. – Kiev: Jekspir. – 2004. - 160 s. 5. Ternjuk M.E., Avdeenko O.V. Sistemo-misledijal'nisnij kompleks galuzevoї sistemi osviti dlja promislovosti. /Novij kolegium (Naukovij informacijnij zhurnal. Problemi viwoї osviti). – 2006, №3, s.3-10. 6. Belovol A.V., Kordjuk V.A., Ternjuk N.Je., Hung F.V. Obwie modeli struktur ciklov, funkcij i processov tehnologicheskikh sistem. – Avtomobil'nyj transport. Sb. nauchnyh trudov HNADU, vyp. 16. Har'kov, 2005, s.112-116. 7. Kedrov B.M. Dialekticheskij put' teoreticheskogo sinteza sovremennogo nauchnogo znanija. /Sintez sovremennogo nauchnogo znanija. – M.: 1973, s.15-26. 8. Kovalevs'ka O.V., Plahotnik O.G. Osvitnja paradigma suchasnosti ochima filosofa. /Suchasni

problemi nauki ta osviti. Materiali II-ї mizhnarodnoї mizhdisciplinarnoї naukovo-praktichnoї konferencії 27 chervnja – 1 lipnja 2001 r.; m. Kerch. V 2-h chastinah. Ch.2. Harkiv, Ukraїns'ka «Asociacija zhinki v nvuci ta osviti». Harkivs'kij nacional'nij universitet im. V.N.Karazina, Harkivs'kij institut upravlinnja, 2001, s.21-22. 9. Proskurnin V.A. Zametki k reforme pravovoj sistemy. Metodologicheskie predposylki. – Kentavr, №20, 1998, s.33-42

Тернюк М.Е., Дудукалов Ю.В., Гладка Н.Н., Федченко В.В.

### СИСТЕМО-МИСЛЕДІЯЛЬНИСТНИЙ КОМПЛЕКС ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

Розглянута одна з найбільш загальних моделей транспортних систем – системо-мислєдіяльнісний комплекс. Наведена структура комплексу таких систем, яка складається з семи шарів :світоглядного, ідеалів, часткових філософських і методологічних теорій, прикладних наук, архітектури та інженерії транспортних систем, а також алгоритмів їх діяльності і практики, яка відноситься до їх виробництва та відтворення.

Ternyk N.E, Dudukalov Y.V., Gladka N.N., Fedchenko V.V.

### MENTAL ACTIVITY SYSTEM COMPLEX OF TRANSPORT SYSTEMS

One of most general models of transport systems – mental activity system complex a complex is considered. The structure of a complex of such systems, consisting of seven layers is resulted: outlooks, ideals, private philosophical and methodological theories, applied sciences, architecture and engineering of transport systems, and also algorithms of their activity and the practice concerning their manufacture and reproduction. Features of technological systems of maintenance service and repair of automobiles are shown.

---

УДК 623.438 (001.57)

*Чепков І.Б. д-р техн. наук; Бісик С.П., Корбач В.Г. канд. техн. наук;*

*Голуб В.А. канд. техн. наук*

## **ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ УДАРНО-ХВИЛЬОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ДНИЩА ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ**

Значна частина бойових пошкоджень бронетанкового озброєння та військової техніки спричинена підривами на фугасних протитанкових мінах та саморобних вибухових пристроях [1], що викликає необхідність забезпечення захисту екіпажів від уражаючих факторів вибуху.

Частково виконати це завдання можливо теоретичним й експериментальним вивченням ударно-хвильового навантаження (УХН) складних конструкцій, та встановлення залежностей між конструктивними параметрами для їх оптимального вибору в конструкції днища транспортного засобу (ТЗ). Експериментальний метод є, безумовно, достовірнішим, однак, не є повністю універсальним через неможливість оцінки протимінної стійкості ТЗ на етапах ескізного і технічного проектування. Тому, перед прийняттям проектних рішень необхідно проводити чисельні дослідження із варіюванням розмірів конструкції ТЗ.

Використання числового моделювання дозволяє в стислі терміни і з найменшими витратами вирішувати завдання оптимізації цих конструкцій із застосуванням натурального експерименту як перевірного. Одним з поширених програмних продуктів для вирішення подібних завдань є пакет LS-DYNA [2].

Із використанням LS-DYNA виконанні розрахунки УХН закріпленої по контуру пластини та проведене порівняння з експериментальними даними [3]. Експериментальна установка та схема реєстрації УХН пластини наведені на рис. 1.

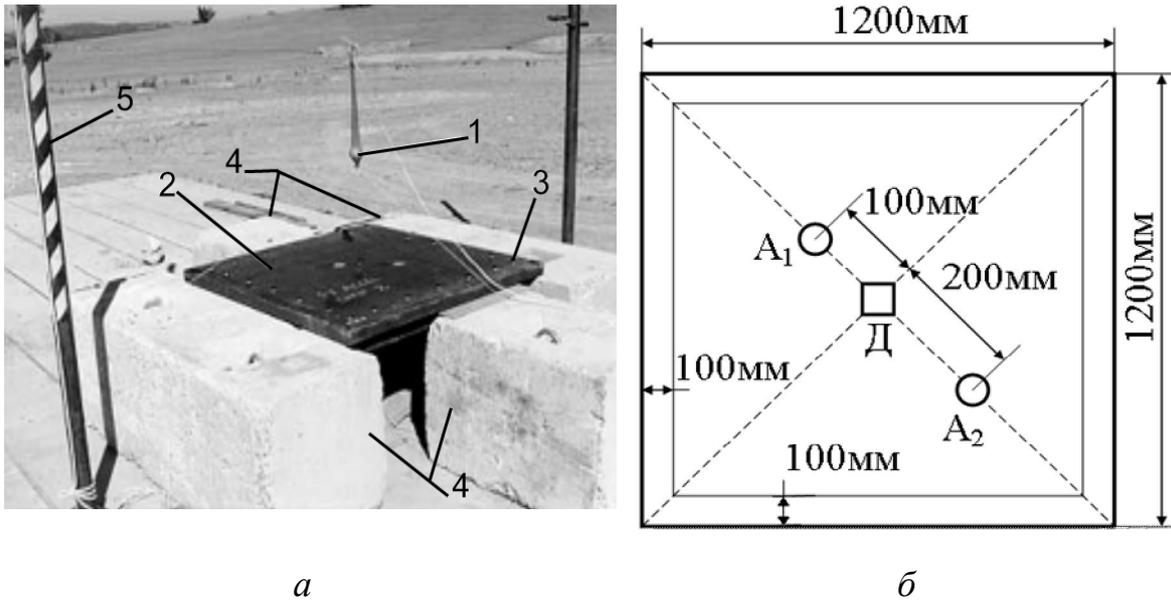


Рис. 1. Експериментальна установка (а) та схема розташування точок реєстрації (б) ударно-хвильового навантаження пластини:

1 – вибухова речовина, 2 – пластина, 3 – елементи кріплення пластини, 4 – бетонні блоки, 5 – кронштейн для кріплення вибухової речовини, Д – точка реєстрації динамічного переміщення, А<sub>1</sub>, А<sub>2</sub> – точки реєстрації прискорення

Стальна пластина 1200x1200x5 мм встановлена на залізобетонних блоках і закріплена по периметру. Вибухова речовина (ВР) – пентоліт, масою 250г, ініціюється на відстані 250, 400, 500мм до пластини. Площа поверхні навантаження - 1000x1000 мм. Характеристики матеріалу пластини наведені в табл. 1. Детальний опис експерименту та характеристик вимірювальної апаратури для реєстрації УХН приведений в [3].

Таблиця 1

Характеристики матеріалу пластини та днища

Характеристика	Значення	
	пластина	днище

Модуль пружності, ГПа	203	200
Коефіцієнт Пуассона	0,3	0,3
Границя плинності, МПа	270	980
Дотичний модуль пружності, МПа	470	470

Розмірність скінчено-елементної (СЕ) моделі, що безпосередньо визначає точність моделювання, визначена шляхом порівняння розрахункових значень динамічного переміщення точки Д з експериментальними (табл. 2) при відстані між пластиною та зарядом ВР 400 мм. Для подальших розрахунків прийнята СЕ-модель з умовним позначенням 2, що забезпечує відносну похибку ( $\Delta$ ) в розрахунках 0,3% та незначне відносне збільшення часу вирішення завдання.

Таблиця 2

Вплив розмірності СЕ-моделі на розрахункове значення максимального динамічного переміщення точки Д

Умовне позначення	Кількість елементів, шт.	Відносне збільшення часу, разів	Максимальне переміщення точки Д, мм		$\Delta$ , %
			експериментальне	розрахункове	
1	43920	12,1	-36,0	-36,4	1,0
2	19760	6,0		-35,9	0,3
3	11280	3,6		-30,6	15,0
4	7344	2,4		-29,6	17,8
5	5200	1,8		-28,0	22,2
6	3080	1		-25,0	30,6

Результати експерименту та результати числового моделювання з вибраною СЕ-моделю приведені в табл. 3. Аналіз отриманих результатів вказує на високу точність розрахунку динамічного прогину пластини при відстані до ВР більше 400 мм. Зростання відносної похибки розрахунків при відстані 250 мм до ВР пояснюється недосконалістю моделі визначення питомого імпульсу потоку повітря за фронтом ударної хвилі [4].

Авторами проведено дослідження поведінки конструкції днища ТЗ при УХН вибухом напівсферичного заряду тринітротолуолу (ТНТ) масою 8 кг. Днище ТЗ ідеалізується як пластинчата конструкція без прикріпленого внутрішнього обладнання. Геометрична модель та розрахункова схема конструкції днища представлена на рис. 2. В процесі дослідження варіювалися значення таких геометричних параметрів: товщини нижньої ( $h_B$ ) та верхньої ( $h_A$ ) пластин, бокових стінок ( $h_1$ ) та відстані між пластинами ( $g_{AB}$ ).

Таблиця 3

Експериментальні дані та результати числового моделювання УХН пластини

Відстань від центру заряду ВР до пластини	Максимальне переміщення точки Д, мм			Максимальне прискорення, g					
				точка А <sub>1</sub>			точка А <sub>2</sub>		
	експериментальне	розрахункове	Δ, %	експериментальне	розрахункове	Δ, %	експериментальне	розрахункове	Δ, %
500	-33	-33,1	0,3	14657	1785 7	21,8	14748	1160 9	21,2
400	-36	-35,9	0,3	17529	1837 5	4,8	15052	1679 4	11,5
250	-35	-42,4	21,1	40969	5061 2	23,5	30049	2540 5	15,4

Характеристики матеріалу, вибрані для моделювання, представлені в табл. 1. Матеріал дна описується моделлю пружно-пластичного середовища [5-6].

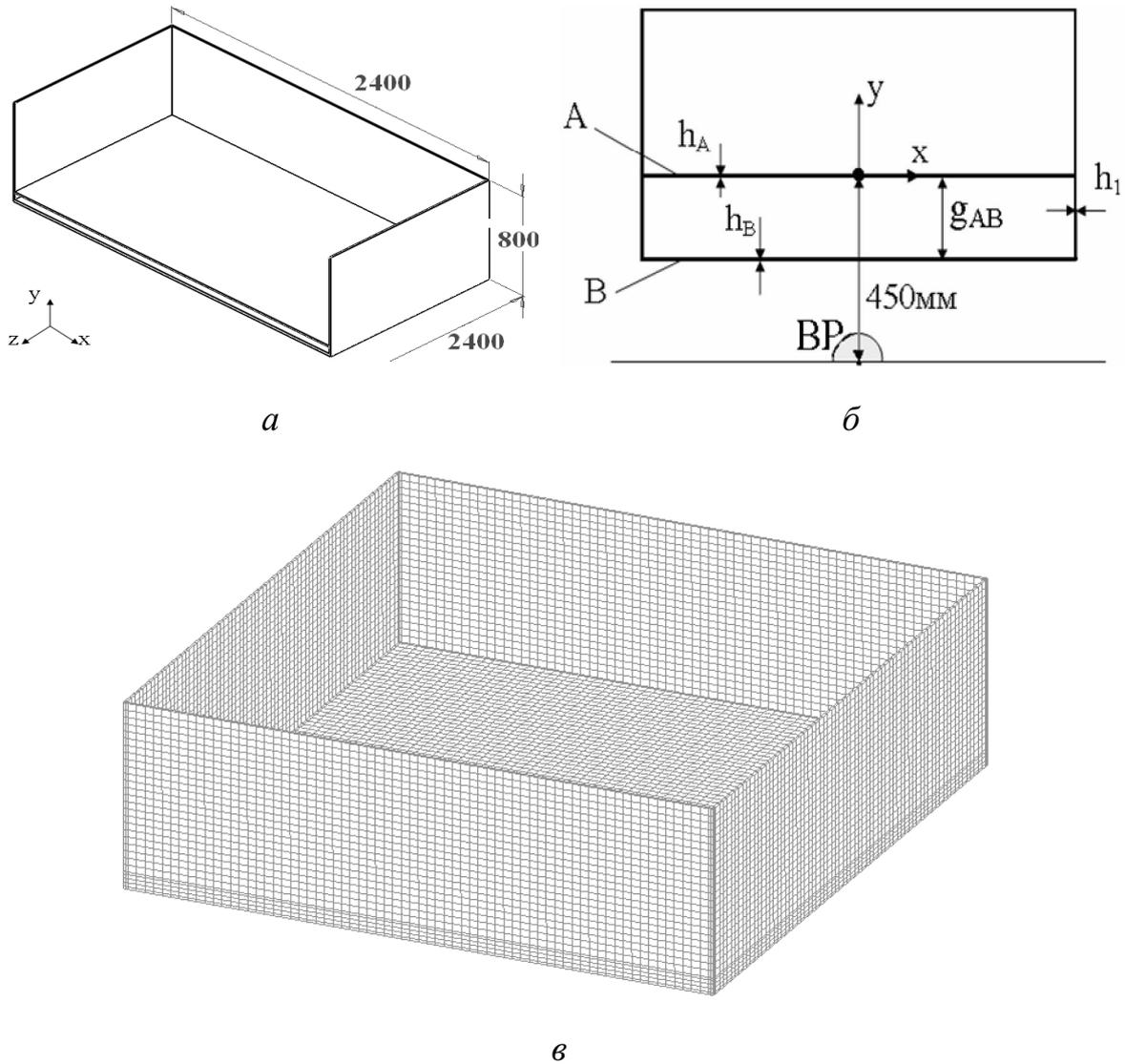


Рис. 2. Геометрична модель та розрахункова схема подвійного днища:

а - тривимірна геометрична модель, б - поперечний переріз, в - скінченно-елементна модель, А - верхня пластина, В - нижня пластина

УХН задане у вигляді функції тиску від часу. Для застосування даного підходу в LS-DYNA реалізована спеціальна функція CONWER. При цьому тиск, що діє на конструкцію, розраховується по емпіричних залежностях, отриманих на основі експериментальних даних. Застосування вибраної функції дозволяє моделювати УХН з достатньою точністю без проведення трудомістких розрахунків детонації вибухової речовини та розповсюдження ударної хвилі.

При проведенні розрахунків було прийнято, що верхні вузли бокових поверхонь зафіксовані.

Результати моделювання, приведені в табл. 4, відповідають максимальним значенням переміщення, швидкості та прискорення для центрального вузла на тильній поверхні відповідної пластини. Слід зазначити, що при зміні одного з геометричних розмірів решта геометричних розмірів ( $h_A, h_B, h_1, g_{AB}$ ) дорівнює 10 мм. При зміні геометричних розмірів  $h_A, h_B, h_1$  (варіанти №8-19)  $g_{AB}$  - дорівнює 50 мм.

Таблиця 4

Результати числового моделювання УХН днища

№ числового експерименту	Параметр, що варіюється та його значення, мм	Переміщення, мм			Швидкість, м/с		Прискорення, $10^6$ м/с <sup>2</sup>	
		A	B		A	B	A	B
Одинарне днище								
1	Товщина днища	20	125	-	82,7	-	0,85	-
2		30	78	-	52,8	-	0,49	-
3		40	64	-	38,3	-	0,46	-
Подвійне днище								
4	$g_{AB}$	40	166	157	158	213	0,85	2,13
5		50	167	162	155	219	1,9	2,01
6		60	165	175	124	229	0,7	1,8

7			80	161	213	162	247	1,31	1,92
8	$h_A$	$g_{AB} = 50 \text{ мм}$	20	113	136	93,6	220	0,8	1,22
9			25	96	119	65	221	3,59	2,33
10			30	82	111	55,9	224	3,0	2,04
11			40	61	96	45	223	0,38	2,02
12			$h_B$	20	96	121	55,6	106	0,83
13	25			86	98	44	82,7	0,59	0,87
14	30			73	79	32,7	67,1	0,45	0,61
15	40			44	62	35,7	45,7	0,28	0,15
16	$h_1$		20	118	128	68,8	181	4,58	2,4
17			25	120	132	82	182	1,57	2,4
18			30	129	130	96,5	182	0,46	2,17
19			40	148	158	123	214	4,5	4,2

На рис. 3 приведено графіки вертикального переміщення для центрального вузла тильної сторони пластини А (варіанти №2, 8, 12). Приведені графіки є характерними для всіх варіантів конструкції. Відмінності спостерігаються тільки у зміні величини періоду та амплітуди коливань.

Збільшення товщини бокових стінок призводить до зменшення динамічного прогину пластини на незначну величину, але є найбільш ефективним порівняно з іншими варіантами конструкції днища. При цьому мінімальне значення динамічного прогину має варіант №16.

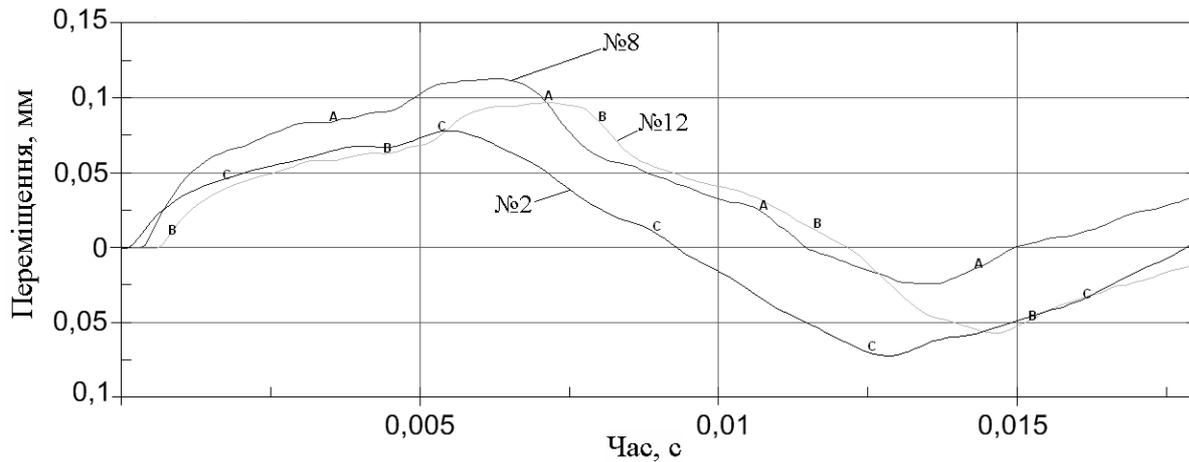


Рис. 3. Динаміка вертикального переміщення центрального вузла тильної сторони пластини А для різних варіантів конструкції днища

### Висновки:

1. Порівняння отриманих результатів числового моделювання УХН закріпленої по контуру пластини з експериментальними даними свідчить про можливість використання розглянутого методу для дослідження складних конструкцій транспортних засобів, в тому числі з енергопоглинаючими та підсилюючими (конструктивно ортотропними) елементами.

2. При умові динамічного контакту пластин величина імпульсу прискорення на тильній стороні верхньої пластини зростає. Для її зменшення необхідне використання енергопоглинаючих елементів між пластинами.

3. Для зменшення динамічного прогину подвійного днища доцільно збільшувати товщину нижньої пластини, що при однаковій масі днища дає кращий результат порівняно з аналогічним збільшенням товщини верхньої пластини.

4. Значний вплив на величину динамічного прогину днища має товщина бокових стінок, яку слід вибирати у 1,5-2 рази більшою за товщину пластини.

**Література:** 1.Денисенко А.М. Методика оценки защищающей способности системы активной противоминной защиты легких бронирован-

ных машин // Артиллерийское и стрелковое вооружение. Международный научно-технический сборник. – К.: НТЦ АСВ. – 2007. – Вып. №2. – С.3-8. 2. LS-DYNA keyword user's manual Version 970. – Livermore: LSTC, 1998 – 498с. 3. Boyd S.D. Acceleration of a plate subjected to explosive blast loading – trial results // Aeronautical and Maritime Research Laboratory – 2000. 4. Селиванов В.В. Взрывные технологии: Учебник для ВТУЗов / Селиванов В.В., Кобылкин И.Ф., Новиков С.А. Под общей ред. В.В.Селиванова. – М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 648с. 5. Муйземнек А.Ю. Описание поведения материалов в системах автоматизированного инженерного анализа: учебное пособие / А.Ю.Муйземнек. – Пенза: Информационно-издательский центр ПГУ, 2005. – 152с. 6. Муйземнек А.Ю. Математическое моделирование процессов удара и взрыва в программе LS-DYNA: учебное пособие / А.Ю.Муйземнек, А.А. Богач. – Пенза: Информационно-издательский центр ПГУ, 2005. – 106с.

**Bibliography (transliterated):** 1.Denisenko A.M. Metodika ocenki zawiwajuwej sposobnosti sistemy aktivnoj protivominnoj zawity legkih bronirovannyh mashin // Artillerijskoe i strelkovoje vooruzhenie. Mezhdunarodnyj nauchno-tehnicheskij sbornik. – K.: NTC ASV. – 2007. – Vyp. №2. – S.3-8. 2. LS-DYNA keyword user's manual Version 970. – Livermore: LSTC, 1998 –498с. 3. Boyd S.D. Acceleration of a plate subjected to explosive blast loading – trial results // Aeronautical and Maritime Research Laboratory – 2000. 4. Selivanov V.V. Vzryvnye tehnologii: Uchebnik dlja VTUZov / Selivanov V.V., Kobylkin I.F., Novikov S.A. Pod obwey red. V.V.Selivanova. – M.: izd-vo MGTU im. N.Je. Baumana, 2008. – 648s. 5. Mujzemnek A.Ju. Opisanie povedenija materialov v sistemah avtomatizirovannogo inzhenernogo analiza: uchebnoe posobie / A.Ju.Mujzemnek. – Penza: Informacionno-izdatel'skij centr PGU, 2005. – 152s. 6. Mujzemnek A.Ju. Matematicheskoe modelirovanie processov udara i vzryva v programme LS-DYNA: uchebnoe posobie / A.Ju.Mujzemnek, A.A. Bogach. – Penza: Informacionno-izdatel'skij centr PGU, 2005. – 106s.

Чепков И.Б., Бисык С.П., Корбач В.Г., Голуб В.А.

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УДАРНО-ВОЛНОВОГО НАГРУЖЕНИЯ ДНИЩА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Приведены результаты численного моделирования ударно-волнового нагружения пластинчатого днища транспортного средства. Предложенный метод может быть использован для исследования сложных конструкций транспортных средств, в том числе с элементами усиления и энергопоглощающими элементами.

Chepkov I.B., Bisyk S.P., Korbach V.G., Golyb V.A.

## NUMERICAL SIMULATION OF SHOCK LOADING OF VEHICLE BOTTOM

This article presents results of numerical simulation of shock loading of lamellate vehicle bottom. The introduced method can be used for research of the composite constructions of vehicle, including with energy-absorbing devices and devices of strengthening.

---

# ТЕХНОЛОГІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ

---

УДК 621.91.01-036

*Лавриненко С.Н., канд. техн. наук; Ярмак Н.С., канд. техн. наук*

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ ОПТИЧЕСКИХ ПОЛИМЕРОВ

**Введение.** Динамическое взаимодействие режущего инструмента, обрабатываемого материала и внешней среды при резании оптических полимеров является одним из определяющих факторов в процессе обеспечения заданного качества поверхностного слоя со стабильными эксплуатационными характеристиками готовых изделий. Основными показателями, отражающими характер этого взаимодействия, являются величина силы резания и уровень вибраций, возникающих в системе станок–приспособление–инструмент–заготовка при определенных условиях и режимах механической обработки и, в частности, при фрезеровании оптических полимеров на основе полистирола (ПС) и полиметилметакрилата (ПММА).

### 1. Сила резания при фрезеровании

При проведении исследований по изучению силы резания оптических полимеров на основе ПС и ПММА в процессе фрезерования учитывалось наличие двух периодов – переходного и квазиустановившегося.

Исследование переходного периода, в особенности в начальной его фазе базировалось на методике одновременной регистрации главной составляющей силы резания и интенсивности собственной механолюминесценции. При этом главная составляющая силы резания  $P_z$  регистрировалась с помощью пьезоэлектрического датчика (ПЭД) и регистратора однократных импульсов.

В ходе исследований было определено, что переходный период при фрезеровании оптических полимеров с оптимальными режимами резания ( $v = 1200$  м/мин,  $S_z = 0,01$  мм/зуб,  $t = 0,05$  мм) занимает временной интервал в 1...4 мкс. Значение главной составляющей силы резания в этот период увеличивается в прямо пропорциональной зависимости от времени воздействия режущего клина на обрабатываемый материал и достигает своего максимума в момент достижения предела прочности материала. Уровень максимальных значений силы резания в переходной период находится в пределах 8...11 Н, что практически соответствует уровню сил квазиустановившегося процесса [1-3].

Исходя из этого можно, сделать вывод, что основное силовое воздействие режущего инструмента на обрабатываемый материал при фрезеровании оптических полимеров происходит во время квазиустановившегося процесса, и именно этот период определяет все качественные изменения, происходящие в поверхностном слое материала.

При исследовании квазиустановившегося процесса регистрировались две составляющих силы резания: главная составляющая  $P_z$  и радиальная составляющая  $P_y$ . Тарирование динамометра производилось путем статического нагружения-разгружения с контрольным тарированием перед каждой серией опытов. При проведении тарирования динамометра установлено, что взаимное влияние составляющих сил резания не превышает 5%.

Условия проведения однофакторного эксперимента по установлению силовых зависимостей приняты следующие: фреза однозубая диаметром  $D = 200$  мм с механическим креплением режущих вставок, оснащенных природ-

ным монокристаллом алмаза, фрезерование торцевое, ширина фрезерования  $B=50$  мм.

Графики, показывающие влияние скорости резания  $v$ , подачи на зуб фрезы  $s_z$  и глубины резания  $t$  на главную составляющую силы резания  $P_z$  и радиальную составляющую  $P_y$ , представлены на рисунках 1, 2 и 3 соответственно.

Как видно из рис. 1, увеличение скорости резания в диапазоне от 10 м/мин до 100 м/мин для оптических полимеров на основе ПС приводит к уменьшению значения главной составляющей силы резания в 2,5 раза, а радиальной – в 2 раза. Для оптических полимеров на основе ПММА уменьшение составляющих силы резания наблюдается при увеличении скорости резания до значений  $v = 70...80$  м/мин при меньшем уровне максимальных значений силы для главной составляющей в 1,5 и для радиальной в 2 раза по сравнению с ПС.

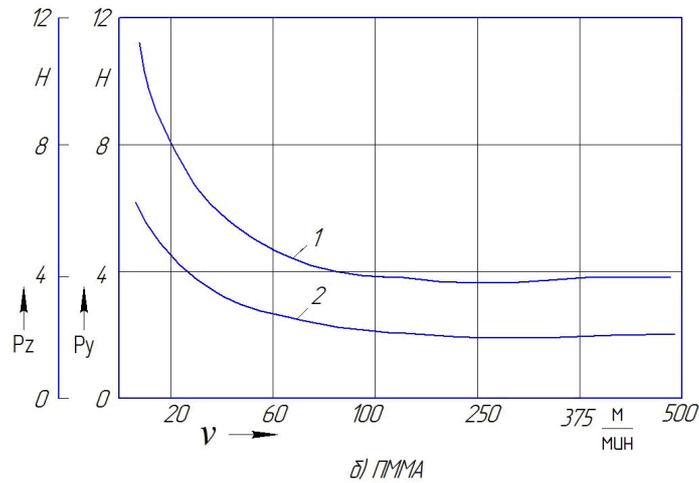
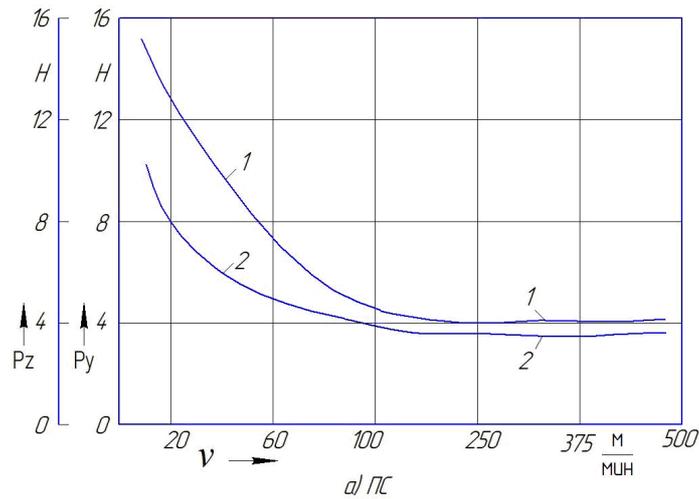


Рис. 1. Влияние скорости резания на составляющие силы резания при обработке оптических полимеров:  
1 – главная составляющая, 2 – радиальная составляющая; а) ПС, б) ПММА.

Дальнейшее увеличение скорости существенного влияния на силу резания не оказывает. Уровень значений составляющих силы резания в диапазоне  $v = 100 \dots 500$  м/мин находятся в пределах  $P_z = 3,8 \dots 4,0$  Н и  $P_y = 2,0 \dots 3,7$  Н для оптических полимеров различного состава.

Такой характер зависимости силы резания от скорости резания объясняется воздействием скоростного фактора процесса нагружения при механической обработке на прочностные свойства оптических полимеров, а также процессом расплавления материала под воздействием температур, превышающих температуру стеклования при скоростях резания  $v > 50$  м/мин. Особенно это характерно для микрослоев прирезцовой зоны, в которой композит переходит из состояния стеклования в более податливое состояние эластичности, за счет чего происходит уменьшение работы трения, что в совокупности с изменением прочностных свойств ведёт к уменьшению силы резания.

Как видно на рис. 2 увеличение подачи приводит к возрастанию силы резания. Это

объясняется тем, что при увеличении подачи увеличивается площадь поперечного сечения срезаемого слоя материала. Возрастает работа, затрачиваемая на отделение элементов стружки и, следовательно, увеличивается напряженность процесса фрезерования.

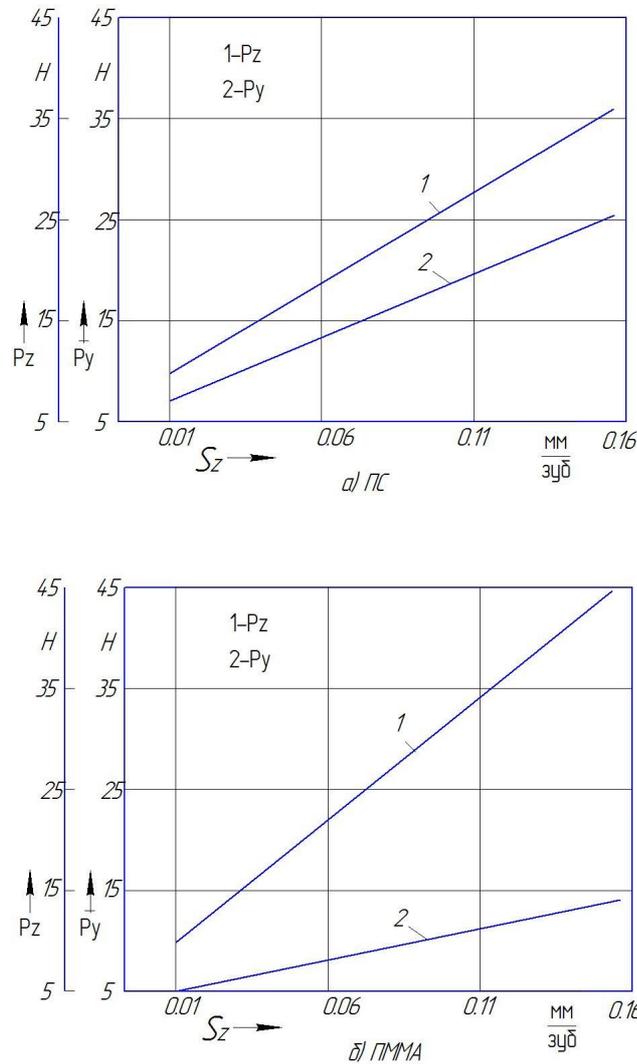


Рис. 2. Влияние подачи на составляющие силы резания при обработке оптических полимеров: а) на основе ОПК, б) на основе ПММА.

**Большой** уровень сил для оптических полимеров на основе ПММА (главная составляющая  $P_z = 30$  Н при подаче  $s_z = 0,1$  мм/зуб) объясняется тем, что для ПММА характерен более вязкий характер разрушения по сравнению с хрупким разрушением ПС.

Учитывая тот факт, что увеличение подачи однозначно ухудшает качество обработки, следует отметить низкий уровень значений составляющих силы резания в этой области ( $P_z = 10$  Н,  $P_y = 5 \dots 7$  Н) для различных составов оптических полимеров.

Наибольшее влияние на составляющие силы резания оказывает глубина фрезерования (рис. 3).

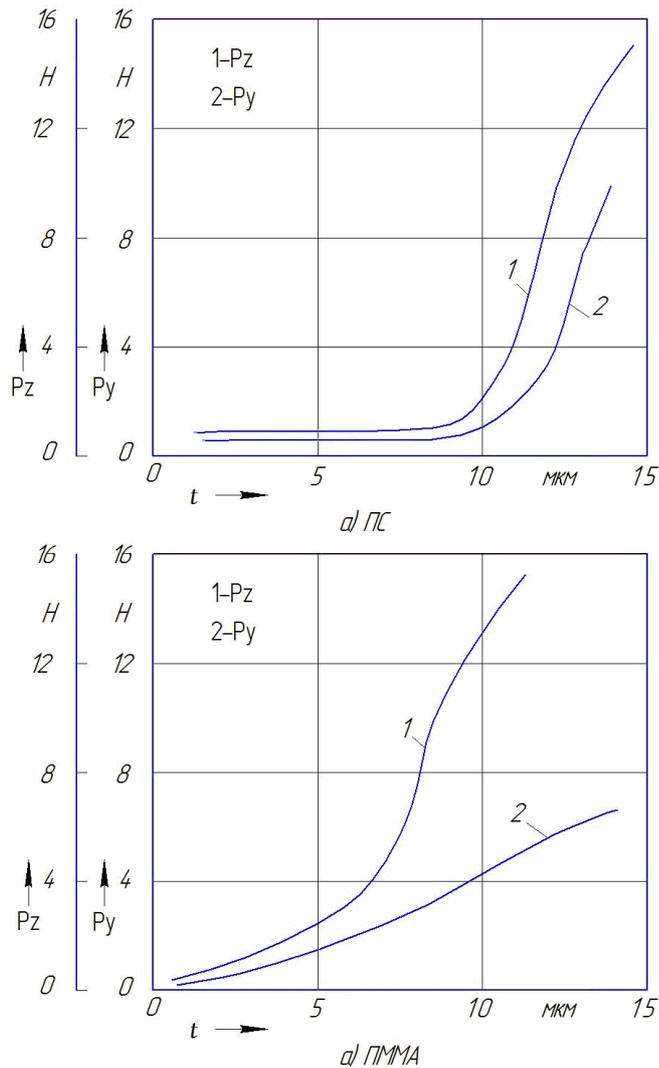


Рис. 3. Влияние подачи на составляющие силы резания при обработке оптических полимеров: а) на основе ПС, б) на основе ПММА

С увеличением глубины резания возрастает ширина среза за счет увеличения длины контакта по главной режущей кромке зуба фрезы с обрабатываемым материалом, вследствие чего растет удельный расход энергии на отделение стружки. Следует отметить, что классическая прямопропорциональная зависимость роста составляющих силы резания от увеличения глубины для оптических полимеров носит иной характер и имеет точки перегиба для ПС при значении  $t=8..9$  мкм, для ПММА при значении  $t=6..7$  мкм. До этих точек рост значений составляющих силы резания идет более плавно и не превышает уровня 1..4 Н. После точек перегиба происходит резкое возрастание значений составляющих силы резания до уровня 15 Н и более. Причем увеличение глубины резания в 1,5..2 раза приводит к увеличению силы резания в 4..6 раз.

## 2. Вибрации в процессе фрезерования

Колебание системы станок–приспособление–инструмент–заготовка неизбежны при любых видах механической обработки и являются суммарным результатом наложенных друг на друга колебаний каждого элемента системы. Однако при высоких нормах точности и жесткости используемого при обработке оптических полимеров оборудования с учетом условия получения высокого качества обработанной поверхности в первую очередь следует учитывать вибрацию в механической подсистеме инструмент–заготовка, особенно в переходный период процесса резания.

Измерение вибраций механической подсистемы инструмент–заготовка осуществлялось при помощи агрегатного комплекса средств измерения вибрации (АСИВ) непосредственно в процессе фрезерования оптических по-

лимеров на фрезерно-расточном станке повышенной точности в широком диапазоне изменения режимов резания. В качестве регистрирующего прибора использовался преобразователь пьезоэлектрический виброизмерительный ДН-4, предназначенный для преобразований механических колебаний в электрические сигналы, пропорциональные ускорению колеблющегося объекта. Датчик при помощи резьбового соединения крепился непосредственно на обрабатываемый образец оптического полимера.

Регистрация сигналов, снимаемых с преобразователя, выполнялась измерителем шума и вибраций модели ВШВ-003, предназначенного для измерения и частотного анализа шума и вибрации при контроле качества изделий.

Динамический и частотный диапазон измерения средних квадратических значений виброускорения и виброскорости АСИВ с вибропреобразователем ДН-4 представлен в таблице 1.

Таблица 1

Динамический и частотный диапазон измерения средних квадратических значений виброускорения и виброскорости

Среднеквадратическое значение	Частотный диапазон, Гц	Динамический диапазон
Виброускорение	10-10000	(5,10-2-103) м/с <sup>2</sup>
Виброскорость	10-2800	(6,5 - 57) м/с <sup>2</sup>
	10-16	(0,5 - 104) м/с <sup>2</sup>

При измерении виброускорений при различных режимах фрезерования использовались частотные фильтры трех частотных полос:

$$f_1=1000\text{ Гц}, f_2= 2000\text{ Гц}, f_3=4000\text{ Гц}$$

Как показали экспериментальные исследования, наибольшее влияние на величину вибраций в процессе фрезерования оптических полимеров на основе ПС и ПММА оказывает подача. На рис. 4 представлена графическая зависимость влияния продольной подачи  $s_z$  на величину виброускорения  $a_g$ . Характер этого влияния обусловлен увеличением толщины срезаемого слоя и ростом амплитуды колебаний режущего инструмента И заготовки с увеличением подачи. При этом растет динамическая напряженность процесса разрушения снимаемого слоя материала, приводящая к росту уровня вибрации системы.

Влияние скорости резания на величину виброускорения (рис. 5) носит неоднозначный характер. В диапазоне скоростей  $v=10..100$  м/мин. наблюдается снижение величины виброускорения в 4..4,2 раза. Это снижение объясняется

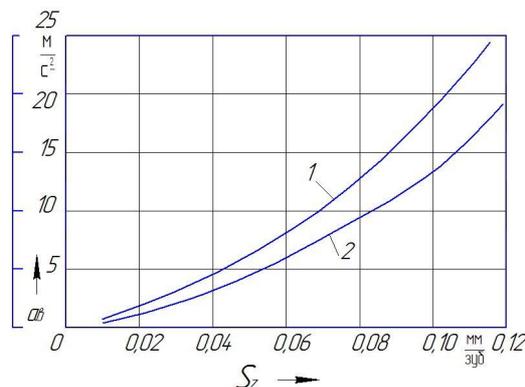


Рис.4. Влияние подачи на величину виброускорения при фрезеровании оптических полимеров на основе ПС (1) и ПММА (2)

уменьшением силы резания за счет воздействия скоростного фактора процесса нагружения материала на прочностные свойства оптического полимера и процессом образования размягченного слоя материала при увеличении значения скорости резания и, следовательно, температуры в зоне обработки. При этом слой вязкого материала начинает гасить возникающую вибрацию.

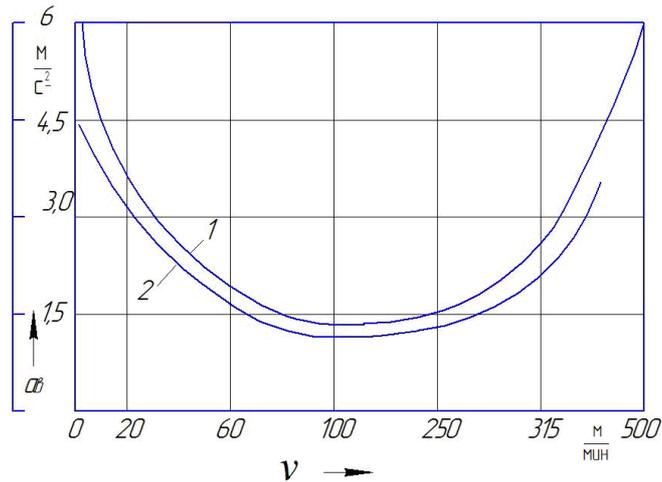


Рис. 5. Влияние скорости резания на величину виброускорения при фрезеровании оптических полимеров на основе ПС (1) и ПММА (2)

При дальнейшем увеличении скорости резания ( $v = 80..270$  м/мин) уровень вибрации остается практически неизменным, так как в этом диапазоне происходит интенсивное размягчение обрабатываемого материала под воздействием температурного фактора процесса резания с образованием наливов на обработанной поверхности И режущем инструменте. В прирезковой зоне обрабатываемый материал находится в вязкотекучем состоянии, поглощая возникающие колебания системы.

При скоростях  $v > 270$  м/мин. скорость продольного перемещения зоны резания относительно поверхности заготовки возрастает (за счет роста минутной подачи на высоких скоростях резания при неизменной подаче на зуб фрезы) И, вследствие низкой теплопроводности полимера, материал в зоне резания на некотором удалении от поверхности режущего клина не успевает прогреться выше температуры стеклования и находится в вязкохрупком и хрупком состоянии. Условия для гашения колебаний ухудшаются, и происходит увеличение уровня вибраций.

Следует также отметить, что на высоких скоростях резания собственная частота колебаний подсистемы инструмент-заготовка попадает в резонансную частоту с колебаниями электродвигателей привода главного движения и механизма подачи станка, что увеличивает уровень вибраций и ухудшает качество обработки поверхностей изделий.

Низкая теплостойкость обрабатываемого материала определяет также характер влияния глубины резания на величину виброускорения при фрезеровании оптических полимеров (рис. 6).

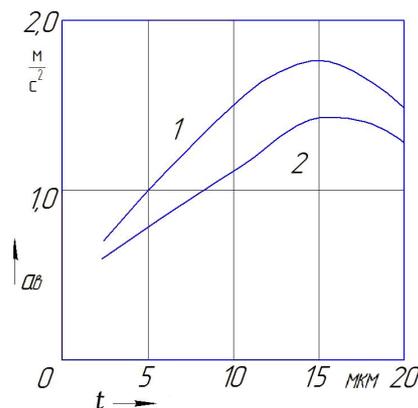


Рис. 6. Влияние глубины резания на величину виброускорения при фрезеровании оптических полимеров на базе ПС (1) и ПММА (2)

При увеличении глубины резания до значений  $t = 2,5..13$  мкм происходит рост

величины виброускорения за счет увеличения площади сечения срезаемого слоя материала. Однако при  $t = 15$  мкм начинается термическое размягчение обрабатываемого материала, сопровождаемое снижением уровня вибраций в системе. При этом следует учитывать, что изменение глубины фрезерования оказывает незначительное влияние на вибрационные процессы, происходящие в подсистеме инструмент–заготовка (величина виброускорения  $a_g = 0,7 \dots 1,75 \text{ м/с}^2$  изменяется в узком диапазоне).

### **Выводы:**

1. Увеличение скорости резания в диапазоне от 10 м/мин до 100 м/мин для оптических полимеров на основе ПС приводит к уменьшению значения главной составляющей силы резания в 2,5 раза, а радиальной – в 2 раза. Для оптических полимеров на основе ПММА уменьшение составляющих силы резания наблюдается при увеличении скорости резания до значений  $v = 70 \dots 80$  м/мин при меньшем уровне максимальных значений силы для главной составляющей в 1,5 и для радиальной в 2 раза по сравнению с ПС.

2. Увеличение подачи ухудшает качество обработки при низком уровне значений составляющих силы резания в этой области -  $P_z = 10 \text{ Н}$ ,  $P_y = 5 \dots 7 \text{ Н}$ .

3. На высоких скоростях резания собственная частота колебаний подсистемы инструмент–заготовка попадает в резонансную частоту с колебаниями электродвигателей привода главного движения и механизма подач станка, что увеличивает уровень вибраций и ухудшает качество обработки поверхностей изделий.

4. Низкая теплостойкость обрабатываемого материала определяет также характер влияния глубины резания на величину виброускорения при фрезеровании оптических полимеров.

**Литература:** 1. Lavrynenko S.N. Distinctive Features of Polymeric Optical Components Precision Machining / Lavrynenko S.N. // Proceedings of the 1–st International Conference and General Meeting of the European Society for Precision Engineering and Nanotechnology at Bremen – Germany, 1999. – Vol. 1. – P. 207–210. 2. Лавриненко С.Н. Некоторые аспекты квазистатического моделирования силового взаимодействия режущего клина и обрабатываемого материала посредством микроиндентации / С.Н. Лавриненко // Вестник Инж. Акад. Украины. – 2001. – КВ №2635. – С. 463–466. 3. Лавриненко С.Н. Критерий начала стружкоотделения при квазиустановившемся процессе микрорезания для моделирования методом конечных элементов / С.Н. Лавриненко, А.Г. Мамалис // Вестник НТУ «ХПИ». – 2005 – №24. – С. 122–127.

**Bibliography (transliterated):** 1. Lavrynenko S.N. Distinctive Features of Polymeric Optical Components Precision Machining / Lavrynenko S.N. // Proceedings of the 1–st International Conference and General Meeting of the European Society for Precision Engineering and Nanotechnology at Bremen – Germany, 1999. – Vol. 1. – P. 207–210.

2. Lavrinenko S.N. Nekotorye aspekty kvazistaticheskogo modelirovanija silovogo vzaimodejstviya rezhuwego klina i obrabatyvaemogo materiala posredstvom mikroindentacii / S.N. Lavrinenko // Vestnik Inzh. Akad. Ukrainy. – 2001. – KV №2635. – S. 463–466.
3. Lavrinenko S.N. Kriterij nachala struzhkootdelenija pri kvaziustanovivshemsja processe mikrorezanija dlja modelirovanija metodom konechnyh jelementov / S.N. Lavrinenko, A.G. Mamalis // Vestnik NTU «NPI». – 2005 – №24. – S. 122–127.

Лавриненко С.М., Ярмач М.С.

#### ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ ОПТИЧНИХ ПОЛІМЕРІВ

Динамічна взаємодія ріжучого інструменту та матеріалу, який оброблюється, при різанні оптичних полімерів є одним з визначальних факторів у процесі забезпечення заданої якості поверхневого шару зі стабільно високими експлуатаційними характеристиками готових виробів. Основними показниками, що відображають характер цієї взаємодії, є величина сили різання і рівень вібрацій, що виникають в системі верстат-пристосування-інструмент-заготовка при заданих умовах і режимах механічної обробки. У даній статті представлені результати дослідження динамічних характеристик процесу фрезерування оптичних полімерів на основі полістиролу (ПС) і поліметилметакрилату (ПММА).

Lavrynenko S.N., Jarmak N.S.

#### INVESTIGATION OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF OPTICAL POLYMERS CUTTING PROCESS

Dynamic interaction between cutting tool and machined material during the cutting of optical polymers is one of the defining factors in ensuring the specified quality of the surface layer with consistently high performance of finished products. The main indicators that reflect the nature of this interaction, are the magnitude of cutting forces and vibration encountered in the system machine-adjustment-tool-workpiece under given conditions and regimes of mechanical treatment. This article presents the results of dynamic characteristics investigation of the milling process of optical polymers based on polystyrene (PS) and polymethylmethacrylate (PMMA).

---

УДК 621.793.7

## **СТРУКТУРА КОНЦЕПЦІЇ ВІДНОВНОГО РЕМОНТУ ГАЗОТЕРМІЧНИМ НАПИЛЕННЯМ ПОКРИТТІВ**

**Постановка проблеми.** Вибір технології відновлення деталей транспортної техніки й організація виробництва пов'язані з розв'язком організаційно-технічних питань, керуванням і контролем руху матеріальних і інформаційних потоків у просторі й часу. При цьому необхідно, щоб розроблена технологія відновлення деталей забезпечувала підвищення ресурсу й надійності транспортної техніки. Застосування принципів логістики дозволяє мінімізувати й оптимізувати витрати при відновленні зношених деталей [1].

Для цього необхідно застосувати системний підхід і методологію спрямованого вибору технології, яка інтегрується з газополум'яним напиленням з метою підвищення якості покриття.

**Аналіз основних досягнень і публікацій.** Системний підхід це етап у розвитку методів пізнання, методів дослідницької й конструкторської діяльності, способів опису й пояснення природи аналізованих або штучно створюваних об'єктів [2].

Системний підхід є теоретичною й методологічною основою системного аналізу й основне завдання його полягає в розробці методів дослідження й конструювання складноорганізованих об'єктів – систем різних типів і класів.

Системний аналіз у свою чергу містить у собі ряд інших, підлеглих йому методів, які функціонують у його рамках. Одним з них є метод спрямованого вибору, що представляє собою сукупність спеціальних методів дослідження, з яких у тому або іншому випадку вибирається найбільш адекватний з них.

Методологія спрямованого вибору технології підвищення якості газотермічних покриттів виробів охоплює весь їхній життєвий цикл.

Життєвий цикл – часовий інтервал з моменту виникнення об'єкта до його повного виключення з використання (утилізації), складається із чотирьох стадій [3]:

- висування концепції й визначень;
- проектування й розробки;
- виготовлення й установки;
- експлуатації, обслуговування й ремонту.

Також важливим моментом є утилізація об'єкта. Усі стадії життєвого циклу розглядаються через спеціальні методи спрямованого вибору. Причому необхідно врахо-

увати вплив обраних методів один на одного, яке в остаточному підсумку буде позначатися на якості виробу.

Сукупність проблем, пов'язаних з розробкою технології керування якістю газотермічних покриттів виробів, визначають предметну область методології в даній роботі.

Застосовуючи системний підхід можна виділити дві сфери існування виробу: науково-інформаційну й матеріальну [4].

У цей час, у зв'язку з розв'язком оптимізаційних завдань, зростає роль науково-інформаційної сфери. Однак відсутність установлених закономірностей по формуванню необхідного якості покриття, що напилюють на деталь, вимагає проведення великої кількості експериментів для правильного вибору технологічного процесу що до організації виробництва.

Використання методології керування якістю покриттів на стадії ремонту виробів дозволяє більш економічно розв'язати проблему відновлення їх працездатності. На цьому етапі застосування результатів наукових досліджень дає значний економічний ефект.

У зв'язку з тим, що основою логістичного підходу є інтеграція різних матеріальних і інформаційних потоків, рухів ресурсних елементів, що створюються у процесі виробничої діяльності, у роботі [1] розглянуто два аспекти: функціональний і ресурсний.

Стосовно до ремонтного виробництва функціональний аспект  $F$  становить усі види підготовки виробництва  $F_{\text{підг}}$ , і безпосередньо виробничі процеси  $F_{\text{пр}}$ :

$$F = \{F_{\text{підг}}, F_{\text{пр}}\} \quad (1)$$

Ресурсний аспект містить матеріальні ресурси  $R_m$ , інформацію  $R_i$ , фінанси  $R_f$  і трудові  $R_{\text{тр}}$ :

$$R = \{R_m, R_i, R_f, R_{\text{тр}}\} \quad (2)$$

Кожний окремих елемент цих множен характеризується конкретним станом.

**Формулювання мети статті.** Розробити логістичну структуру концепції відновного ремонту газотермічним напиленням покриттів. Визначити групи факторів, що визначають вибір технології, що інтегрується з газополум'яним способом напилення з метою підвищення якості покриття.

*Основний матеріал.* Функціональний аспект ремонтного виробництва обумовлює включення до складу головної мети концепції відновного ремонту транспортної техніки забезпечення підготовки виробництва. При розробці концепції повинна враховуватися інформація, отримана від експлуатуючих організацій, тому функціональний аспект на нашу думку повинен містити  $F_{ei}$  – збір експлуатаційної інформації:

$$F = \{ F_{ei}, F_{nidg}, F_{np} \} \quad (3)$$

Основними елементами матеріальних потоків у ремонтнім виробництві є: об'єкти ремонту, технологічне оснащення й устаткування, матеріали, що комплектують вироби. Матеріальним, фінансовим, трудовим потокам супроводжують інформаційні, які можуть управляти ними. Тому фактором, що вирішує, здійснення логістичних операцій є інформація, що виступає у вигляді виробничого фактора і її інтеграція з матеріальними потоками на всіх рівнях ремонту й експлуатації.

Інтегрована інформаційна система в ремонтному виробництві може реалізовуватися із застосуванням комп'ютерної техніки, пристроїв первинного збору й введення даних, засобів візуалізації, локальних обчислювальних мереж, мереж Інтернет, математичного й програмного забезпечення для автоматизованої ідентифікації дефектів з використанням комп'ютерної графіки, автоматизованого вибору оптимальної технології відновлення й розробки технологічних процесів.

Логістичний підхід дозволяє оптимізувати сумарні витрати ремонту й експлуатації транспортної техніки після ремонту, тому основою для розробки концепції відновлення деталей транспортної техніки є інтегральне цілеприпущення на основі системного аналізу.

Для забезпечення необхідного рівня якості відновлених деталей транспортної техніки доцільно розглянути ремонтне виробництво як ланку логістичного ланцюга транспортної техніки й рух матеріальних потоків на двох рівнях четвертої стадії життєвого циклу виробу: ремонт і експлуатація після ремонту. Транспортну техніку можна розглядати як макрологістичну систему, а ремонтне виробництво в якості самостійної мікрологістичної системи зі своєю структурою підсистем, яка має переплетені й перехресні зв'язки, має складність і багатоваріантність. Вироби, що підлягають ремонту, утворюють вихідний матеріальний потік для експлуатації транспортної техніки, а відремонтвані вироби - вихідний потік для ремонтного виробництва й вхідний для експлуатації. Перебуваючи в постійному взаємозв'язку з експлуатацією транспортної техніки, логістична система відновлення деталей повинна мати здатність цілеспрямованої адаптації.

Розгляд руху матеріальних потоків на всіх рівнях з єдиних позицій дозволяє визначити мети концепції ремонту, що забезпечують ефективність виробничої системи ремонту й гармонізацію інтересів ремонтного виробництва й експлуатації транспортної техніки. На основі комплексного підходу й системного аналізу встановлені цілі конкретизуються, і здійснюється перехід до постановки окремих завдань концепції ремонту. Вони можуть мати наступні напрямки: застосування передових енергоресурсозберігаючих методів ремонту, удосконалювання існуючих способів напилювання газотермічних покриттів шляхом їхнього інтегрування з іншими технологіями, підвищення якості й надійності ремонтваних виробів і т.д.

У плані поставлених завдань технічні розв'язки містять відповідні технологічні методи й засоби для їхньої реалізації. Вони включають різні способи відновлення, інтегрування (комбінування) з іншими технологіями, методами зміцнення. Інтеграція матеріальних, інформаційних, фінансових, трудових потоків спричиняє необхідність компромісів і поступків у формуванні концепції ремонту, спрямованої на дотримання взаємного ув'язування цілей і засобів досягнення. Виникають завдання визначення критеріїв ефективності ремонтного виробництва, спрямованого вибору способу відновлення деталі й наступної оптимізації технологічних параметрів.

Логістична структура концепції відновного ремонту транспортної техніки наведена у вигляді алгоритму на рис. 1.

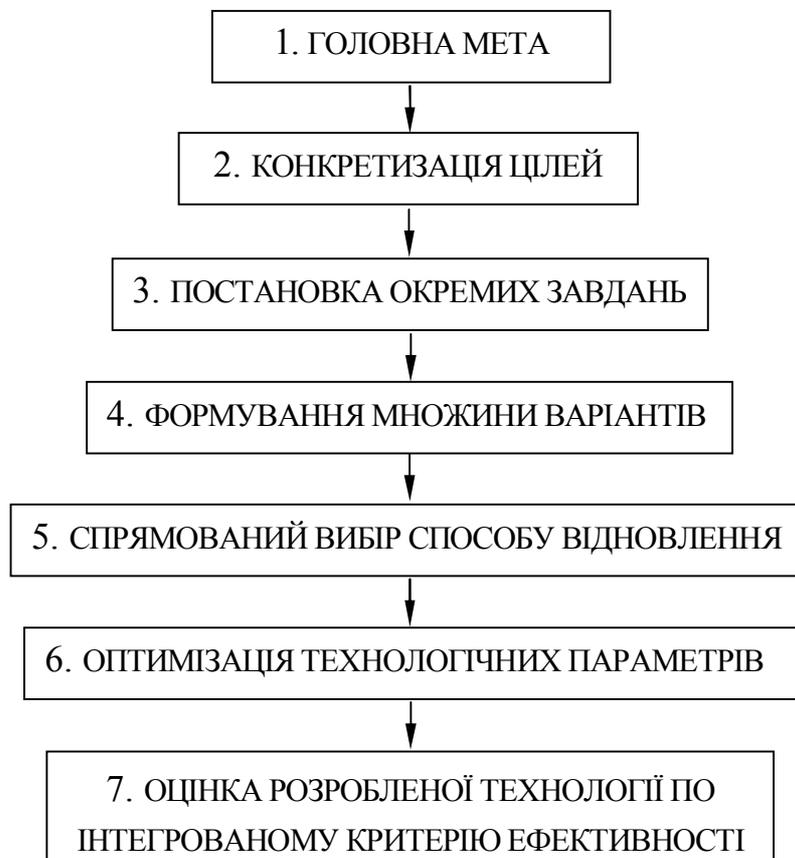


Рис. 1. Алгоритм структури концепції відновного ремонту газотермічним напиленням покриттів

Четверту стадію життєвий цикл - експлуатацію, обслуговування й ремонт, розглядаючи як логістичну систему, можна представити, що полягає із двох підсистем: макрологістичної (період експлуатації й обслуговування) і мікрологістичної (період ремонту). У макрологістичній підсистемі експлуатації й обслуговування транспортної техніки фактори, що обумовлюють пошкоджуваність деталей і необхідність їх ремонту,

впливають на технічний стан транспортної техніки й визначають вимоги до якості відновлених деталей у післяремонтний період, підвищенню термінів служби, довговічності й безвідмовності їх роботи. Розвиток і накопичення дефектів, що викликають необхідність ремонту (відновлення) деталей, відбувається під впливом зовнішніх факторів.

До зовнішніх факторів, які можуть вплинути на вибір стратегії відновлення деталей, слід віднести наступні:

- час знаходження об'єктів ремонту в експлуатації;
- види трибоспряжень (опорні й упорні підшипники);
- види фрикційних з'єднань (посадки, зазори, шпонкові з'єднання);
- типи відносного руху деталей (контактні, ковзання, кочення);
- види навантажень ( крутний момент, упор, навантаження мас і ін.);
- умови змащення й температурна режим.

Фактори, що характеризують технічний стан деталей, визначають ремонтні розміри зношених поверхонь, є внутрішніми в мікрологістичній підсистемі ремонту. Їх можна згрупувати в такий спосіб: геометричні характеристики (лінійні розміри, еліптичність, конусність, осьові й радіальні зазори, вигин і ін.); стан поверхні (подряпини, задири, тріщини, викрашування, перенос металу, зминання, механічне зношування, фретинг-корозія, корозія); фізико-механічні й металографічні характеристики (твердість, границя текучості, границя витривалості, величина й форма зерен, розташування зерен) і ін.

Для зношених ділянок деталей і в цілому для деталі можна побудувати графічні й комп'ютерні моделі дефектів і скласти алгоритм логістичної структури концепції відновного ремонту (рис. 1).

Наявність великої кількості факторів, що впливають на процеси зміни вихідного стану деталей у процесі експлуатації, обумовлює множину імовірнісних наслідків їх технічного стану. Тому, розв'язок складного науково-технічного завдання визначення необхідних параметрів можливо на основі імовірнісних методів обробки й аналізу статистичної інформації, отриманої в процесі експериментальних досліджень і експлуатації деталей. Змінюючи параметри вихідного технічного стану об'єкта, можна прогнозувати побудову випадкових функцій вихідних характеристик з наступним установленням єдиних припустимих значень необхідних параметрів технічного стану [5].

Принципова структура імовірнісних моделей стратегії керуючих впливів при ремонті транспортної техніки показана на рис. 2 [6].



Рис. 2. Структура побудови імовірнісних моделей керуючих впливів на технічний стан об'єктів ремонту

Вхідними характеристиками є: геометричні, фізико-механічні й інші властивості об'єкта. Вихідними можуть бути узагальнені характеристики технічного стану, що відбивають зносостійкість, опір утоми, фретингу і т.д., і характеристики надійності: термін служби, наробіток на відмову й ін. Закон керуючих впливів може бути виражений інтегральною функцією:

$$BU(t) = \int_0^t R(t) dt, \tag{3}$$

де  $t$  - період часу.

У міру накопичення статистичних даних, отриманих у процесі випробувань і експлуатації, випадкові функції вихідних характеристик уточнюються. Однак застосування імовірнісних методів має значні обмеження, обумовлені необхідністю наявності статистичної інформації й умовним характером імовірностей, що обчислюються.

Найбільш перспективний шлях у визначенні необхідних параметрів технічного стану об'єкта ремонту полягає у використанні методів моделювання процесів зношування і ушкоджень на основі вивчення їх фізичної сутності. При цьому визначаються характеристики й параметри різних фізичних процесів зношування, деформування, утоми, пошкоджуваності, обумовлених фактичними умовами експлуатації об'єкта, у комбінації з моніторингом його технічного стану.

Для побудови моделей на основі аналізу технічного стану, що відробили конструктивних елементів і відмов аналогів досліджуються критичні значення параметрів, відповідні до граничного стану об'єкта. Заходом поточного пошкодження на  $j$ -й ділянці є відношення [6]:

$$\omega_j = \sum \frac{\Delta \alpha_{ij}}{\alpha_{if}}, \tag{4}$$

де  $\Delta\alpha_{ij}$  - зміна  $i$ -параметра на  $j$ -ділянці за період часу  $t$ ;  $\alpha_{if}$  - критичне значення  $i$ -параметра.

Оцінка технічного стану й фактичних значень параметрів за відповідний період часу проводиться за даними лабораторних випробувань, експлуатаційного моніторингу й передремонтної дефектації.

Для конкретних умов експлуатації ( $F_{зовн}$ ) при наявності різних вихідних параметрів ( $\Pi_{вих}$ ) знаходиться швидкість зношування й **накопичення** пошкоджуваності, а також будується математична модель поточного пошкодження на  $j$ -ділянці у вигляді:

$$\omega_j = f(t, F_{зовн}, \Pi_{вих}), \quad (5)$$

де  $t$  - період часу.

У самому загальному змісті процес зовнішнього тертя являє собою перехід від механічного макроскопічного руху контактуючих твердих тіл до мікро- і субмікроскопічному внутрішньому руху, пов'язаному з утворенням теплоти й зміною внутрішньої будови тонких поверхневих обсягів, що брали участь у процесі.

Тому теоретичний розгляд процесу зовнішнього тертя повинен насамперед ґрунтуватися на встановленні енергетичних співвідношень. Математичне моделювання процесів зношування і ушкоджень дозволяє виконувати аналіз розвитку пошкодження в будь-якому місці деталі залежно від умов експлуатації, що необхідно для вибору технології відновлення деталі.

Як було сказано вище, що четверту стадію життєвий цикл - експлуатацію, обслуговування й ремонт, розглядаючи як логістичну систему, можна представити, що полягає із двох підсистем: макрологістичної (період експлуатації й обслуговування) і мікрологістичної (період ремонту).

Тоді технологія відновлення розглядається як мікрологістична підсистема (період ремонту), де можна виділити три групи внутрішніх факторів:

1. Конструкційні;
2. Матеріалознавські: тобто матеріал, використовуваний для відновлення, його фізичні, міцнісні, хімічні й інші властивості;
3. Технологічні, до яких відносяться способи відновлення й інтегрування їх з іншими технологіями, якість відновленої поверхні (міцність зчеплення напиляного шару з основою, пористість, рівень залишкових напруг, зносостійкість і ін.).

Визначення кількісних значень технологічних заходів, їх пріоритетності й перспективності проводиться методами моделювання й прогнозування.

## **Висновки.**

1. Розроблена структура концепції відновного ремонту газотермічним напиленням покриттів.

2. Розглядаючи період ремонту як мікрологічну підсистему логістичної системи експлуатації, обслуговування і ремонту, встановлені групи факторів, що визначають вибір технологій, які інтегрується з газополум'яним способом напилення для підвищення якості покриттів.

**Література:** 1. Чудаков А.Д. Логистика / Чудаков А.Д. - М.: Издательство РДІ, 2001 – 480 с. 2. Шадричев В.А. Ремонт автомобилей / Шадричев В.А. – М.: Высшая школа, 1970. – 180 с. 3. Курчаткин В.В. Надежность и ремонт машин / Курчаткин В.В. – М.: Колос, 2000. – 775 с. 4. Аникин Б.А. Логистика: Учебник / Аникин Б.А. - М.: ИНФРА-М, 2006 - 368 с. 5. Лузан С.А. Системный поход к выбору упрочняющих технологий деталей машин для механизации сельскохозяйственного производства / С.А. Лузан // Механизация сельского хозяйства. Вестник ХНТУСГ. Том 1. – Харьков: ХНТУСГ. – 2007. – Вып. 59. – С. 400-409. 6. Корнев А.Б. Разработка стратегии ремонта трибосопряженных крупногабаритных деталей с применением газотермического напыления в судоремонтном производстве: дис. ...кандидата техн. наук : 05.08.04 / Корнев Андрей Борисович. - Нижний Новгород, 2006, - 198 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Chudakov A.D. Logistika / Chudakov A.D. - M.: Izdatel'stvo RDL, 2001 – 480 s. 2. Shadrichev V.A. Remont avtomobilej / Shadrichev V.A. – M.: Vysshaja shkola, 1970. – 180 s. 3. Kurchatkin V.V. Nadezhnost' i remont mashin / Kurchatkin V.V. – M.: Kolos, 2000. – 775 s. 4. Anikin B.A. Logistika: Uchebnik / Anikin B.A. - M.: INFRA-M, 2006 - 368 s. 5. Luzan S.A. Sistemnyj pohod k vyboru uprochnjajuwih tehnologij detal'ej mashin dlja mehanizacii sel'skohozjajstvennogo proizvodstva / S.A. Luzan // Mehanizacija sil'skogospodars'kogo virobnictva. Visnik HNTUSG. Tom 1. – Harkiv: HNTUSG. – 2007. – Vip. 59. – S. 400-409. 6. Kornev A.B. Razrabotka strategii remonta tribosoprjazhenij krupnogabaritnyh detal'ej s primeneniem gazotermicheskogo napy-lenija v sudoremontnom proizvodstve: dis. ...kandidata tehn. nauk : 05.08.04 / Kornev Andrej Borisovich. - Nizhnij Novgorod, 2006, - 198 s.

Лузан С.А.

#### СТРУКТУРА КОНЦЕПЦИИ ВОССТАНОВИТЕЛЬНОГО РЕМОНТА ГАЗОТЕРМИЧЕСКИМ НАПИЛЕНИЕМ ПОКРЫТИЙ

Разработана структура концепции восстановительного ремонта газотермическим напылением покрытий. Определены группы факторов, определяющие выбор технологии, которая интегрируется с газопламенным напылением с целью повышения качества покрытия.

Luzan S.

#### STRUCTURE CONCEPT OF THE RECONSTRUCTION REPAIR GASOTHERMAL EVAPORATION COATING

The designed structure to concepts of the reconstruction repair gasothermal evaporation coatings. The determination groups factor, defining choice to technologies, which is integrated with gasoflame evaporation for increasing quality coating.

---

УДК 621.833.031

*Приймаков О.Г., канд. техн. наук; Градиський Ю.О., канд. техн. наук;*

*Янчик О.Г., канд. техн. наук*

## **ЧИСЕЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МІРИ ВТОМНИХ ПОШКОДЖЕНЬ ЗНОСОКОНТАКТНИХ ПАР ТЕРТЯ НА БАЗІ ТЕОРІЇ ДВОВИМІРНИХ МАРКОВСЬКИХ ПРОЦЕСІВ**

**Загальна постановка проблеми і її зв'язок з науково-практичними завданнями.** Зносоконтактна взаємодія пар тертя в машинобудуванні є визначальною для прогнозування їх витривалості, особливо з врахуванням технологічних і експлуатаційних параметрів. Це явище відоме в машинобудуванні під назвою витривалості в процесі експлуатації, а надійність є об'єктивним параметром цієї витривалості.

Для витривалості машинобудівних конструкцій, у яких мають місце випадкове навантаження і поступові відмови різної фізичної природи, можна використовувати кінетичні рівняння для міри пошкодження і рівняння фільтра для визначального параметра щільності ймовірності відмов у зв'язку з утратою витривалості.

**Огляд публікацій і аналіз невирішених проблем.** Як відомо [1-4], міру пошкоженості та інтенсивності зношування зносоконтактної пари тертя довільного трибосполучення в машинобудуванні доцільно моделювати та прогнозувати з допомогою теорії двовимірних марковських процесів (ланцюгів) [5-8].

Автори [9] вдосконалили цей метод, пристосували його до задач прогнозування зносоконтактної витривалості трибосполучень як на стадії проектування, так і в процесі їх експлуатації.

**Метою роботи** є створення методики прогнозування зносостійкості пар тертя з урахуванням технологічних та експлуатаційних параметрів на базі теорії двовимірних марковських процесів.

**Результати досліджень і їх аналіз.** Для перевірки точності методів, що базуються на теорії двовимірних марковських процесів, були проведені чисельні дослідження для лінійної моделі накопичення пошкоджень

$$\lim_{t \rightarrow 0} \theta(\lambda, \omega, t) = P_S(\lambda) \theta(\omega, t), \quad (1)$$

і порівняння з результатами, отриманими за методом статистичного моделювання, і асимптотичним методом [10]. Розраховувалася щільність імовірності міри втомних пошкоджень у два різні моменти часу  $t_i$  за таких вихідних даних, що є усередненими для середнього машинобудування:

- частота процесу  $\omega = 200 \pi$  і відповідний період  $T = \frac{2\pi}{\omega} = 0,01$  с;
- число модельованих амплітуд (циклів)  $N$  для  $t_1 = 5$  с дорівняло 500, для  $t_2 = 10$  с – 1000;
- базове число циклів  $N_0 = 10^7$ , показник кривої втоми  $r = 4$ ;
- математичне сподівання десятичного логарифму межі витривалості  $m_{\lg \sigma_{-1}} = 2,6989$ ;
- середньоквадратичне відхилення десятичного логарифма межі витривалості  $\sigma_{\lg \sigma_{-1}} = 0,0$  (відповідає детермінованій кривій втоми); 0,05; 0,1;
- параметр релеївського розподілу  $\sigma_\lambda^2 = 10^6$  (МПа)<sup>2</sup>.

Результати статистичного моделювання отримані для 400 значень межі витривалості  $\sigma_{-1}$  і представлені на рис. 1 – 6 у вигляді гістограм для  $N_j = 400$  значень міри пошкоджень. Гістограма 1 відповідає методу статистичного моделювання без урахування взаємного впливу значень амплітуд  $\lambda(t)$  у різні моменти часу  $t_{i-1}$  і  $t_i$ , а гістограма 2 – з урахуванням зазначеного впливу.

На рис. 1 – 3 представлені щільності імовірності міри пошкоджень, отримані з використанням теорії двовимірних марковських процесів і асимптотичного методу для  $t_1 = 5$  с і відповідно  $\sigma_R = \sigma_{\lg \sigma_{-1}} = 0,0; 0,05; 0,1$ .

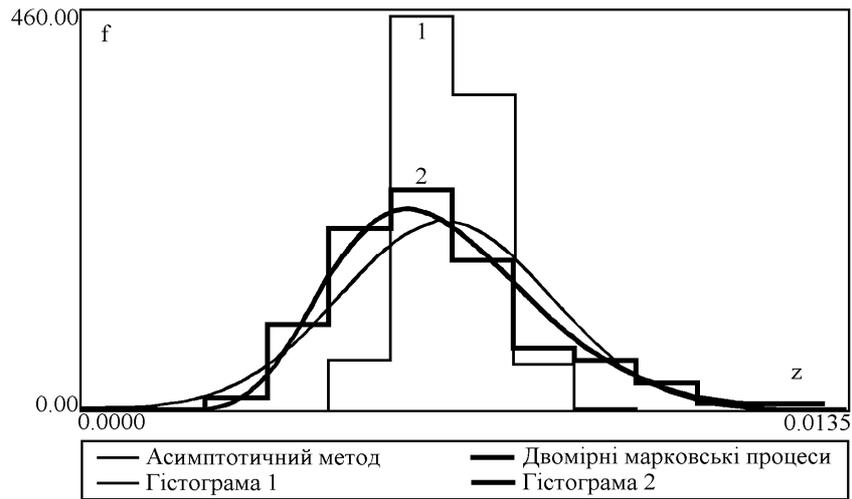


Рис. 1. Результати статистичного моделювання для лінійної моделі накопичення пошкоджень для  $t_1 = 5$  с і  $\sigma_R = 0$

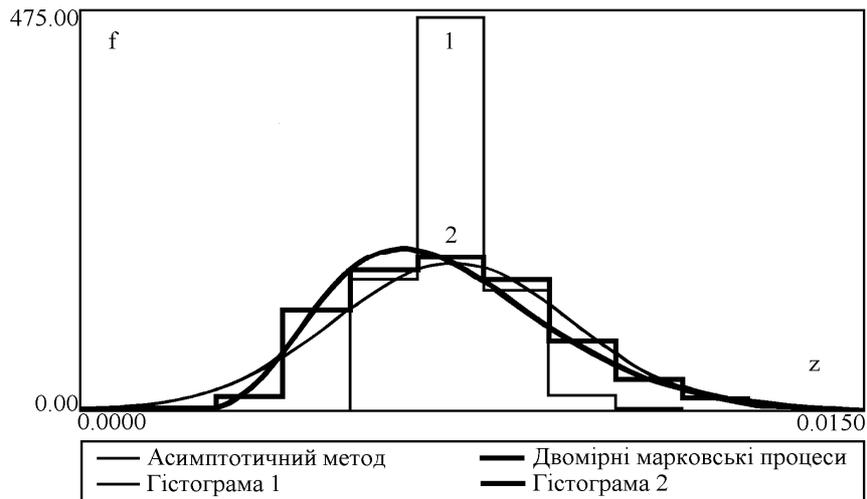


Рис. 2. Результати статистичного моделювання для лінійної моделі накопичення пошкоджень для  $t_1 = 5$  с і  $\sigma_R = 0,05$

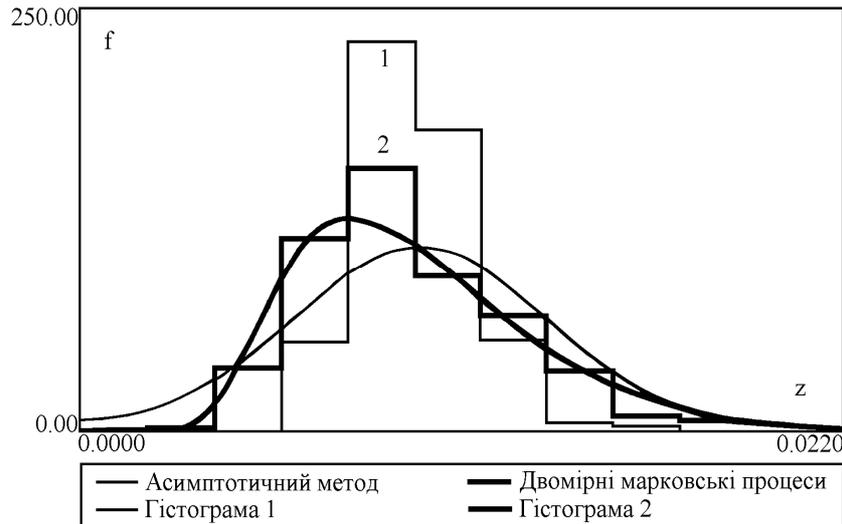


Рис. 3. Результати статистичного моделювання для лінійної моделі накопичення пошкоджень для  $t_1 = 5$  с і  $\sigma_R = 0,1$

На рис. 4 – 6 представлені щільності ймовірності міри пошкоджень, отримані з використанням теорії двовимірних марковських процесів і асимптотичного методу для  $t_2 = 10$  с і відповідно  $\sigma_R = \sigma_{\lg \sigma_{-1}} = 0,0; 0,05; 0,1$ .

Розв’язок, отриманий за асимптотичним методом, дає нормальний закон для щільності ймовірності міри пошкоджень. Ступінь збігу емпіричного і теоретичного розподілу визначаємо за критерієм згоди Пірсона  $\chi^2$  [11].

У таблиці 1 представлені значення статистики  $\chi_0^2$  і відповідні їм  $P$ -значення ( $P_{\text{д.м.п}}$  і  $P_{\text{а.м.}}$  – за порівняння гистограми 2 з розв’язком на основі двовимірних марковських процесів і нормальним законом) для різного числа інтервалів розбиття  $m = 14$  і  $m = 16$ . Зазначена таблиця отримана для розв’язків, представлених на рис. 2, 5.

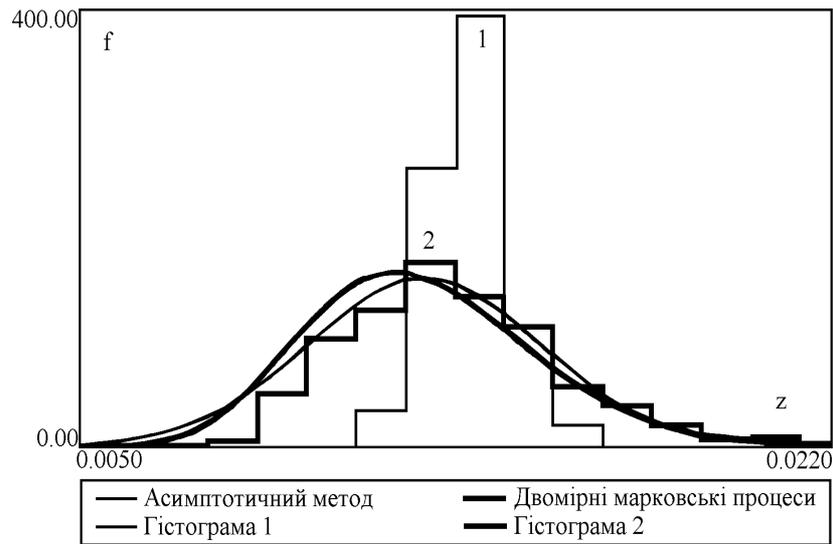


Рис.4. Результати статистичного моделювання для лінійної моделі накопичення пошкоджень для  $t_1 = 10$  с і  $\sigma_R = 0$

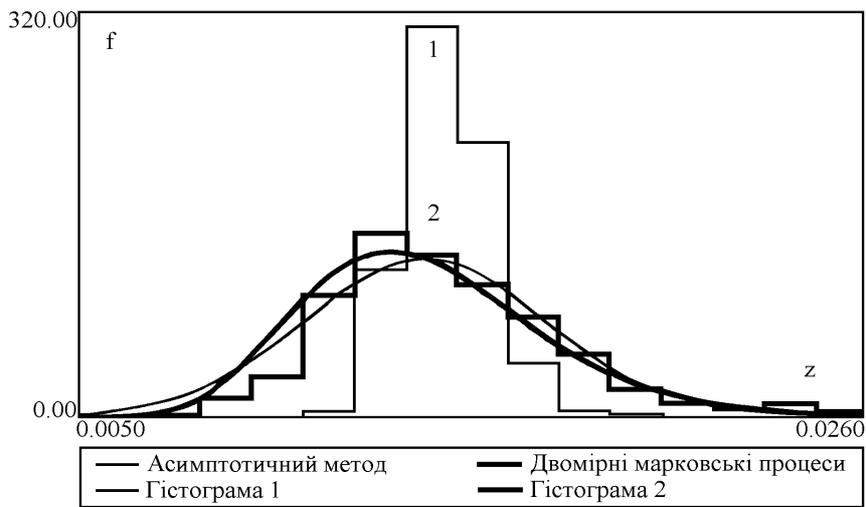


Рис. 5. Результати статистичного моделювання для лінійної моделі накопичення пошкоджень для  $t_1 = 10$  с і  $\sigma_R = 0,05$

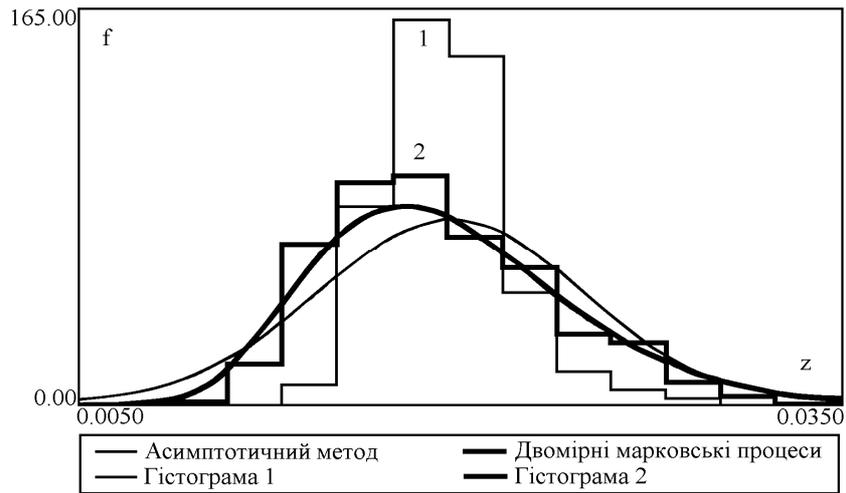


Рис. 6. Результати статистичного моделювання для лінійної моделі накопичення пошкоджень для  $t_1 = 10$  с і  $\sigma_R = 0,1$

Таблиця 1

<b>M</b>	<b><math>T_1 = 5</math> С, <math>\sigma_{\lg \sigma_{-1}} = 0,05</math></b>				<b><math>T_2 = 10</math> С, <math>\sigma_{\lg \sigma_{-1}} = 0,05</math></b>			
	<b><math>\chi_0^2</math></b>	<b><math>P_{д.м.п}</math></b>	<b><math>\chi_0^2</math></b>	<b><math>P_{А.м.}</math></b>	<b><math>\chi_0^2</math></b>	<b><math>P_{д.м.п}</math></b>	<b><math>\chi_0^2</math></b>	<b><math>P_{А.м.}</math></b>
<b>14</b>	<b>4,485</b>	<b>0,963</b>	<b>13,042</b>	<b>0,291</b>	<b>5,044</b>	<b>0,929</b>	<b>19,747</b>	<b>0,049</b>
<b>16</b>	<b>5,272</b>	<b>0,968</b>	<b>11,771</b>	<b>0,546</b>	<b>2,773</b>	<b>0,998</b>	<b>13,397</b>	<b>0,418</b>

З аналізу отриманих результатів видно, що відповідність між гістограмою 2 і розв'язком значно краща за використання двовимірних марковських процесів в порівнянні з асимптотичним методом. Якісно такі ж результати отримані і під час аналізу результатів, представлених на рис. 1, 3, 4, 6. Гістограма 1, як видно з рисунків, навіть якісно не відповідає аналізованому розв'язку, що дозволило для неї не проводити подальші дослідження з використанням критерію згоди Пірсона  $\chi^2$ . На жаль, величина статистики  $\chi_0^2$  істотно залежить від обсягу вибірки і в разі досягнення деякого рівня збігу між досліджуваною гістограмою і передбачуваною щільністю ймовірності пода-

льше збільшення вибірки веде до збільшення  $\chi_0^2$  і, отже, зменшення  $P$  - значення.

У статті розглянута також статистика  $s^2$

$$s^2 = \sum_{i=1}^m (\bar{p}_i - p_i^{(0)})^2, \quad (2)$$

що прагне до нуля за збігу емпіричного і теоретичного розподілів і має властивість збіжності за збільшення обсягу вибірки. У виразі (2)  $\bar{p}_i = \frac{r_i}{N_j}$  – оцінці максимальної ймовірності для експериментальних значень частот  $r_i$ , ( $r_1 + r_2 + \dots + r_m = N_j$ ),  $p_i^{(0)}$  – відомі величини для конкретних щільностей імовірності,  $\sum_{i=1}^m p_i^{(0)} = 1$ .

У таблиці 2 представлені значення статистики  $s^2$  за порівняння гістограми 2 з розв'язками, отриманими з використанням двовимірних марковських процесів ( $s_{Д.М.П.}^2$ ) і асимптотичного методу ( $s_{А.М.}^2$ ), для різного числа інтервалів розбивки і різного обсягу вибірки  $N_j$ . Зазначена таблиця отримана під час аналізу розв'язків, представлених на рис. 2.

Таблиця 2

$m$	$N_j = 100$		$N_j = 200$		$N_j = 300$		$N_j = 400$	
	$s_{Д.М.П.}^2$ ,	$s_{А.М.}^2$ ,						
	× 10	× 100	× 10	× 100	× 10	× 100	× 10	× 100
7	0,741	2,884	0,338	0,681	0,396	0,536	0,195	0,847
8	0,814	1,746	0,248	0,226	0,325	0,398	0,224	0,643
9	1,302	1,191	0,125	0,535	0,246	0,394	0,177	0,647
10	1,021	1,993	0,256	0,411	0,355	0,239	0,229	0,442
11	0,731	2,244	0,094	0,586	0,208	0,548	0,188	0,904

12	0,594	1,224	0,319	0,105	0,398	0,339	0,220	0,457
13	0,324	0,948	0,332	0,232	0,458	0,218	0,237	0,384
14	1,108	2,332	0,251	0,566	0,35	0,488	0,197	0,582
15	0,766	1,587	0,253	0,255	0,34	0,267	0,197	0,387
16	0,526	1,392	0,225	0,413	0,256	0,259	0,169	0,384
17	0,483	1,081	0,303	0,276	0,301	0,243	0,165	0,381
18	0,921	1,645	0,229	0,418	0,277	0,348	0,168	0,445
19	1,031	1,900	0,219	0,327	0,315	0,339	0,209	0,459

З аналізу отриманих результатів видно що відповідність між гістограмою 2, отриманою з використанням методу статистичного моделювання з урахуванням взаємного впливу значень амплітуд  $\lambda(t)$  в різні моменти часу  $t_{i-1}$  і  $t_i$ , і розв'язком значно краща в разі використання двовимірних марковських процесів порівняно з асимптотичним методом. Аналогічні результати отримані і під час аналізу результатів, представлених на рис. 1, 3, 4, 5, 6.

Були також проведені чисельні дослідження для нелінійної моделі накопичення пошкоджень, і порівняння з результатами, отриманими за методом статистичного моделювання і асимптотичним методом [10, 11]. Розраховувалася щільність імовірності міри втомних пошкоджень у два різні моменти часу  $t_i$  за таких вихідних даних (рис. 7, 8):

- частота процесу  $\omega = 200 \pi$  і період  $T = \frac{2\pi}{\omega} = 0,01$  с;

- число модельованих амплітуд (циклів)  $N$  для  $t_1 = 1$  с дорівнювало 100, для  $t_2 = 2$  с – 200;

- базове число циклів  $N_0 = 10^7$ , показник кривої втоми  $r = 4$ ;

- математичне сподівання десятичного логарифма межі витривалості  $m_{\lg\sigma_{-1}} = 2,6989$ ;

- середньоквадратичне відхилення десятичного логарифму межі витривалості  $\sigma_{\lg\sigma_{-1}} = 0,1$ ;

- параметр релеївського розподілу  $\sigma_\lambda^2 = 10^8$  (МПа)<sup>2</sup>;

- початкова пошкоджуваність  $z_0 = 0,05$ .

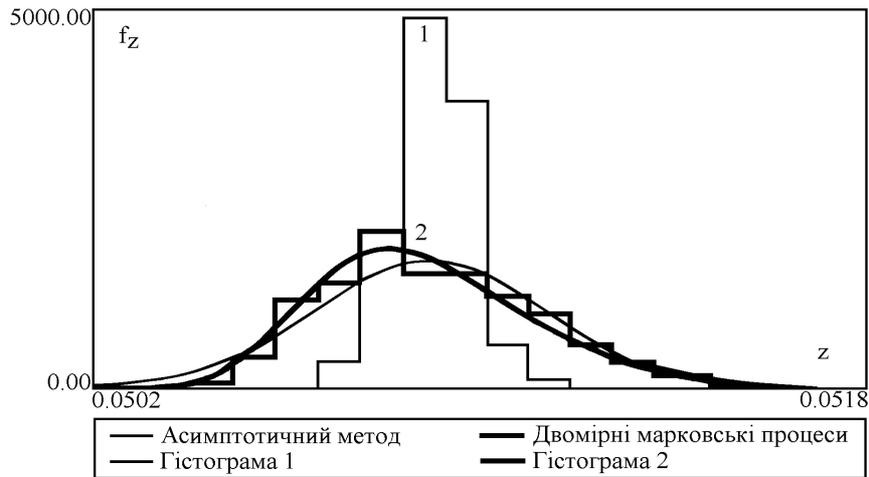


Рис. 7. Результати статистичного моделювання для нелінійної моделі накопичення пошкоджень для  $t_1 = 1$  с,  $\sigma_R = 0,1$ ,  $z_0 = 0,05$ ,  $N_0 = 10^7$

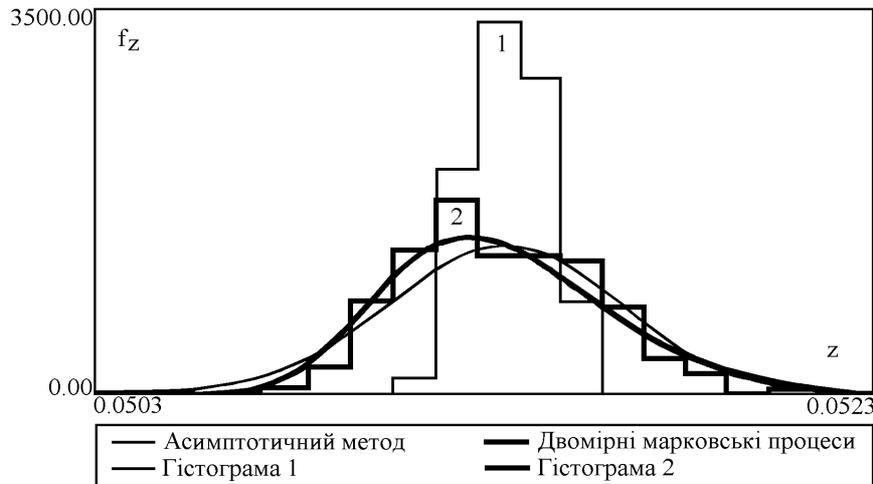


Рис. 8. Результати статистичного моделювання для нелінійної моделі накопичення пошкоджень для  $t_1 = 2$  с,  $\sigma_R = 0,1$ ,  $z_0 = 0,05$ ,  $N_0 = 10^7$

**Висновки та перспективи подальших розробок в даному напрямку:**

- створена методика прогнозування зносостійкості пар тертя з урахуванням технологічних і експлуатаційних параметрів;
- зазначена методика відмінно корелюється марковськими моделями з багатомірним обчисленням;

- зазначений напрямок досліджень є перспективним, тому що дозволяє аналітично розв'язувати важливу народногосподарську науково-технічну проблему щодо підвищення ресурсу, забезпечення високої надійності вітчизняних машин та механізмів.

Найближчим часом автори мають на меті алгоритмізувати зазначений метод розрахунку та створити експрес-методику розрахунку надійності, ресурсу та інших критеріїв працездатності зносоконтактних пар тертя в середньому машинобудуванні.

**Література:** 1. Моисеев Н.Н. Математические задачи системного анализа. - М.: Высш. школа, 1985. - 271 с. 2. Болотин В.В. Статистические методы в строительной механике. - М.: Стройиздат, 1968. - 592 с. 3. Браунли К. Статистическая теория и методология в науке и технике. - М.: Наука, 1977. - 408 с. 4. Приймаков О.Г. Модель фрикційної втоми при абразивному зношуванні. - Проблеми трибології / Міжнародн. наук. журнал. - 2005. - №1. - С. 136 – 154. 5. Адлер Б.П., Маркова Е.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. - М.: Наука, 1977. - 279 с. 6. Васильев В.И., Иванюк А.И. Моделирование систем в гражданской авиации. В 2-х ч. - М.: Транспорт, 1977. - 362 с. 7. Приймаков О.Г., Бабак В.П., Стадніченко В.М. Надійність, довговічність та технічна експлуатація літальних апаратів. - К.: вид. НАУ, 2006. - 387 с. 8. Приймаков О.Г., Градиський Ю.О. Експериментальне дослідження інтенсивності зношування та пов'язаного з ним напружено-деформованого стану визначальних пар тертя в середньому машинобудуванні. - Вестник науки и техники, 2006. – Вып. 1-2 (24-25). – С. 17 – 28. 9. Приймаков О.Г., Градиський Ю.О. Теорія зносостійкої витривалості та її застосування в машинобудуванні. – Харків: Оберіг, 2009. – 336 с. 10. Жовдак В.А., Мищенко И.В. Прогнозирование надежности конструкций с учетом технологических и эксплуатационных факторов. – Х.: ХГПУ, 1999. – 119 с. 11. Приймаков О.Г., Стадніченко В.М. Надійність та технічна експлуатація елементів авіаційних конструкцій. К.: вид. НАУ, 2005. – 381 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Moiseev N.N. Matematicheskie zadachi sistemnogo analiza. - M.: Vyssh. shkola, 1985. - 271 s. 2. Bolotin V.V. Statisticheskie metody v stroitel'noj me-hanike. - M.: Strojizdat, 1968. - 592 s. 3. Braunli K. Statisticheskaja teorija i metodo-logija v nauke i tehnikе. - M.: Nauka, 1977. - 408 s. 4. Prijmakov O.G. Model' frikcij-noj vtomi pri abrazivnomu znoshuvanni. - Problemi tribologii / Mizhнародn. nauk. zhurnal. - 2005. - №1. - S. 136 – 154. 5. Adler B.P., Markova E.V. Planirovanie jeksperimenta pri poiske optimal'nyh uslovij. - M.: Nauka, 1977. - 279 s. 6. Vasil'ev V.I., Ivanjuk A.I. Modelirovanie sistem v grazhdanskoj aviacii. V 2-h ch. - M.: Transport, 1977. - 362 s. 7. Prijmakov O.G., Babak V.P., Stadnichenko V.M. Nadijnist', dovgovich-nist' ta tehnična ekspluatacija lital'nih aparativ. - K.: vid. NAU, 2006. - 387 s. 8. Pri-jmakov O.G., Gradis'kij Ju.O. Eksperimental'ne doslidzhennja intensivnosti znoshu-vannja ta pov'jazanogo z nim napruzhenno-deformovanogo stanu viznachal'nih par tertja v seredn'omu mashinobuduvanni. - Vestnik nauki i tehniki, 2006. – Vyp. 1-2 (24-25). – S. 17 – 28. 9. Prijmakov O.G., Gradis'kij Ju.O. Teorija znosostijkoj vitrivalosti ta її za-stosuvannja v mashinobuduvanni. – Harkiv: Oberig, 2009. – 336 s. 10. Zhovdak V.A., Mi-wenko I.V. Prognozirovanie nadezhnosti konstrukcij s uchetom tehnologicheskij i jekspluatacionnyh faktorov. – H.: HGPU, 1999. – 119 s. 11. Prijmakov O.G., Stadniche-nko V.M. Nadijnist' ta tehnična ekspluatacija elementiv aviacijnih konstrukcij. K.: vid. NAU, 2005. – 381 s.

Приймаков А.Г., Градыский Ю.А., Янчик А.Г.

ЧИСЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕРЫ УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ  
ИЗНОСОКОНТАКТНЫХ ПАР ТРЕНИЯ НА БАЗЕ ТЕОРИИ ДВУХМЕРНЫХ  
МАРКОВСКИХ ПРОЦЕССОВ

На основании теории двухмерных марковских процессов проведены численные исследования меры усталостных повреждений износоскопических пар трения в среднем машиностроении. Численные исследования проведены для линейной и нелинейной моделей накопления повреждений с использованием некоторых усредненных исходных данных.

Primakov A.G., Gradyskyi Y.A., Janchik A.G.

NUMERICAL RESEARCHES OF A MEASURE OF FATIGUE DAMAGES OF CONTACT  
PAIRS OF FRICTION ON THE BASIS OF THE THEORY TWO-DIMENSIONAL  
MARKOVIAN PROCESSES

Numerical researches of a measure of fatigue damages of contact pairs of friction in average mechanical engineering are conducted on the basis of the theory two-dimensional markovian processes. Numerical researches are spent for linear and nonlinear models of accumulation of damages using of some average initial data.

---

# **ІСТОРІЯ** **МАШИНОБУДУВАННЯ**

---

УДК 621.436

*Епифанов В.В., канд. техн. наук; Писарская Н.В.*

## **ГЛАВНЫЙ КОНСТРУКТОР ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ (К 105-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ И. Я. ТРАШУТИНА)**



Иван Яковлевич Трашутин родился 5 (18) января 1906 года в заводском поселке Горловка Екатеринославской губернии (ныне город Донецкой области). Семья жила в крайней бедности, из семи детей выжили только двое, и в 1914 году родители решили перебраться в Харьков. Отец стал работать в литейном цехе Харьковского паровозостроительного завода (ХПЗ) (сейчас – ГП "Завод имени Малышева"). Не раз водил сына по цехам, рассказывал и показывал, как строят моторы. Увиденное будоражило воображение мальчика. Весной 1918 года Яков Трашутин ушел добровольцем в Красную Армию. На три года семья осталась без кормильца. Двенадцатилетний Ваня, закончивший три класса церковно-приходской школы, устроился на завод, где раньше работал отец, рассыльным. Быстро освоился в тепловом цехе, работал подручным слесарем, а затем слесарем на сборке двигателей.

Активного и инициативного парня, принятого в 1920 году в комсомол, вскоре избрали членом Харьковского городского комитета комсомола. В 1922 году он получил путевку на рабочий факультет Харьковского технологического института (ХТИ) (ныне – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт"), а в 1925 году поступает на механический факультет. Учился легко, считался одним из одаренных студентов. В марте 1930 года закончил институт и получил диплом инженера-механика по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" [1; 2, с. 149; 3, с. 176].

После окончания института возвращается на родной завод на должность инженера-конструктора в отдел тепловых двигателей. Отдел разрабатывал моторы для паровозов и тракторов, в частности новый бескомпрессорный дизель Д-40, и И.Я. Трашутин с энтузиазмом включился в эту работу. Его научный интерес – тепловые двигатели и все, что было создано в этой области техники, – определился еще в студенческие годы. Это помогло ему войти в курс реальных проблем конструирования двигателей. Начальник конструкторского подразделения дизельного отдела Яков Ефимович Вихман (выпускник ХТИ 1924 года) отмечал у молодого инженера задатки талантливого конструктора.

Весной 1931 года изучившего английский язык И.Я. Трашутина руководство завода направляет в длительную командировку на учебу в США, в Массачусетский технологический институт. Каждый день был заполнен до отказа: работа в библиотеке, поездки на заводы, в лаборатории. Во время летних каникул Иван работал контролером по приемке у американских фирм оборудования для строящегося Челябинского тракторного завода (ЧТЗ). В конце 1933 года он успешно защищает диссертацию с присвоением степени магистра технических наук [4, с. 144; 5, с. 77-79].

Иван Яковлевич, вернувшийся в декабре 1933 года на ХПЗ, назначен старшим инженером-конструктором дизельного отдела, где активно включается в работы по доводке и освоению серийного производства первого танкового дизеля БД-2 (позднее переименован в В-2), сосредоточившись на наиболее проблемных вопросах – на совер-

шенствовании конструкции и надежности, на доработке узлов мотора, на разработке технологии его производства. В-2 создавался на топливopодающей аппаратуре немецкой фирмы "Bosh", но в 1937 году ее поставки были прекращены. Нужна была своя, отечественная, поэтому в том же году первый в стране цех топливной аппаратуры, пущенный на ЧТЗ, стал школой для харьковчан. Тогда же Иван Яковлевич впервые побывал в Челябинске. С февраля 1937 года работает помощником начальника отдела опытных работ. Во многом благодаря его самоотверженной работе в 1938 году состоялись первые, а в 1939 году – повторные государственные испытания. Дизель-мотор показал хорошие ходовые и эксплуатационные качества. Конструкторы начали поиски резервов мощности В-2. Увеличив число оборотов, удалось довести мощность до 600 лошадиных сил. Новому мотору присвоили обозначение В-2К и установили на тяжелом танке КВ (Клим Ворошилов), разработка которого велась в специализированном конструкторском бюро (СКБ) Ленинградского Кировского завода под руководством главного конструктора Жозефа Яковлевича Котина (в период 1927-1930гг. – студент ХТИ). В 1930-е годы по стране стали нарастать репрессии, которые не щадили никого. В мае 1938 года был арестован и И.Я. Траштуин по стандартным обвинениям во вредительстве и шпионаже (аукнулась командировка за рубеж). Он оказался одним из немногих, кому удалось избежать кары – в феврале 1939 года его освободили с восстановлением на работе.

В эти же годы на ХПЗ шла работа над проектом новой высокоманевренной военной машины. Прародительнице легендарного танка Т-34 был присвоен индекс А-32, на нее был поставлен дизель В-2-34 мощностью 500 лошадиных сил. Иван Яковлевич работал в тесном контакте с главным конструктором танка М.И. Кошкиным, чтоб лучше "связать" мотор и боевую машину. В начале 1939 года дизельное производство было выделено из состава предприятия в самостоятельный государственный союзный завод № 75. Траштуин возглавил СКБ по конструкторскому обеспечению серийного производства дизеля В-2. В декабре 1940 года был назначен заместителем главного конструктора КБ по серийному производству завода № 75 [6, с. 46-47; 7. с. 57].

В первые месяцы Великой Отечественной войны И.Я. Траштуин успешно участвует в наращивании выпуска дизелей В-2 в соответствии с мобилизационным планом, за что в сентябре 1941 года награжден орденом Ленина. Осенью этого же года завод № 75 эвакуирован в Челябинск, где на базе Харьковского, Ленинградского Кировского и местного тракторного (ЧТЗ) был создан мощный танкостроительный комбинат – Челябинский Кировский завод (ЧКЗ), ставший известным во всем мире под названием Танкоград. С октября 1941 года И.Я. Траштуин – главный конструктор по моторостроению ЧКЗ и СКБ-75 (сейчас – Головное СКБ "Трансдизель"), которое он возглавлял в течение 40 последующих лет. Первой задачей стало развертывание эвакуированных производств и скорейшее начало выпуска двигателей. Ее решили в немислимо короткие сроки – через 35 дней с момента прибытия на Урал первого эшелона из Харькова был собран первый дизель.

Заводские конструкторы постоянно ездили на фронт, они должны были знать, как ведут себя машины в боевых условиях. Не раз в течение войны выезжал в действующую армию и Иван Яковлевич, чтобы на месте разобраться в результатах танковых боев, вскрыть слабые места созданных им двигателей и вырабатывать конструкторские решения для их устранения. Также написал учебное пособие "Рекомендации по эксплуатации двигателя В-2 и его модификаций", которые всю войну печаталось массовыми тиражами и рассылалось в части действующей армии, учебные полки и танковые училища. И.Я. Траштуин обладал так называемым "чувством двигателя". Он знал дизель, как говорят, "на зубок", ощущал каждую его деталь и узел. В июне 1942 года за образцовое выполнение правительственных заданий по производству танков, танковых

двигателей и бронекорпусов И.Я. Траштуин награжден орденом Красной Звезды. В годы Великой Отечественной войны моторный завод выпускал 6 модификаций дизелей, было изготовлено 48,5 тысяч танковых моторов, 85 тысяч комплектов топливной аппаратуры. Конструкторы внесли более 750 крупных изменений в конструкцию двигателя, которые повысили надежность работы серийной продукции, улучшили эксплуатационные качества мотора и повысили на треть его гарантийный срок. В январе 1945 года И.Я. Траштуину присвоено воинское звание инженер-полковник, в апреле 1945 года за выдающиеся заслуги в создании и усовершенствовании конструкции танковых дизелей СКБ-75 и лично главный конструктор награждены орденами Ленина. В январе 1946 года за создание танковых дизель-моторов Иван Яковлевич удостоен Сталинской (Государственной) премии СССР [1; 8, с. 51-53, 85-86; 9, с. 65-69].

В послевоенный период под руководством И.Я. Траштуина создан двигатель КДМ-46 для трактора С-80. Дизель В-2 был приспособлен для самых разнообразных нужд народного хозяйства, в том числе для рыболовецких судов, нефтебуровых установок, стационарных и передвижных электростанций, земснарядов, другой техники. Двигатели выпускались не только в СССР, но и по лицензии в зарубежных странах. Большой удачей конструктора стал дизель В-404С для антарктического снегохода "Харьковчанка" (машина, которая работала в условиях разреженного воздуха, сверхнизких температур), ставший родоначальником семейства моторов для работающей в холодных условиях техники. Впервые в стране был создан двигатель В-748 для дизель-электрического трактора ДЭТ-250 (это было одно из самых неординарных решений, изобиловавшее новаторскими и смелыми находками). Дизель стал основным для дизель-электрических и дизель-электромеханических тракторов.

Основным направлением работы СКБ оставалось создание и внедрение в производство новых образцов специальных дизелей для боевой техники: двигателей В-12, В-54, В-55 и их модификаций, которые на долгие годы стали базовыми для бронетанковой и другой военной техники. В 1960-е годы под руководством И.Я. Траштуина разработано новое поколение многотопливных двигателей В-46 с наддувом для основного танка Т-72. Ивану Яковлевичу в феврале 1966 года за выдающиеся заслуги в развитии отечественного моторостроения присвоено звание Героя Социалистического Труда, в ноябре 1974 года за создание и внедрение образцов мощных многотопливных дизелей с применением наддува присуждена вторая Государственная премия СССР, а в январе 1976 года за выдающийся вклад в обороноспособность страны он повторно удостоен звания Героя Социалистического Труда.

Всего при участии и под руководством И.Я. Траштуина создано более семидесяти только основных типов двигателей, в том числе для легких, средних, тяжелых, основных танков, артиллерийских тягачей, самоходных артиллерийских установок, бронетранспортеров, плавающих танков и бронемашин, гусеничных и колесных шасси под ракетные комплексы, паромно-мостовые машины, специальные артиллерийские и ракетные шасси, самоходные орудия. Кроме того, в народном хозяйстве на его дизелях работали и продолжают работать самоходные подъемные краны, гусеничные экскаваторы, вездеходы, транспортные путеукладчики, котлованные машины, многие типы тракторов. В 1981 году Иван Яковлевич вышел на пенсию по состоянию здоровья, передав руководство СКБ Владимиру Ивановичу Бутову (выпускник Харьковского политехнического института 1957 года по специальности "Двигатели внутреннего сгорания"). Скончался И.Я. Траштуин 6 марта 1986 года. Похоронен в городе Санкт-Петербурге [1; 5, с. 87-92; 8, с. 86-87, 97-120; 10, с. 150-152].

Таким образом, И.Я. Трашутин прошел путь от рабочего до главного конструктора крупнейшего машиностроительного предприятия, одного из основоположников научной школы конструирования транспортных дизелей.

**Литература:** 1. Герои страны. Трашутин Иван Яковлевич. Дважды герой Соц. Труда [Электронный ресурс]. Режим доступа: [www.warheroes.ru/hero/hero.asp?Hero\\_id=](http://www.warheroes.ru/hero/hero.asp?Hero_id=10076)

10076. 2. Еліта держави – видатні випускники Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" / [упоряд. Л.Л. Товажнянський, Ю.Д. Сакара, А.В. Бистріченко та ін.]. – Х.:НТУ "ХПІ", 2010. – 188с. 3. Большая Советская Энциклопедия ( В 30-ти томах). Том 26. – Москва: Советская Энциклопедия, 1977. – 624с. 4. ХПЗ – Завод имени Малышева. 1895-1995. Краткая история развития [А.В. Быстриченко, Е.И. Добровольский, А.П. Дроботенко и др.]. – Х.: Прапор, 1995. – 792с. 5. Карташов Н. Главный конструктор// Урал. – 1978. – №1. – с. 77-92. 6. История двигателестроения на ХПЗ – Заводе имени Малышева. 1911 – 2001гг. Историко-технические очерки о двигателях и их создателях [А.В. Быстриченко, Е.И. Добровольский, А.П. Дроботенко и др.]. – Х.: "Митець", 2001. – 480с. 7. Ибрагимов Д.С. Противоборство/ Д.С. Ибрагимов. – Москва: ДОСААФ, 1989. – 495с. 8. Карташов Н.Ф. Свет золотых звезд: [Докум. повесть о И.Я. Трашутине]/ Н.Ф. Карташов. – Челябинск: Юж.-Урал. кн. изд-во, 1979. – 120с. 9. ЧТЗ – Моя биография/ [Сост. А.Г. Киреев, Е.Г. Ховив]. – Челябинск: Юж.-Урал. кн. изд-во, 1983. – 159с. 10. Комаров Л.С. Летопись Челябинского тракторного. 1945-1980/ Л.С. Комаров, В.Г. Боярчиков. – Москва: Профиздат, 1982. – 392с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Geroi strany. Trashutin Ivan Jakovlevich. Dvazhdy geroj Soc. Truda [Jelektronnyj resurs]. Rezhim dostupa: [www.warheroes.ru/hero/hero.asp?Hero\\_id=10076](http://www.warheroes.ru/hero/hero.asp?Hero_id=10076). 2. Elita derzhavi – vidatni vipuskniki Nacional'nogo tehničnogo universitetu "Harkivs'kij politehničnij institut" / [uporjad. L.L. Tovazhnjans'kij, Ju.D. Sakara, A.V. Bistrichenko ta in.]. – H.:NTU "HPI", 2010. – 188s. 3. Bol'shaja Sovetskaja Jenciklopedija ( V 30-ti tomah). Tom 26. – Moskva: Sovetskaja Jenciklopedija, 1977. – 624s. 4. HPZ – Zavod imeni Malysheva. 1895-1995. Kratkaja istorija razvitija [A.V. Bystrichenko, E.I. Dobovol'skij, A.P. Drobotenko i dr.]. – H.: Prapor, 1995. – 792s. 5. Kartashov N. Glavnij konstruktor// Ural. – 1978. – №1. – s. 77-92. 6. Istorija dvigatelestroenija na HPZ – Zavode imeni Malysheva. 1911 – 2001gg. Istoriko-tehničeskie ocherki o dvigateljah i ih sozdateljah [A.V. Bystrichenko, E.I. Dobovol'skij, A.P. Drobotenko i dr.]. – H.: "Mitec", 2001. – 480s. 7. Ibragimov D.S. Protivoborstvo/ D.S. Ibragimov. – Moskva: DOSAAF, 1989. – 495s. 8. Kartashov N.F. Svet zolotyh zvezd: [Dokum. povest' o I.Ja. Trashutine]/ N.F. Kartashov. – Cheljabinsk: Juzh.-Ural. kn. izd-vo, 1979. – 120s. 9. ChTZ – Moja biografija/ [Sost. A.G. Kireev, E.G. Hoviv]. – Cheljabinsk: Juzh.-Ural. kn. izd-vo, 1983. – 159s. 10. Komarov L.S. Letopis' Cheljabinskogo traktornogo. 1945-1980/ L.S. Komarov, V.G. Bojarchikov. – Moskva: Profizdat, 1982. – 392s.

Спіфанов В.В., Писарська Н.В.

ГОЛОВНИЙ КОНСТРУКТОР ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ  
(ДО 105-РІЧЧЯ З ДНЯ НАРОДЖЕННЯ І.Я. ТРАШУТИНА)

Наведено основні етапи життя та творчої діяльності випускника Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" І.Я. Трашутіна, який пройшов шлях від робітника до головного конструктора з моторобудування потужного машинобудівного підприємства.

Epifanov V.V., Pysarskaya N.V.

CHIEF CONSTRUCTOR OF THE DIESEL ENGINES  
(TO 105-ANNIVERSARY OF J. YA. TRASHUTIN'S BIRTHDAY)

The main stages of life and creative activities of the National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute" graduator J. Ya. Trashutin who has worked his way up from worker to Chief Constructor of the largest Machine-building Enterprise.

---

**ДО ВІДОМА АВТОРІВ**

Науково-технічний журнал "**Механіка та машинобудування**" відділення механіки та машинобудування Академії наук Вищої освіти України випускається з 1997 р. Періодичність випуску – 2 рази на рік. Перший номер – відкритий, розсилається авторам і організаціям обов'язкової розсилки, другий – закритий, розсилається згідно відомості розсилки. До опублікування приймаються статті розміром до 10 повних сторінок українською, російською або англійською мовами за науковими напрямками:

- *теоретична механіка,*
- *прикладна механіка,*
- *машинознавство,*
- *динаміка та міцність машин,*
- *транспортне машинобудування,*
- *управління в технічних системах,*
- *технологія машинобудування,*
- *історія машинобудування.*

ДОКУМЕНТИ, що подаються до редколегії для опублікування статті в журналі:

1. Текст статті (1 прим.) на аркушах формату А4.
2. Електронна версія статті в текстовому редакторі MS Word.
3. Рецензія на статтю.
4. Акт експертизи про можливість опублікування матеріалів у відкритому друку (для статей у відкритий журнал).
5. Відомості про авторів у вільному вигляді, де міститься наступна інформація:
  - повні прізвище, ім'я та по-батькові кожного з авторів;
  - їх місце роботи та посада, науковий ступінь, вчене звання;

- контактний телефон.

#### СКЛАДОВІ СТАТТІ:

1. Код УДК.
2. Ініціали і прізвища авторів, науковий ступінь (при його наявності).
3. Назва статті.
4. Список літератури оформлений відповідно до вимог наказу ВАК України № 342 від 29.05.2007 р. Форма 23. (Бюлетень ВАК України №5, – 2009. – с.26 – 30).
5. Транслітерація списку літератури.
6. Анотації українською, російською та англійською мовами. (Обсяг анотації до 5 рядків).

Складові статті відокремлюються одна від одної порожнім рядком.

#### ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ СТАТТІ:

##### 1. Параметри сторінок та тексту:

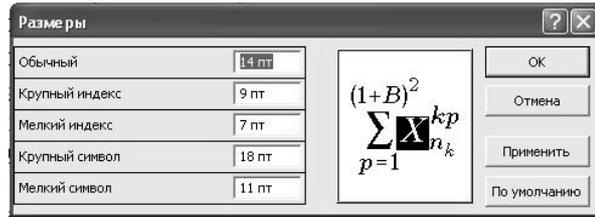
- розмір аркуша А4 (210×297 мм);
- ліве, праве, верхнє та нижнє поля – 25 мм;
- шрифт Times New Roman, стиль звичайний;
- розмір шрифту – 12 пт;
- інтервал між рядками – 1;
- застосовувати автоматичну розстановку переносів;
- абзацний відступ – 1,25 см;
- вирівнювання абзацу – по ширині;
- відступ від краю до колонтитула – 1,8 см.

2. *Формули* створюються у вигляді об'єктів редактором формул Equation, центруються. Нумерація ставиться праворуч у дужках, вирівнюється по правому краю. Невеликі формули можна розміщати не в окремому рядку, а прямо в тексті. Після формул потрібно ставити розділові знаки, якщо цього вимагає орфографія. Якщо формула міститься у середині речення, то продовження речення у наступному за формулою рядку здійснюється без відступу. Якщо формула займає окремий рядок перед і після неї повинні бути порожні рядки розміром в 8 пт.

Налаштування редактора Equation для відтворення формул і символів мають вигляд:

Стиль (математичний)

Розмір



3. Рисунок повинен бути оформлений як окремий згрупований об'єкт у тексті статті, розташування поверх тексту не допускається; рисунок відокремлюється від тексту зверху і знизу порожнім рядком. Рекомендуються використовувати чорно-білу палітру, якість відтворення рисунків кольорової палітри не гарантується. Якщо рисунків декілька, то вони нумеруються. Підрисуночний підпис: Рис. 1. Назва (якщо є). Підпис центрується, шрифт – 11 пт.

Символи на рисунку повинні бути близькими за розміром до основного тексту. Частина рисунку позначаються під рисунком літерами  $a, b$  без дужки. Написи на рисунку, позначення його елементів (1, 2, 3) виконують курсивом. Посилання у тексті на рисунки та їх частини мають вигляд (рис. 1), (див. рис. 2.  $a, b$ ).

4. Таблиця відокремлюється від тексту зверху і знизу порожнім рядком. Якщо таблиць декілька, вони нумеруються. Заголовок таблиці (Таблиця 1; Продовження таблиці 1; Таблиця 2) виконується курсивом і вирівнюється по правому краю). Якщо таблиця має назву, то вона надається з нового рядка прямим шрифтом і центрується над таблицею. Для заголовка та назви таблиці використовується шрифт 11 пт.

5. Текст статті бажано *структурувати* відповідно до вимог ВАК. При наявності структурування між розділами пропускається один рядок. Текст розділу відтворюється безпосередньо за заголовком.

У тексті рекомендується використовувати тире середньої довжини.

6. Список літератури та його транслітерація надаються *курсивом*, шрифт – 11 пт.

### ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ ТЕКСТУ СТАТТІ

УДК 517.977.58

Иванов В.Б., д-р техн. наук; Петров К.П., канд. техн. наук; Соколова И.С.

## ЛИНЕЙНАЯ КВАДРАТИЧНАЯ ЗАДАЧА С СИНГУЛЯРНОЙ ГАМИЛЬТОНОВОЙ МАТРИЦЕЙ

**Введение.** Рассматривается стационарная линейная квадратичная задача (ЛК-задача) [1] с непрерывным временем...

**Анализ литературных источников.** Решение поставленной задачи...

**Математическая модель.** Движение объекта описывается стационарной системой линейных уравнений

$$x = Fx + Gu, x(0) = x_0, \tag{1}$$

где  $x - \dots, F - \dots, G - \dots$

Квадратичный критерий качества имеет вид...

*Таблица 1*

Гамильтонова матрица




Рис. 4. Схема расположения ... :

Из рисунка видно.....

**Выводы.** В результате...

**Литература:** 1. Сейдж Э.П. *Оптимальное управление системами* / Э.П. Сейдж, И.С. Уайт – М.: Радио и связь, 1982. – 392 с. 2. Ларин В.Б. *Синтез оптимальных линейных систем с обратной связью* / Ларин В.Б., Науменко К.И., Сунцев В.Н. – К.: Наук. думка, 1973. – 151 с. 3. Дубовицкий А.Я. *Задача на экстремум при наличии ограничений* / А.Я. Дубовицкий, А.А. Милютин // *Журнал вычислительной математики и математической физики.* – 1965. – Т.5, №3. – С. 395 – 453.

**Bibliography (transliterated):** 1. Sejdzh Je.P. *Optimal'noe upravlenie sistemami* / Je.P. Sejdzh, I.S. Uajt – M.: Radio i svjaz', 1982. – 392 s. 2. Larin V.B. *Sintez optimal'nyh linej-nyh sistem s obratnoj svjaz'ju* / Larin V.B., Naumenko K.I., Suncev V.N. – K.: Nauk. dumka, 1973. – 151 s. 3. Dubovickij A.Ja. *Zadacha na jekstremum pri nalichii ograniche-nij* / A.Ja. Dubovickij, A.A. Miljutin // *Zhurnal vychislitel'noj matematiki i matematicheskoy fiziki.* – 1965. – T.5, №3. – S. 395 – 453.

Іванов В.Б., Петров К.П., Соколова І.С.

ЛІНІЙНА КВАДРАТИЧНА ЗАДАЧА ІЗ СИНГУЛЯРНОЮ  
ГАМІЛЬТОНОВОЮ МАТРИЦЕЮ

За використанням методу простору станів, наведено рішення лінійної квадратичної задачі із сингулярною Гамільтоною матрицею...

Іванов В.Б., Петров К.П., Соколова І.С.

ЛИНЕЙНАЯ КВАДРАТИЧНАЯ ЗАДАЧА С СИНГУЛЯРНОЙ  
ГАМИЛЬТОНОВОЙ МАТРИЦЕЙ

С использованием метода пространства состояний, приведено решение линейной квадратичной задачи с сингулярной Гамильтоновой матрицей...

Ivanov V.B., Petrov K.P., Sokolova I.S.

A LINEAR QUADRATIC PROBLEM WITH A SINGULAR HAMILTONIAN MATRIX

By using the state-space method, the solution of the linear quadratic problem with a singular Hamiltonian matrix is presented...

СТАТТІ, ЩО ВИКОНАНІ НЕ У ВІДПОВІДНОСТІ ДО НАВЕДЕНИХ ВИМОГ, НЕ РОЗГЛЯДАЮТЬСЯ.

Документи, подані до редакційної колегії, авторам не повертаються.

Редакційна колегія

*Прикладна механіка*

Наукове видання

Науково-технічний журнал,  
що видається два рази на рік

**МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ**

**№ 1'2011**

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації:

Серія КВ № 3648 від 27.01.1999 р.

Підп. до друку 21.11.2011 Формат 60x90  $\frac{1}{8}$ . Папір офісний. Riso-друк.

Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 21,4. Наклад 300 прим. 1-й з-д 1-150.

Зам. № 317. Ціна договірна

---

Видавець і виготовлювач

Видавничий центр НТУ "ХП",

вул. Фрунзе, 21, м. Харків-2, 61002

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 3657 від 24.12.2009 р.