



**ВЕСТНИК**  
НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО  
УНИВЕРСИТЕТА  
«ХПИ»

**18'2011**

Харьков

# ВЕСТНИК НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА "ХПИ"

*Сборник научных трудов  
Тематический выпуск*

*"Транспортное машиностроение"*

## 18'2011

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

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

**КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ:**  
**Председатель**

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

**Секретарь координационного совета**  
К.А. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц.

А.П. Марченко, д-р техн. наук, проф.;  
Е.И. Сокол, д-р техн. наук, проф.;  
Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.;  
Л.М. Бесов, д-р ист. наук, проф.;  
А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;  
Ф.Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.;  
М.Д. Годлевский, д-р техн. наук, проф.;  
А.И. Грабченко, д-р техн. наук, проф.;  
В.Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;  
В.Д. Дмитриенко, д-р техн. наук, проф.;  
И.Ф. Домнин, д-р техн. наук, проф.;  
В.В. Епифанов, канд. техн. наук, проф.;  
Ю.И. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;  
П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.;  
В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.;  
С.И. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.;  
В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;  
В.И. Кравченко, д-р техн. наук, проф.;  
Г.В. Лисачук, д-р техн. наук, проф.;  
В.С. Лупиков, д-р техн. наук, проф.;  
О.К. Морачковский, д-р техн. наук, проф.;  
В.И. Николаенко, канд. ист. наук, проф.;  
П.Г. Перерва, д-р экон. наук, проф.;  
В.А. Пуляев, д-р техн. наук, проф.;  
М.И. Рыщенко, д-р техн. наук, проф.;  
В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;  
Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.;  
Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.;  
Н.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:**

**Ответственный редактор:**

В.В. Епифанов, канд. техн. наук, проф.

**Зам. ответственного редактора:**

А.И. Бондаренко, канд. техн. наук.

**Ответственный секретарь:**

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

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

**АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ:**

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

Харьков 2011

**Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут".** Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2011. – №18. – 152.

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

Для викладачів, наукових співробітників, спеціалістів.

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

Для преподавателей, научных сотрудников, специалистов.

**Друкується за рішенням Вченої ради НТУ "ХПІ"  
протокол № 6 від 10 червня 2011 р.**

ISSN 2079-0066

© Національний технічний університет "ХПІ"

# **АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ**

УДК 629.113-592.5

*А.І. БОНДАРЕНКО*, канд. техн. наук, НТУ «ХПІ»

## **АНАЛІЗ СПОСОБІВ МОДУЛЯЦІЇ ТИСКУ В АНТИБЛОКУВАЛЬНИХ СИСТЕМАХ З КЕРОВАНОЮ ПУЛЬСАЦІЄЮ**

В роботі приведен аналіз одного из способів модуляції тиску в антиблокувальних системах - способу з керуваною пульсацією. Описана суть способу, характер зміни тиску при керуваною пульсації, обґрунтована теоретична можливість застосування для пневматичного гальмівного приводу.

In-process resulted one analysis of methods of modulation of pressure in the antislid systems - method with the guided pulsation. Essence of method, character of change of drive pressure, is described at the guided pulsation, theoretical possibility of application is grounded for a pneumatic brake drive.

**Вступ.** Перші патенти на антиблокувальні системи (АБС) з'явилися в кінці 20 років 20 століття, серійне оснащення легкових автомобілів, а потім і вантажних АБС розпочалося в 1969 р. Проте на теперішній час все ще залишається актуальним питання стосовно вибору способу модуляції тиску в АБС для автотранспортних засобів (АТЗ) з пневматичним гальмівним приводом (ПП).

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Модуляція тиску в гальмівному приводі АТЗ при роботі АБС може виконуватися одним з трьох способів: релейним, з керуваною пульсацією та лінійним безперервним [1].

Лінійна безперервна модуляція являється найбільш перспективною [2]. Вже існують електромагнітні клапани, які дозволяють забезпечувати пропорційність між переміщенням сердечника та напругою, що подається, але лише при малому ході сердечника. Взагалі, вченими приділяється досить мало уваги цьому способу із-за відсутності працездатних електромагнітів, які можна було б використовувати в конструкції модюляторів тиску (МТ) для реалізації лінійної безперервної модуляції.

На теперішній час все більше уваги приділяється способу з керуваною пульсацією. Можливість застосування керуваної пульсації тиску в АБС доведена в роботах [1, 3, 4].

**Мета та постановка задачі.** Метою даної роботи є визначення доцільності застосування способу з керуваною пульсацією в сучасних АБС для автомобілів з ПП. Для цього необхідно розкрити суть способу, характер зміни тиску при керуваній пульсації, можливі витрати стислого повітря на модуляцію тиску, а також вплив на якість регулювання.

## Аналіз способів модуляції тиску в антиблокувальних системах з керованою пульсацією.

Суть способів модуляції тиску в АБС з керованою пульсацією полягає в частотній лінеаризації зміни приводного тиску, де частота пульсацій (число фаз) встановлюється не заданими граничними значеннями контрольованих параметрів, як в релейних АБС [2, 3], а примусово пульсатором. Вище наведені дії здійснюються шляхом зміни амплітуди, періоду сигналу і т.п. залежно від умов зчеплення та навантаження [1, 5 – 10]. Перевагою такого засобу відносно інших є те, що керована пульсація (рис. 1 [4]) може бути реалізована на основі простого двопозиційного електричного клапана.

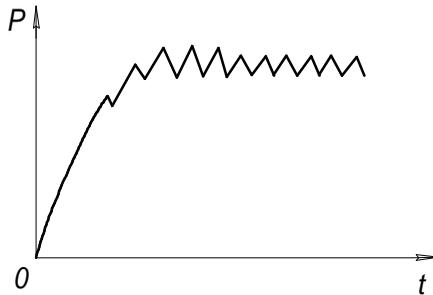


Рисунок 1 – Характер зміни приводного тиску при керованій пульсації [4]

Реалізація керованої пульсації можлива, наприклад, за допомогою широтно-імпульсної модуляції (ШІМ) [1, 5 – 10]. ШІМ при управлінні гальмуванням автомобіля полягає в циклічному загальмовуванні та розгальмуванні колеса при постійній тривалості циклу та безперервного коректування співвідношення тривалості фаз загальмовування і розгальмування. Така модуляція реалізується подачею на двохфазовий МТ в гальмівному приводі імпульсного сигналу постійної частоти та змінної шпаруватості.

У літературі [5 – 8] під шпаруватістю пульсацій розуміють параметр, що представляє собою відношення тривалості фази спорожнення до періоду сигналу:

$$C = \frac{t_p}{T}, \quad (1)$$

де  $t_p$  – тривалість фази спорожнення;  
 $T$  – період сигналу (рис. 2).

Теоретично можливість застосування ШІМ для ППП обумовлена специфічним характером зміни тиску в гальмівній камері (ГК) при їх наповненні та спорожненні, що полягає в зміні приводного тиску по

експоненціальних залежностях (рис. 3). З рис. 3 видно, що підтримка в ГК тиску  $P_{cp} = P_{cp1}$  може бути досягнута шляхом чергування фаз наповнення та спорожнення при тривалості наповнення  $t_{31}$  і тривалості спорожнення  $t_{p1}$ . Така зміна фаз може бути забезпечена шляхом подачі на двохфазовий модулятор імпульсного сигналу з періодом  $T$  і шпаруватістю  $C_1$ . Для підтримки в камері тиску  $P_{cp} = P_{cp2}$  необхідно також реалізувати чергування фаз, але вже при тривалості наповнення  $t_{32}$  і тривалості спорожнення  $t_{p2}$ , тобто шпаруватості сигналу  $C_2$  (рис. 3) [3].

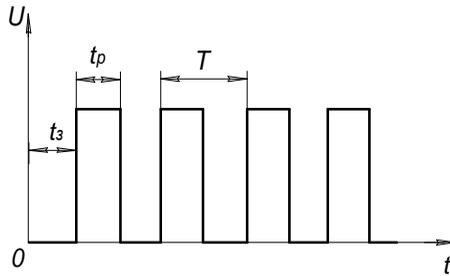


Рисунок 2 – Форма сигналу при ШІМ

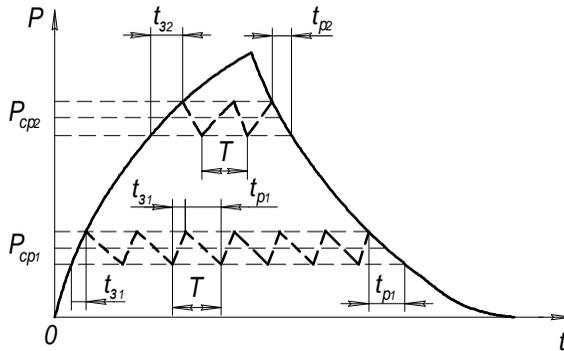
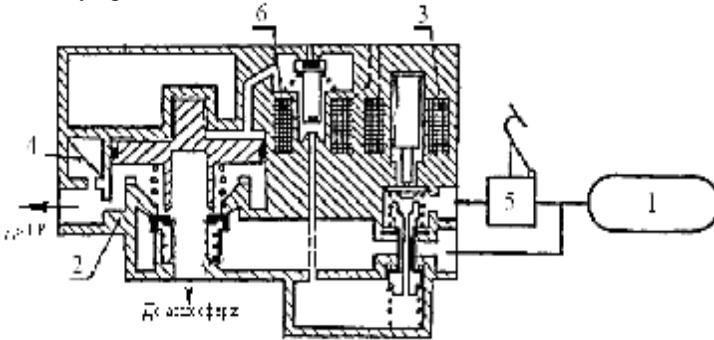


Рисунок 3 – Характер зміни тиску повітря в ГК при звичайному наповненні та спорожненні (суцільні лінії) та за наявності широтно-імпульсного модулятора (пунктирні лінії) [3]

Автором [6] запропоновано підвищення якості роботи АБС досягти застосуванням електромагнітного пропорційного клапана сумісно з ШІМ (поз. 3 рис. 4). Пропорційний клапан працює з двома рівнями напруги, що управляє,  $U_1$  та  $U_2$ , де  $U_2$  дорівнює номінальній напрузі в бортовій мережі, а  $U_1 = 0,5 \cdot U_2$ . Надходження сигналу у вигляді  $U_1$  переміщає якір клапана з від початкового (відкритого) положення до рухомого сидла, закриваючи центральний канал у тілі сидла та відсікаючи порожнину клапана прискореної

дії, що управляє, від пневматичного гальмівного крана. Це дозволяє зафіксувати тиск в порожнині на досягнутому рівні. Електромагнітний клапан 6, в свою чергу, дозволяє знизити тиск в управляючій порожнині клапана прискореної дії та відповідно в ГК. Зняття напруги  $U_1$  відновлює процес підвищення тиску. Керована зміна співвідношення тривалості закритого стану до тривалості циклу (сумі часу закритого і відкритого стану) формує ШІМ у приводі.



1 – джерело стислого повітря; 2 – клапан прискореної дії; 3 – електромагнітний пропорційний клапан; 4 – датчик тиску; 5 – пневматичний гальмівний кран; 6 – електромагнітний клапан.

Рисунок 4 – Принципова схема МТ, що реалізує ШІМ [6]

В теперішній час актуальне удосконалення дуальних адаптивних систем керування гальмуванням [2, 7 – 10]. Для реалізації таких законів керування необхідно мати МТ з лінійною характеристикою. Модулятори цієї групи повинні реалізувати прямо пропорційну залежність тиску в ГК  $P$  від величини сигналу  $U$ , що керує, яка може бути записана в наступному вигляді [3, 5]:

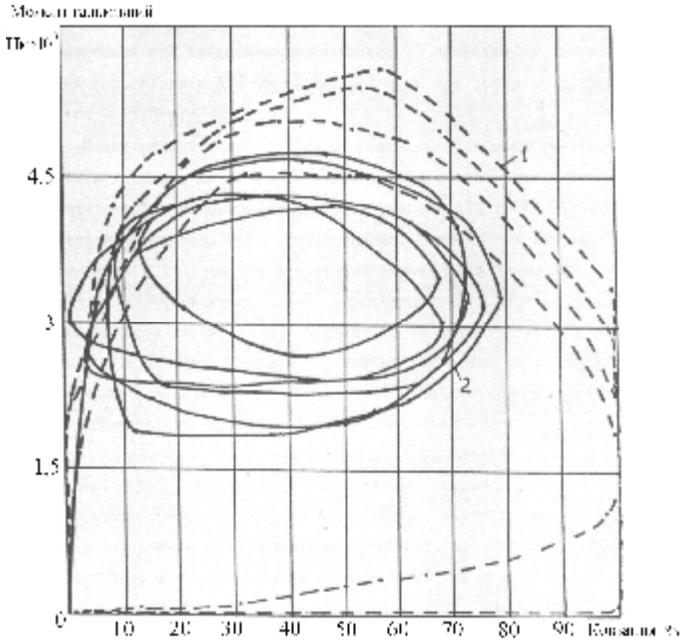
$$P = k' \cdot U, \quad (2)$$

де  $k'$  – постійний коефіцієнт.

В зв'язку з тим, що створення таких МТ не є можливим, більш перспективним являється застосування ШІМ [5, 6], яка забезпечує додержання пропорційності між середнім тиском в ГК  $P_{cp}$  (рис. 3) від шпаруватості сигналу  $C$  [3, 5]:

$$P_{cp} = k' \cdot C. \quad (3)$$

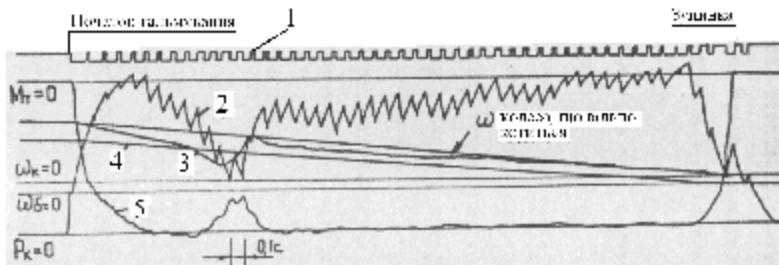
Аналіз фазових діаграм (рис. 5) та осцилограм (рис. 6), що отримані в процесі експериментальних досліджень дуальних адаптивних АБС з ШІМ та релейної трифазної АБС, показали кращу якість регулювання та здатність системи адаптуватися до зміни дорожніх умов має АБС з ШІМ, ніж релейні АБС [5]. В роботах [7 – 10] доведені ці ж переваги АБС з ШІМ, але над багатофазною нециклічною АБС.



1 – при трьохфазній циклічній модуляції тиску; 2 – при дуальній адаптивній АБС з ШІМ.

Рисунок 5 – Фазова характеристика процесу регулювання [5]

Застосування ШІМ забезпечує більш високі адаптивні властивості АБС за рахунок зміни шпаруватості в процесі гальмування в залежності від умов навантаження та зчеплення і, відповідно, вищу якість регулювання при достатньо простій конструкції МТ, але при цьому спостерігаються підвищені витрати робочого тіла [3, 5 – 10].



1 –командний сигнал; 2 – тиск в гальмівній камері (Р); 3 – кутова швидкість колеса ( $\omega_k$ ); 4 – кутова швидкість барабану ( $\omega_b$ ); 5 – гальмівний момент ( $M_T$ ).

Рисунок 6 – Осцилограма запису процесу гальмування колеса з початковою швидкістю 40 км/год при регулюванні із застосуванням АБС з ШІМ та коефіцієнті зчеплення колеса з біговим барабаном 0,25 [5]

**Висновки.** Оптимальною з точки зору якості регулювання та адаптивних властивостей є дуальні адаптивні АБС з ШІМ, єдиним недоліком якої є підвищені витрати запасів стислого повітря на модуляцію тиску у виконавчих апаратах.

**Список літератури:** 1. *Бондаренко А.І.* Вибір способу модуляції тиску в пневматичному гальмівному приводі / А.І. Бондаренко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. “Механізація сільськогосподарського виробництва”. – 2008. – Т. 1, № 75.– С. 360 –365. 2. *Бондаренко А.І.* Удосконалення процесів модуляції тиску в пневматичному гальмівному приводі автомобілів: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 “Автомобілі та трактори” / Бондаренко Анатолій Ігорович. – Харьков, 2010. – 203с. 3. *Ломака С.И.* Автоматизация процесса торможения автомобиля: учебн. пособ. [для студентов специальности “Автомобили и автомобильное хозяйство”] / Ломака С.И., Алекса Н.Н., Гецович Е.М. – Киев УМК ВО, 1988. – 88 с. 4. А.с. 1169860 СССР, МКИ В 60 Т 8/32. Способ торможения колеса / Е.М. Гецович (СССР). – № 3702182/27-11; заявл. 10.02.84; опубл. 30.07.85, Бюл. № 28. 5. *Северин А.А.* Совершенствование исполнительной части антиблокировочной системы автомобилей с пневматическим тормозным приводом: дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / Северин Александр Александрович. – Харьков, 1985. – 217с. 6. *Ахметшин А.М.* Адаптивная антиблокировочная тормозная система колесных машин: дис. на соискание уч. степени доктора техн. наук: спец. 05.05.03 “Колесные и гусеничные машины” / Ахметшин Альберт Махмутович. – М, 2003. – 255 с. 7. *Гецович Е.М.* Выбор коэффициентов пробных воздействий в адаптивных автоматических системах управления автомобилем / Е.М. Гецович, В.А. Постный, А.С. Струков // Механіка та машинобудування. – 2004. – № 2. – 4 с. 8. *Гецович Е.М.* Выбор коэффициента чувствительности алгоритма функционирования АБС / Е.М. Гецович, С.Г. Селевич // Вестник НТУ “ХПИ”. Сборник научных трудов. Тематический выпуск “Автомобиле- и тракторостроение”. – 2007. – № 12. – 5 с. 9. *Гецович Е.М.* Синтез алгоритма функционирования адаптивной тормозной системы / Е.М. Гецович // Механіка та машинобудування. – 1997. – № 1. – 8 с. 10. *Гецович Е.М.* Классификация алгоритмов функционирования АБС / Е.М. Гецович // Автомобильная промышленность. – 1987. – № 11. – 4 с.

Поступила в редакцію 02.05.2011

**С.Г. БУРЯКОВСКИЙ**, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»;  
**И.В. ЯЛОВЛ**, аспирант, НТУ «ХПИ»;  
**О.Ю. ТКАЧЕВ**, студент, НТУ «ХПИ»

## **ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И ПРОВЕДЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ НА БАЗЕ ЗАЗ -1102**

Проведено розрахунковий та порівняльний аналіз динамічних показників автомобіля «Таврія» зі штатним ДВС і електродвигуном в якості джерела механічної енергії. Обґрунтовано і вибрано тип електродвигуна. Досліджено доцільність і ефективність застосування електричної тяги, як альтернативного джерела механічної енергії. Проведено порівняння швидкісних характеристик автомобіля «Таврія» при використанні різних типів двигунів.

It is organized accounting and benchmark analysis of the dynamic factors of the car "brand" with staff DVS and electric motor as source to mechanical energy. It is motivated and chose type of the electric motor. Explored practicability and efficiency of the using the electric pulling, as alternative source to mechanical energy. The organized comparison of the speed features of the car "brand" when use the different types of the engines.

**Ключевые слова:** асинхронный двигатель (АД), электрическая тяга, скоростные характеристики, преобразователь частоты (ПЧ).

**Постановка проблемы.** На современном этапе развития автомобильная промышленность находится на стадии внедрения новых видов силовых установок. К основным из них можно отнести гибридную силовую установку и тяговый электродвигатель. Применение электрического двигателя в качестве силовой установки является революционным прорывом в автомобилестроении. В данных установках используются энергосберегающие технологии, не требующие привлечения дефицитных и дорогостоящих энергоносителей на базе углеводородов. Это дает возможность утверждать, что отказаться от применения жидкого топлива в городском цикле будет целесообразно и экономически эффективно.

**Цель статьи** – получение и исследование скоростных характеристик автомобиля «Таврия» при использовании различных типов двигателей.

Автоматизированным электроприводом называется электромеханическая система, состоящая из электродвигательного, преобразовательного, передаточного и управляющего устройств, предназначенных для приведения в движение исполнительных органов рабочей машины и управления этим движением [1].

В электроприводах, как правило, приходится иметь дело с вращательным движением [2]. Поэтому уравнение движения записывается как уравнение равновесия всех моментов:

$$M - M_c = J \frac{dw}{dt} + \frac{w^2}{2} \cdot \frac{dJ}{da}, \quad (1.1)$$

где  $M$  – вращающий момент электродвигателя, дж;

$M_c$  – статический момент рабочего механизма, приведенный к валу двигателя, дж;

$J \frac{dw}{dt} + \frac{w^2}{2} \cdot \frac{dJ}{da}$  – динамический, инерционный момент, дж;

$J$  – момент инерции системы, приведенный к валу двигателя, дж·сек<sup>2</sup>;

$\frac{dw}{dt}$  – угловое ускорение, 1/сек<sup>2</sup>;  $w = \frac{da}{dt}$  – угловая скорость, 1/сек;

$a$  – угол поворота, рад;  $t$  – время, сек.

Для большинства рабочих механизмов и машин, имеющих постоянный момент инерции, выражение (1.1) имеет вид:

$$M - M_c = J \frac{dw}{dt}. \quad (1.2)$$

Как известно, на автомобиль действует реактивный момент, который создается в основном силами трения, всегда противодействует движению и поэтому изменяет свой знак с изменением направления движения [3].

Количественно механические характеристики двигателя и исполнительного органа оцениваются жесткостью  $\beta$ , определяемой как:

$$b = \frac{dM}{dw} \approx \frac{\Delta M}{\Delta w}. \quad (1.3)$$

Используя этот показатель, можно оценивать характеристику асинхронного двигателя, как имеющую переменную жесткость.

Для того, что бы разработать электромобиль необходимо было избавиться от штатного ДВС, заменив его асинхронным электродвигателем с частотным управлением. Применение АД уменьшает стоимость в обслуживании автомобиля и повышает надежность системы. Защита АД по току дает возможность более эффективно защитить обмотки от перегрузок в процессе разгона. Использование частотного преобразователя дает возможность максимальный пусковой момент приблизить к критическому, что позволит при необходимости начать движение с высокой динамикой.

Был проведен тяговый расчет автомобиля с ДВС в программе MATHCAD. В расчете была построена внешняя скоростная характеристика двигателя MeM3-245, рассчитан динамический фактор, получены разгонные характеристики на  $i$ -той передаче и пройденный путь при разгоне.

Эффективная мощность двигателя  $N_{V_{\max}}$  при максимальной скорости определяли в ваттах по уравнению мощностного баланса [4]:

$$N_{V_{\max}} = \frac{G_n \cdot f \cdot V_{\max} + K_b \cdot F \cdot V_{\max}^3}{h_m}, \quad (1.4)$$

где  $V_{\max}$  - максимальная скорость движения, м/с;

$G_n$  - вес автомобиля, Н;

$K_b$  - коэффициент сопротивления воздуха, Н·с<sup>2</sup>/м;

$F$  - площадь лобового сопротивления, м<sup>2</sup>;

$h_m$  - КПД трансмиссии;

$f$  - коэффициент сопротивления качения.

Максимальная мощность двигателя определяется экспериментальным уравнением:

$$N_{\max} = \frac{N_{V_{\max}}}{\left[ a \cdot \frac{n_{V_{\max}}}{n_{N_{\max}}} + b \cdot \left( \frac{n_{V_{\max}}}{n_{N_{\max}}} \right)^2 - \left( \frac{n_{V_{\max}}}{n_{N_{\max}}} \right)^3 \right]}. \quad (1.5)$$

Значение мощности двигателя внешней скоростной характеристики определяем из уравнения:

$$N = N_{\max} \left[ a \cdot \frac{n}{n_{N_{\max}}} + b \cdot \left( \frac{n}{n_{N_{\max}}} \right)^2 - \left( \frac{n}{n_{N_{\max}}} \right)^3 \right]. \quad (1.6)$$

Вычисляем момент двигателя:

$$M = \frac{N}{\nu}, \quad \nu = \frac{p \cdot n}{30} \quad (1.7)$$

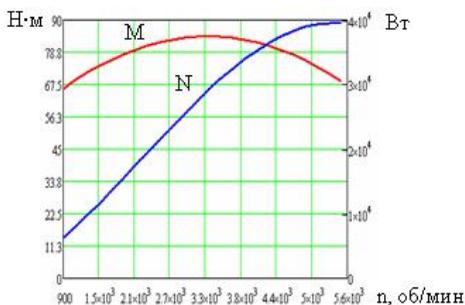


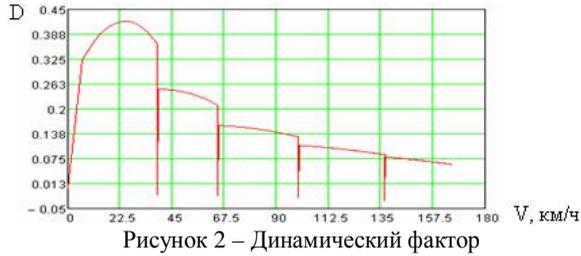
Рисунок 1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя МеМЗ-245

Выбор динамической характеристики автомобиля:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a} \quad (1.8)$$

где  $P_k$  - сила тяги на колесах,  $P_k = \frac{M \cdot i_k \cdot i_0 \cdot h_m}{r_k}$ , Н;

$P_w$  – сила сопротивления воздуха,  $P_w = k_b \cdot F \cdot V^2$ , Н;  
 $G_a$  – полный вес автомобиля.



Расчет ускорения на  $i$ -той передаче:

$$\frac{dV}{dt} = (D - y) \frac{g}{d}. \quad (1.9)$$

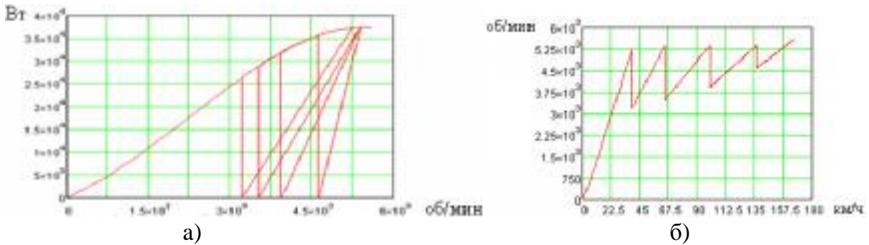


Рисунок 3 – Графики зависимости мощности от оборотов двигателя  $a$  и обороты двигателя от скорости  $б$

С помощью программы MATLAB была создана математическая модель автомобиля с ДВС и получены следующие графики.

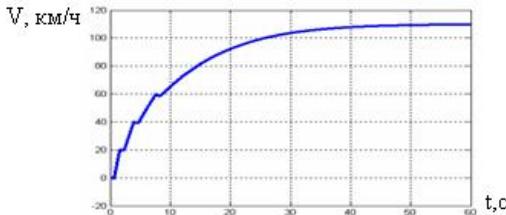


Рисунок 4 – График разгона автомобиля с ДВС

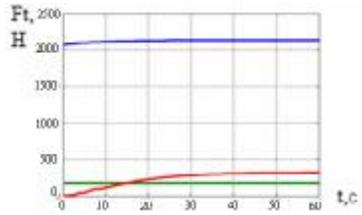


Рисунок 5 – Изменения сил сопротивления в зависимости от времени разгона

По проведенным расчетам был выбран асинхронный электродвигатель фирмы «Lenze» тип MCA 21X35...F10 мощностью  $N=20,3$  кВт. Получена механическая характеристика АД.

Была построена математическая модель электромобиля с АД на базе автомобиля ЗАЗ 1102 с одноступенчатым редуктором в MATLAB и получены графики разгона автомобиля с АД и изменения силы тяги в функции времени.

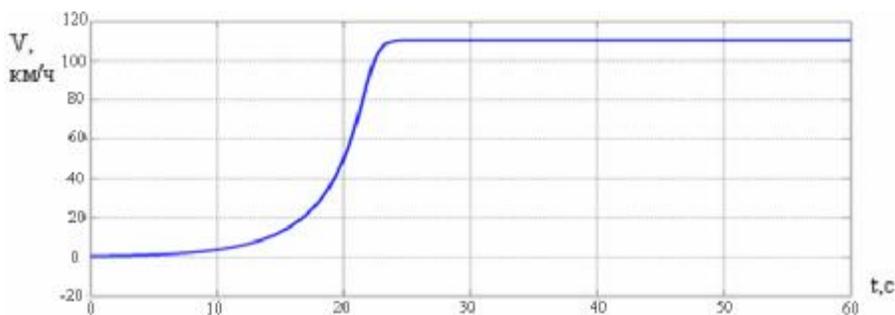


Рисунок 6 – График разгона автомобиля с АД

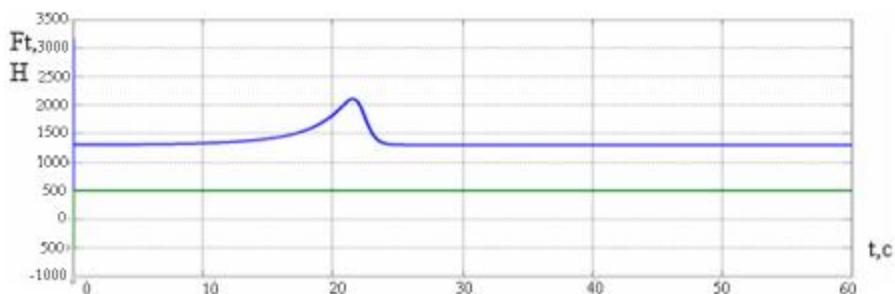


Рисунок 7 – Изменение силы тяги в функции времени

**Результаты.** Было проведено сравнение графиков разгона автомобиля ЗАЗ 1102 с ДВС (рис. 4) и тяговым асинхронным электродвигателем (рис. 6).

**Выводы.** Проведенное исследование показало, что автомобиль ЗАЗ 1102 с использованием АД разгоняется до скорости в 100 км/ч за меньшее время ( $\Delta t = 4$  сек). Интенсивность разгона можно регулировать в широком диапазоне и она ограничивается лишь условиями срыва в буксование и глубиной разряда АКБ.

**Список литературы:** 1. *Чиликин М.Г., Сандлер А.С.* Общий курс электропривода: Учебник для вузов. – 6-е изд., доп. и перераб. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с., ил. 2. *Свириденко П.А. и Шмелев А.Н.* Основы автоматизированного электропривода. Учеб. пособие для вузов по спец. «Автоматизация и комплексная механизация процессов легкой и текстильной промышленности». М., «Высш. школа», 1970. 392 с. с илл. 3. *Москаленко В.В.* Электрический привод. М., «Высш. школа», 1991. 423 с. 4. *Чернышев В.А.* Тягово-динамический и топливно-экономический расчет автомобиля: Методические рекомендации по выполнению курсовой работы. – М.: МГАУ, 2002. – 39 с.

Поступила в редколлегию 02.05.2011

**В.М. ВЕЛИКОДНЫЙ**, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»;  
**А.Г. МАМОНТОВ**, НТУ «ХПИ»

## **ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛАВНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА С ПРИЦЕПОМ ПО ГРУНТОВОЙ ДОРОГЕ**

Проведено аналіз чисельних даних, отриманих у результаті експериментальних випробувань параметрів плавності руху машино тракторного агрегату на базі колісного трактора оснащеного пневматичною системою підресорювання. Встановлено залежності величин середньоквадратичних прискорень та переміщень від швидкості руху по дорозі з ґрунтовим покриттям, та рівня тиску повітря в системі пневматичного ресорного підвищування.

The organized analysis numerical data, got as a result of experimental test parameter to smothnesses of the motion tractor with trailer on the base of the wheel tractor equiped by pneumatic suspension system. The installed dependency of the values of the root-mean-square speedups and displacement from velocity of the moving the tractor and level to pressure of the air in system pneumatic on spring when moving on road with soil covering.

**Введение.** Уровень виброзащиты – один из основных показателей качества и надежности самоходных машин. Для защиты от динамических нагрузок широко используются различные виброзащитные системы с металлическими упругими элементами. Качество виброзащиты существенно повышается по мере снижения собственной частоты колебаний защищаемого объекта. Одним из радикальных способов снижения частоты собственных колебаний защищаемого объекта является применение пневматической виброзащитной системы.

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

Одной из причин возникновения потерь при выполнении транспортно-технологических операция являются колебания подрессоренной массы, в процессе движения по неровностям дороги [1].

Кроме того вертикальные колебания негативно влияют на состояние деталей и узлов мобильных машин и агрегатов. В результате колебаний уменьшается межремонтный пробег и значительно увеличивается себестоимость транспортно-технологических операций [2,3]. Поэтому возникает необходимость повышения плавности хода машинотракторных агрегатов, которые используются в сельском хозяйстве.

С середины 80-х годов получает развитие пневматическая система подрессоривания, позволяющая изменять жесткость подвески, регулировать дорожный просвет и эффективно гасить колебания, передаваемые от дороги на остов самоходной машины.

**Цель и постановка задачи.** Для повышения эксплуатационных свойств и улучшения параметров плавности хода машинотракторного агрегата была разработана комбинированная пневморессорная подвеска установленная на колёсный трактор Т-150КМ. Её комплект состоит из листовой рессоры и пневматических резинокордных упругих элементов, соединённых с дополнительными воздушными резервуарами (гидравлические амортизаторы в подвеске отсутствуют) [4].

Целью эксперимента является оценка плавности хода машинотракторного агрегата и получение экспериментальных данных характеризующих его движение по дороге с грунтовым покрытием.

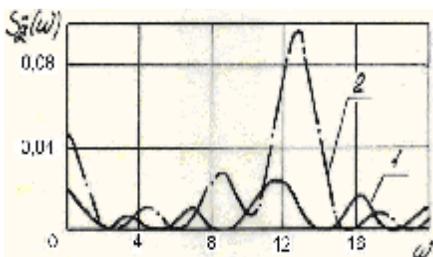
**Постановка эксперимента.** Для исследования плавности хода трактора Т-150КМ с пневморессорной подвеской были проведены испытания трактора Т-150КМ с прицепом ППТС-9 на грунтовой дороге. При этом регистрировались следующие параметры: ускорения переднего моста, ускорения рамы над передним мостом, ускорение рамы над задним мостом, перемещения моста относительно рамы. Давление воздуха в пневмоподвеске устанавливалось 0,22; 0,27 и 0,35 МПа при диаметре дроссельного отверстия в пневмоподвеске 9 мм и без дросселя 14 мм.

Испытания производились на горизонтальном участке грунтовой дороги длиной 200 м.

**Результаты экспериментальных исследований по определению параметров плавности хода трактора.** На основании обработки экспериментальных данных получены корреляционные функции, спектральные плотности и среднеквадратичные значения изменения регистрирующих величин.

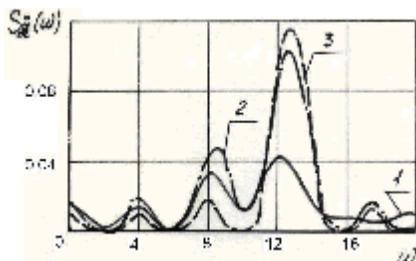
Анализ корреляционных функций и спектральных плотностей вертикальных ускорений переднего моста показал, что вертикальные ускорения моста имеют несколько резко выраженных частот 0,64 Гц, (1,26 ... 1,36) Гц, (1,8 ... 2,2) Гц и (2,75 ... 2,85) Гц (рис. 1 и 2). С повышением скорости от 16,95 км/час до 31,25 км/час частоты находятся в указанных пределах, т.е. они меняются незначительно. Основная частота вертикальных ускорений моста с изменением скорости от 16,95 км/час до 31,25 км/час находится в пределах (1,8 ... 2,2) Гц.

Характерно, что частоты вертикальных колебаний рамы над передним мостом практически совпадают с частотами переднего моста и равны 0,64 Гц, (1,28 ... 1,52) Гц, (1,7 ... 2,1) Гц и (2,7 ... 2,8) Гц (рис. 3, 4, 5, 6, 7, 8).



1 – V = 16,95 км/час; 2 – V=21, 28 км/час.

Рисунок 1 - Нормированные спектральные плотности  $S_{\ddot{x}}(\omega)$  ускорений переднего моста трактора при его движении с прицепом 1ПТС-9 по грунтовой дороге (диаметр дросселя 9мм; динамический ход 40мм; давление воздуха 0,21 МПа)



1 – V = 16,95 км/час; 2 – V=21,28 км/час,  
3 – V=31,25 км/час.

Рисунок 2 - Нормированные спектральные плотности  $S_{\ddot{x}}(\omega)$  ускорений переднего моста трактора при его движении с прицепом 1ПТС-9 по грунтовой дороге (без дросселя; динамический ход 40мм; давление воздуха 0,22 МПа)

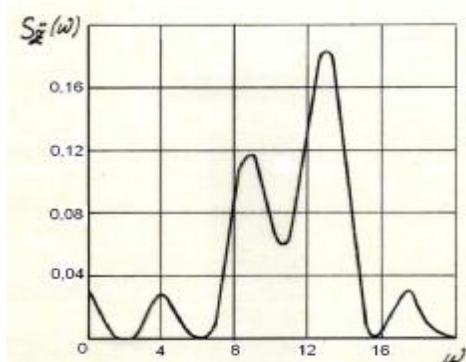
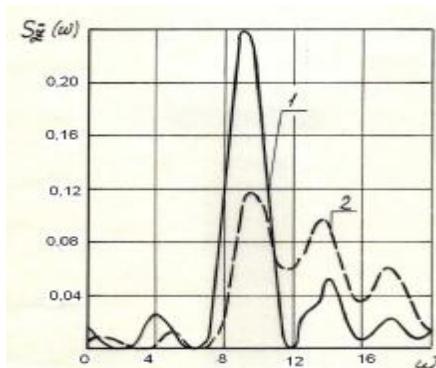


Рисунок 3 - Нормированные спектральные плотности  $S_{\ddot{x}}(\omega)$  ускорений остова трактора над передним мостом при его движении с прицепом 1ПТС-9 по грунтовой дороге.(диаметр дросселя 9мм; динамический ход 40мм; давление воздуха 0,21 МПа), V=21,28 км/час



1 – V = 16,95 км/час; 2 - V=31,25 км/час.

Рисунок 4 - Нормированные спектральные плотности  $S_{\ddot{x}}(\omega)$  ускорений остова трактора над передним мостом при его движении с прицепом 1ПТС-9 по грунтовой дороге (диаметр дросселя 9мм; динамический ход 60мм; давление воздуха 0,35 МПа)

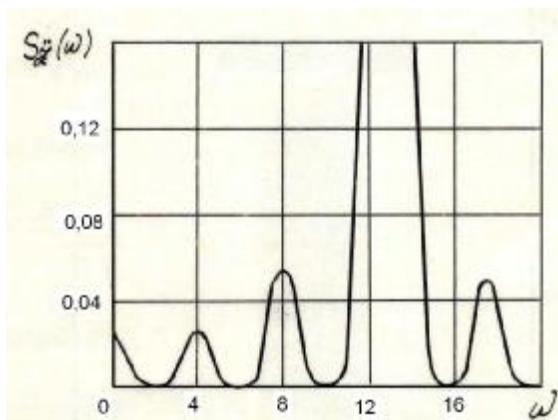


Рисунок 5 – Нормированные спектральные плотности  $S_{\ddot{x}}(\omega)$  ускорений остова трактора над передний мостом при его движении с прицепом ППТС-9 по грунтовой дороге (без дросселя; динамический ход 40 мм; давление воздуха 0,21 МПа),  $V=31,25$  км/час

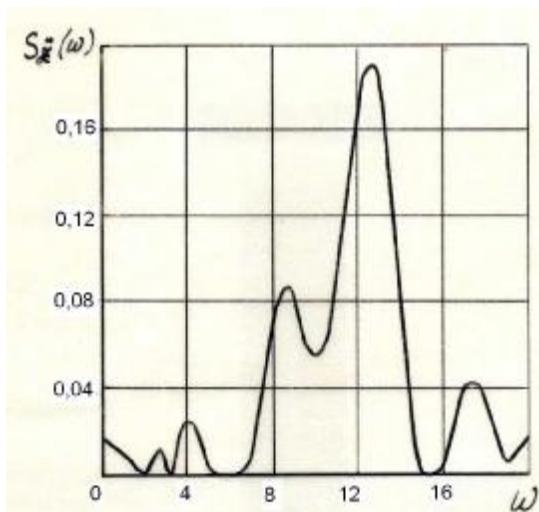


Рисунок 6 - Нормированные спектральные плотности  $S_{\ddot{x}}(\omega)$  ускорений остова трактора над передним мостом при его движении с прицепом ППТС-9 по грунтовой дороге (без дросселя; динамический ход 60мм; давление воздуха 0,34 МПа),  $V=31,25$  км/час

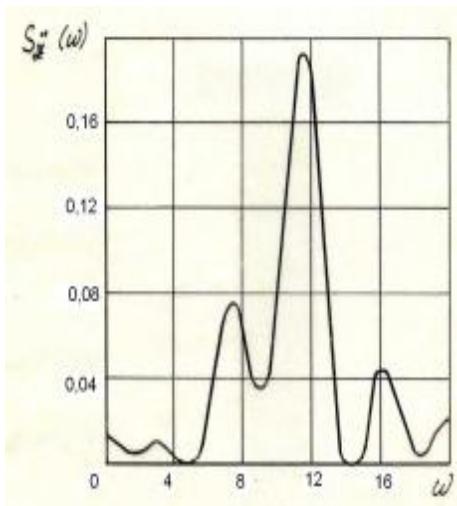
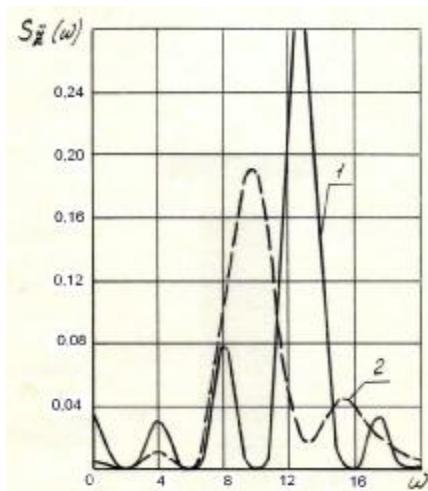


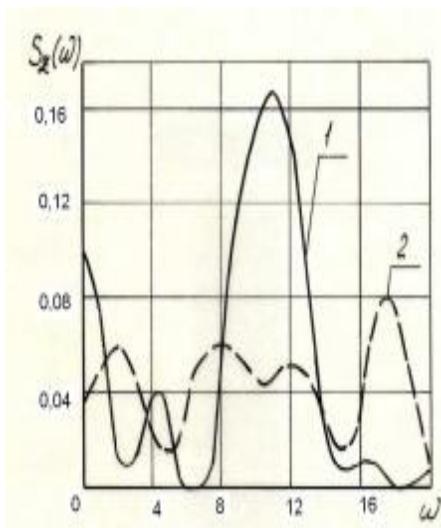
Рисунок 7 – Нормированные спектральные плотности  $S_{\ddot{x}}(\omega)$  ускорений остова трактора над передним мостом при его движении с прицепом 1ПТС-9 по грунтовой дороге (без дросселя; динамический ход 50 мм; давление воздуха 0,27 МПа),  $V = 16,95$  км/час



1 –  $V = 16,95$  км/час; 2 –  $V = 31,25$  км/час.

Рисунок 8 – Нормированные спектральные плотности  $S_{\ddot{x}}(\omega)$  ускорений остова трактора над передним мостом при его движении с прицепом 1ПТС-9 по грунтовой дороге (диаметр дросселя 9мм; динамический ход 50мм; давление воздуха 0,27 МПа).

В зависимости от скорости они меняются незначительно. При изменении давления в пневмоподвеске от 0,22 МПа до 0,35 МПа без дросселя основные частоты колебаний рамы над передним мостом равны (1,7 ... 2,1)Гц. При дросселе диаметром 9 мм основная частота колебаний рамы при давлении воздуха в системе 0,35 МПа (1,35 ... 1,55)Гц. При давлении воздуха в системе 0,27 МПа основная частота рамы при повышении скорости с 16,95 км/час до 31,25 км/час уменьшается с 2 Гц до 1,48 Гц. При давлении воздуха в системе 0,22 МПа основная частота рамы составляла (1,7 ... 2)Гц. Естественно, что частота относительного перемещения переднего моста относительно рамы такая же, как и частота рамы и составляет (0,3 ... 0,34) Гц; (1,26 ... 1,44)Гц; (1,7 ... 2,1)Гц; (2,7 ... 2,8)Гц (рис. 9, 10). Основная частота относительного перемещения моста относительно рамы находится в пределах (1,44 ... 1,9) Гц.



1 –  $V = 16,95$  км/час; 2 -  $V=31,25$  км/час.

Рисунок 9 – Нормированные спектральные плотности

$S_z(\omega)$  перемещении переднего моста трактора относительно рамы при его движении с прицепом 1ПТС-9 по грунтовой дороге (с диаметр дросселя 9 мм; динамический ход 40мм; давление воздуха 0,21 МПа)

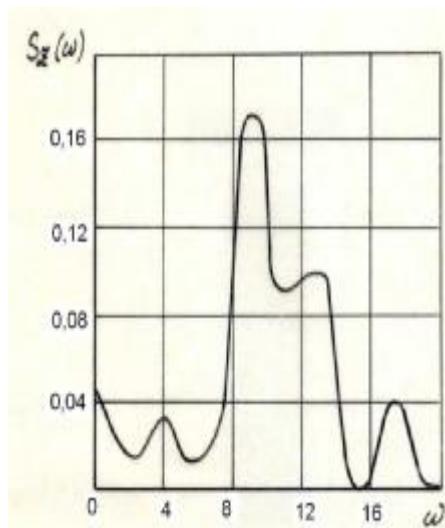


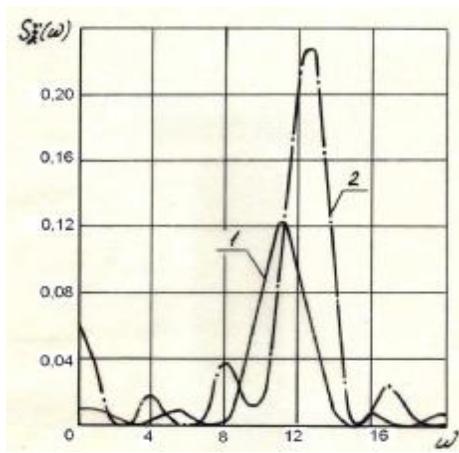
Рисунок 10 – Нормированные спектральные плотности  $S_z(\omega)$

перемещений переднего моста трактора относительно рамы при его движении с прицепом 1ПТС-9 по грунтовой дороге (без дросселя; динамический ход 60мм; давление воздуха 0,34 МПа),  $V=31,25$  км/час.

Анализ корреляционных функций и спектральных плотностей вертикальных ускорений рамы трактора над задним мостом показал, что частоты такие же, как и над передним, мостом и они равны 0,64 Гц, (1,26 ... 1,46) Гц, (1,76 ... 2,2) Гц, (2,6 ... 2,8) Гц, (рис.11 и 12). Они практически не зависят от диаметра дроссельного отверстия в пневмосистеме и скорости трактора. Основные частоты находятся в пределах (1,7 ... 2,2) Гц.

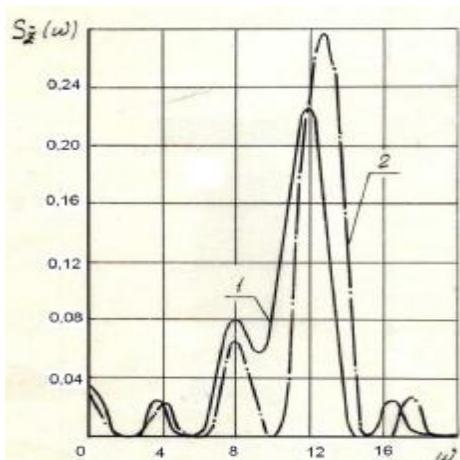
Полученные среднеквадратичные ускорения измеряемых величин приведены на рис. 13, 14, 15, 16, 17, 18. Анализ результатов показал, что и изменением скорости от 16,95 км/чае до 31,25 км/час на грунтовой дороге среднеквадратичные ускорения переднего моста возрастает от (0,12 ... 0,15) г до (0,22 ... 0,24) г. При различных давлениях воздуха в пневмосистеме

ускорения переднего моста меняются незначительно. По видимому дорога не имела стабильной характеристики. Почти не сказывалось на ускорении моста и сечение дросселя. При дросселе диаметром 9 мм ускорения на 5% меньше, чем без дросселя.



1 – V = 16,95 км/час; 2- V=21, 28 км/час.

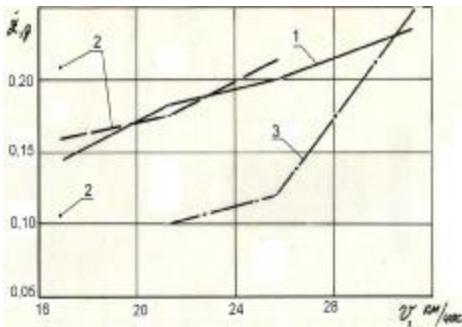
Рисунок 11 – Нормированные спектральные плотности  $S_{\ddot{z}}(\omega)$  ускорений остова трактора над задний мостом при его движении с прицепом 1ПТС-9 по грунтовой дороге с диаметром дросселя 9мм; динамический ход 40мм; давление воздуха 0,21 МПа).



1 – V = 16,95 км/час; 2- V=21, 28 км/час.

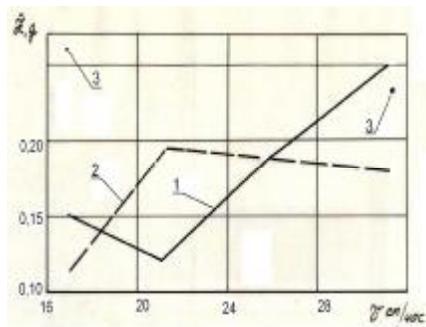
Рисунок 12 – Нормированные спектральные плотности  $S_{\ddot{z}}(\omega)$  ускорений остова трактора над задним мостом при его движении с прицепом 1ПТС-9 по грунтовой дороге без дросселя; динамический ход 40 мм; давление воздуха 0,21 МПа).

На рис. 19, 20 представлена графическая зависимость средневекторического перемещения переднего моста трактора относительно рамы трактора Т-150КМ при выполнении транспортных работ на грунтовой дороге с прицепом 1ПТС-9 в зависимости от скорости. Анализ результатов показывает, что при дросселе диаметром 9 мм и изменении скорости от 16,95 км/ч до 31,25 км/ч средневекторичное перемещение моста относительно рамы составляет 4 ... 5,5 мм. При отсутствии дросселя наблюдается большой разброс перемещения, а среднее его значение находится в пределах от 3 до 7 мм при изменении скорости от 16,95 км/ч до 31,25 км/ч.



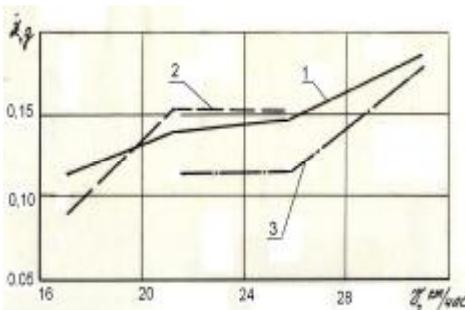
1 – 0,22 МПа; 2 – 0,27 МПа; 3 – 0,35 МПа.

Рисунок 13 - Изменение среднеквадратичных вертикальных ускорений переднего моста трактора Т-150КМ с пневморессорной подвеской в зависимости от скорости при давлении воздуха в пневмосистеме без дросселя



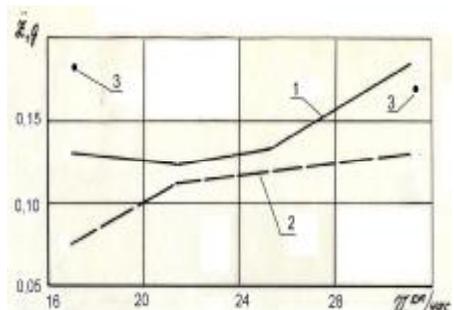
1 – 0,22 МПа; 2 – 0,27 МПа; 3 – 0,35 МПа.

Рисунок 14 - Изменение среднеквадратичных вертикальных ускорений переднего моста трактора Т-150КМ с пневморессорной подвеской в зависимости от скорости при давлении воздуха в пневмосистеме с дросселем



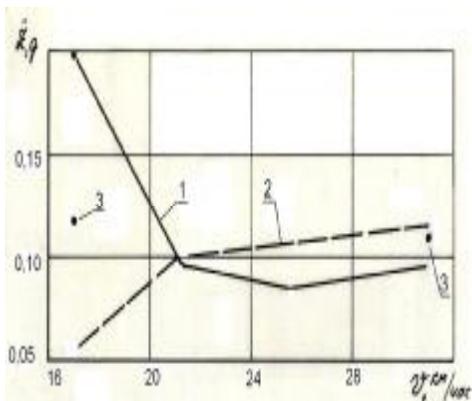
1 – 0,22 МПа; 2 – 0,27 МПа; 3 – 0,35 МПа

Рисунок 15 – Изменение среднеквадратичных вертикальных ускорений остова над передним мостом трактора Т-150КМ с пневморессорной подвеской в зависимости от скорости при давлении воздуха в пневмосистеме без дросселя



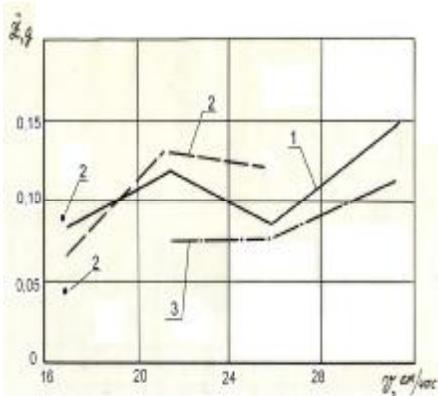
1 – 0,22 МПа; 2 – 0,27 МПа; 3 – 0,35 МПа

Рисунок 16 – Изменение среднеквадратичных вертикальных ускорений остова над передним мостом трактора Т-150КМ с пневморессорной подвеской в зависимости от скорости при давлении воздуха в пневмосистеме с дросселем



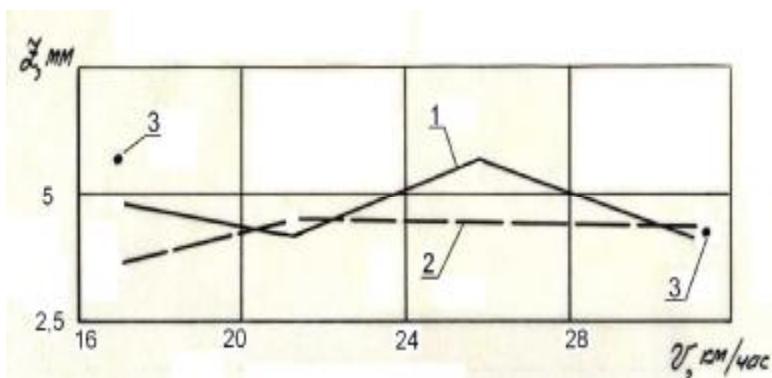
1 - 0,22 МПа; 2 - 0,27 МПа; 3 - 0,35 МПа.

Рисунок 17 – Изменение среднеквадратичных вертикальных ускорений остова над задним мостом трактора Т-150КМ с пневморессорной подвеской в зависимости от скорости при давлении воздуха в пневмосистеме с дросселем



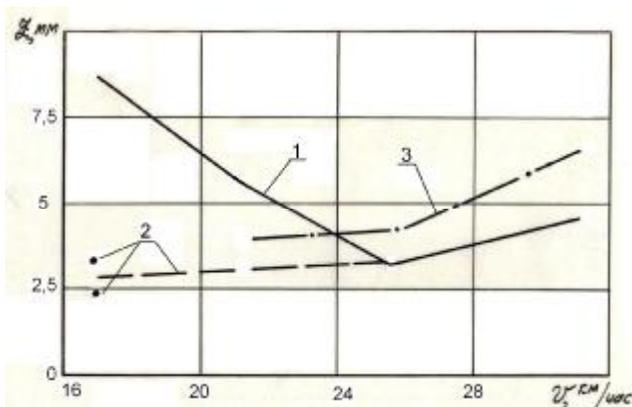
1 - 0,22 МПа; 2 - 0,27 МПа; 3 - 0,35 МПа.

Рисунок 18 – Изменение среднеквадратичных вертикальных ускорений остова над задним мостом трактора Т-150КМ с пневморессорной подвеской в зависимости от скорости при давлении воздуха в пневмосистеме без дросселя



1 - 0,22 МПа; 2 - 0,27 МПа; 3 - 0,35 МПа.

Рисунок 19 - Изменение среднеквадратичных перемещений переднего моста относительно рамы трактора Т-150КМ с пневморессорной подвеской в зависимости от скорости при давлении воздуха в пневмосистеме с дросселем



1 - 0,22 МПа; 2 - 0,27 МПа; 3 - 0,35 МПа.

Рисунок 20 - Изменение среднеквадратичных перемещений переднего моста относительно рамы трактора Т-150КМ с пневморессорной подвеской в зависимости от скорости при давлении воздуха в пневмосистеме без дросселя

**Выводы:** Анализ проведенных экспериментальных исследований показывает, что частоты колебаний переднего моста и рамы резко выражены и равны 0,64 Гц, (1,26 ... 1,36) Гц, (1,8 ... 2,2) Гц и (2,75 ... 2,85) Гц.

Среднеквадратичное ускорение рамы над передним мостом с ростом скорости от 16,95 км/час до 31,25 км/час растет с (0,08 ... 0,12) g до 0,18g. Закономерности влияния давления воздуха в пневмосистеме не выявлено. При скоростях 21 ... 26 км/час ускорения рамы над передним мостом с дросселем диаметром 9 мм меньше 10 – 15%, чем без дросселя.

Среднеквадратичное ускорение рамы над задним мостом с ростом скорости от 16,95 км/час до 31,25 км/час практически сохранилось постоянным и находилось в пределах (0,08 ... 0,12)g. Давление воздуха в пневмосистеме мало влияет на ускорении. Но при дросселе диаметром 9 мм среднеквадратичное ускорение рамы над задним мостом на 10 - 15% меньше, чем без дросселя. Таким образом, применение на тракторе пневморессорной подвески оказывает влияние на улучшение плавности хода машинотракторного агрегата в целом при движении по дороге с грунтовым покрытием.

**Список литературы:** 1. Програма розвитку автомобілебудування України. Постанова Кабінету Міністрів України від 15.09.93. №732. 2. Яценко Н.Н., Прутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. – М.: Машиностроение, 1969. – 220с. 3. Певзнер Я.М., Горелик А.М. Пневматические и гидропневматические подвески. – М.: МАШГИЗ, 1963.–314с. 4. Исследование плавности хода, динамической нагруженности элементов системы трактора Т-150КМ и обоснование схемы подвески: Отчёт кафедры «Тракторостроение» Харьк. политехн. Ин-та, №76050198. Харьков: 1977. – 165 с.

Поступила в редколлегию 02.05.2011

*Д.М. КЛЕЦ*, канд. техн. наук, ХНАДУ, Харьков

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА ПРОДОЛЬНОГО НАКЛОНА АВТОМОБИЛЯ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ**

У статті запропоновано методику визначення кута позовжнього нахилу автомобіля, а також ухилу дороги при проведенні динамічних (кваліметричних) випробувань. Дана методика значно знижує погрішність при записі траєкторії колісної машини, а також випробуваннях на дорозі з нерівностями або нерівномірним ухилом.

In this article the method of vehicle longitudinal inclination angle definition and road inclination at dynamic (qualimetric) testing is offered. This method makes sizeable lower mistake at vehicle patch recording and at testing on road with aliasing or irregular inclination.

**Введение.** Увеличение количества транспортных средств в нашей стране ведет к постоянному повышению интенсивности дорожного движения. С увеличением ввоза подержанных автомобилей зарубежного производства, а также повышением требований к новым моделям [3], актуальными являются вопросы кваліметрической оценки и сертификации указанных транспортных средств.

Для решения указанной проблемы в настоящее время активно применяются мобильные вычислительные комплексы [5, 6, 7, 9] отечественного и зарубежного производства, которые позволяют без вмешательства в конструкцию автомобилей осуществлять определение его кинематических и динамических параметров. В качестве чувствительных элементов используются акселерометры, которые нашли свое применение также в системах динамической стабилизации, транспортной навигации, активной и пассивной безопасности и многих других системах современных транспортных средств [6, 10].

**Анализ последних достижений и публикаций.** Исследованию динамических свойств колесных машин с помощью акселерометров посвящено значительное количество работ [1, 2, 5, 6, 7, 8, 9]. О. П. Алексеевым предложен микропроцессорный комплекс [5], основанный на использовании метода косвенных измерений динамики транспортного средства.

На кафедре ТМ и РМ ХНАДУ под общим руководством проф. Подригало М. А. разработан мобильный измерительный комплекс, состоящий из двух датчиков ускорений Freescale Semiconductor модели MMA7260QT, а также ЭВМ для снятия и архивации данных [7]. Использованные датчики MMA7260QT – емкостные акселерометры с тремя рабочими осями и пределом измерения  $\pm 1.5 g$ . Данный комплекс позволяет определять суммарную силу сопротивления движению, коэффициент

аэродинамического сопротивления, мощность двигателя и прочие энергетические и динамические показатели автомобилей при динамических (квалиметрических) испытаниях [6, 7, 8, 9].

Проведение квалиметрических испытаний колесных машин усложняется проблемой определения угла продольного наклона транспортного средства и уклона дороги в режиме реального времени. При подготовке динамических испытаний датчик ускорения, а значит, и оси его чувствительности жестко закрепляются в салоне автомобиля. В процессе движения, например, при разгоне автомобиля, разгружается передняя ось и несколько приподымается его передняя часть, а при торможении – наоборот, происходит «клевок» автомобиля. Таким образом, получаемый выходной сигнал датчика представляет собой лишь только часть истинной величины ускорения. Еще большее влияние оказывают неровности или уклон дороги. При записи ускорения относительно поверхности земли возникает значительная погрешность, что усложняет запись траектории колесной машины («черный ящик»), определение координат при плохом сигнале или отсутствии GPS, проведение динамических испытаний на дороге с неровностями или неравномерным уклоном.

Автор работы [1] предлагает схему калибровки акселерометров для уменьшения погрешности за счет применения специальных фильтров. С помощью данной методики [1] погрешность определения скорости транспортного средства составит около 5%. Однако, согласно ДСТУ 3310-96, при оценке устойчивости погрешность измерения скорости автомобиля должна составлять не более 0,5%. Таким образом, вопрос повышения точности при динамических испытаниях требует дополнительных исследований.

**Цель и постановка задачи.** Целью исследования является определение угла продольного наклона автомобиля, а также уклона дороги при проведении квалиметрических испытаний. Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить угол установки датчика по отношению к днищу автомобиля;
- определить ускорение автомобиля относительно продольной и перпендикулярной оси к земной поверхности;
- определить угол продольного наклона дороги в реальном времени с использованием акселерометра.

**Определение угла установки датчика по отношению к днищу автомобиля.** При подготовке к динамическим испытаниям, в салон автомобиля устанавливается мобильный измерительный комплекс, состоящий из двух трехосных акселерометров и ноутбука (или нетбука). Дополнительно под некоторым углом в вертикальной плоскости размещается акселерометр с двумя или более рабочими осями (см. рис. 1) и жестко закрепляется в салоне.

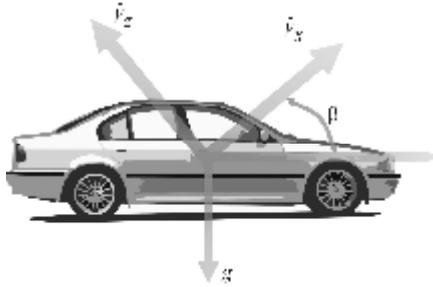


Рисунок 1 – Схема определения угла установки акселерометра по отношению к днищу автомобиля

Угол  $\beta$ , полученный при произвольной установке акселерометра по отношению к днищу автомобиля, определяется при проведении замера ускорений в статике (при установке автомобиля на ровной горизонтальной поверхности) с помощью выражения [2]

$$b = \arctg\left(\frac{\overline{v}_x}{\overline{v}_z}\right). \quad (1)$$

**Определение ускорения автомобиля относительно продольной и перпендикулярной оси к земной поверхности.** Используя показания акселерометра по двум осям, можно определить продольное ускорение автомобиля отдельно от ускорения свободного падения. Продольное ускорение автомобиля и ускорение свободного падения в данном случае раскладываются по двум осям, лежащим в вертикальной плоскости (см. рис. 2).

Единичные вектора продольной и вертикальной оси определяются с помощью несложных тригонометрических преобразований (см. рис. 2)

$$\overline{X} = \overline{v}_x \cdot \cos b - \overline{v}_z \cdot \sin b, \quad (2)$$

$$\overline{Z} = \overline{v}_x \cdot \sin b + \overline{v}_z \cdot \cos b. \quad (3)$$

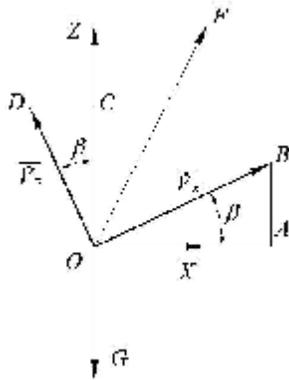
Выражение для определения вектора ускорения свободного падения имеет следующий вид

$$\overline{G} = g \cdot \overline{Z}. \quad (4)$$

Выражение для определения некоторого вектора  $\overline{F}$  можно записать в двух видах

$$\overline{F} = \mathfrak{a}_x \cdot \overline{v}_x + \mathfrak{a}_z \cdot \overline{v}_z, \quad (5)$$

$$\overline{F} = x \cdot \overline{X} + z \cdot \overline{Z}. \quad (6)$$



$\overline{v}_x$  – единичный вектор показания продольной оси акселерометра;  $\overline{v}_z$  – единичный вектор показания вертикальной оси акселерометра;  $\overline{Z}$  – единичный вектор вертикальной оси;  $\overline{X}$  – единичный вектор продольной оси;  $\overline{G}$  – вектор ускорения свободного падения;  $\beta$  – угол установки акселерометра по отношению к днищу автомобиля;  $\mathfrak{a}_x$  – показания продольной оси акселерометра;  $\mathfrak{a}_z$  – показания вертикальной оси акселерометра;  $z$  – компонента ускорения, приходящаяся на вертикальную ось;  $x$  – компонента ускорения, приходящаяся на продольную ось.

Рисунок 2 – Схема определения ускорения автомобиля относительно продольной и перпендикулярной оси к земной поверхности

Из уравнений (2), (3) и (6) получим после проведения преобразований

$$\overline{F} = x \cdot (\overline{v}_x \cdot \cos b - \overline{v}_z \cdot \sin b) + z \cdot (\overline{v}_x \cdot \sin b + \overline{v}_z \cdot \cos b), \quad (7)$$

откуда

$$\overline{F} = (x \cdot \cos b + z \cdot \sin b) \cdot \overline{v}_x + (z \cdot \cos b - x \cdot \sin b) \cdot \overline{v}_z. \quad (8)$$

Из выражений (5) и (8) следует, что

$$\mathfrak{a}_x = x \cdot \cos b + z \cdot \sin b, \quad (9)$$

$$\mathfrak{a}_z = z \cdot \cos b - x \cdot \sin b. \quad (10)$$

Из выражения (9) получим выражение для определения ускорения автомобиля относительно продольной оси к земной поверхности

$$x = (\mathfrak{a}_x - z \cdot \sin b) / \cos b . \quad (11)$$

Из выражений (10) и (11) получим

$$\mathfrak{a}_z = z \cdot \cos b - \sin b \cdot (\mathfrak{a}_x - z \cdot \sin b) / \cos b . \quad (12)$$

Решая выражение (12) относительно  $z$ , получим выражение для определения ускорения автомобиля относительно перпендикулярной оси к земной поверхности

$$z = \mathfrak{a}_z \cdot \cos b + \mathfrak{a}_x \cdot \sin b . \quad (13)$$

Таким образом, устанавливая акселерометр в салоне автомобиля с некоторым углом  $\beta$  по отношению к его днищу, можно определить компоненты ускорения, приходящиеся на продольную и перпендикулярную ось к земной поверхности, используя зависимости (11) и (13) соответственно.

**Определение угла продольного наклона дороги в реальном времени с использованием акселерометра.** Используя показания акселерометра по вертикальной и продольной оси, можно определить угол наклона дороги  $a$  с помощью несложных тригонометрических преобразований (см. рис. 3).

Косинус угла продольного уклона дороги определяется из следующего выражения (см. рис. 3)

$$\cos a = g_z / g , \quad (14)$$

где  $g_z$  – компонента ускорения свободного падения, приходящаяся на вертикальную ось;

$g$  – вектор ускорения свободного падения.

Подставляя выражение (13) в (14) получим

$$\cos a = (\mathfrak{a}_x \cdot \sin b + \mathfrak{a}_z \cdot \cos b) / g . \quad (15)$$

Угол продольного наклона дороги, таким образом

$$a = \arccos(\mathfrak{a}_x \cdot \sin b + \mathfrak{a}_z \cdot \cos b) / g . \quad (15)$$

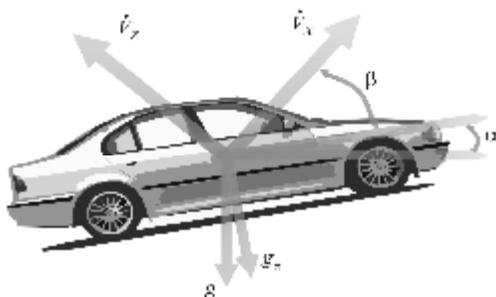


Рисунок 3 – Схема определения продольного уклона дороги в режиме реального времени при проведении динамических испытаний

**Выводы. 1.** Предложенная методика не требует дорогостоящего дорожного оборудования и позволяет в автоматическом режиме с точностью до 1% (что соответствует требованиям ДСТУ 3310-96) определять продольные, боковые и вертикальные ускорения автомобиля с поправкой на уклон дороги в режиме реального времени. **2.** Определение поправки на «клевки» автомобиля, а также на уклон дороги позволяет снизить погрешность при записи траектории колесной машины, определении координат при плохом сигнале или отсутствии GPS, проведении динамических испытаний на дороге с неровностями или неравномерным уклоном.

**Список литературы: 1.** *Handel P.* Combating the effect of chassis squat in vehicle performance calculations by accelerometer measurements / P. Handel, B. Enstedt, M. Ohlsson // Measurement. – 2010. – № 3. С. 483–488. **2.** *T. Yoshida.* Inclination sensing of moving vehicle. #AN-00MX-012 Application Note n/r 3/12/03 (MEMSIC Inc.). **3.** The Federal Motor Vehicle Safety Standards, [http://nhtsa.gov/cars/mles/standards/FMVSS\\_Regs/index.htm](http://nhtsa.gov/cars/mles/standards/FMVSS_Regs/index.htm). **4.** *Аш Ж.* Датчики измерительных систем: В 2 книгах / Аш. Ж. [пер. с франц.] – М.: Мир, 1992. –480 с. **5.** *Гаврилов Э. В.* Принципы работы мобильных вычислительных комплексов / Алексеев О. П., Смирнов О. П. // Информационные технологии. – Харьков: Магдебург. – ХГПУ, 1999. – с.139-141. **6.** *Клец Д. М.* Применение акселерометров в системах пассивной безопасности автомобилей / Д. М. Клец, А. И. Коробко, Я. В. Ревтов, Д. А. Безъязычный // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – 2009. – № 24. – С. 41-44. **7.** Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00 25.06.2010. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М. А., Коробко А.И., Клец Д.М., Файст В.Л.; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. університет. - № u 2010 01136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12. **8.** *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. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). – 2010. – Вип. 28 (травень, 2010). – С. 432-434. **9.** *Подригало М.А., Клец Д.М., Мостова А.Н., Коробко А.И.* Метод определения энергетических и динамических показателей автомобилей с помощью датчиков линейных ускорений / Вісник СНУ ім. В. Даля №7 (149) 2010 Луганськ, с. 40-44. **10.** *Сысоева С.* Автомобильные акселерометры / С. Сысоева // Компоненты и технологии. – 2005. – №8. – С. 12-18.

Поступила в редколлегию 02.05.2011

*А.Ю. РЕБРОВ*, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»;

*В.В. КУЧКОВ*, магистр, НТУ «ХПИ»

## **СТАТИСТИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ О СОВРЕМЕННЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРАХ МИРОВЫХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ**

Наведений аналіз статистичних даних про сучасні сільськогосподарські трактори світових виробників і визначені закони розподілу енергонасиченості і потужності модельного ряду тракторів. Виявлена відповідність розподілу тракторів за потужністю двигуна розподілу обсягів продажу за кількістю проданих одиниць і у грошовому еквіваленті.

The above analysis of statistical data on current agricultural tractors world producers and the law of distribution and power enehonasychenosti range tractors. The conformity of the distribution of tractors by power engine sales distribution by number of units sold and the cash equivalent.

**Введение.** Концепция развития трактора, как основного источника энергии, необходимой для выполнения сельскохозяйственных технологических операций, постоянно трансформируется. Развитие мирового тракторостроения очень динамично, особенно в последнее десятилетие. Это связано с непрерывным повышением технического уровня трактора, который определяется комплексом оценочных показателей и характеристик.

В связи с этим представляют интерес статистические данные об основных показателях трактора, заложенных мировыми производителями в конструкцию, а также о номенклатуре тракторов.

Поэтому задача анализа статистических данных о современных сельскохозяйственных тракторах мировых производителей, с последующим их использованием при обосновании показателей вновь создаваемых конструкций, представляется актуальной.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Современные всемирно известные марки фирм-производителей тракторной техники в основном являются представителями ведущих транснациональных корпораций [1]. Среди них корпорация AGCO Corporation, в состав которой входят известные производители тракторов: Challenger (United Kingdom, Великобритания) [2], Valtra (Finland, Финляндия) [3], Massey Ferguson (France, Франция), Fendt (Germany, Германия), White (USA, США) [2]. В состав корпорации CNH входят тракторные фирмы: Case IH (United Kingdom, Великобритания), New Holland (United Kingdom, Великобритания), Steyr (Austria, Австрия) [2]. Одно из лидирующих мест по объемам продаж тракторов занимает всемирно известная корпорация John Deere (USA, США) [2]. В Европе наряду с указанными производителями, практически без отставания по объемам

продаж позиционируется корпорация Same-Deutz-Fahr [4], в состав которой входят: Same (Italy, Италия) [5], Deutz-Fahr (Germany, Германия), Lamborghini (Italy, Италия) [6], Hurlimann (Switzerland, Швейцария) [7]. В состав корпорации ARGO входят производители тракторов, [8]: McCormick (United Kingdom, Великобритания) [9], Landini (Italy, Италия). На североамериканском континенте также хорошо зарекомендовали себя тракторы Buhler Versatile (Canada, Канада) [10], а в Европе Claas (Germany, Германия) [11].

Определенный интерес представляет опыт мирового тракторостроения в разрезе получения данных о марочном составе выпускаемых тракторов, их энергонасыщенности, предусмотренном уровне балластирования, объеме продаж и др.

**Цель и постановка задачи.** Целью данного исследования является анализ статистических данных о современных сельскохозяйственных тракторах мировых производителей, статистическое обобщение мирового опыта тракторостроения, выявление закономерностей распределения основных технических характеристик тракторов.

**Статистические данные о современных сельскохозяйственных тракторах мировых производителей.** Для анализа были выбраны тракторы мировых производителей в диапазоне мощностей двигателей от 26 кВт до 430 кВт – всего более 700 моделей, которые в течение последних трех лет предлагались на мировом рынке и проходили непосредственные испытания на полигоне тракторной лаборатории в Небраске (Nebraska Tractor Test Laboratory, USA [1]). По количеству моделей получена следующая выборка (шт): Challenger – 68, Valtra – 20, Massey Ferguson – 72, Fendt – 13, White – 10, Case IH – 87, New Holland – 51, Steyr – 26, John Deere – 121, Same – 23, Deutz-Fahr – 18, Lamborghini – 52, Hurlimann – 16, McCormick – 71, Landini – 45, Buhler Versatile – 5, Claas – 31.

Анализ показал, что энергонасыщенность тракторов подчиняется нормальному закону распределения с плотностью вероятности:

$$f(\dot{Y}) = \frac{1}{\sigma_{\dot{Y}} \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot \exp \left( -\frac{(M_{\dot{Y}} - \dot{Y})^2}{2 \cdot \sigma_{\dot{Y}}^2} \right), \quad (1)$$

где  $\dot{Y}$  – энергонасыщенность трактора, кВт/кН;

$M_{\dot{Y}}$  – математическое ожидание энергонасыщенности;

$\sigma_{\dot{Y}}$  – среднее квадратическое отклонение энергонасыщенности.

Закон распределения вероятности для энергонасыщенности:

$$S(\mathcal{E}) = \int_0^{\mathcal{E}} f(\mathcal{E}) d\mathcal{E}. \quad (2)$$

Достоверность соответствия статистических данных выбранному закону распределения:

$$R^2 = \frac{\sum_N (S(\mathcal{E}_c) - M(\mathcal{E}_c))^2}{\sum_N (S_c(\mathcal{E}_c) - M(\mathcal{E}_c))^2}, \quad (3)$$

где  $N$  – объем выборки;

$\mathcal{E}_c$  – вектор статистических данных об энергонасыщенности тракторов;

$S(\mathcal{E}_c)$  – нормальный закон распределения случайной величины  $\mathcal{E}_c$ ;

$M(\mathcal{E}_c)$  – математическое ожидание вектора статистических данных об энергонасыщенности тракторов;

$S_c(\mathcal{E}_c)$  – действительный закон распределения случайной величины  $\mathcal{E}_c$ .

Статистические данные по энергонасыщенности выборки тракторов подчиняются нормальному закону распределения ( $M_3 = 1,695$  кВт/кН,  $\sigma_3 = 0,341$  кВт/кН) с достоверностью 0,943 (рис. 1).

Анализ спектра выпускаемых тракторов по мощности установленных двигателей показал, что распределение по мощности марок тракторов подчиняется логарифмически нормальному закону распределения с плотностью вероятности:

$$f(N_e) = \frac{1}{\sigma_u \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot \exp\left(-\frac{(\ln(N_e) - M_u)^2}{2 \cdot \sigma_u^2}\right), \quad (4)$$

где  $N_e$  – вектор мощности тракторов;

$M_u$  – математическое ожидание мощности тракторных двигателей в соответствии с логарифмическим законом распределения;

$\sigma_u$  – среднеквадратическое отклонение мощности тракторных двигателей в соответствии с логарифмическим законом распределения.

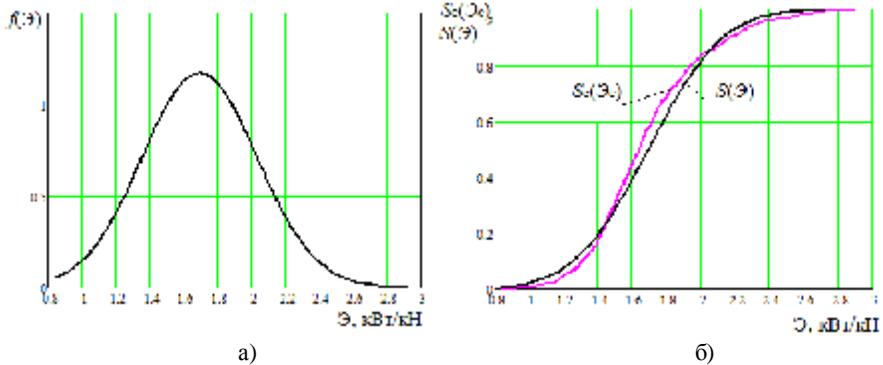
Величина  $M_u$  определяется выражением:

$$M_u = \ln(M) - \frac{1}{2} \cdot \ln\left(\frac{\sigma^2}{M^2} + 1\right), \quad (5)$$

где  $M$  – математическое ожидание мощности тракторного двигателя;

$\sigma$  – среднее квадратическое отклонение мощности тракторного двигателя. Величина  $\sigma_u$  определяется выражением:

$$\sigma_u = \sqrt{\ln \left( \frac{\sigma^2}{M^2} + 1 \right)}. \quad (6)$$



а – распределение плотности вероятности энергонасыщенности, б – закон распределения энергонасыщенности по данным выборки  $S_c(\varepsilon_c)$  и в соответствии с нормальным законом распределения  $S(\varepsilon)$ .

Рисунок 1 – Распределение энергонасыщенности выборки тракторов зарубежного производства:

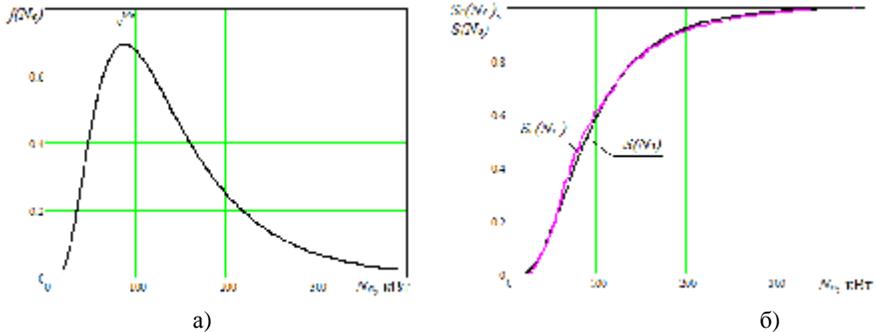
Закон распределения вероятности для мощности по выборке тракторов для логарифмически нормального закона распределения:

$$S(N_{\ln}) = \int_0^{N_{\ln}} f(N_{\ln}) dN_{\ln}, \quad (7)$$

где  $N_{\ln}$  – вектор случайной величины, распределение которой подчиняется нормальному закону распределения:

$$N_{\ln} = \ln(N_e). \quad (8)$$

Статистические данные по распределению мощности выборки тракторов подчиняются логарифмически нормальному закону распределения ( $M_u = 4,474$  кВт,  $\sigma_u = 0,575$  кВт,  $M = 103,5$  кВт,  $\sigma = 64,8$  кВт) с достоверностью 0,981 (определяется аналогично (3)) (рис. 2).



а – распределение плотности вероятности мощности, б – закон распределения мощности по данным выборки  $S_e(N_e)$  и в соответствии с логарифмически нормальным законом распределения  $S(N_e)$ .

Рисунок 2 – Распределение по мощности выборки тракторов зарубежного производства

В соответствии с логарифмически нормальным законом распределения плотности вероятности, наиболее часто производители выпускают трактора с мощностью двигателя  $e^{Mu} = 87,7$  кВт (рис. 2.а).

Суммарная площадь под кривой плотности вероятности определяется выражением:

$$S_{\Sigma} = \int_0^{\infty} f(N_e) dN_e \quad (9)$$

Доля выпускаемых тракторов в интервале мощности ( $N_{ei \min} \dots N_{ei \max}$ ):

$$S_{Ni} = \frac{\int_{N_{ei \min}}^{N_{ei \max}} f(N_e) dN_e}{S_{\Sigma}} \quad (10)$$

При этом соблюдается условие:  $\sum_i S_{Ni} = 1$ .

Таким образом, анализ показал, что распределение выпускаемых мировыми производителями тракторов по интервалам мощности устанавливаемых двигателей (см. табл. 1.) неравномерно, причем в интервале мощности 55...140 кВт выпускается половина всех тракторов.

Таблица 1 – Распределение тракторов по интервалам мощности двигателя

Интервал мощности тракторных двигателей, кВт	0-50	50-100	100-150	150-200	200-250	250-300	300-400	более 400
Доля тракторов в интервале мощности, %	6,0	30,4	27,6	16,5	8,9	4,7	4,0	1,9

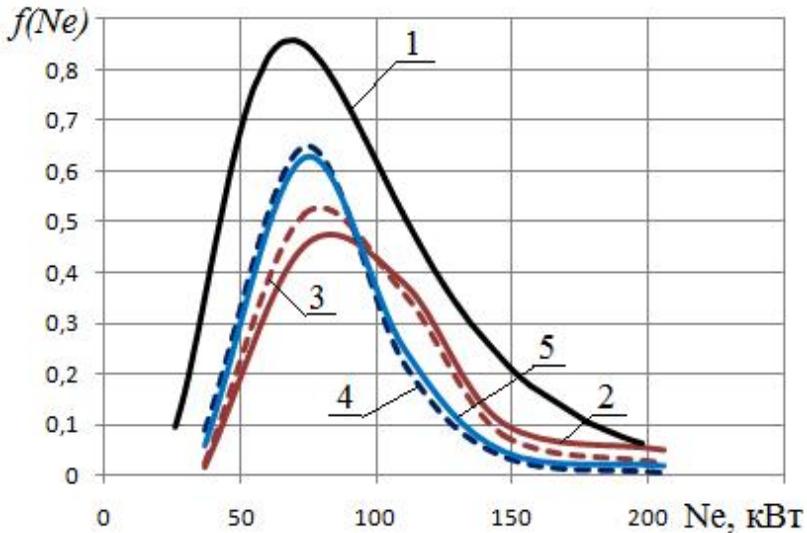
Определенный интерес представляет взаимосвязь распределения выпускаемых тракторов по мощности двигателя с их объемом продаж. В соответствии с данными [12] о распределении чистого объема продаж по диапазонам мощности выпускаемых тракторов корпорации Same-Deutz-Fahr за 2007-2008 гг., основная доля продаж приходится на тракторы 50...100 л.с. (табл. 2).

Таблица 2 – Распределение объема продаж тракторов корпорации Same-Deutz-Fahr за 2007-2008 гг. по интервалам мощности двигателя

Интервал мощности тракторных двигателей, л.с.	менее 50	50-100	100-150	150-200	более 200
2007 г.					
Объем продаж, млн. евро	20	458	319	72	20
Объем продаж, тыс.ед.	2,9	20,9	7,1	1,2	0,2
2008 г.					
Объем продаж, млн. евро	16	450	376	101	50
Объем продаж, тыс.ед.	1,9	20,4	8,1	1,5	0,6

Совмещение подтвержденного логарифмически нормального закона распределения для мощностного ряда тракторов, в том числе и отдельно для тракторов корпорации Same-Deutz-Fahr (включая доли выпуска по брендам: Same - 35%, Deutz-Fahr – 44%, Lamborghini – 18%, Hurlimann - 3%) с нормированным распределением объема продаж в денежном эквиваленте и по количеству проданных единиц для этой корпорации позволяет выявить корреляцию в распределении указанных величин (рис. 3). Нормирование распределения объема продаж в денежном эквиваленте и по количеству проданных единиц производилось следующим образом:

$$f_{ni}(N_e) = \frac{D_i}{S_{\Sigma i}} \quad (10)$$



1 – логарифмический закон распределения выпускаемых тракторов по мощности двигателя; 2,3 – нормированное распределение объема продаж по количеству проданных единиц за 2007 г. и 2008 г. соответственно; 4,5 – нормированное распределение объема продаж в денежном эквиваленте за 2007 г. и 2008 г. соответственно.

Рисунок 3 – Распределение объема продаж тракторов корпорации Same-Deutz-Fahr за 2007-2008 гг. по интервалам мощности двигателя

Приведенные данные свидетельствуют о качественном соответствии кривых логарифмически нормального закона распределения тракторов по мощности с распределением объема продаж в денежном эквиваленте, что характеризует прибыльность соответствующего сегмента рынка тракторов.

### Выводы.

1. Зарубежные тракторные корпорации и компании выпускают трактора, энергонасыщенность которых в соответствии с предложенной выборкой тракторов подчиняется нормальному закону распределения с достоверностью 0,943, математическим ожиданием  $M_3 = 1,695$  кВт/кН, среднеквадратическим отклонением  $\sigma_3 = 0,341$  кВт/кН.

2. Распределение мощности выборки тракторов зарубежных

производителей подчиняется логарифмически нормальному закону распределения с достоверностью 0,981, математическим ожиданием и среднеквадратическим отклонением  $M_u = 4,474$  кВт,  $\sigma_u = 0,575$  кВт,  $M = 103,5$  кВт,  $\sigma = 64,8$  кВт.

3. Наиболее вероятная мощность устанавливаемых на зарубежные трактора двигателей  $e^{M_u} = 87,7$  кВт, причем в сегменте мощности 50...100 кВт производится более 30% тракторов.

4. Качественное соответствие логарифмически нормального закона распределения тракторов по мощности с распределением объема продаж в денежном эквиваленте дает предпосылки для утверждения о взаимосвязи количества марок выпускаемых тракторов в сегментах мощности двигателя с реализуемым объемом продаж в этих сегментах.

5. Наиболее продаваемыми (в частности для корпорации Same-Deutz-Fahr за 2007-2008 гг.) являются трактора в сегменте мощности, примыкающем к значению  $e^{M_u}$ .

**Список литературы:** 1. Долгов И.А. Тенденции развития конструкций моторно-трансмиссионных установок и сельскохозяйственных тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 6. – С. 3–9. 2. <http://tractortestlab.unl.edu> 3. [www.valtra.com](http://www.valtra.com). 4. [www.samedeutz-fahr.com](http://www.samedeutz-fahr.com). 5. [www.same-tractors.com](http://www.same-tractors.com). 6. [www.lamborghini-tractors.com](http://www.lamborghini-tractors.com). 7. [www.hurlimann.com](http://www.hurlimann.com). 8. [www.argottractors.com](http://www.argottractors.com). 9. [www.mccormick-intl.com](http://www.mccormick-intl.com). 10. [www.versatile-ag.com](http://www.versatile-ag.com). 11. [www.claas.com](http://www.claas.com). 12. Нефёдов А. Состояние мировых рынков сельскохозяйственных тракторов // журнал «Основные средства» – 2010. – №4.

*Поступила в редколлегию 02.05.2011*

**В.Б. САМОРОДОВ**, док. техн. наук, НТУ «ХПИ»;  
**О.И. ДЕРКАЧ**, ст. преп., НТУ «ХПИ»;  
**А.В. КОЛОДЯЖНЫЙ**, НТУ «ХПИ»

## **РАЗРАБОТКА БЕССТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА КЛАССА 1,4 КЛАССИЧЕСКОЙ КОМПОНОВКИ**

У статті наведений аналіз змодельованої двопоточної трансмісії трактора при варіюванні параметрами гідравліки, вагою машини та обертами двигуна.

In the article the resulted analysis of the modelled transmission of tractor is at varying of hydraulics parameters, weighing machines and by the turns of engine.

**Введение.** За счет бесступенчатого изменения передаточного отношения привода к колесам становится возможным реализовывать сложные алгоритмы управления двигателем, трансмиссией и колесами для достижения таких целей управления как: постоянство скорости движения, минимизация расхода топлива при выполнении тяговых технологических операций, снижение уровня нагрузки на оператора, повышение ресурса двигателя, возможность работы с минимальным уровнем скоростей без ходоуменьшителя.

**Анализ последних публикаций и достижений.** В практике современного тракторостроения и сельхозмашиностроения известны зарубежные бесступенчатые, многопоточные трансмиссии с использованием планетарных и обычных передач с зубчатыми и/или фрикционными муфтами переключения диапазонов. В Европе более 80% тракторов выполняются с такими трансмиссиями. Структурное разнообразие возможных вариантов таких гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) очень велико.

**Цель и постановка задачи.** Расчетно-теоретическое обоснование и автоматизированное проектирование базовой конструкции двухпоточной ГОМТ трактора. В данной работе предлагается двухпоточная ГОМТ для колесного трактора класса 1,4 классической компоновки массой 3770 кг, рассматриваются кинематическая и структурная схемы которые представлены на рис. 1 и 2 соответственно. Передача мощности двигателя 1 в предлагаемой конструкции осуществляется двумя потоками – через гидравлическую и механическую ветви. Гидравлическая ветвь представляет собой аксиально-поршневые регулируемый насос 2 и нерегулируемый мотор 3 раздельного исполнения (рис. 1).

Суммирование гидравлической и механической мощности осуществляется с помощью цилиндрического дифференциала 4,

установленного на выходе гидрообъемной передачи (ГОП) [1]. Далее следует рядная раздаточная коробка, реализующая три диапазона переднего и один заднего хода.

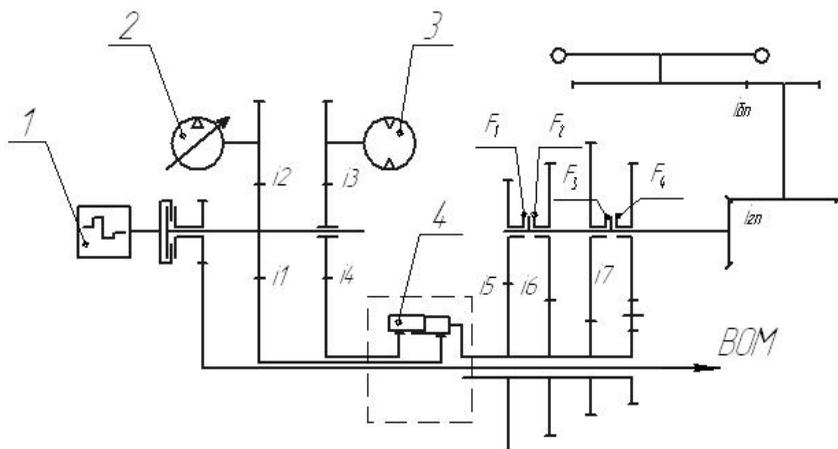


Рисунок 1 – Кинематическая схема ГОМТ

Первый диапазон обеспечивается включением зубчатой муфты  $F_1$  (рис. 1). На нем трактор развивает скорость от 0 до 40 км/ч. На втором транспортном скоростном диапазоне включается муфта  $F_2$ . Скорость движения трактора на втором диапазоне изменяется в пределах от 0 до 20 км/ч. Работа трактора на третьем - рабочем диапазоне обеспечивается включением муфты  $F_3$ , со скоростью 0 – 10 км/ч, что соответствует наиболее вероятной рабочей скорости движения трактора на пахоте. С помощью  $F_4$  трактор работает на реверсивном диапазоне в пределах от 0 до -20 км/ч.

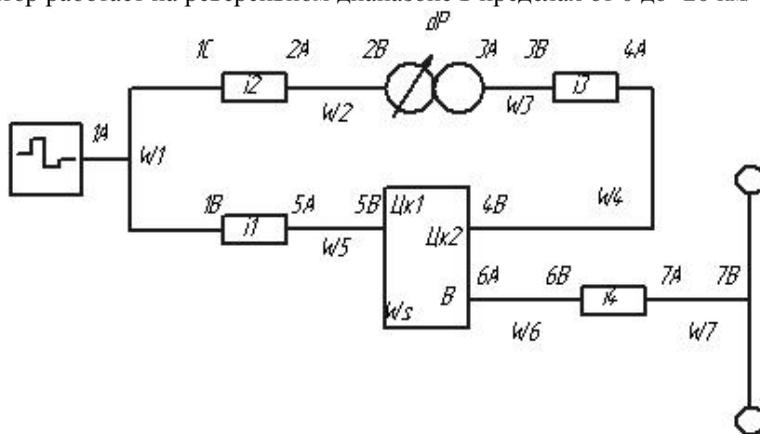


Рисунок 2 – Упрощенная структурная схема ГОМТ

На рис. 2 представлена упрощенная структурная схема данной трансмиссии, в которой проставлены кинематические звенья и моменты, а также заменен ряд зубчатых передач на соответствующее им эквивалентное передаточное отношение. Упрощение кинематической схемы позволяет уменьшить размерность матрицы математической модели, что в свою очередь сокращает объем производимых вычислений.

**Математическая модель двухпоточной ГОМТ.** Для описанной выше конструкции трансмиссии на основании разработанной методики математического моделирования ГОМТ была составлена следующая математическая модель, состоящая из кинематической и силовой матриц, которые приведены ниже:

$$\left( \begin{array}{cccccccc|c} -i1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -i2 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -i3 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -i4 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -e1_1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{\lambda_1 \cdot \Delta P}{q1 \cdot 10^{-6}} \\ 0 & 0 & 0 & -k1 & 1 & k1 - 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -s11 & s11 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & wd \end{array} \right)$$

С помощью данной матрицы описывается кинематика всех звеньев ГОМТ. Кинематическая матрица состоит из базисных шаблонов математических уравнений, которые описывают: редукторы с передаточными отношениями  $i_1 \dots i_4$ , трехзвенный планетарный механизм с внутренним передаточным отношением  $k_1$ , баланс рабочей жидкости в ГОП с максимальной производительностью  $q_1$ , перепадом давления  $\Delta p$  и параметром регулирования ГОП  $e_1$  (рис.2).

В силовую матрицу входят: уравнения, описывающие баланс моментов нагрузки на входных и выходных валах редукторов с учетом возможного направления потоков мощности и КПД зубчатых зацеплений, моменты на ГОП, уравнения моментов потерь на управляемой и неуправляемой гидромашине ( $\Delta M1$  и  $\Delta M2$ ), которые рассчитываются по соотношениям математической модели потерь Городецкого. Здесь также присутствуют уравнения связей, уравнения равновесия моментов и баланса мощностей для планетарного механизма [2,3].



постоянных оборотах двигателя, равными 230 рад/с. То есть на рис. 5 графикам под номером 1 соответствуют характеристики ГОМТ с использованием передачи ГСТ-33 ( $q = 5.25 \text{ см}^3/\text{рад}$ ), под номером 2 - ГСТ-90 ( $q = 14.33 \text{ см}^3/\text{рад}$ ), под номером 3 - ГСТ-166 ( $q = 26.43 \text{ см}^3/\text{рад}$ ).

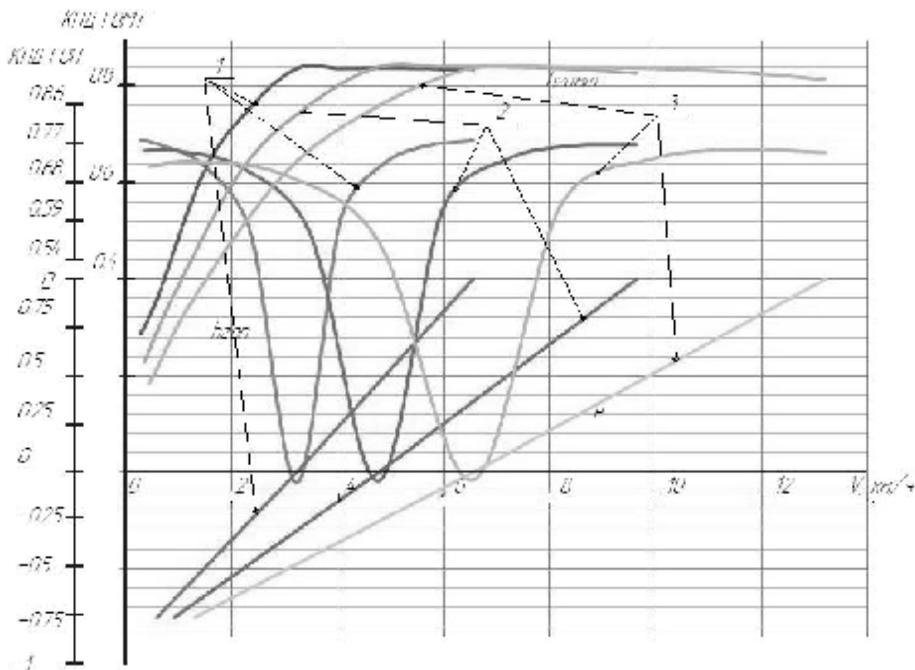


Рисунок 4 – ТТХ при определенной частоте вращения вала двигателя

Из графиков видно, что при дросселировании двигателя на малых оборотах (1500 об/мин) выход трансмиссии на приемлемый КПД происходит при меньшей скорости движения (около 3 км/ч). А также при этом имеется меньший провал КПД на гидрообъемной передаче (рис. 4).

При работе ГСТ-90 наблюдается наибольший КПД трансмиссии в отличие от других ГОП серий 33 и 166. Это говорит о том, что ГСТ-90 является оптимальным вариантом для данной модели (рис.5).

На рис. 6 показаны изменения ТТХ при различных массах машин, но с постоянной частотой вращения двигателя (230 рад/с) и рабочим объемом ГОП, равным  $90 \text{ см}^3$ : 1 – при массе трактора 2000 кг, 2 – 4000 кг, 3 – 8000 кг.

При сравнении масс по КПД (рис.6) для смоделированной конструкции наиболее приемлемым вариантом будет трактор массой 4000 кг.

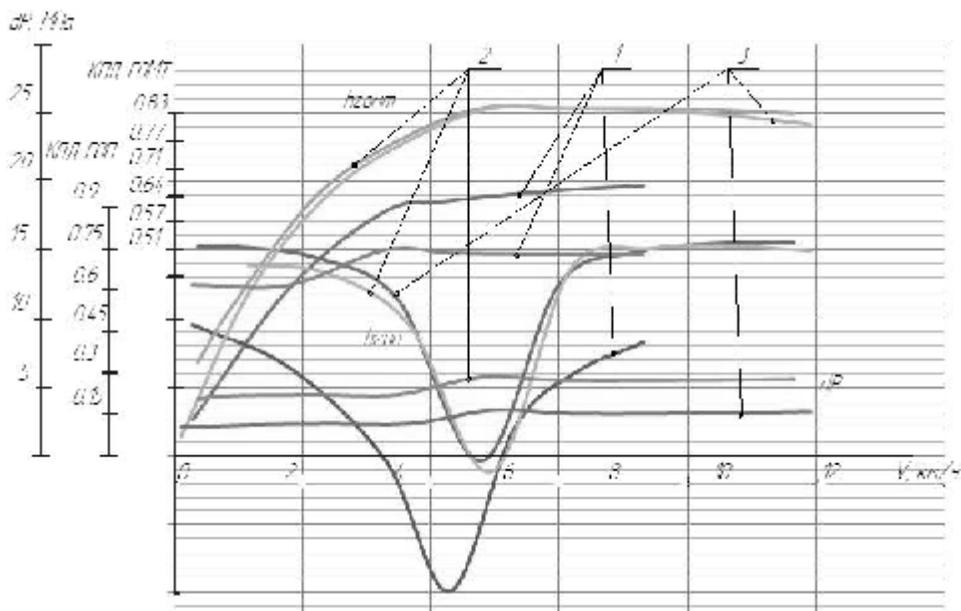


Рисунок 5 – ТТХ с различными ГОП

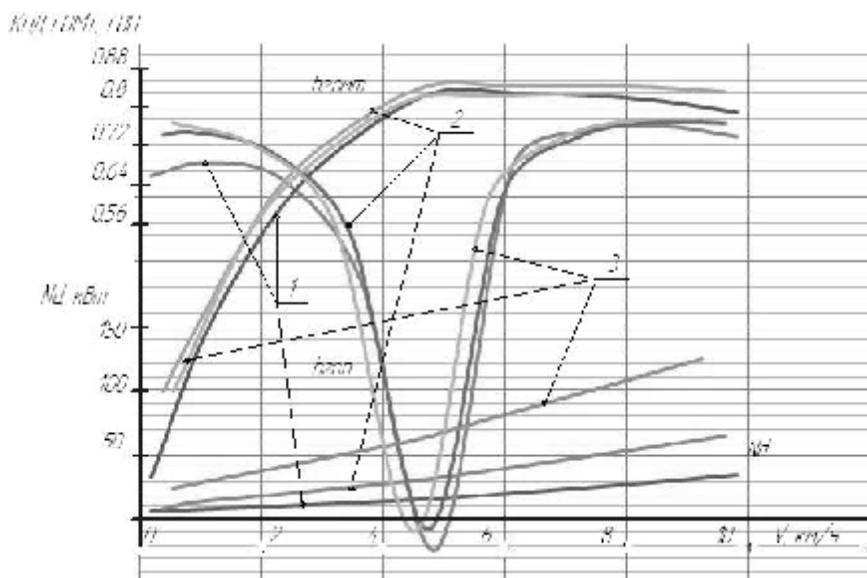


Рисунок 6 – ТТХ при различных массах трактора

### **Выводы.**

1. Разработана математическая модель ГОМТ и проведен анализ пиковых значений угловых скоростей и моментов нагрузки на звеньях трансмиссии.

2. Получены основные характеристики ГОМТ – зависимости общего КПД, перепада рабочего давления в ГОП, изменения параметров регулирования ГОП в зависимости от скорости трактора

3. Проанализированы результаты расчета и выбраны оптимальные параметры конструкции модели спроектированной трансмиссии.

**Список литературы. 1.** Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с. 2. Александров Е.Е., Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. – Харьков, ХГПУ.-185 с. 3. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Александров Е.Е., Лебедев А.Т., Самородов В.Б. и др. – Харьков: ХГАДТУ, 2001.-642 с.

*Поступила в редколлегию 02.05.2011*

**В.Б. САМОРОДОВ**, доктор техн. наук, НТУ «ХПИ»;  
**И.В. УДОД**, студент, НТУ «ХПИ»;  
**О.И. ДЕРКАЧ**, ст. преп., НТУ «ХПИ»

## **БЕССТУПЕНЧАТАЯ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКАЯ ДВУХПОТОЧНАЯ ТРАНСМИССИЯ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА**

У статті була розроблена і обґрунтована схема безступінчастої двухпоточної гідрооб'ємно-механічної трансмісії, яка забезпечує прямолінійний рух і поворот гусеничного трактора.

In the article there is the developed and justified scheme stepless dual-flow hydromechanical transmission, which provides straight-line motion and rotation of the caterpillar tractor.

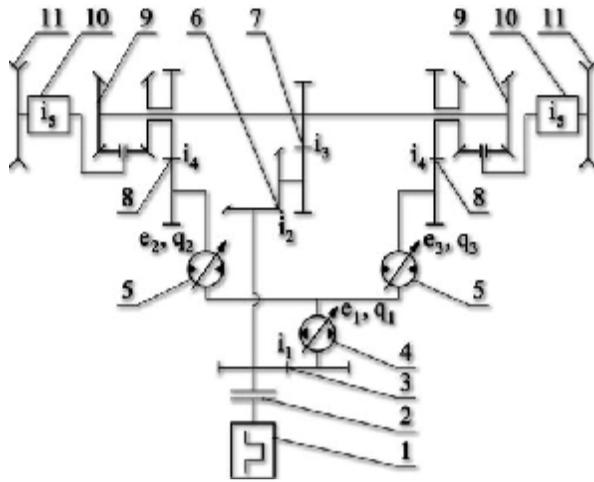
**Введение.** В последние годы в Украине наблюдается интенсивное развитие тракторостроения. Важную роль в этом процессе играет использование достижений ведущих мировых тракторопроизводящих фирм, тракторы которых оснащены в основном двухпоточными бесступенчатыми гидрообъемно-механическими трансмиссиями (ГОМТ) на базе гидрообъемных передач (ГОП) аксиально-поршневого типа [1]. Также нельзя оставлять без внимания опыт оборонных предприятий в области разработок бесступенчатых ГОМТ и гидрообъемных механизмов поворота (ГОМП) тракторов, при модернизации гусеничных тракторов, их ходовых систем.

Прослеживается ярко выраженная тенденция к использованию ГОМТ и ГОМП для обеспечения бесступенчатого регулирования скорости транспортного средства при прямолинейном движении и при обеспечении непрерывного регулирования радиуса в процессе поворота.

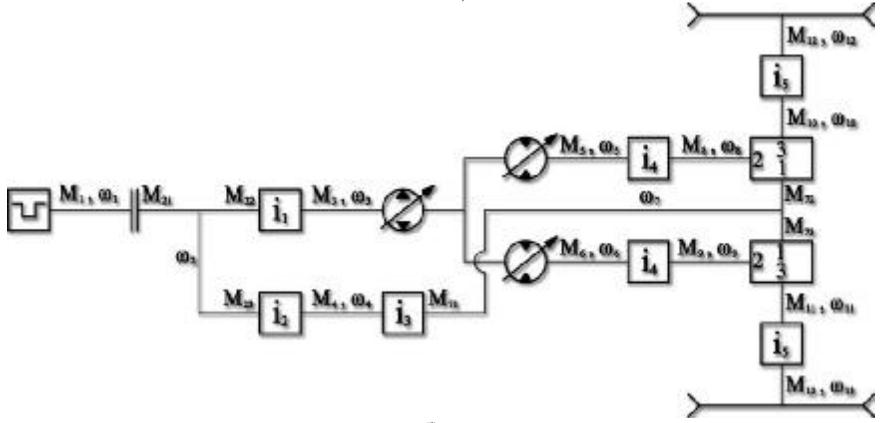
**Анализ последних достижений и публикаций.** В работах [1-4] подробно изложена методика расчета ГОМТ, с помощью которой проводилось обоснование предложенной схемы трансмиссии и выбор конструктивных параметров.

**Цель и постановка задачи.** Целью настоящей работы является выбор схемы трансмиссии и обоснование ее конструктивных параметров, для обеспечения прямолинейного движения и поворота гусеничного трактора

**Построение схемы трансмиссии и ее обоснование.** Для обеспечения прямолинейного движения, и поворота, предложено использовать двухпоточную бесступенчатую ГОМТ, в состав которой входит гидрообъемная передача с одним регулируемым гидронасосом и двумя регулируемые гидромоторами. Кинематическая и структурная схемы этой трансмиссии приведены на рис. 1.а), б).



а)



б)

а – кинематическая схема гидрообъемно-механической трансмиссии: 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – муфта сцепления; 3, 6, 7, 8 – зубчатые зацепления; 4 – регулируемый гидронасос; 5 – регулируемые гидромоторы; 9 – планетарные ряды; 10 – бортовые передачи; 11 – ведущие звездочки; б – структурная схема гидрообъемно-механической трансмиссии

Рисунок 1 – Кинематическая схема гидрообъемно-механической трансмиссии и структурная схема гидрообъемно-механической трансмиссии

Для обоснования выбранной схемы трансмиссии было предложено использовать математическое моделирование. На основании [1-4] были записаны зависимости, которые были представлены в виде матриц,



$$\Delta Q_{1,2,3} = (-\Theta) \cdot K_y \frac{\Delta p}{\mu} \left(1 + C_y |\omega_{1,2,3}|\right); \quad (1)$$

$$\Delta M_{1,2,3} = (-\Theta) \cdot q \cdot \left[ K_1 |\omega_{1,2,3}| \left(1 + K_2 \bar{e}_{1,2,3}^2\right) + \frac{K_5 (1 + K_4 |e_{1,2,3}|)}{(1 + K_3 |\omega_{1,2,3}| D_q)} \Delta p + \frac{K_8 (1 + K_7 |e_{1,2,3}|)}{(1 + K_6 |\omega_{1,2,3}| D_q)} \right]; \quad (2)$$

где  $K_y$  и  $C_y$  – коэффициенты утечек,  $D_q$  – характерный размер гидромашины ( $D_q = \sqrt[3]{2\pi q}$ );  $K_1, K_2, \dots, K_8$  – коэффициенты гидромеханических потерь [1]:

$$K_y = 0.0390 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3; \quad C_y = 1,44 \cdot 10^{-2} \text{ с}; \quad K_1 = 2000 \text{ Па с};$$

$$K_2 = 0,912; \quad K_3 = 0,0955 \text{ с/м}; \quad K_4 = 0,653; \quad K_8 = 0,825 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

$$K_5 = 0,0245; \quad K_6 = 0,913 \text{ с/м}; \quad K_7 = 0,3375;$$

В формуле (1) первое слагаемое отражает потери на жидкостное трение, второе – на сухое кулоново трение и третье – потери на прокрутку. Применяя в формулах (1) и (2) индексы "1", "2" и "3" к параметрам  $\omega$ ,  $\Delta p$  и  $\bar{e}$ , соответственно для ГМ1, ГМ2 и ГМ3 могут быть определены суммарные объемные потери и потери момента на валу гидромашины.

Для рассматриваемой бесступенчатой ГОМТ выбран двигатель - Д243, радиус звездочки  $r_k = 0,312\text{м}$ , угловая скорость коленчатого вала двигателя  $\omega_d = 230\text{рад/с}$ , передаточные числа  $i_1 = 1$ ,  $i_2 = 1$ ,  $i_3 = 1$ ,  $i_4 = 1$ ,  $i_5 = 1/18$ , внутренние передаточные числа планетарных редукторов  $k_1 = 1$ ,  $k_2 = 1$ , суммарный коэффициент сопротивления движению трактора на вспашке. Для достижения максимального КПД трансмиссии – варьировались значения веса трактора  $G = 30...40..50$  кН и рабочие объемы гидромашин:

$$1. q_1 = 89 \text{ см}^3, q_2 = 45 \text{ см}^3, q_3 = 45 \text{ см}^3;$$

$$2. q_1 = 107 \text{ см}^3, q_2 = 55 \text{ см}^3, q_3 = 55 \text{ см}^3;$$

$$3. q_1 = 140 \text{ см}^3, q_2 = 80 \text{ см}^3, q_3 = 80 \text{ см}^3;$$

$$4. q_1 = 160 \text{ см}^3, q_2 = 80 \text{ см}^3, q_3 = 80 \text{ см}^3.$$

На рис. 3 приведены характеристики ГОМТ этого трактора, а на рис. 4 приведен график, на котором отображены значения КПД этого трактора в зависимости от рабочего объема гидромашин



На рис. 3 индексы 1, 2, 3, 4 соответствуют номеру варианта рабочих объемов гидромашин. Анализируя характеристики ГОМТ трактора, весом 50 кН можно сделать вывод, что КПД при различных рабочих объемах гидромашин изменяется незначительно. Однако при использовании гидромашин с рабочими объемами из 2-го варианта значение КПД ГОМТ максимален и равен  $\eta_{ГОМТ} = 0,8403$ .

**Выводы.** 1. В результате проведенной работы была выбрана и обоснована бесступенчатая двухпоточная ГОМТ для гусеничного трактора. 2. Была составлена математическая модель трансмиссии, с помощью которой происходит расчет трансмиссии с учетом потерь на всем тяговом диапазоне. 3. Были выбраны оптимальные вес и рабочие объемы гидромашин ГОП для достижения максимального КПД.

**Список литературы:** 1. Самородов В.Б., Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С. / Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. – Харьков, ХГПУ, 1997. –185с. 2. Самородов В.Б. / Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий. – Механика и машиностроение. –№1, 1998. – с.109-115. 3. Самородов В.Б., Рогов А.В. / Результаты математического моделирования сложной динамической системы двигатель – гидрообъемно-механическая трансмиссия – колесный трактор // Тракторная энергетика в растениеводстве. Сб. науч. тр. «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: ХГТУСХ, 2001. – с. 109-117. 4. Самородов В.Б., Рогов А.В., Науменко А.В., Постный В.А. и др. / Комплексный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий // Вісник НТУ «ХПИ». Сб. наук. тр. «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – с. 3-16.

*Поступила в редколлегию 02.05.2011*

*Н.Е. СЕРГИЕНКО*, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»;  
*А.Н. СЕРГИЕНКО*, аспирант, НТУ «ХПИ»;  
*Б.Г. ЛЮБАРСКИЙ*, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»;  
*Н.А. КИШКАР*, НТУ «ХПИ»

## **ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ С ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО-ПАРАЛЛЕЛЬНЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С СИНХРОННЫМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕМ С ПОСТОЯННЫМИ МАГНИТАМИ**

Виконано дослідження динаміки гібридного автомобіля за допомогою імітаційного моделювання автомобіля і його складових в середовищі Matlab / Simulink.

The investigation of the dynamics of a hybrid car with them, the gravitational model car and its components in Matlab / Simulink simulation

**Введение.** Эффективным направлением повышения топливной экономичности и уменьшения выбросов токсичных веществ ДВС является применения в их конструкциях автомобиля электропривода. Ведутся работы в двух направлениях: первое – создание чистого электромобиля, второе – разработка гибридной силовой установкой (ГСУ). Из-за отсутствия эффективных накопителей электрической энергии «чистые» электромобили имеют относительно малые пробеги на одной зарядке. Поэтому исследования показателей автомобиля с комбинированной энергетической установкой с вариантами электродвигателей актуально.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Проведенный анализ зарубежного рынка автомобилестроения показал за последние годы значительный рост автомобилей на основе ГСУ. Их использование позволяет улучшить топливную экономичность на 30-50 %, уменьшить уровень шума, существенно повысить экологическую безопасность транспортных средств (на 40 % и более). В работах [1-4] представлены основы проектирования автомобиля с последовательно-параллельным электроприводом ГСУ с применением универсальных пакетов.

**Цель статьи** – определение динамических показателей гибридного автомобиля с электроприводом на базе синхронного двигателя с постоянными магнитами.

**Имитационное моделирование.** Эффективным методом исследования гибридного автомобиля является моделирование процессов в программной среде Matlab/Simulink. Алгоритм моделирования включает моделирование автомобиля, двигателя, электропривода, аккумулятора энергии, суммирующего устройства и шины.

При моделировании электродвигателя приняты следующие допущения: все стальные участки имеют линейные характеристики намагничивания, т.е. насыщение стали отсутствует; кривая размагничивания постоянного магнита линейна и не зависит от температуры; обмотки и постоянные магниты создают радиальное синусоидальное распределение индукции в зазоре; потери в стали отсутствуют (нет потерь на перемагничивание и вихревые токи); сопротивления и индуктивности не зависят от температуры и частоты (вытеснения тока нет).

**Модель электропривода на базе синхронного электродвигателя с постоянными магнитами.** Электропривод состоит из четырех основных блоков: трехфазного инвертора, синхронного двигателя, регулятора частоты вращения электродвигателя и векторного контроллера (рис. 1). Для регулирования частоты вращения в приводе предусмотрены обратные связи:

- по углу поворота ротора, которая определяет положение ротора относительно статора (угловая координата ротора). Использование этой обратной связи позволяет сформировать вектор напряжения статора с использованием пространственно-векторной широтно-импульсной модуляции (ШИМ);

- по току статора, обратная связь, которая позволяет установить режим управления привода при ограничении тока статора (режим пуска), также обратная связь по току корректирует положение вектора напряжения статора сформированного пространственно-векторной ШИМ с использованием информации от обратной связи по углу положения ротора;

- обратная связь по угловой скорости (производная угловой координаты), позволяет создать привод с заранее заданной скоростью движения. Эта обратная связь отвечает за поддержание заданной скорости движения.

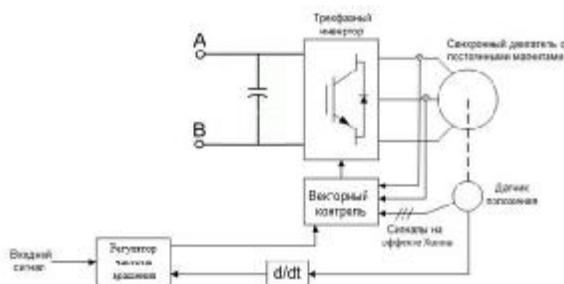


Рисунок 1 – Структурная схема электропривода с синхронным электродвигателем с постоянными магнитами

Электрическая часть модели электродвигателя описывается системой уравнений, связанных с ротором:

$$\frac{d}{dt} i_d = \frac{1}{L_d} \cdot u_d - \frac{R}{L_d} \cdot i_d + \frac{L_q}{L_d} \cdot p \cdot \omega_r \cdot i_q,$$

$$\frac{d}{dt} i_q = \frac{1}{L_q} \cdot u_q - \frac{R}{L_q} \cdot i_q + \frac{L_d}{L_q} \cdot p \cdot \omega_r \cdot i_d - \frac{\lambda \cdot p \cdot \omega_r}{L_q},$$

$$T_e = 1,5 \cdot p \cdot [\lambda \cdot i_q + (L_d - L_q) \cdot i_d \cdot i_q],$$

где  $L_d, L_q$  – индуктивности статора по осям d и q;  $R$  – активное сопротивление обмотки статора;  $i_d, i_q$  – проекции тока статора на оси d и q;  $u_d, u_q$  – проекции напряжения статора на оси d и q;  $\omega_r$  – угловая частота вращения ротора;  $\lambda$  – магнитный поток постоянных магнитов, сцепленный с обмоткой статора;  $p$  – число пар полюсов;  $T_e$  – электромагнитный момент.

Все параметры ротора и его переменные приведены к статору.

Механическая часть модели описывается следующими уравнениями:

$$\frac{d}{dt} \omega_r = \frac{1}{J} \cdot (T_e - F \cdot \omega_r - T_m); \quad \frac{d}{dt} \theta = \omega_r,$$

где  $J$  – суммарный момент инерции ротора и нагрузки;  $F$  – коэффициент трения ротора;  $\theta$  – угол положения ротора;  $T_m$  – момент сопротивления.

Исходные параметры синхронного электродвигателя следующие: активное сопротивление статора – 0,005 Ом, индуктивности статора по продольной и поперечной осям – 0,0003 Гн, поток возбуждения – 0,192 Вб, число пар полюсов – 4, мощность – 50 кВт, номинальное напряжение – 500 В.

На рис. 2 представлена модель с синхронным электродвигателем.

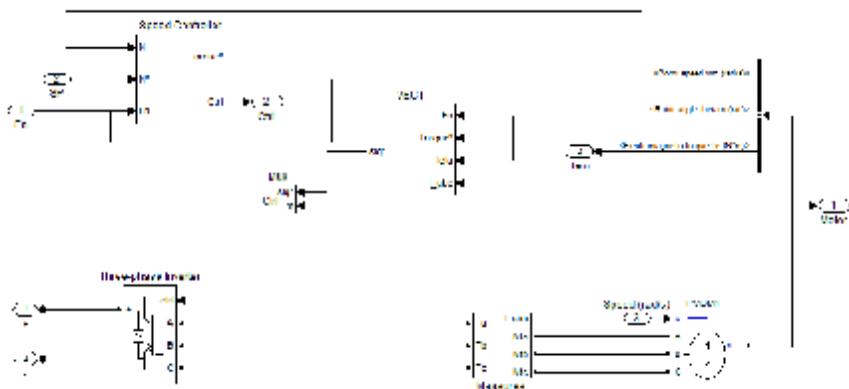


Рисунок 2 – Модель привода гибридного автомобиля с синхронным электродвигателем с постоянными магнитами

Результаты моделирования можно получить для любого составляющего элемента автомобиля. На рис. 3 представлено изменение во времени

электрических параметров двигателя при разгоне автомобиля. Разгон автомобиля и нагрузки на его мосты представлены на рис. 4.

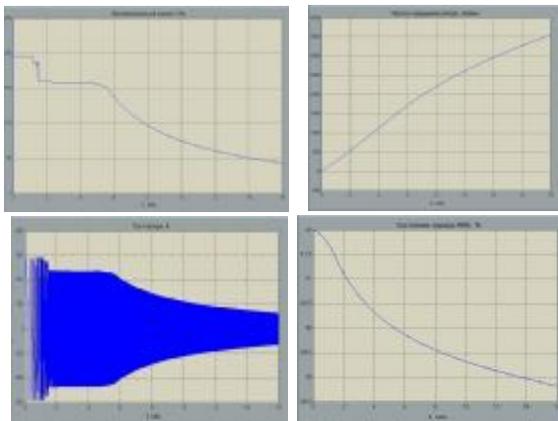


Рисунок 3 – Изменение электрических параметров: момента, угловой скорости, тока статора электродвигателя и состояния АКБ

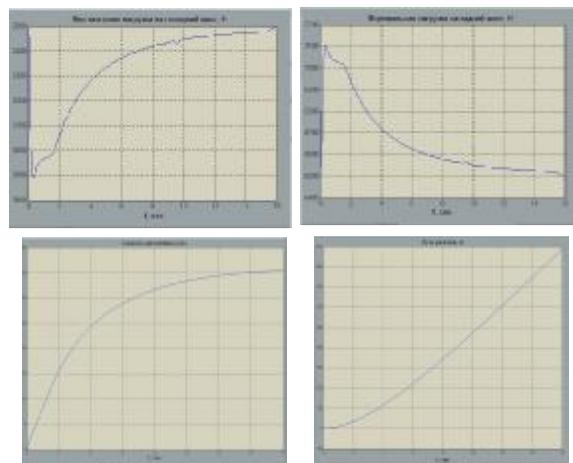


Рисунок 4 – Изменение нагрузок на мосты, скорости и пути во время разгона автомобиля

**Выводы.** Разработанный программный комплекс позволяет исследовать динамические показатели составляющих элементов гибридного автомобиля с использованием в приводе синхронного электродвигателя. При принятых допущениях и исходных данных разгон автомобиля до 35 км/час с синхронным электродвигателем составляет 14 с.

**Список литературы: 1**

*N.M. Picot.* A strategy to blend series and parallel modes of operation in a series-parallel 2-by-2 hybrid diesel/electric vehicle. The University of Akron, 2007. **2.** *C.W. Ayers, J.S. HSU, L.D. Marlino, C.W. Miller.* Evaluation of 2004 Toyota Prius hybrid electric drive system interim report. Oak Ridge National Laboratory, 2004. **3.** *E. Grunditz, E. Jansson.* Modelling and simulation of a hybrid electric

vehicle for shell eco-marathon and an electric go-kart. Department of energy and environment. Chalmers University of technology, 2009. **4.** *W. Zhan, M. Hasan, B. Zoghi.* Requirement development for electrical vehicles using simulation tools. Proceedings of the world Congress on engineering and computer science, 2009.

Поступила в редколлегию 02.05.2011

**Е.В. ТВЕРДОХЛЕБ**, НТУ «ХПИ»;  
**Г.А. АВРУНИН**, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»

## **АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ РЕГУЛЯТОРОВ ИЗМЕНЕНИЯ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА ГИДРОМАШИН**

Наведений аналіз характеристик регуляторів зміни робочого об'єму гідромашин, використуваних в будівельно-дорожній техніці.

Characteristics of the control device variable displacement hydraulic machines building and road machines are shown.

### **Введение.**

Объемный гидропривод с машинным управлением характеризуется управлением параметрами движения выходного звена регулируемым насосом или регулируемым гидромотором или обеими объемными гидромашинами [1]. Изменение рабочего объема гидромашин обеспечивается с помощью регуляторов различного принципа действия, воздействующих на регулируемый орган насоса или гидромотора (наклонный диск или наклонный блок цилиндров в аксиальнопоршневых или эксцентриситет в радиальнопоршневых гидромашинах).

Регулирование рабочего объема гидромашин позволяет:

1) обеспечить требуемую частоту вращения гидромотора с существенно более низкими потерями мощности по сравнению с дроссельным способом регулирования скорости;

2) расширить верхний диапазон частоты вращения гидромотора с регулируемым рабочим объемом без повышения установочной мощности насоса и приводящего двигателя.

3) адаптировать работу насоса к режиму обеспечения постоянства мощности на выходном валу гидрофицированной машины;

4) обеспечить режим энергосбережения при работе гидропривода с дроссельным способом регулирования скорости.

Представляет интерес анализ современного технического уровня регуляторов гидромашин с точки зрения возможности использования в объемных гидроприводах отечественных строительно-дорожных машинах.

### **Основная часть.**

Современная классификация регуляторов включает 24 типа [2], отличающихся функциональным назначением и способом воздействия на регулятор гидромашин – ручное, гидравлическое или электрическое управление, в том числе с помощью пропорциональных электромагнитов:

1) автоматические регуляторы, обеспечивающие режим работы гидропривода без вмешательства со стороны оператора или другого внешнего устройства. К таким регуляторам относятся системы обеспечения режима постоянства мощности и давления, входящие в комплект поставки насоса в виде встраиваемых в него агрегатов;

2) регуляторы изменения рабочего объема путем воздействия на них управляющего сигнала со стороны оператора. К таким регуляторам относятся системы ручного (мускульного) управления, гидравлического, электрического (с приводом от электродвигателя) и электрогидравлического дискретного или пропорционального дистанционного управления. В основе конструкций регуляторов лежит следящий золотник с механической (жесткой) обратной связью, с помощью которого рабочая жидкость (РЖ) подается в полости гидроцилиндра перемещения регулируемого органа гидромашины;

3) регуляторы электрогидравлического типа с пропорциональным управлением и датчиками обратной связи выходного сигнала, реализующие с помощью электронного блока заданные режимы работы гидропривода.

Наиболее широкую номенклатуру регуляторов изменения рабочего объема аксиальнопоршневых насосов производят ведущие западноевропейские и американские корпорации «Rexroth Bosch Group» («Hydromatic Brueninghaus Hydraulic»), «Parker Hydraulics» и «Sauer Danfoss».

В зависимости от типа регулятора обеспечивается соответствующий закон изменения частоты вращения гидромотора. Так, для регуляторов следящего принципа действия (с механической обратной связью), обеспечивается следующая зависимость для подачи насоса, близкая к линейной [3]:

$$Q_{H,i} = 10^{-3} V_{PH,i} \cdot n_H = 10^{-3} V_{PH} \frac{x-a}{b-a} \cdot n_H, \text{ л/мин}, \quad (1)$$

где  $V_{PH}$  – максимальное значение рабочего объема насоса, см<sup>3</sup>;

$V_{PH,i}$  – текущее значение рабочего объема насоса, см<sup>3</sup>;

$a...b$  – зона управляющего электрического сигнала на следящий золотник регулятора насоса;

$x$  – управляющее воздействие в диапазоне от  $a$  до  $b$  (диапазон от 0 до  $\pm a$  является зоной нечувствительности);

$n_H$  – частота вращения насоса, мин<sup>-1</sup>.

Частота вращения гидромотора изменяется пропорционально подводимому от насоса расходу РЖ

$$n_{M,i} = n_H \frac{V_{PH,i}}{V_{PM}} \eta_{OH} \eta_{OM} = n_H \frac{V_{PH}}{V_{PM}} \frac{x-a}{b-a} \eta_{OH} \eta_{OM}, \text{ мин}^{-1} \quad (2)$$

где  $V_{PM}$  – рабочий объем гидромотора, см<sup>3</sup>;

$\eta_{OH}$  и  $\eta_{OM}$  – объемный КПД насоса и гидромотора соответственно.

При экстремальных значениях  $x=a$  и  $x=b$  получаем нулевую и максимальную частоты вращения гидромотора:

$$n_{M,i} = 0 \text{ при } x = a \text{ и } n_{M \max} = n_H \cdot \frac{V_{PH}}{V_{PM}} \cdot \eta_{OH} \cdot \eta_{OM} \text{ при } x = b. \quad (3)$$

Регулятор «постоянства давления» наиболее полно отвечает требованиям энергосбережения, так как автоматически минимизирует затрачиваемую насосом мощность в период пауз работы технологического оборудования и нашел широкое применение в гидроприводах с дросселирующими управляющими гидрораспределителями (сервоклапанами). Снижение потерь мощности как результат эффективности энергосбережения при использовании регулятора типа «постоянства давления» определяют по формуле:

$$\Delta P = \frac{p}{60} \left( \frac{Q_{\max}}{\eta_{\max}} - \frac{Q_{\min}}{\eta_{\min}} \right), \text{ кВт}, \quad (4)$$

где  $Q_{\max}$  – теоретическая подача насоса с постоянным рабочим объемом, л/мин;

$Q_{\min}$  – теоретическая подача насоса с регулируемым рабочим объемом на режиме срабатывания регулятора, л/мин;

$\eta_{\max}$  – общий КПД насоса с постоянным рабочим объемом;

$\eta_{\min}$  – общий КПД насоса на режиме срабатывания регулятора;

$p$  – давление нагнетания насоса (принимается постоянным для регулируемого и нерегулируемого режимов), МПа.

Насосы с регуляторами постоянства давления широко применяются в объемных гидроприводах станков с числовым программным управлением (ЧПУ), в кузнечно-прессовом оборудовании и авиации. В последнее время наметилась тенденция использования насосов с регуляторами постоянства давления в объемных гидроприводах технологического оборудования сельскохозяйственных и строительно-дорожных машин.

Характеристика автоматического регулятора типа «постоянства мощности» может быть записана в виде теоретического равенства (без учета потерь мощности в гидромашине, трубопроводах и гидроаппаратуре):

$$P_H = \frac{Q_H \cdot p_H}{60} = P_M = \frac{M_M \cdot n_M}{9550}, \text{ кВт}, \quad (5)$$

где  $P_H$  и  $P_M$  – мощность насоса и гидромотора, соответственно, кВт;

$Q_H$  – подача насоса, л/мин;

$p_H$  – давление, развиваемое насосом, МПа;

$M_M$  – теоретический крутящий момент, развиваемый гидромотором, который определяют по формуле:

$$M_M = 0,159 \cdot V_{PM} \cdot \Delta p, \text{ Н.м}, \quad (6)$$

где  $V_{PM}$  – рабочий объем гидромотора, см<sup>3</sup>;

$\Delta p$  – перепад давлений, МПа;

$n_M$  – частота вращения гидромотора, мин<sup>-1</sup>.

Наиболее экономичным является объемный гидропривод с машиннодроссельным регулированием типа *LS*, в котором регулятор рабочего объема насоса обеспечивает минимизацию расхода и давления [4].

### **Выводы.**

Широкий ассортимент регуляторов изменения регулирования рабочего объема гидромашин, выпускаемых передовыми зарубежными фирмами, позволяет повысить технический уровень отечественных мобильных машин путем автоматизации управления и реализации режимов энергосбережения.

**Список литературы:** 1. ДСТУ 3455.1-96. Гидроприводы объемные и пневмоприводы. Часть 1. Общие понятия. Термины и определения. 2. *Свешников В.К.* Обзор Российского рынка гидрооборудования. Насосы // Приводная техника. – 1997. № 5 (сент.–окт.). – С. 3–9. 3. *Аверунин Г.А., Грицай И.В., Кириченко И.Г., Мороз И.И., Щербак О.В.* Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика: Учебное пособие. – Харьков: ХНАДУ, 2008. – 412 с. 4. *Бондарь В.А.* Система Load – Sensing в сельскохозяйственной технике // Вибрации в технике и технологиях. – Винницкий государственный аграрный университет. – 2003. № 4(30). – С. 19–26.

*Поступила в редколлегию 02.05.2011*

**В.М. ШЕВЦОВ**, НТУ «ХПИ»;

**Г.А. АВРУНИН**, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»

## **ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН**

У статті описана методика розрахунку основних оціночних показників технічного рівня об'ємних гідромашин, а також на їх основі проведено короткий аналіз гідромашин вітчизняного і зарубіжного виробництва.

The article describes the method of calculating the main performance indicators of technical level of bulk hydraulic, and on this basis held a brief analysis of hydraulic domestic and foreign production.

### **Введение.**

Технический прогресс объемного гидропривода проявляется в непрерывном расширении его возможностей путем приобретения гидрофицированными машинами и механизмами более прогрессивных свойств и характеристик, таких как КПД, реализация режимов энергосбережения, надежность, быстродействие и точность позиционирования, способность функционирования в критических эксплуатационных условиях по температуре рабочей жидкости (РЖ) и окружающего воздуха и др. Достижение требуемых от гидропривода параметров зависит от возможностей его работы на повышенных нагрузках (давлениях), частотах вращения и температурах, что в значительной мере определяется уровнем технологии изготовления, методик расчета, материалов и комплектующих узлов (антифрикционных материалов, уплотнений, РЖ, электроники, датчиков, подшипников, рукавов высокого давления и др.). Объемный гидропривод является одной из наиболее динамично развивающихся отраслей машиностроения как с точки зрения количественных показателей, так и повышения технического уровня. Современный этап развития гидропривода характеризуется прежде всего массовостью его производства во многих странах мира, автоматизацией производственных процессов гидрофицированных машин за счет использования достижений электрогидроавтоматики, поиском энергосберегающих решений на основе использования насосов и гидромоторов с регулируемым рабочим объемом, расширением температурного диапазона, широкой стандартизацией гидравлических компонентов, снижением уровня шума и, конечно, снижением металлоемкости гидромашин и гидроаппаратов. Произошло довольно четкое разделение гидрооборудования на изделия, предназначенные для использования в мобильном секторе машиностроения и стационарных машинах и установках, образовались достаточно устойчивые связи между

изготовителями гидрофицированного оборудования и производителями гидравлических компонентов, накопился большой опыт эксплуатации такого оборудования, определились преимущества и недостатки гидроприводов, а также перспективы и задачи, требующие решения для дальнейшего развития этой отрасли машиностроения. [1]

### **Цели и задачи.**

Существует ряд критериев, оценивающих технический уровень гидромашин. Следует отметить, что каждый критерий в отдельности недостаточно полно характеризует технический уровень гидромашин, поэтому проводят сравнение по некоторым критериям или выбирают в качестве основного такой, который в наибольшей степени отражает требования, предъявляемые к конкретному приводу гидрофицированной машины. Например, для гидроприводов вращения горных машин главным показателем является энергоемкость. Проанализировав эти показатели, можно определить, гидромашин какой конструкции наиболее подходят для заданного типа работ.

### **Основная часть.**

Основными техническими параметрами объемных гидромашин являются значения рабочего объема, давления РЖ, крутящего момента, подачи насоса, мощности, диапазона изменения частоты вращения, массы, долговечности и др. При выборе конструктивного типа объемной гидромашин проводят сравнительную оценку по вышеприведенным параметрам и стоимости.

В основе оценки технического уровня объемных гидромашин лежат следующие показатели [2, 3, 4]:

1) Масса, приходящаяся на единицу развиваемого гидромотором крутящего момента (удельный показатель момента)

$$k_M = \frac{m}{M_{кр}}, \text{ кг/Н} \cdot \text{м}, \quad (1)$$

где  $m$  – масса гидромотора, кг,

$M_{кр}$  – теоретический крутящий момент гидромотора

$$M_{кр} = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p \cdot \text{Н} \cdot \text{м}, \quad (2)$$

где  $V_p$  – рабочий объем гидромотора, см<sup>3</sup>,

$\Delta p$  – перепад давлений на гидромоторе, МПа;

2) Масса, приходящаяся на единицу развиваемой гидромотором мощности (удельный показатель мощности)

$$k_P = \frac{m}{P_H}, \text{ кг/кВт}, \quad (3)$$

где  $P_M$  – теоретическая мощность гидромотора

$$P_M = \frac{M_{кр} \cdot n_M}{9550}, \text{ кВт}, \quad (4)$$

и насоса

$$P_N = \frac{Q_N \cdot p_N}{60}, \text{ кВт}, \quad (5)$$

где  $n_M$  – частота вращения гидромотора,  $\text{мин}^{-1}$  (об/мин),

$Q_N$  – подача насоса, л/мин,

$p_N$  – давление нагнетания на выходе насоса, МПа;

3) Масса, приходящаяся на единицу занимаемого гидромашинной объема (коэффициент компактности)

$$k_V = \frac{m}{V}, \text{ кг/см}^3, \quad (6)$$

где  $V$  – объем, описанный габаритами гидромашинной,  $\text{см}^3$ ;

4) Мощность, развиваемая единицей занимаемого гидромотором объема (коэффициент энергоемкости)

$$k_{P/V} = \frac{P_M}{V}, \text{ кВт/см}^3; \quad (7)$$

5) Скоростной показатель (коэффициент быстроходности)

$$C_n = n \cdot V_p^{1/3}, \text{ см/мин}, \quad (8)$$

где  $n$  – частота вращения насоса или гидромотора,  $\text{мин}^{-1}$ , которую для последнего определяют по формуле

$$n_M = 10^3 \cdot \frac{Q_N}{V_p}, \text{ мин}^{-1}, \quad (9)$$

где  $Q_N$  – теоретическая подача РЖ насосов, л/мин,

$$Q_N = 10^{-3} \cdot V_{pN} \cdot n_N, \text{ л/мин}, \quad (10)$$

где  $V_{pN}$  – рабочий объем насоса,  $\text{см}^3$ ,

$n_N$  – частота вращения насоса,  $\text{мин}^{-1}$ ;

6) Коэффициент мощности

$$C_p = n \cdot \Delta p \cdot V_p^{1/3}, \text{ МПа, см/мин.} \quad (11)$$

Представляют интерес комплексные критерии эффективности, дающие оценку конструктивных и эксплуатационных показателей гидромашин, применительно к конкретным гидрофицированным машинам. Одним из таких показателей является безразмерный критерий эффективности для гидромоторов [2]

$$K = \frac{M_{вр} \cdot n_M \cdot T}{g \cdot m \cdot L}, \quad (12)$$

где  $T$  – долговечность гидромотора, ч,  
 $L$  – характеристический размер гидромотора

$$L = (D_M \cdot L_M)^{1/2}, \text{ м,} \quad (13)$$

где  $L_M$  и  $D_M$  – длина и диаметр гидромотора, соответственно, м, причем каждый из этих параметров может приниматься отдельно в зависимости от лимитирующего машину габарита гидромотора.

Чем больше численное значение критерия  $K$ , тем выше технический уровень гидромотора. Систематизированная информация о современном техническом уровне гидромоторов передовых зарубежных фирм приведена в табл. 1.

Таблица 1 – Технический уровень гидромоторов ведущих мировых фирм

Параметры, размерность	Гидромоторы				
	Аксиально-поршневые	Радиально-поршневые		героторные	шестеренные
		О. Д.	М. Д.		
Рабочий объем, см <sup>3</sup>	32-1000	11-23000	260-251000	100-478	26-147,5
Давление, МПа	35;42/42;48	25/35; 42	28/45	16-25/27-40	20-28/28;30
Крутящий момент, Н·м	229-5565	56-91560	1860-1399000	315-2735	124-528
Частота вращения, об/мин	1600-6900	25-3600	12-265	320-750	2400-3500
Мощность, кВт	110-915	11-494	29-1580	21-49	39-118
Масса, кг	9,5-336	12-3100	40-10750	10-27,8	9,5-33

Продолжение таблицы 1

Параметры, размерность	Гидромоторы				
	Аксиально-поршневые	Радиально-поршневые		героторные	шестеренные
		О. Д.	М. Д.		
$k_M$ , кг/Н·м	0,04-0,06	0,03-0,2	0,007-0,02	0,013-0,04	0,04-0,1
$k_p$ , кг/кВт	0,08-0,43	0,8-6,2	1,4-6,8	0,44-0,65	0,2-0,31
$C_n$ , мин <sup>-1</sup> ·см <sup>3</sup> ·10 <sup>-3</sup>	16,5-23,7	2,0-7,9	0,8-3,6	2,4-4,4	7,4-13,3
КПД, %	92-93	90-95	88-97	85-90	86-89

Примечания к табл. 1: Обозначения О. Д. и М. Д. – гидромоторы однократного и многократного принципа действия; над чертой приведены номинальные, под чертой – максимальные кратковременные значения давлений.

**Выводы.**

Проанализировав данные табл. 1 можно сделать следующие выводы:

1) С помощью коэффициента быстроходности  $C_n$  гидромоторы могут быть разделены на четыре группы в порядке возрастания скоростных возможностей: радиально-поршневые многократного действия, героторные и радиально-поршневые однократного действия, шестеренные, аксиально-поршневые.

2) Наибольшие давления достигнуты в поршневых гидромоторах.

3) Наименьшие значения удельного момента  $k_M$  достигнуты в гидромоторах многократного действия – 0,007...0,02 кг/Н·м.

4) Наименьшие показатели удельной мощности  $k_p$  достигнуты в аксиально-поршневых гидромоторах – 0,08...0,43 кг/кВт.

5) В среднем значения общего КПД в поршневых гидромоторах выше, чем в героторных и шестеренных.

Руководствуясь этими данными можно подобрать гидромашину, оптимально подходящую для конкретных режимов работы.

**Список литературы:** 1. Аеврунин Г.А., Грицай И.В., Кириченко И.Г., Мороз И.И., Щербак О.В. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика: Учебное пособие. – Харьков: ХНАДУ, 2008. – 412 с. 2. Докунин А. В, Рогов А. Я., Фейфец Л. С. Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия: Конструкция, теория и расчет. – М.:Машиностроение, 1980. – 288с. 3. Дьячков Б. И. Высокомоментные гидромоторы однократного действия. –М.: Машиностроение, 1979.-120 с. 4. Пономаренко Ю. Ф. Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы горных машин.-М.: Недра, 1972.-276 с.

Поступила в редколлегию 02.05.2011

# **ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ**

УДК 621.313

*А.В. ДЕМИДОВ*, НТУ «ХПИ»;

*Б.Г. ЛЮБАРСКИЙ*, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»

## **ПЕРСПЕКТИВНАЯ СИСТЕМА ПИТАНИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ ТЕПЛОВОЗА**

Запропоновано структуру перспективної системи живлення власних потреб тепловозу та перетворювача власних потреб для малопотужних споживачів.

The structure of the perspective system of feed of own necessities is offered to the diesel engine and transformer of own necessities for low-powered consumers.

Современный тепловоз, как и любой другой тип подвижного состава, представляет собой сложное электромеханическое устройство. В процессе усовершенствования тепловоза постоянно улучшаются его характеристики по мощности, энергоэффективности, надежности и удобству в эксплуатации, однако зачастую платой за улучшение характеристик является усложнение конструкции из-за большого количества вспомогательных механизмов и аппаратов.

Залогом надежной, безопасной и эффективной работы подвижного состава является правильная работа не только тягового оборудования, но и различных вспомогательных систем. Эксплуатируемые в настоящее время тепловозы имеют сравнительно высокие затраты энергии на вспомогательные нужды [1, 2]. Так, например, пассажирский тепловоз ТЭП150 имеет тяговый генератор мощностью 2950 кВт, вспомогательный генератор отопления и вентиляции вагонов мощностью до 610 кВт, а также обмотку собственных нужд на стартер-генераторе мощностью 171 кВт, имеющую коэффициент мощности порядка 0,61 [3]. Таким образом, мощность собственных нужд составляет значительную часть от общей мощности, отбираемой от дизеля. Следовательно, совершенствование систем питания собственных нужд, а именно связки вспомогательный генератор – выпрямитель – шина питания, представляется нам актуальным, так как ее удельная мощность в энергопотреблении достаточно высока, и она имеет потенциал для усовершенствования.

Потребителей собственных нужд можно условно разбить на 3 группы:

1. Электродвигатели охлаждения холодильной камеры, тяговых электродвигателей, высоковольтной камеры; привод мотор-компрессора, а так же возможно возбуждение тягового агрегата.

2. Системы АЛСН, СЦБ и связи; системы управления, регулирования и диагностики подвижного состава; питание электроаппаратов; освещение и другие маломощные потребители.

2. Поездная шина 3 кВ отопления и кондиционирования пассажирских вагонов.

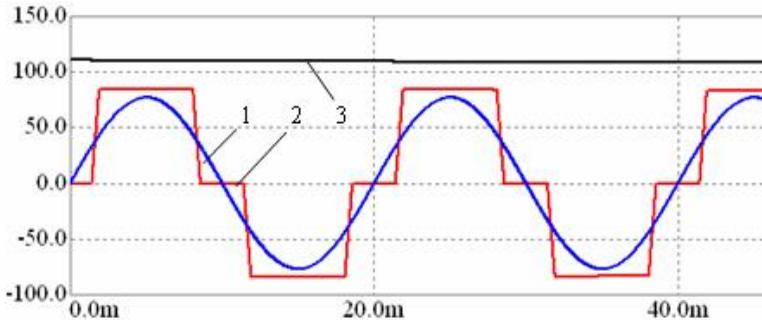
Характеристики потребления энергии электрооборудованием приведенных групп отображены в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристики потребления энергии по группам

Группа потребителей собственных нужд	1	2	3
Напряжение питания потребителей	среднее	низкое	высокое
Мощность потребителей	средняя	низкая	высокая
Требования к стабильности напряжения	средние	высокие	низкие
Требования электромагнитной совместимости	низкие	высокие	низкие
Требования к перегрузочной способности источника питания	высокие	низкие	низкие

Исходя из приведенных характеристик, можно сделать вывод, что потребители различных групп предъявляют противоречивые требования к шине питания, поэтому целесообразно питать их от разных источников, каждый из которых удовлетворяет обозначенным требованиям наиболее полно.

Для выпрямления сейчас применяются 6-пульсные и 12-пульсные управляемые, полууправляемые и неуправляемые выпрямители совместно с пассивными индуктивными фильтрами.



1 – фазное напряжение обмотки генератора, 2 – ток обмотки генератора, 3 – выходное напряжение после фильтра.

Рисунок 1 – Работа неуправляемого 6-пульсного выпрямителя

Работа таких схем выпрямления приводит к появлению в обмотке токов существенно несинусоидальной формы как показано на рисунке 1, что в свою

очередь ведет к росту добавочных потерь в генераторе от токов высших гармоник и ухудшению параметров электромагнитной совместимости.

В настоящее время на подвижном составе широкое распространение получают микропроцессорные системы управления, регулирования и диагностики подвижного состава, которые предъявляют повышенные требования к качеству потребляемой энергии, так как такое оборудование чувствительно к перепадам напряжения и высокочастотным помехам.

Поставлена цель – разработать концепцию питания вспомогательных систем с повышенными энергетическими показателями и улучшенной электромагнитной совместимостью.

Для защиты от перепадов напряжения в переходных режимах и попадающих по шинам питания помех предлагается питать маломощных потребителей второй группы от отдельного источника, который в свою очередь запитан от отдельной, гальванически не связанной с другими, обмотки генератора.

Надежная работы потребителей второй группы обеспечивается при точном поддержании напряжения шины в широком диапазоне мощностей на выходе источника и напряжения генератора, работающего в режиме  $U/f = const$ , на его входе, что возможно реализовать с приемлемым КПД и массогабаритными показателями только с помощью импульсных преобразователей.

На рисунке 2 показана предлагаемая схема подключения потребителей собственных нужд ко вспомогательному генератору. В этой схеме 2 включенные звездой со сдвигом 30 электрических градусов обмотки питают через выпрямительно-инверторные блоки потребителей 1-й группы, а также через 12-пульсный выпрямитель снабжают поездную шину 3 кВ. Отдельная маломощная обмотка питает маломощный преобразователь собственных нужд (ПСН) потребителей 2-й группы.

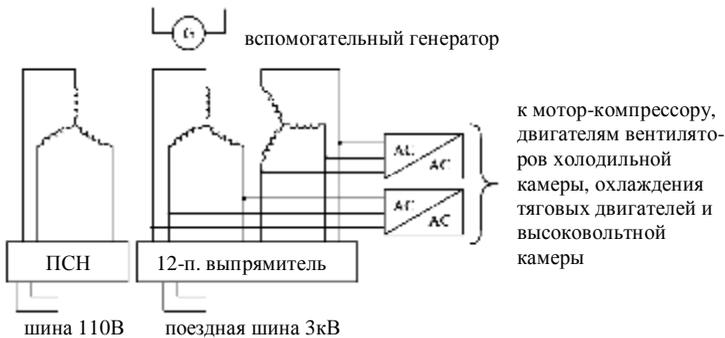


Рисунок 2 – Подключение потребителей к вспомогательному генератору

Для ПСН предлагается следующая структура, представленная на рис. 3.

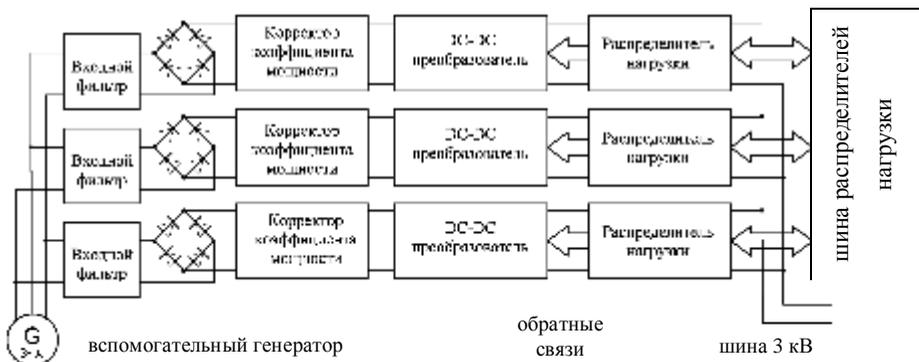
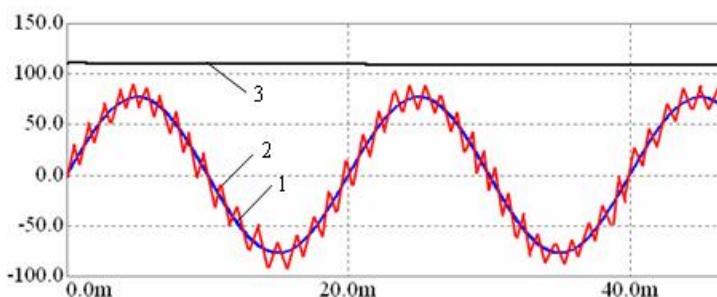


Рисунок 3 – Блок-схема ПСН

На схеме входные фильтры не позволяют высокочастотному шуму переключения транзисторов попадать в обмотку генератора. Корректоры коэффициента мощности представляют собой импульсные повышающие преобразователи, потребляющие ток близкий по форме к синусоиде (рис. 4), поэтому со стороны генератора ПСН выглядит как активная нагрузка, что уменьшает потери в обмотках от высших гармонических. Таким образом, предложенная структура ПСН соответствует требованиям электромагнитной совместимости по величине максимальных пульсаций выходного напряжения в диапазонах частот 4,5...5,5; 25...75 Гц. DC-DC преобразователь представляет собой транзисторный полномостовой конвертор, позволяющий менять напряжение на выходе в широких пределах, а так же обеспечивающий гальваническую развязку между входом и выходом ПСН.



1 – входное напряжение, 2 – входной ток, 3 – выходное напряжение после фильтрации  
Рисунок 4 – Работа однофазного корректора коэффициента мощности

Распределитель нагрузки определяет суммарный потребляемый от ПСН ток и распределяет его равномерно между каналами при помощи обратных связей. Таким образом, нагрузка на отдельные каналы выравнивается, и

предотвращается перетекание тока между их выходами. При этом один из распределителей выбирается главным, и управляет работой остальных по шине распределителей нагрузок.

Описанная выше схема преобразователя дает следующие преимущества:

1. Разделение на 3 канала позволяет применять отдельные блоки сравнительно низкой мощности. Так как мощность всех потребителей второй группы составляет порядка 10 кВт, одному каналу достаточно иметь мощность около 4 кВт. Вследствие этого намного снижаются требования к применяемым силовым полупроводниковым приборам, что позволяет использовать широко распространенную элементную базу.

2. Применение однофазных модулей небольшой мощности позволяет пользоваться хорошо отработанными и изученными конструкциями и методами расчетов, применяемыми при разработке массово используемых преобразователей постоянного тока.

3. Использование распределителя нагрузок позволяет наращивать суммарную выходную мощность преобразователя путем добавления DC-DC преобразователей параллельно уже существующим, что позволит унифицировать отдельные модули и в зависимости от требуемой мощности создавать ПСН путем компоновки на основе модульного принципа. Это позволит использовать его как во вновь создаваемом подвижном составе, так и при модернизации существующего.

4. Применение корректора мощности позволяет сместить диапазон высших гармоник на входе ПСН в высокочастотную область, (диапазон десятков кГц) и применить для их гашения малогабаритные фильтры на высокие частоты.

К недостаткам предложенной конструкции следует отнести повышенную сложность.

**Выводы:**

1. Предложена структура системы снабжения вспомогательных нужд тепловоза, особенностью которой является питания маломощных потребителей от отдельной обмотки вспомогательного генератора.

2. Предложена структурная схема преобразователя собственных нужд для маломощных потребителей, состоящая из 3-х каналов, каждый из которых состоит из однофазного фильтра, выпрямителя, корректора коэффициента мощности, DC-DC преобразователя и распределителя нагрузок.

3. Такая структура обеспечивает повышенные энергетические показатели и улучшает электромагнитную совместимость ПСН.

**Список литературы** 1. Тепловоз 2ТЭ116. С.П. Филонов, А.И. Гибалов, В.Е. Быковский и др. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1985. 328 с. 2. Пассажирский тепловоз ТЭП70. В.Г. Быков, Б.Н. Морошкин, Г.Е. Серделевич, Ю.В. Хлебников, В.М. Ширяев. – М.: Транспорт, 1976. 231 с. 3. Пассажирский тепловоз ТЭП150 – краткое описание.

*Поступила в редколлегию 02.05.2011*

**Ю.В. МАКАРЕНКО**, аспирант, НТУ «ХПИ»;  
**В.Н. БАЛЕВ**, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»;  
**В.Г. МАСЛИЕВ**, д-р техн. наук, НТУ «ХПИ»

## **РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМЫ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С МИКРОПРОЦЕССОРНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ**

Наведено результати дослідження якості керування положенням кузова відносно рами візка з використанням регулятора положення кузова по висоті на базі мікропроцесора у транспортного засобу, який обладнано пневматичним ресорним підвішуванням.

Results over of research of quality of management position of basket are brought in relation to the frame of light cart with the use of regulator of position of basket on a height on the base of microprocessor at a transport vehicle, which is equipped by a pneumatic spring hanging.

Рост скоростей движения пассажирских поездов выдвигает на первый план проблему повышения комфорта для пассажиров и уменьшения динамического воздействия на путевую структуру.

Одним из путей решения этой проблемы является применение рессорного подвешивания на основе пневматических рессор (ПР). Опыт эксплуатации значительного количества транспортных средств на пневматическом рессорном подвешивании показывает, что один из основных элементов – регулятор положения кузова (РПК), который отдельные авторы называют высоторегулирующий клапан, по стабильности характеристик не соответствует современному техническому уровню, так как требует затрат на систематическое проведение регулировочных работ [1].

Повысить стабильность характеристик РПК можно путем исключения, как трущихся пар, так и подгорающих электрических контактов и применения бесконтактных РПК [2].

Цель статьи состоит в освещении результатов исследования системы пневмоподвешивания, у которой применен РПК с использованием индуктивного бесконтактного датчика и AVR микроконтроллера Atmega 8L фирмы Atmel с необходимым программным обеспечением и электроуправляемых клапанов.

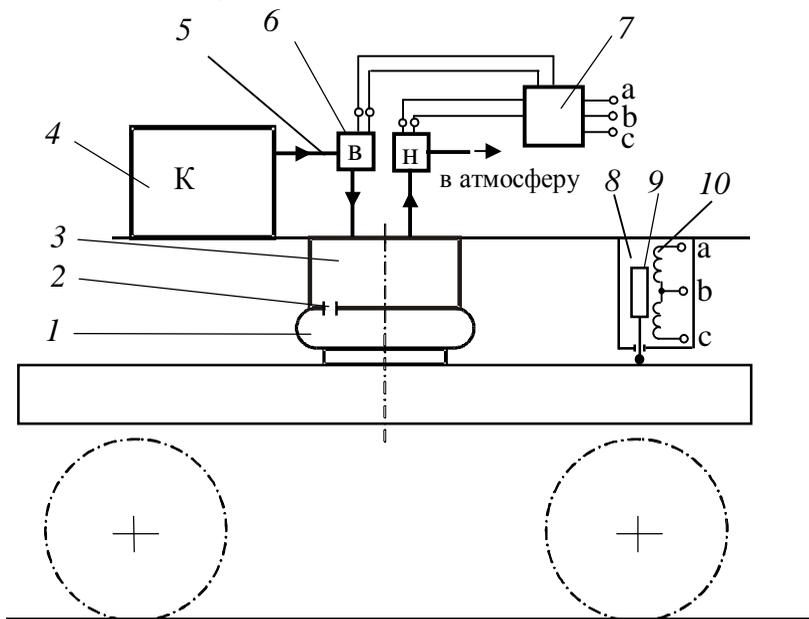
Транспортное средство как правило содержит кузов, который опирается на пару тележек через пневматические рессоры, рис.1 На одной из тележек ПР часто объединяют воздушным трубопроводом, что позволяет реализовать так называемую трехточечную систему рессорного подвешивания. Такая система в силу ее статической определенности имеет преимущество перед

четырёхточечной системой, поскольку обеспечивает равномерное распределение нагрузки от веса кузова по тележкам и по всем колесам.

При этом работа ПР вместе с РПК всех трех точек подвешивания взаимно независимы, что дает дополнительные преимущества этой системе подвешивания перед четырёхточечной, например при возникновении аварийных ситуаций, связанных с разрывом одной из оболочек или с выходом из строя одного из РПК, что может привести к обезгруживанию диагонально-противоположной точки подвешивания [3].

В связи с этим нами рассматривается трехточечная система подвешивания транспортного средства и исследуется совместная работа ПР и РПК одной точки подвешивания, а работа других точек идентична.

Внешние возмущающие факторы передаются на систему от контактов колес с рельсами, а внутренние – управляющие, связаны с подачей или выпуском сжатого воздуха из ПР.



1 – пневморессора, 2 – дроссель, 3 – дополнительный резервуар, 4 – компрессор, 5 – соединительные трубопроводы, 6 – электропневматические вентили: в – впускной; н – выпускной, 7 – микроконтроллер, 8 – индуктивный датчик, 9 – якорь, 10 – катушки.

Рисунок 1 – Схема пневматического рессорного подвешивания

Рассмотрим систему управления положением кузова, как объект регулирования. Решается задача автоматической стабилизации положения

кузова по вертикальной координате при постоянном управлении им на пути следования транспортного экипажа.

Принимаем следующие допущения: перемещения кузова на пневморессорах центральной ступени подвешивания происходят только по вертикали, перемещениями на буксовой ступени подвешивания, имеющей значительно большую жесткость, – пренебрегаем; управляющие импульсы, передаваемые на электропневматические вентили и сами вентили обладают релейными характеристиками. В системе реализовано широтно-импульсное управление. Управляющие импульсы имеют постоянную амплитуду, а их скважность устанавливается микроконтроллером по алгоритму в зависимости от величины входного сигнала, поступающего от индуктивного датчика.

Уравнение колебаний части массы кузова, приходящейся на пневморессору, согласно принципа Д’Аламбера

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

где  $m$  – часть массы кузова, приведенная к одной пневморессоре,  $K$  – коэффициент пропорциональности,  $G$  – масса воздуха, которая перетекла через дроссельное отверстие в течение полупериода колебаний;  $f_d$  – площадь проходного сечения дроссельного отверстия;  $F$  – эффективная площадь пневморессоры;  $V_n$ ,  $V_{др}$  – объем пневморессоры и дополнительного резервуара – соответственно;  $n$  – показатель политропы,  $P_e$  и  $P_y$  – составляющие векторов возмущений и управления по оси  $z$ .

В этом уравнении коэффициенты при скорости  $\dot{z}$  и перемещении кузова  $z$  являются переменными величинами, определяемыми газотермодинамическими процессами, имеющими место при перетекании воздуха между пневморессорой и дополнительным резервуаром [3].

Таким образом, дифференциальное уравнение (1) которое описывает работу системы – нелинейное, следовательно, объект регулирования является также нелинейным.

Индуктивный датчик 8 преобразует перемещение кузова относительно тележки в пропорциональное ему изменение электрического тока и напряжения на катушках 10, т.е. передает сигнал на микроконтроллер 7, который формирует управляющий импульс для одного или другого из вентилях 6, если напряжение на одной из катушек 10 превысит заданное, т.е. система обладает зоной нечувствительности.

$$\text{если } \begin{cases} U_{вх} \geq 1,2В, \text{ то } U_{упр} = U_{вх} - 0,9В; \\ U_{вх} < 1,2В, \text{ то } U_{упр} = 0, \end{cases}$$

Здесь зона нечувствительности будет равна  $1,2 - 0,9 = 0,3$  В. Ее величину можно задавать через интерфейс микроконтроллера, внося соответствующие изменения в алгоритм его работы, например при изменении условий окружающей среды.

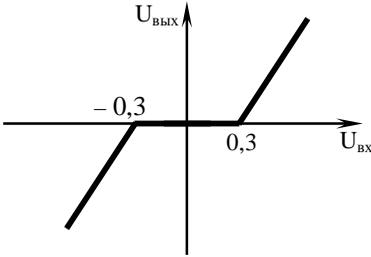


Рисунок 2 – Характеристика системы регулирования с зоной нечувствительности

Система реализует пропорциональный закон регулирования. Зона нечувствительности задается для каждого транспортного средства в отдельности. На рис. 2 показана характеристика системы регулирования пневматического рессорного подвешивания. Наклон линейных участков характеристики задается в зависимости от производительности компрессора, примененного на транспортном средстве.

В сравнении с релейной, такая характеристика обеспечивает снижение влияния воздействий на объект, обусловленных системой регулирования при малых отклонениях его от номинального положения.

На рис. 3 показана структурная схема системы регулирования.

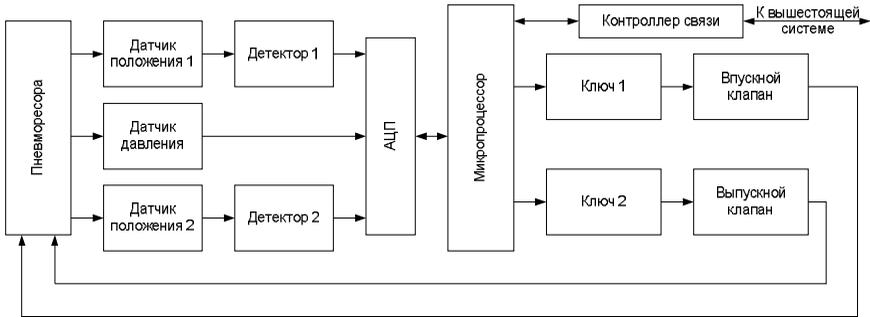


Рисунок 3 – Структурная схема системы регулирования

Проведем анализ качества регулирования прямым методом по переходным процессам, полученным в результате интегрирования дифференциального уравнения (1) при различных параметрах и режимах работы системы с внешним возмущающим воздействием в виде ступенчатой функции. Возмущение от регулирующих воздействий моделировалось импульсной функцией.

На рис. 4 приведены примеры переходных процессов.

Анализируя переходную функцию на рис. 4 а), вычислим величину перерегулирования

$$s = \frac{y_{\max} - y_{(\infty)}}{y_{(\infty)}} \cdot 100\% = \frac{0,0118 - 0,01}{0,01} \cdot 100 = 18\% ,$$

т.е. является достаточным, так как величина перерегулирования не превышает рекомендуемых 30 % для аналогичных систем.

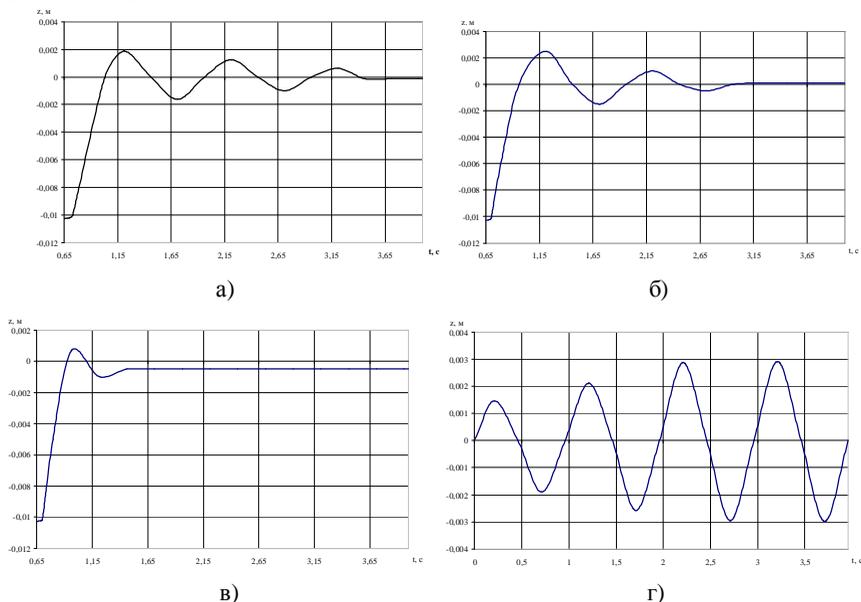


Рисунок 4 – Колебания массы на пневморессоре

Длительность переходного процесса является одной из оценок быстродействия системы и определяется как время от момента подачи на вход возмущения до момента, после которого имеет место неравенство

$$|y(t) - y_{(\infty)}| \leq \Delta ,$$

где  $\Delta$  – допустимая ошибка регулирования в нашем примере принята 0,3 В.

Длительность переходного процесса приведенного на рис. 4 а) составляет 3 с, время запаздывания здесь составляет 0,25 с, затухание колебательного процесса, как логарифм отношения предыдущей к последующей, составляет 0,69, а количество колебаний в интервале времени переходного процесса при выбранных нами параметрах системы равно 2.

На рис. 4 б) и в) показаны переходные процессы исследуемой системы «пневморессора-регулятор» при увеличении затухания вплоть до критического, при котором система становится аperiodической.

Таким образом, изменяя параметры системы можно выбрать рациональную длительность переходного процесса. Постоянная времени (время разгона) по кривым разгона на графиках равна примерно  $T=0,7$  с.

В связи с применением цифрового элемента – микроконтроллера, необходимо изучить влияние дискретного характера его управляющих выходных сигналов на динамические свойства системы.

На рис. 4 г) приведен график колебательного процесса при действии импульсов от подачи сжатого воздуха в пневморессору с частотой следования равной частоте собственных колебаний массы на пневморессоре. При этом наблюдается явление автоколебаний в системе, когда их амплитуды несколько возрастают и стабилизируются на уровне не более 3 мм при минимальном затухании. Уйти от автоколебаний можно путем введения программу соответствующих логических операторов исключающих появление импульсов этой частоты.

Обобщая приведенные в статье результаты, можно отметить, что применение в качестве регулятора положения кузова дискретного цифрового устройства в виде микроконтроллера с программным обеспечением и индуктивным датчиком позволило исключить пары трения и подгорающие электрические контакты, что благоприятно скажется на повышении надежности системы, а необходимая регулировка будет заключаться в изменении исходных данных алгоритма.

Полученные результаты проверены в условиях стенда и показали удовлетворительную сходимость с погрешностью в пределах 15%, а анализ переходных процессов показал, что система устойчива при действии внешних и управляющих воздействий.

**Список литературы:** 1. Применение мехатроники при создании регуляторов пневматического рессорного подвешивания на транспорте / *Макаренко Ю.В., Балеv В.Н., Маслев В.Г.* Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2010. – № 38. – 72 – 75 с 2. Пат. 52237 на корис. мод., Україна МПК В61F 5/00 Пристрій для керування рівнем підресореної частини транспортного засобу / *Нестеренко В.І., Басов Г.Г., Мищенко К.П., Антонов С.В., Якунін Д.І., Макаренко Ю.В., Маслев В.Г.*; заявник і патентовласник Нац. Техн. Ун-т «Харків-й політехн. ін-т». – № u 2009 11113; Заявл. 02.11.2009; Опубл. 25.08.2010, Бюл. №16. 3. Пневматическое рессорное подвешивание тепловозов / *Куценко С.М., Елбаев Э.П., Кирпичников В.Г., Маслев В.Г., Рубан А.Н.* / Под ред. С.М.Куценко. – Харьков: Вища школа, 1978. – 97 с.

*Поступила в редколлегию 02.05.2011*

**В.И. ОМЕЛЬЯНЕНКО**, д.т.н., профессор, НТУ «ХПИ»;

**Н.Н. КАЛЮЖНЫЙ**, доцент;

**В.Е. БОНДАРЕНКО**, д.т.н., профессор;

**Л.В. ОВЕРЬЯНОВА**, аспирант, НТУ «ХПИ»

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ «ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОЙ СОСТАВ–ТЯГОВАЯ СЕТЬ» И ВЛИЯНИЕ НА ПРОЦЕССЫ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ СУБЪЕКТИВНЫХ ФАКТОРОВ**

Запропоновано спосіб аналізу руху потягів та режимів роботи тягової мережі електрифікованих залізниць з використанням сукупності ПАК та нечітких нейронних мереж, який дозволяє визначити необхідні дані для розрахунку оптимальних параметрів роботи тягової мережі в умовах неповноти вхідних даних.

A method for the analysis of trains and modes of traction network of electrified railways using a set of PAC and fuzzy neural networks, which allows to determine the necessary data to calculate the optimal parameters of the traction network under incomplete input data.

### **Введение**

Наблюдаемое в Украине увеличение железнодорожных перевозок приводит к росту потребной для тяги электроэнергии на электрифицированных ее участках и, как следствие, к росту потерь мощности и колебаний напряжения в тяговой сети. Учесть это возможно только при исследовании процессов, протекающих при совместной работе подвижного состава, тяговой сети и тяговых подстанций, путем расчетов на математической модели, так как натурные испытания системы затратны, требуют много времени и не всегда возможны.

В Харьковском политехническом институте разработан программно-алгоритмический комплекс (ПАК), позволяющий виртуально моделировать электрофизические процессы в системе «электроподвижной состав – тяговая сеть» (ЭПС-ТС) для любого вида подвижного состава (грузовой, пассажирский поезда и электропоезда) и тяговой сети постоянного тока при движении по участку пути заданного профиля.

Этот ПАК базируется на классических допущениях тяговых расчетов: движение поезда описывается математически как движение материальной точки с одной степенью свободы; расчет движения ведется без учета динамики процессов внутри системы поезда; при движении поезда учитываются только внешние силы, совпадающие с его направлением и др.

Однако, при составлении ПАК не учитывался реальный опыт ведения поездов машинистами. Очевидно, что это обстоятельство не может не сказаться на достоверности результатов виртуального моделирования процессов взаимодействия системы «электроподвижной состав – тяговая сеть».

Цель работы - иллюстрация возможности ПАК в определении электрофизических показателей работы электроподвижного состава и тяговой сети постоянного тока, оценка неточности и погрешности в определении этих показателей, а также указание пути их устранения.

### Программно-алгоритмический комплекс ЭПС-ТС

Блок-схема программно-алгоритмического комплекса (ПАК) представлена на рис.1.

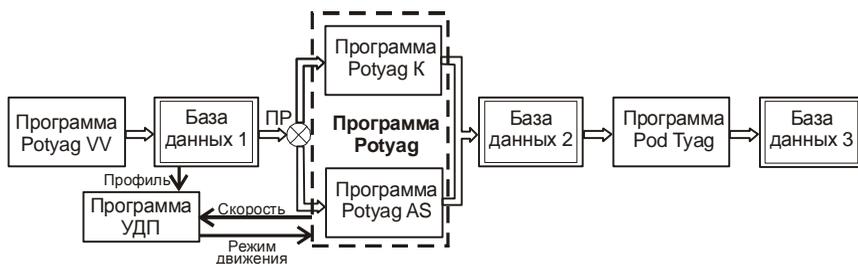


Рисунок 1 – Блок-схема программно-алгоритмического комплекса

ПАК состоит из трех программ, написанных на языке DELPHI: PotyagVV, Potyag и PodTuag и трех баз данных: входных; кривых движения поездов и их энергетических показателей, а также тяговой сети.

Программа PotyagVV предназначена для ввода исходных данных в ПАК, записи этих данных на жесткий диск для длительного хранения и, при необходимости, их повторного использования. Программа позволяет производить оперативную модернизацию данных.

Программа Potyag предназначена для расчета кривых движения поезда по заданному участку железнодорожного пути и определению потребного мгновенного значения тока и мощности ЭПС для обеспечения этого движения. Программа состоит из двух подпрограмм – PotyagK и PotyagAS. Программа PotyagK используется для расчетов режимов работы ЭПС с коллекторными тяговыми электродвигателями, программа PotyagAS – для ЭПС с электроприводом с асинхронными тяговыми электродвигателями. Обе подпрограммы могут производить расчеты исходя как из тяговых и токовых характеристик ЭПС, находящихся в эксплуатации, так и исходя из параметров электропередачи мощности и тормозных качеств существующих и проектируемых ЭПС.

Программа Potyag может одновременно производить расчеты параметров движения по участку между двумя тяговыми подстанциями до четырех ЭПС разного типа (грузового, пассажирского, электропоезда). При этом движение осуществляется по двухпутному электрифицированному

участку с постом секционирования, как в прямом, так и в обратном направлении.

Программа PodTyag предназначена для расчета распределения токов, потребляемых ЭПС, между фидерами и подстанциями, а также расчета потерь напряжения на токоприемниках ЭПС и мощности тяговой сети.

Программа управления движением поездов (УДП), исходя из текущих значений профиля пути, заданной и текущей скорости движения ЭПС генерирует управляющие воздействия, определяя режим движения. Программа управления не является самостоятельной единицей, она распределена в программах PotyagK, PotyagAS и PodTyag. Программа управления учитывает особенности ЭПС (тип привода, тормозные свойства) и ограничения систем ЭПС ( по мощности, току, сцеплению, уровню потерь напряжения на токоприемнике, а также электромагнитным нагрузкам).

Известные тяговые и токовые характеристики ЭПС вводятся в ПАК посредством аппроксимирования их полиномами. Переключение на проведение расчета программой PotyagK или PotyagAS производится переключателем режима работы (ПР) программно-алгоритмического комплекса.

База данных 1 содержит следующие файлы.

Файл TabDanProb предназначен для хранения данных профиля пути (количество, длины и уклоны участков, радиусы и длины кривых, допустимые скорости движения по участку). Количество участков и количество введенных профилей ограничивается только мощностью (вычислительной способностью) используемой ЭВМ.

Файл TabDanLoc предназначен для хранения данных ЭПС (количество секций, обмоточных осей, диаметр колеса, длина вагона ЭПС и его масса).

Файл TabDanSos предназначен для хранения данных состава (общее количество вагонов, количество и длина восьми- и четырехосных вагонов, масса состава и допустимые ускорения движения).

Файл TabDanEl предназначен для хранения параметров как коллекторных, так и асинхронных тяговых электродвигателей ЭПС.

Файл TabDanSet предназначен для хранения данных тяговой сети (удельные сопротивления контактного провода, рельсовой цепи, расстояние до поста секционирования).

База данных 2 предназначена для хранения расчетных данных движения каждого из поездов (скорость, путь, напряжение на электродвигателе, расход электроэнергии, потребляемый ЭПС ток).

В базе данных 3 хранятся расчетные данные режимов работы тяговой сети (мгновенные значения мощности тяговых подстанций, токи фидеров и подстанций, потери напряжения на токоприемнике любого из поездов, а также потери мощности в тяговой сети как общие, так и их составляющие – в контактной и рельсовой цепях и ток поста секционирования).

При расчета режимов взаимодействия системы ЭПС-ТС с помощью описанного ПАК работа тяговых электродвигателей постоянного и переменного тока осуществлена согласно методике, изложенной в [2]. Определение кривых движения поезда основано на правилах тяговых расчетов [3]. Разнос токов по фидерам тяговых подстанций, определение потерь напряжения в тяговой сети, мощности тяговых подстанций и потерь мощности в контактной сети выполнен методом мгновенных схем согласно [4]. Управление движением поезда основано на логических правилах вида «если...,то...», учитывающих ограничения по скорости движения, допустимому ускорению, силе тяги по сцеплению, току и мощности тяговых электродвигателей [5].

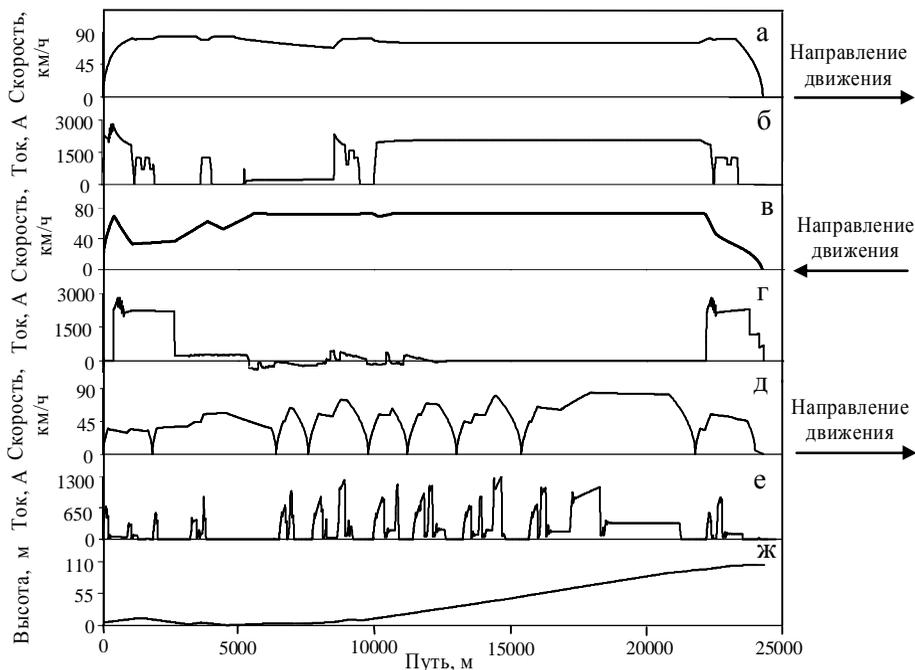
Расчет с помощью модели позволяет выработать рекомендации по: стабилизации уровня напряжения в тяговой сети; уменьшению потерь электроэнергии в тяговой сети; рациональному токораспределению энергии в тяговой сети; прогнозированию нагрузки тяговой сети и тяговых подстанций; определению параметров и режимов работы накопителей энергии; диагностике энергосистем.

### **Пример расчета**

Иллюстрация работы ПАК ЭПС-ТС приводится на примере расчета движения трех поездов на двухпутном участке дороги Харьков-Люботин длиной 24335 м, электрифицированном постоянным током. Профиль характеризуется монотонным подъемом со средним подъемом 10 ‰ при движении с отметки 7500 м от Харькова. Предусмотрен следующий график движения поездов со следующими параметрами. Первым из Харькова отправлен пассажирский поезд массой 1200 т, состоящий из 22 вагонов, ведомый электровозом, оснащенным коллекторными тяговыми двигателями. Через 3 минуты после отправления первого поезда вслед за ним отправлен электропоезд из 10 вагонов, оснащенный асинхронными тяговыми двигателями с векторным управлением. Электропоезд осуществляет остановки на всех промежуточных станциях, предусмотренных графиком. Через 5 минут после отправления первого пассажирского, ему навстречу, из Люботина, отправляется грузовой поезд массой 2200т с составом из 45 вагонов, имеющий 196 осей. Поезд ведет электровоз с коллекторными тяговыми двигателями.

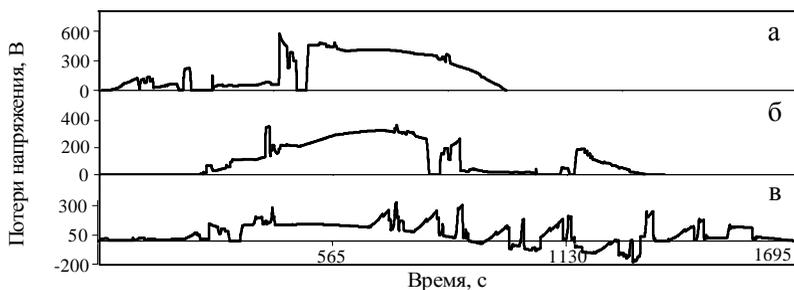
Кривые движения, потери напряжения на токоприемниках подвижного состава, токи, потребляемые ЭПС, фидеров, подстанций и постов секционирования, а также потери мощности в тяговой сети представлены на рис. 2, 3, 4 и 5 соответственно.

Полученные зависимости не противоречат общепринятым закономерностям физических процессов, протекающим в системе ЭПС-ТС, и все рассчитанные показатели находятся в допустимых пределах.



а, б – пассажирский электровоз; в, г – грузовой электровоз;  
 д, е – электропоезд; ж – профиль пути.

Рисунок 2 – Кривые движения

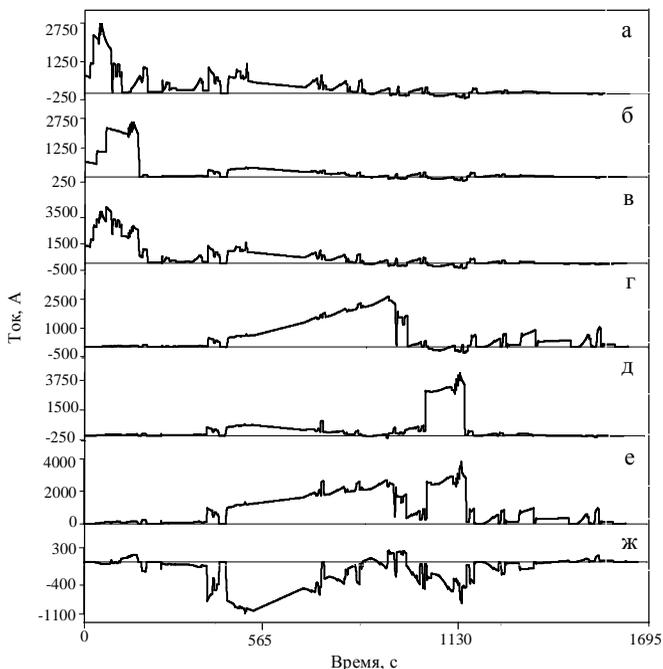


а – пассажирский электровоз; б - грузовой электровоз; в – электропоезд.

Рисунок 3 – Потери напряжения на токоприемниках

Так, при движении пассажирского электровоза в период времени с 450 до 900с наблюдается наибольший потребляемый ток и максимальные потери напряжения на участке пути с 8100 до 22500 м, что обусловлено движением

электровоза на подъеме. На участке пути с 11000 до 5500 м грузовой электровоз, движущийся в обратном направлении, рекуперировывает энергию в тяговую сеть, что приводит к снижению потерь напряжения на пантографе в период его движения, начиная с 900 по 1400с. Максимальный ток и характер потерь напряжения грузового электровоза на отрезке пути с 2500 до 700 м также обусловлен его движением на подъеме.



а, г – фидер 1 подстанции А и Б; б, д - фидер 2 подстанции А и Б; в, е – подстанция А и Б; ж – пост секционирования.

Рисунок 4 – Токи

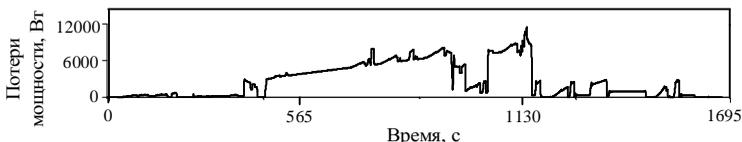


Рисунок 5 – Потери мощности в тяговой сети

Анализ кривых движения электропоезда (рис. 2 д, е) показывает, что частые пуски и остановки, вызванные графиком движения, приводят к броскам тока и к колебанию напряжения в контактной сети в пределах до

300 В (рис. 3в). Этим же обусловлен пульсирующий характер кривых тока на фидерах тяговых подстанций, что негативно сказывается на работе ЭПС и снижает к.п.д. тяговой сети (рис. 4, 5).

Интересно отметить, что броски тока и колебания напряжения в тяговой сети можно снизить, применив на электроподвижном составе, в частности на электропоезде, накопитель энергии, который должен накапливать энергию при торможении и при движении его на спуске, а также принимать энергию от других рекуперирующих поездов. Важной особенностью применения накопителя непосредственно на подвижном составе является тот факт, что энергия обмена при этом будет циркулировать в пределах ЭПС, и не будет поступать в тяговую сеть, что приведет к снижению потерь мощности в системе ЭПС-ТС в целом.

Однако, существуют некоторые несоответствия полученных результатов логике протекания процессов при движении поезда. Обращают на себя внимание колебания кривой тока грузового электровоза на участке пути с 2600 по 5400 м (рис. 6), обусловленные тем, что при расчетах принимается безынерционная связь между скоростью и силой тяги: снижение скорости ведет немедленно к снижению силы тяги, а следовательно и тока. В то же время система управления, стремясь поддержать фиксированную скорость - при малейшем изменении скорости в любую сторону от заданного значения, производит включение или отключение подпрограммы тяги, что естественно приводит к соответствующим колебаниям тока, которые в действительности не имеют места.

В случае, приведенном на рис. 6, система управления по описанным выше причинам вопреки логике увеличивает скорость движения перед остановочным торможением - два пика на кривой скорости (первый на отметке 4000 м, второй - 500 м). Наличие второго пика в кривой скорости приводит при расчетах к увеличению силы тяги, а следовательно и тока, что также является неоправданным. Введение же в систему управления блока прогнозирования движения значительно усложняет ПАК.

По нашему мнению, основная доля расхождений между виртуальной моделью и реальными параметрами движения поезда вносится отличием в управлении движением, так как в действительности в контур управления движением включен человек-машинист с его трудно формализуемым посредством четкой логики алгоритмом ведения поезда.

В частности, машинист при ведении поезда, руководствуется «режимной картой управления поездом», которая предполагает использование показателей по выполнению графика движения, затратам энергии на тягу, обязательных или рекомендуемых режимов ведения поезда, обеспечивающих минимальные продольные силы в составе. Кроме того, машинист дополнительно учитывает технические параметры разнотипного подвижного состава и пути, характеристики автотормозов и сцепных приборов, нормативы по устойчивости вагонов и пути, варианты

формирования составов, меняющиеся условия пропуска поездов, погодные условия и, основное, накопленный опыт ведения поездов.

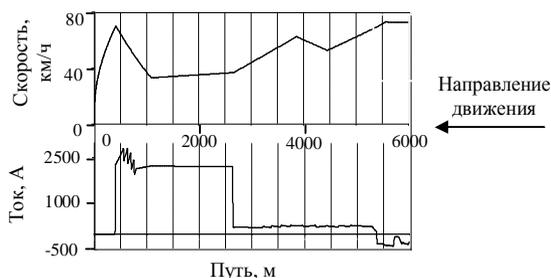


Рисунок 6 – Фрагмент рис. 2 в и г (станция Харьков)

### Пути совершенствования ПАК

Исходя из большой сложности модели ЭПС-ТС, существенной ее нелинейности, трудностей формализации, наличия различных субъективных критериев и ограничений в данной работе предлагается для автоведения поезда применить информационную модель управления движением на основе нечеткой логики и нейронных сетей. Такая модель, учитывая все изложенные положения, к тому же позволяет явно не вводить отбрасываемые «несущественные» факторы в математическую модель четкой части системы, а учитывать их влияние, допустив, что отклик модели может быть известным приближенно, нечетко. Важным преимуществом информационных моделей перед остальными является отсутствие ограничений на сложность исследуемых систем и отсутствие требования математического описания. Подобные модели основаны на гипотезе о существовании статистической связи между входом и выходом системы, то есть о существовании отображения входной информации в выходную. В нашем случае система управления движением поезда должна производить классификацию входных данных. Под классификацией понимается отнесение некоторого образа входных данных, выделенных и сгруппированных по определенным признакам, к классу, выполняемое по формальным правилам. В качестве классов, в нашем случае, выступают режимы движения поезда – тяга, неполная тяга, выбег, рекуперативное и механическое торможение, а также остановочное.

При разработке системы управления на основе нейро-нечеткой системы необходимы: формализация задачи и определение признакового пространства (поля входных данных); разбиение признакового пространства на классы; выделение нечетких правил для каждого из классов; синтез структуры нейро-нечеткой сети (определение числа слоев и количества нейронов в слое, активационных функций нейронов, топологии связи между

нейронами); настройка значений весовых коэффициентов нейронной сети (обучение сети).

Для автоведения поезда предлагается нейронная сеть (НС), использующая радиальные базисные функции (РБФ, RBF – Radial Basis Function network) [6,7].

Нейронная сеть обучается на основе данных задания и расчетных данных, поступающих из четкой части модели, данных полученных в результате поездок и словесного описания управления движением, полученного от машинистов-экспертов. Входными данными, используемыми для задания всех режимов, являются: разность заданной и текущей скоростей движения поезда, профиль пути, допустимое ускорение, ограничение на тягу (торможение) по сцеплению. При тяге учитываются тяговые способности электровоза, ограничения на ток и мощность тяговых электродвигателей, при торможении – тормозные возможности поезда.

Нечеткий контроллер должен состоять из набора условных лингвистических операторов или правил, задающих конкретные операции управления движением поезда. Эти условные лингвистические операторы могут быть получены на основе обработки данных из технических сведений на подвижной состав и его отдельные узлы, систему управления, а также на основе опроса машинистов по ведению поезда из соображений здравого смысла.

### **Выводы**

Разработанный ПАК, позволяющий виртуально моделировать электрофизические процессы в системе ЭПС-ТС, дает достаточно достоверные результаты, не противоречащие общепринятым закономерностям протекания физических процессов. Однако, существует определенная доля расхождений между результатами виртуального моделирования и реальными параметрами движения поезда из-за несовершенства системы управления.

Предлагается для автоведения поезда применить информационную модель управления движением на основе нечеткой логики и нейронных сетей, которая позволит получить более достоверные данные, учитывающие руководящие указания машиниста по ведению поезда.

**Список литературы:** 1. Павловский В.В., Куденко Г.Е. Инженерный расчет потерь мощности и энергии в электрических сетях, основанный на моделировании установившихся режимов.//Электрические сети и системы. -2004. -№3. –С 17-22. 2. Курбасов А.С., Седов В.И., Сорин Л.Н. Проектирование тяговых электродвигателей. М: Транспорт, 1987. -436с. 3. Правила тяговых расчетов для поездной работы. – М: Транспорт 1985. - 287 с. 4. Марквардт К.Г. Электроснабжение электрифицированных железных дорог. – М: Транспорт, 1982. -528 с. 5. Омеляненко В.И., Калужный Н.Н., Омеляненко Г.В., Любарский Б.Г. Основы электрической тяги, системы и режимы тяговых сетей постоянного тока. Харьков: Изд-во ХПИ, 2002. -164 с. 7. A.A.Al-Reib, X. Ma Application of artificial neural net-works in voltage stability assessment IEEE Trns. On Power Systems. Vol. 10, №4. Nov. 1995.

*Поступила в редколлегию 02.05.2011*

**В.И.ОМЕЛЬЯНЕНКО**, д-р техн. наук, НТУ «ХПИ»;  
**Б.Г. ЛЮБАРСКИЙ**, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»;  
**Д.И. ЯКУНИН**, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»;  
**Б.Х. ЕРИЦЯН**, ассистент, НТУ «ХПИ»

## КОНЦЕПТУАЛЬНЫЙ ПРОЕКТ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРИВОДА С ЛИНЕЙНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ ДЛЯ НАКЛОНА КУЗОВОВ

У статті запропоновано концептуальний проект електромеханічної системи приводу з лінійним двигуном для нахилу кузовів. Наведено загальну компоновку екіпажу, результати цифрового моделювання та проведено порівняльний аналіз електромеханічних приводів систем нахилу.

In the article the conceptual project of the electromechanical system of actuator with a linear engine for inclination of bodies is offered. General arrangement of vehicle is resulted, results of digital modeling and the comparative analysis of electromechanical actuators of the systems of inclination is conducted.

Скоростные поезда с наклоняемыми кузовами представляют собой перспективную технологию повышения скоростей движения на имеющихся железнодорожных линиях. В настоящее время такие поезда эксплуатируются во многих странах мира. Перспективным представляется внедрения поездов с наклоняемыми кузовами и на железных дорогах Украины [1].

Схема конструкции исполнительской части механизма наклона приведена на рис. 1, а).

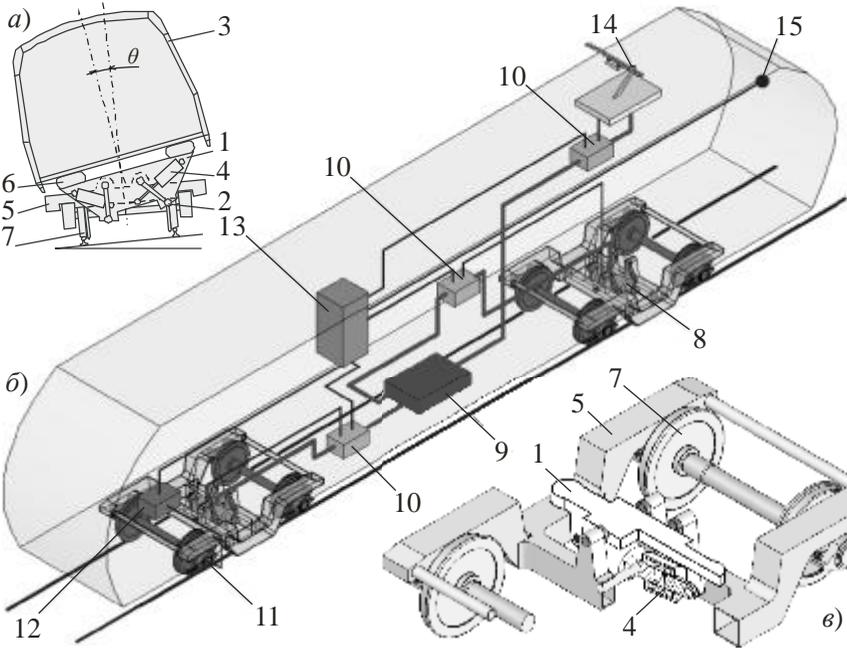
В качестве исполнительской части механизма наклона взята система с приводом на базе линейного электромеханического преобразователя энергии [2]. Для силового привода выбран коаксиальный электромагнитный двигатель постоянного тока в совокупности с полупроводниковым преобразователем прямоходового типа.

Такая система может быть описана при помощи математической модели (1), дополненной функциями связей (2).

$$\begin{aligned} \frac{di}{dt} &= \frac{U - iR - KV}{L}, \\ \frac{dx}{dt} &= V, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} U &= f(U_y, U_u), \quad L = f(x, i), \quad K = f(x, i), \quad F = f(x, i), \\ q &= f(F, x), \quad [U_y] = f\left(q, \frac{dq}{dt}, q_T, V_{q_{\max}}\right), \end{aligned} \quad (2)$$

где  $U_u$  – напряжение источника питания,  $U$  – напряжение на ЛД,  $F$  – сила тяги ЛД,  $x$  – перемещение якоря ЛД,  $U_y$  – вектор управляющих напряжений преобразователя,  $\theta$  – угол наклона кузова,  $\theta_T$  – требуемый угол наклона кузова,  $V_{\theta \max}$  – максимальная скорость изменения угла наклона,  $t$  – время,  $i$  – ток обмотки ЛД,  $R$  – сопротивление обмотки ЛД,  $K$  – коэффициент противоЭДС ЛД,  $V$  – скорость перемещения якоря ЛД,  $L$  – индуктивность обмотки ЛД.



*а)* схема, *б)* общая компоновка, *в)* тележка, 1 – наклоняемая балка, 2 – рычаг подвеса, 3 – кузов, 4 – силовой привод (линейный двигатель), 5 – рама тележки, 6 – вторичное подвешивание, 7 – колесная пара, 8 – тележка с наклоняемой балкой, 9 – энергоблок, 10 – блоки силовой электроники, 11 – speedometer, 12 – акселерометр/гироскоп, 13 – вычислительный модуль (включает вычислитель угла наклона, схему управления блоками силовой электроники и контроллер поезда), 14 – наклоняемый токосъемник, 15 – интерфейс поезда.

Рисунок 1 – Экипаж с наклоняемым кузовом

Приведенная математическая модель исследовалась путем создания на ее базе имитационной модели механизма наклона кузова с приводом на базе линейного двигателя, позволяющей изучить влияние параметров системы на ее рабочие свойства (рис. 2).

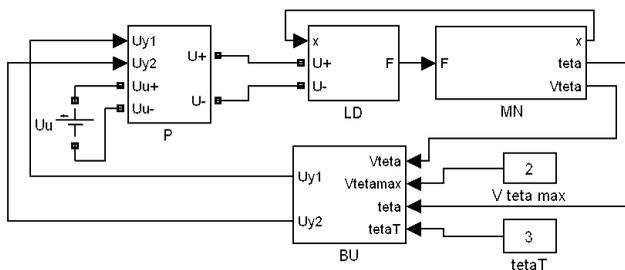


Рисунок 2 – Блок-схема общей имитационной модели устройства наклона кузова

Имитационная модель, созданная в среде Matlab Simulink, включает преобразователь P, линейный двигатель LD, механизм наклона кузова MN и блок управления BU. Определение параметров линейного двигателя производится по результатам расчета магнитного поля методом конечных элементов, аппроксимированных полиномами Чебышева на множестве равноудаленных точек. Достоверность результатов, полученных при использовании имитационной модели, подтверждена физическим моделированием исполнительного механизма и линейного двигателя [3].

В данной статье описывается концептуальный проект электромеханической системы привода с линейным двигателем для наклона кузовов. Общая компоновка экипажа приведена на рис. 1, б).

Информация о скорости движения, которая поступает со скоростемера 11, как и информация о боковом ускорении, позволяющая оценить радиус кривой и о возвышении наружного рельса, получаемая посредством гироскопа 12, поступает к вычислительному модулю 13, который рассчитывает необходимый угол наклона кузова.

В том случае, если расчетный угол превышает максимальное значение ( $8^\circ$ ), модуль выдает команду на понижение скорости движения. Сигналы управления от вычислительного модуля 13 по информационной шине 15 подаются на блоки силовой электроники 10 которые управляют подачей энергии от энергоблока 9 на механизмы наклона тележки 8 и токосъемника 14.

Информация о достигнутом угле наклона снимается с датчиков исполнительных механизмов. В случае нарушения функционирования механизма, информация об этом передается от блоков силовой электроники на вычислительный модуль, программа которого предусматривает, в зависимости от уровня опасности, или ограничение функциональности механизмов, или полное их отключение при соответствующем снижении максимальной скорости движения. Датчик реализованного угла наклона может быть конструктивно объединен или с якорем линейного электромагнитного двигателя (тогда величина угла

наклона будет функцией его линейного перемещения), или с шарниром рычага подвеса (тогда величина угла наклона будет функцией угла его поворота).

Модель тележки, оснащенной механизмом наклона, с силовым приводом на базе линейного двигателя, представленная на рис. 1 в). Параметры тягового коаксиального линейного двигателя постоянного тока электромагнитного типа броневого конструкции, который использован в приводе наклона кузова, выбраны согласно рекомендациям, приведенным в [3]. Внешний диаметр линейного двигателя выбран максимальным по условиям компоновки в тележке с учетом ограничения, которое вносится требованиями габарита 1-Т по ГОСТ 9238-59 для обрессоренных подвижных частей,  $D_K = 390$  мм. При этом диаметр якоря двигателя  $D_я = 170$  мм, а количество витков обмотки  $w = 2000$ .

На рис. 3 приведена естественная тяговая характеристика двигателя электромагнитного типа, полученная при разной МДС в его обмотке (1, 2, 3 – тяговые при МДС 130, 110 та 90 кА – соответственно); а также нагрузочная кривая 4, соответствующая принятому расположению линейного двигателя и конфигурации исполнительного механизма.

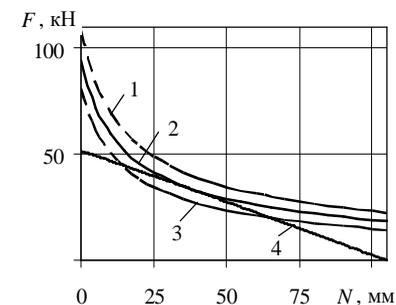


Рисунок 3 – Характеристики наклона

Как видно из рисунка, на участке рабочего хода двигателя, соответствующего рабочему зазору 28 – 44 мм, магнитодвижущая сила в обмотке может поддерживаться на уровне 110 кА, на участках 0 – 28 и 44 – 105 мм требуется понижение величины МДС путем регулирования с помощью полупроводникового преобразователя энергии.

С использованием имитационной модели, приведенной на рис. 2, проведено цифровое моделирование наклона кузова электропоезда на заданный угол  $\theta = 7^\circ$  при заданной максимальной скорости наклона  $2^\circ/\text{с}$ . Результаты цифрового моделирования приведены на рис. 4.

Очевидно, что максимальное значение напряжения на транзисторах составляет 230В, а тока – 80А, следовательно, в качестве силовых ключей следует выбрать IGBT-транзисторы, рассчитанные на напряжение и ток

не менее указанных. Это могут быть, например, модули фирмы Fuji Electric 2MBI 100N-060 или 2MBI 100TA-060, имеющие схожие параметры. Модули предназначены для коммутации цепей напряжением до 600 В с током до 100 А и являются полумостами IGBT, позволяющими на одном модуле реализовать всю силовую часть преобразователя. Такие модули применяются для коммутации цепей большой мощности, управления двигателями постоянного и переменного тока, а также в источниках бесперебойного энергоснабжения.

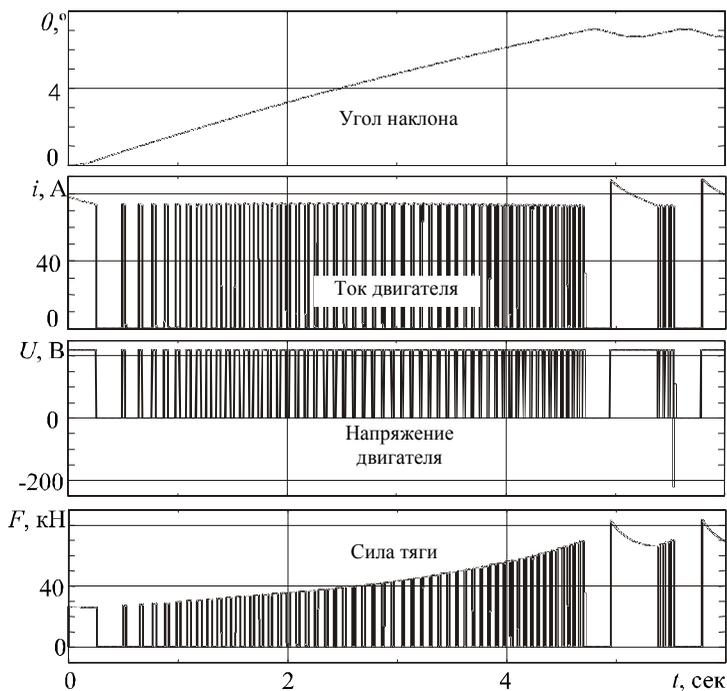


Рисунок 4 – Результаты цифрового моделирования

В предлагаемом приводе электромотор, редуктор и винт, присущие традиционному электромеханическому, заменяются линейным электродвигателем. Очевидно существенное упрощение конструкции, что ожидаемо положительно скажется на ее надежности. Значительно упрощается также и схема питания, представляющая собой прямоходовой инвертор с двумя ключами – традиционный асинхронный двигатель требует инвертора с шестью ключами.

Основные характеристики каждого из рассматриваемых приводов приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Основные характеристики электромеханических приводов системы наклона кузова на базе различных типов двигателей

Характеристика	Тип двигателя	
	ротационный	линейный
Максимальная развиваемая сила, кН	91	166
Максимальная скорость, мм/с	100	22*
Максимальная мощность, кВт	10	17
Длина по осям шарниров, мм	от 671 до 955	от 575 до 680
Удельная сила кН/кг	0,758	0,467

\* принудительно ограничена системой управления

Сравнительный анализ традиционного и предложенного электромеханических приводов системы наклона показывает выигрыш в мощности (1,7 раза), максимальной силе (1,8 раза). Ожидаемое увеличение надежности за счет упрощения конструкции и наличие самовозврата выявляют целесообразность использования предложенной системы привода наклона кузова, невзирая на некоторый рост удельных весовых показателей.

#### Выводы

1. Предложен концептуальный проект электромеханической системы привода с линейным двигателем для наклона кузовов, отличительной особенностью которой является применение линейного двигателя.

2. В результате цифрового моделирования показана работоспособность предлагаемой системы. Определены требуемые значения токов и напряжений в двигателе, что позволило выработать рекомендации по применяемой элементной базе для реального подвижного состава.

3. Сравнительный анализ этого привода с традиционным электромеханическим приводом на базе ротационного двигателя и винтовой пары показал, что предлагаемый двигатель имеет выигрыш в мощности (1,7 раза) и максимальной развиваемой силе (1,8 раза). Кроме того, ожидается повышение надежности и безопасности системы благодаря наличию самовозврата кузова в исходное положение при отказах системы электроснабжения.

**Список литературы:** 1. Корниенко В.В., Омеляненко В.И. Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт. – Харьков, НТУ «ХПИ», 2007. – 159 с. 2. Омеляненко В.И. Привод наклона кузовов на базе линейного двигателя / В.И. Омеляненко, Д.И. Якунин, Е.С. Редченко // Залізничний транспорт України. – Київ: Транспорт України, 2010. – № 6. – С. 23-25. 3. Омеляненко В.И. Моделирование механизма наклона кузова с приводом на базе линейного электродвигателя / В.И. Омеляненко, Б.Г.Любарский, Д.И. Якунин // Залізничний транспорт України. – Київ: Транспорт України, 2011. – № 2. – С. 48-52.

Поступила в редколлегию 02.05.2011

*Е.С. РЕДЧЕНКО*, аспирант, НТУ «ХПИ»

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ И РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СИЛЫ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ ПОЕЗДОВ С НАКЛОНЯЕМЫМИ КУЗОВАМИ НА КАТКОВОМ СТЕНДЕ**

Отримано величину та розподіл центробіжної сили, що необхідні для визначення параметрів силового приводу імітатора каткового стенда.

The value and distribution of centrifugal force which are necessary for the parameters of roller rig imitator's power-plant are obtained.

Современные катковые стенды позволяют проводить полный цикл испытаний подвижного состава, его отдельных узлов и систем [1]. Тем не менее, ни один из стендов не позволяет имитировать возникновение и изменение непогашенных центробежных сил, действующих в кривых на поезд при наличии недостатка возвышения наружного рельса. Такая ситуация особо важна для испытания поездов с наклоняемыми кузовами [2].

Модернизация существующих стендов в этом направлении может базироваться на имитации центробежных сил с помощью специального механизма, создающего силовое воздействие в определенном направлении и в заданной точке экипажной части испытуемого вагона. Величина этого силового воздействия определяется из следующих соображений.

На экипаж, движущийся в кривой, в общем случае действуют две основные силы: сила тяжести и центробежная сила (рис. 1).

Центробежная сила определяется по формуле

$$F_{цб} = \frac{m \cdot V^2}{R},$$

где  $m$  – масса подвижного состава, кг;  $V$  – скорость движения подвижного состава в кривой, км/ч;  $R$  – радиус кривой, м.

Чтобы уменьшить влияние центробежной силы в кривых, внешний рельс укладывают выше внутреннего на величину возвышения  $h$ . Это приводит к тому, что железнодорожный путь оказывается наклоненным относительно горизонта на угол  $\alpha = \arcsin\left(\frac{h}{2S}\right)$ , где  $2S$  – ширина колеи, м.

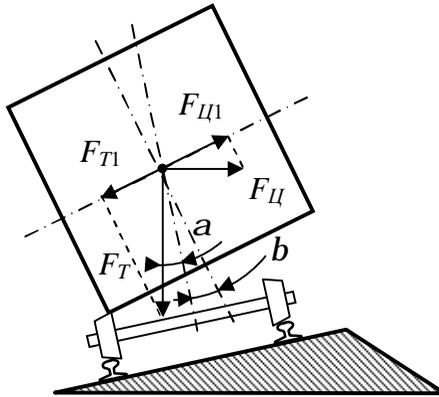


Рисунок 1 – Движение экипажа с наклоном кузова в кривой

Благодаря этому, часть центробежной силы оказывается скомпенсированной силой тяжести, поскольку в плоскости пола вагона теперь действуют проекции вышеназванных сил, направленные в противоположные стороны.

Очевидно, что результатом векторного сложения этих сил будет некоторая непогашенная боковая сила  $F_H = F_{Ц1} - F_{Т1}$ .

Из условия обеспечения наибольшего комфорта для пассажиров, непогашенная боковая сила должна быть равна нулю, т.е. вышеуказанная составляющая центробежной силы должна быть полностью скомпенсирована составляющей силы тяжести

$$\frac{mV^2}{R} \cos a = mg \sin a ,$$

где  $g$  – ускорение силы тяжести,  $m/c^2$ .

Ввиду малости угла  $a$ , принимаем

$$\frac{mV^2}{R} = mg \frac{h}{2S} .$$

Тогда требуемое возвышение наружного рельса составит

$$h = \frac{V^2 \cdot 2S}{R \cdot g}.$$

Максимальное возвышение наружного рельса ограничено из соображений предотвращения опрокидывания внутрь кривой медленно движущихся либо остановившихся поездов величиной  $h_{max} = 0,15$  м. В этом случае целесообразно говорить о разнице между требуемым возвышением наружного рельса и его истинным, максимальным значением – недостатке возвышения наружного рельса

$$h_H = \frac{V^2 \cdot 2S}{R \cdot g} - h_{max}.$$

Недостаток возвышения наружного рельса можно компенсировать, “довернув” кузов экипажа с помощью дополнительного усилия на угол  $b$ , в такое положение, какое занял бы кузов при движении по кривой с требуемым возвышением наружного рельса, т.е.  $h = h_H + h_{max}$ .

Тогда условие компенсации центробежной силы можно записать, как

$$\frac{mV^2}{R} \cos(a + b) = mg \sin(a + b).$$

Следовательно, выражение для дополнительного угла наклона кузова будет иметь вид:

$$b = \arctan\left(\frac{V^2}{R \cdot g}\right) - a.$$

Значения центробежной силы, угла возвышения наружного рельса и дополнительного угла наклона кузова при движении поезда будут переменны и могут быть представлены системой алгебро-дифференциальных уравнений, описывающих движение вагона в кривой.

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{цб} = \frac{m \cdot V^2}{R}; \\ \frac{dL}{dt} = V; \\ \frac{da}{dt} = \frac{\arctan\left(\frac{h_{max}}{2S}\right) \cdot V}{L_{ПК}}; \\ \frac{dr}{dt} = -\frac{R \cdot L_{ПК} \cdot V}{L(t)^2}; \\ \frac{db}{dt} = -\frac{da}{dt} - \frac{V^2 \left(\frac{dr}{dt}\right)}{g \cdot r(t)^2 \cdot \left(1 + \frac{V^4}{g^2 \cdot r(t)^2}\right)}. \end{array} \right.$$

где  $r(t) = \frac{R \cdot L_{ПК}}{L(t)}$  – мгновенный радиус переходной кривой в момент

времени  $t$ , м;  $R$  – радиус кривой, следующей за переходной, м;  $L_{ПК}$  – длина переходной кривой, м;  $L(t)$  – путевая координата поезда в момент времени  $t$ , м.

Для определения закономерности изменения значения центробежной силы, скорость движения экипажа и радиус кривой варьировались в процессе моделирования. Так, для скорости движения экипажа принят интервал значений от 60 до 200 км/ч, а для радиуса кривой – от 600 до 2000 м. Масса экипажа включает в себя массу кузова вагона и двух тележек, что соответственно составляет 32000 кг и 2х3600 кг.

Результаты расчетов приведены на рис. 2.

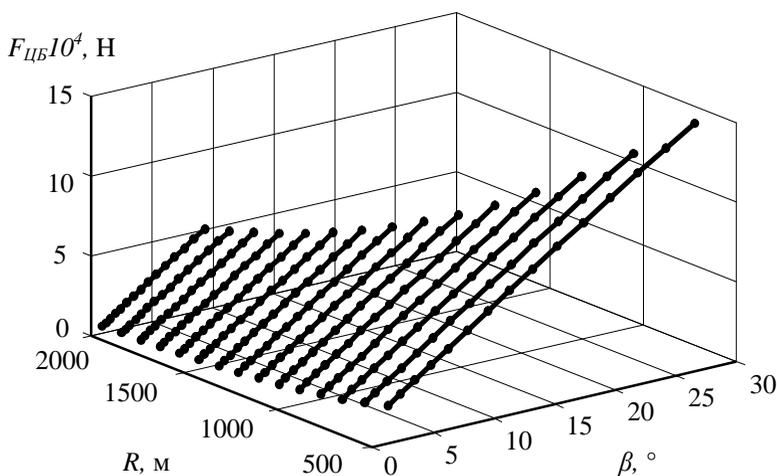


Рисунок 2 – Зависимость угла наклона кузова вагона и центробежной силы от скорости движения поезда и радиуса кривой

Очевидно, что при увеличении скорости движения экипажа и одновременном уменьшении радиуса кривой центробежная сила будет возрастать. При заданных параметрах наибольшего значения центробежная сила достигнет в условиях движения экипажа со скоростью 200 км/ч по кривой 600 м. Она составит 148 кН. Необходимый угол наклона кузова, при котором наступит полная компенсация непогашенного бокового ускорения, должен быть равным 28°. По конструктивным соображениям угол наклона кузова вагона не может превышать 8° [3]. В этом случае наибольшего значения центробежная сила достигнет при движении экипажа со скоростью

100 км/ч по кривой 600 м и составит 43 кН. Таким образом, центробежная сила составляет близко 10% веса типичного вагона, что весьма ощутимо.

Каждая кривая графика является результирующей значений центробежных сил и соответствует постоянному радиусу кривой из заданного интервала. Точки на линиях графика соответствуют значениям скорости.

Одним из главных вопросов компоновки стенда является вопрос расположения имитатора этой силы, то есть координаты точек его присоединения между стендом и вагоном. В условиях стенда приложение имитируемой центробежной силы к центру масс вагона, повидимому, не даст действительную картину распределения сил, действующих как на отдельные узлы вагона — кузов, тележку, элементы тягового двигателя, так и на связи между ними. Поэтому на первом этапе выясним как будет изменяться сила, в зависимости от изменения координаты точки ее приложения по вертикальной оси вагона.

Под действием центробежной силы на кузове вагона возникает момент  $M_{F_{ЦБ}} = F_{ЦБ} \cdot h$  (где  $h = 1,696$  м – расстояние от поверхности головок рельсов до центра масс кузова,  $F_{ЦБ} = 43000$  Н).

Исходя из того, что величина момента постоянна, а изменяться будет только плечо силы, то есть расстояние  $h$ , запишем тождество

$$F_{ЦБ} \cdot h = F_{ЦБ}' \cdot h', \text{ откуда } F_{ЦБ}' = \frac{F_{ЦБ} \cdot h}{h'}$$

Допустим  $h' = 1,290$  м – расстояние от поверхности головок рельсов до уровня пола вагона кузова. Тогда величина центробежной силы составит

$$F_{ЦБ} = \frac{43000 \cdot 1,696}{1,290} = 56533,33 \text{ Н.}$$

Теперь, определим распределение центробежной силы между кузовом и тележками вагона. Рассчитаем величину центробежных сил, действующих на кузов и на тележки вагона при различных параметрах скорости движения подвижного состава и радиуса кривой.

Например, при  $R = 600$  м и  $V = 100$  км/ч (27,78 м/с) получим:

$$F_{ЦБ} = \frac{(m_K + 2m_T) \cdot V^2}{R} = \frac{(32000 + 2 \cdot 3600) \cdot 27,78^2}{600} = 56533,33 \text{ Н,}$$

$$F_{ЦБ_K} = \frac{m_K \cdot V^2}{R} = \frac{32000 \cdot 27,78^2}{600} = 41158,848 \text{ Н,}$$

$$F_{ЦБ_T} = \frac{m_T \cdot V^2}{R} = \frac{3600 \cdot 27,78^2}{600} = 4630,3704 \text{ Н.}$$

Из этого следует, что на кузов приходится 82% от центробежной силы, действующей на вагон, а на две тележки соответственно по 9%.

Аналогичные результаты имеем, рассчитывая распределение центробежной силы при любых других условиях движения экипажа.

Следует также отметить, что действующая на кузов центробежная сила создает момент, который стремится уменьшить угол наклона кузова за счет деформации рессорного подвешивания. Поэтому необходимо выяснить насколько существенным может быть это уменьшение и необходим ли его учет при проектировании системы наклона кузова.

Пружины внутреннего комплекта рессорного подвешивания сожмутся на величину  $\Delta_1$ , а пружины наружного комплекта рессорного подвешивания растянутся на величину  $\Delta_2$ . Определим величины деформаций этих пружин, воспользовавшись законом Гука  $P = \mathcal{K} \cdot \Delta$ , где  $\mathcal{K} = 2000000$  Н/м – коэффициент жесткости пружины.

Реакции внутреннего и наружного рельсов при движении экипажа в кривой составляют  $R_1 = 119024,43$  Н и  $R_2 = 220216,21$  Н соответственно.

$$\text{Тогда } \Delta_1 = \frac{R_1}{\mathcal{K}} = \frac{119024,43}{2000000} = 0,0595 \text{ м, } \Delta_2 = \frac{R_2}{\mathcal{K}} = \frac{220216,21}{2000000} = 0,11 \text{ м.}$$

$$\text{Искомый угол } g \text{ будет равен } \operatorname{tg} g = \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{l} = \frac{0,0595 + 0,11}{2} = 0,08475, \text{ } g = 30',$$

где  $l = 2$  м – расстояние между пружинами рессорного подвешивания.

### **Выводы**

Наибольшая расчетная величина центробежной силы для типичного вагона составляет 43 кН при максимальном эксплуатационном угле наклона кузова вагона  $8^\circ$ . Это близко 10% от веса вагона, что весьма ощутимо.

Распределение центробежной силы между кузовом вагона и тележками поезда выглядит следующим образом: на кузов приходится 82% действующей силы, на каждую из тележек соответственно по 9%.

Значение силы, развиваемой имитатором на стенде зависит от координат точки ее приложения к кузову вагона.

Уменьшение угла наклона кузова вагона вследствие деформации рессорного подвешивания составляет  $30'$ , что позволяет не рассматривать эту величину в практических расчетах.

**Список литературы:** 1. *Омельяненко В.И., Кривякин Г.В., Редченко Е.С.* Катковские стенды для испытаний подвижного состава // Локомотив-информ. – Харьков: Техностандарт. – 2009. – №5-6 С. 50-54. 2. *Омельяненко В.И., Кривякин Г.В., Якунин Д.И., Редченко Е.С.* Поезда с наклоняемыми кузовами для скоростного пассажирского движения // Локомотив-информ. – Харьков: Техностандарт. – 2008. – №5 С. 12-17. 3. *Persson R.* Tilting trains. Description and analysis of the present situation. Literature study. – Stockholm, KTH. – 2006. – 94 p.

*Поступила в редколлегию 02.05.2011*

# **ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**

УДК 621.3.078.001

*Т.Є. АЛЕКСАНДРОВА*, канд. техн. наук, НТУ «ХПІ»;  
*А.О. ЛАЗАРЕНКО*, магістрант, НТУ «ХПІ»

## **ОСНОВНІ НАПРЯМКИ СТВОРЕННЯ ВИСОКОТОЧНОГО СТАБІЛІЗАТОРА ОСНОВНОГО ОЗБРОЄННЯ ТАНКА**

В работе сформулирована проблема создания высокоточного стабилизатора танковой пушки и перечислены основные задачи, решение которых позволяет решить сформулированную проблему.

This work defines the problems of creating high-stabilizer tank gun and listed the main problems; solution of this problem can solve the formulated problem.

### **Аналіз літератури і постановка проблеми.**

Проблема підвищення точності стабілізаторів основного озброєння танків виникла водночас з їх створенням. В СРСР цією проблемою займалися дослідники таких організацій:

- Академії бронетанкових військ імені Маршала Радянського Союзу Р.Я.Малиновського, м. Москва під керівництвом О.С.Белоновського і В.В.Корнеєва;
- Всесоюзного науково-дослідного інституту транспортного машинобудування, м. Ленінград під керівництвом Р.І.Свердлова і В.З.Філановського;
- Всесоюзного науково-дослідного інституту “Сигнал”, м. Ковров під керівництвом В.К.Кутузова;
- Спеціалізованого конструкторського бюро “Ротор”, м. Челябінськ під керівництвом М.Д.Борисюка.

Результати цих досліджень досить повно були опубліковані в журналі “Вестник бронетанковой техники”. Аналіз публікацій приводить до висновків, що підвищення точності стабілізатора танкової гармати може бути досягнуто на шляху застосування цифрової бортової обчислювальної машини в контурі стабілізації, що реалізує алгоритми, які забезпечують замкненій системі стабілізації властивості інваріантності і робастності.

До початку 90-х років минулого сторіччя удосконалення стабілізаторів танкового озброєння стримувалося такими причинами:

- була відсутня адекватна математична модель збуреного руху замкненої системи стабілізації танкової гармати. Існуючі в той час моделі були здатні висвітлити лише один бік проблеми і не носили системний

характер. Засоби обчислювальної техніки того періоду були не в змозі здійснити аналіз динамічних процесів в замкненій системі стабілізації внаслідок високого порядку математичних моделей збуреного руху;

- була відсутня загальна теорія синтезу складних динамічних систем, які знаходяться під впливом випадкових зовнішніх збурень. Ця теорія змогла прийняти практичне значення лише з розвитком обчислювальної техніки, яка здатна втілити сучасні методи синтезу систем із складними взаємними зв'язками.

Бурхливий розвиток обчислювальної техніки у 90-х роках минулого сторіччя дозволив поставити проблему суттєвого підвищення точності стабілізації вісі каналу стволу танкової гармати відносно напрямку на ціль.

### **Застосування бортової ЕОМ в контурі стабілізації**

Точність стабілізації вісі каналу стволу танкової гармати відносно напрямку на ціль залежать, по-перше, від точності стабілізації лінії прицілювання відносно напрямку на ціль і, по-друге, від точності стабілізації вісі каналу стволу відносно лінії прицілювання. При розташуванні гіроскопічних приладів на підресореній частині корпусу танка, яка здійснює подовжньо-кутові і поперечно-кутові коливання, мають місце прецесійні і нутаційні коливання рамок трьохступеневих гіроскопів і, разом з ними, коливання головного дзеркала прицілу, тобто коливання лінії прицілювання. Це пов'язано з тим, що в сучасних українських танках має місце силова стабілізація поля зору прицілу, при якій головне дзеркало прицілу за допомогою стрічкових передач пов'язана із зовнішніми рамками трьохступеневих гіроскопів, тому коливання цих рамок безпосередньо передаються на головне дзеркало прицілу. Для того, щоб позбутися цих коливань авторами запропонована замість системи силової стабілізації поля зору прицілу індикаторна стабілізація поля зору прицілу із застосуванням безплатформеної інерціальної системи (БІС). Застосування БІС в танкових стабілізаторах вперше було запропоновано в 1997 році для стабілізації вісі каналу стволу танкової гармати відносно напрямку на ціль [1,2]. Тепер пропонується застосування БІС для стабілізації лінії прицілювання відносно напрямку на ціль. Застосування БІС передбачає використання бортової цифрової обчислювальної машини (БЦОМ) в контурі стабілізації, яка формує алгоритми стабілізації як лінії прицілювання відносно напрямку на ціль, так і вісі каналу стволу відносно лінії прицілювання. Структурна схема такого стабілізатора приведена на рис.1, де прийняті позначення: Г - гармата; Б – башта; ДКШ – датчик кутової швидкості гармати відносно власної вісі обертання; ОТ - обертовий трансформатор; БЦОМ - бортова цифрова обчислювальна машина; ГДП - головне дзеркало прицілу; ВЕД - виконавчий електродвигун. В пропонуємому стабілізаторі гіроскопічні датчики кутів відсутні, а кути відхилення вісі каналу стволу танкової гармати відносно лінії прицілювання і кути відхилення лінії прицілювання відносно напрямку на

ціль не вимірюються, а обчислюються в БЦОМ з використанням параметрів Родріга-Гамільтона [3].

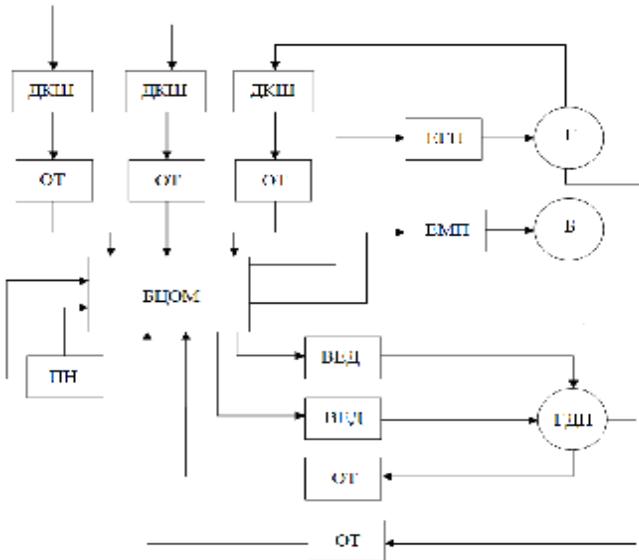


Рисунок 1 – Стабілізатор танкової гармати з БЦОМ

### Застосування інваріантних стабілізаторів

У якості чутливих елементів стабілізаторів основного озброєння танків використовуються гіроскопічні датчики кутів та кутових швидкостей, а у якості виконавчих органів – електрогідравлічні підсилювачі з гідроциліндром у каналі вертикального наведення. У стабілізаторах сучасних танків використовується принцип регулювання за відхиленням, що виникає під впливом зовнішніх збурення. Але у каналі горизонтального наведення танка Т-64 та його модифікацій використовується більш складний закон стабілізації, що враховує лінійне прискорення башти танка відносно її поперечної осі. Дійсно, якщо танкова гармата статично врівноважена відносно вісі цапф, то танкова башта з гарматою не врівноважена відносно вісі її обертання. Тому складова лінійного прискорення, яке виникає при повороті танка, направлена вздовж поперечної вісі танка та викликає збурюючий момент, що уводить башту з гарматою від заданого наводкою напрямку на ціль. Оскільки первинною причиною такого уводу є складова лінійного прискорення башти, що направлена вздовж її поперечної вісі, у стабілізатор горизонтального наведення башти з гарматою танка Т-64 введено датчик лінійних прискорень, а алгоритм стабілізації формується електронним блоком у вигляді

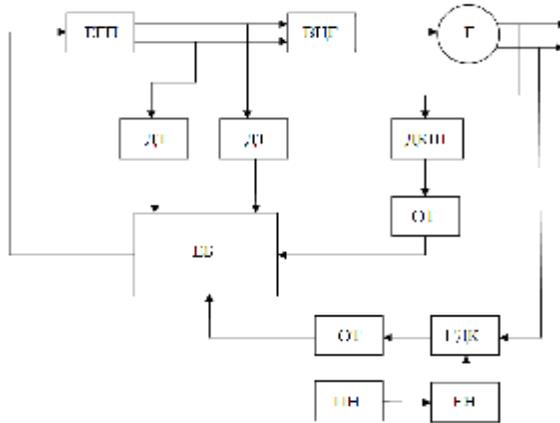


Рисунок 2 – Інваріантний стабілізатор танкової гармати

$$s_{y'}(t) = k_y y(t) + k_{y\&} \frac{dy(t)}{dt} + k_a a_y(t). \quad (1)$$

де  $y(t)$  - кут відхилення вісі каналу ствола танкової гармати відносно лінії прицілювання у горизонтальній площині;  $a_y(t)$  - складова лінійного прискорення башти відносно її поперечної вісі;  $k_y$ ,  $k_{y\&}$ ,  $k_a$  - коефіцієнти підсилення електронного блоку.

При використанні алгоритму стабілізації у вигляді (1) на виході електронного блоку стабілізатора з'являється сигнал, обумовлений останнім доданком алгоритму (1) ще до появи відхилення осі каналу ствола від напрямку на ціль  $y(t)$ . Для замкненої системи стабілізації танкової башти з гарматою лінійне прискорення  $a_y(t)$  є зовнішнім збуренням, тобто стабілізатор, що реалізує алгоритм стабілізації у вигляді (1), поєднує два відомі принципи управління, а саме:

- принцип управління за відхиленням шляхом вимірювання куту відхилення вісі каналу ствола танкової гармати від напрямку на ціль та кутової швидкості повороту башти з подальшим використанням вимірювальних величин у алгоритмі стабілізації (1)
- принцип регулювання за збуренням шляхом вимірювання складової лінійного прискорення башти вздовж її поперечної вісі з подальшим використанням вимірювальних величин у алгоритмі стабілізації (1)

При такому комбінуванні двох принципів управління точність стабілізації вісі каналу ствола танкової гармати у площині горизонтального наведення значно зростає.

Хоча танкова гармата статично врівноважена відносно вісі цапф, у процесі руху танка по пересіченій місцевості подовжньо-кутові і вертикальні коливання підресореної частини корпусу танка викликають прикладені до гармати зовнішні збурення, які уводять вісь каналу ствола від напрямку на ціль. Зовнішнє збурення  $M_z(t)$  викликає перепад тиску у порожнинах виконавчого гідроциліндра, який визначається формулою

$$\Delta p(t) = p_1(t) - p_2(t) = \frac{M_z(t)}{k_M}. \quad (2)$$

Якщо вимірювати перепад тиску (2) та ввести вимірну величину  $\Delta p(t)$  в алгоритм стабілізації

$$S_j(t) = k_j j(t) + k_{j\dot{}} \frac{dj(t)}{dt} + k_p \Delta p(t). \quad (3)$$

то стабілізатор почне реагувати на зовнішнє збурення не чекаючи відхилення об'єкту стабілізації від заданого напрямку [4]. При цьому структурна схема стабілізатора приймає вигляд, представлений на рис.2, де прийняті позначення: Г – гармата; ВЦГ – виконавчий гідроциліндр; БГП – електрогідравлічний підсилювач; ДТ – датчик тиску; ЕБ – електронний блок; ДКШ – датчик кутової швидкості; ОТ – обертовий трансформатор; ГДК – гіроскопічний датчик кута; ПН – пульт наведення; ЕН – електромагніт наведення.

### **Застосування стабілізаторів зі змінною структурою**

У 60-ті роки попереднього сторіччя С.В.Смельяновим та В.І.Уткіним була розроблена теорія автоматичних систем зі змінною структурою (СЗС), яка не знайшла в ті роки широкого використання у промислових регуляторах. Це було пов'язано з тим, що складні логічні закони управління були складними для практичної реалізації регуляторами, побудованими на аналоговій електронній базі. Тільки широке використання цифрових регуляторів, що містять ЕОМ у контурі, знову привернули увагу розробників до принципів (СЗС).

Основною перевагою у порівнянні з лінійними системами є можливість організації у такій системі ковзного режиму, при якому зображувальна точка системи рухається по поверхні або лінії більш низького порядку, ніж порядок системи диференційних рівнянь, що описують збурений рух об'єкта управління. Формуючи поверхні та лінії ковзання, можна досягнути високої швидкодії та точності замкнених СЗС.

Для алгоритму системи наведення і стабілізації (3) обумовимо, що коефіцієнти підсилення стабілізатора  $k_j$  та  $k_{j\dot{}}$  відповідають вимогам [5]:

$$k_j = \begin{cases} k_j^* & \text{при } j(t)s(t) > 0, \\ -k_j^* & \text{при } j(t)s(t) \leq 0; \end{cases} \quad (4)$$

$$k_{j\&} = \begin{cases} k_{j\&}^* & \text{при } \frac{dj(t)}{dt}s(t) > 0, \\ -k_{j\&}^* & \text{при } \frac{dj(t)}{dt}s(t) \leq 0; \end{cases} \quad (5)$$

де  $s(t)$  - лінія ковзання, що визначається співвідношенням

$$s(t) = \frac{dj(t)}{dt} - Ij(t). \quad (6)$$

В роботі [5] проаналізована динаміка системи наведення і стабілізації зі змінною структурою і зроблений висновок, що СЗС доцільно використовувати в режимі наведення танкової гармати на ціль.

### Висновки

1. Застосування бортової ЕОМ в контурі стабілізації дозволяє відмовитися від використання гіроскопічних датчиків кута на основі трьох-ступеневих гіроскопів високої вартості і запропонувати обчислення кутового розходження між віссю каналу стволу танкової гармати і напрямком на ціль, використовуючи алгоритми БІС.

2. Підвищення точності стабілізації вісі каналу стволу танкової гармати відносно напрямку на ціль в каналі може бути досягнуто застосуванням інваріантного стабілізатора шляхом введення датчиків тиску робочої рідини в порожнинах виконавчого гідроциліндру.

3. В режимі наведення танкової гармати доцільно використовувати принципи СЗС, що додає стабілізатору властивості інваріантності до дії зовнішніх збурень і підвищує швидкодію.

**Список літератури 1.** Посвідчення на винахід № 10А від 25.03.1997 р., Україна, Спосіб застосування та стабілізації танкового озброєння / *Александрова І.С., Борисюк М.Д., Кононенко В.О.* (Україна).- №96062552 заявл. 27.06.96. **2.** Посвідчення на винахід № 11А від 25.03.1997 р., Україна, Система наведення та стабілізації танкового озброєння / *Александрова І.С., Борисюк М.Д., Кононенко В.О.* (Україна).- №96062553 заявл. 27.06.96. **3.** *Бранец В.М.* Применение кватернионов в задачах ориентации твердого тела / *В.М.Бранец, И.В.Шмыглевский.*-М.: Наука, 1973. - 320с. **4.** *Александров Е.Е.* Инвариантный стабилизатор танковой пушки / *Е.Е.Александров, И.Е.Александрова, С.Н.Беляев, К.И.Богатыренко, И.В.Шматько* // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил.-2006.- Вип.2(8).-С.39-42. **5.** *Александров Е.Е.* Параметрический синтез системы с переменной структурой для наведения и стабилизации танковой пушки / *Е.Е.Александров, Т.Е.Александрова, О.Я.Никонов, В.В.Пидашов* // Артиллерийское и стрелковое вооружение.-2008.-№1.-С.49-53.

Поступила в редколлегию 02.05.2011

*Д.О. ВОЛОНЦЕВИЧ*, д-р. техн. наук, НТУ «ХПИ»;  
*Е.А. ВЕРЕТЕННИКОВ*, аспирант, НТУ «ХПИ»

## **МЕТОДИКА КОМПЛЕКСНОЙ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧНОСТИ ВОЕННЫХ ГУСЕНИЧНЫХ И КОЛЕСНЫХ МАШИН НА ЭТАПЕ СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО СИНТЕЗА ИХ ТРАНСМИССИЙ**

В статті пропонується новий критерій для оцінки динамічності військових гусеничних та колісних машин з урахуванням закону розподілу типів доріг або місцевості, на яких експлуатується машина, і наводиться методика для його визначення. Це дозволяє порівнювати за критерієм динамічності існуючі машини та використовувати його в якості одного з критеріїв оптимізації при структурно-параметричному синтезі будь-яких типів трансмісій.

In article the new criterion for an estimation of dynamism of military caterpillar and wheel machines in view of the law of roads types, on which the machine is maintained, distribution. The technique of definition of the offered criterion is resulted. It allows to compare by criterion of machine dynamism within the limits of a corresponding category and to use it as one of criteria of optimization at structurally-parametrical synthesis of any types of transmissions.

### **Введение.**

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

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

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

Для решения описанных выше задач и в теории автомобиля и в теории колесных и гусеничных машин обычно используются такие классические показатели как динамический фактор и удельная сила тяги, время и путь разгона до заданной скорости или график достижимых ускорений [1-3]. Однако ни один из этих показателей не является достаточно универсальным и удобным в процессе автоматизированного анализа показателей, например, на этапе оптимизационных расчетов.

Это связано с тем, что и динамический фактор и удельная сила тяги могут сравниваться только при заданной скорости движения и выбранной

передаче, время и путь разгона до заданной скорости предполагают задание условий движения, а построение графика достижимых ускорений требует задания и того и другого.

Авторами в статьях [4-7] был начат цикл работ по созданию новых более удобных в использовании и универсальных критериев для оценки динамичности колесных и гусеничных машин. Однако предложенные ранее критерии в силу своей универсальности [6] позволяют оценивать динамические возможности машины независимо от условий движения, что не позволяет с необходимой точностью учесть особенности эксплуатации того или иного вида машин. Так, например, если известен закон распределения типов дорог или местности, на которых эксплуатируется машина, то и максимальную динамичность при проектировании трансмиссии необходимо закладывать для наиболее вероятных режимов эксплуатации. Особенно заметно этот факт проявляется для военных гусеничных и колесных машин (ВГКМ) из-за преимущественной их эксплуатации на грунтовых дорогах и пересеченной местности.

#### **Цель и постановка задачи.**

Целью данной работы является предложение методики комплексной оценки динамичности ВГКМ с учетом закона распределения типов дорог или местности, на которых эксплуатируется машина.

**Основная часть.** Пусть произвольная ВГКМ имеет фиксированную массу, минимальную и максимальную скорости движения, двигатель определенной мощности и типа, радиус ведущего колеса, структурную схему трансмиссии и известен закон распределения типов дорог или местности, на которых эксплуатируется машина.

В качестве первого приближения, осуществив проектировочный тяговый расчет и разбивку передаточных отношений, например по методике [8], получим необходимое количество передач  $N$  и передаточные числа трансмиссии  $i_1, i_2, \dots, i_N$ .

Продетерминировав с малым шагом закон распределения типов дорог или местности, на которых эксплуатируется машина, получаем относительные доли  $k_0, k_1, \dots, k_M$  от полного пробега машины до капитального ремонта по дорогам и местности с соответствующими коэффициентами сопротивления движению. При этом  $\sum_0^M k_l = 1$  (рис. 1).

Во всем диапазоне изменения суммарного коэффициента сопротивления  $f_0$ , при котором относительный пробег машины составляет не менее 0,1 от максимального значения, вычисляем с тем же шагом, что и при

детерминировании, возможную максимальную скорость движения  $V_{max}$  и время ее достижения с места  $T_l$ . Алгоритм вычисления  $V_{max}$  и  $T_l$  зависит от типа двигателя и трансмиссии и может быть найден в соответствующей литературе по теории гусеничных и колесных машин, например [1-3] или [8].

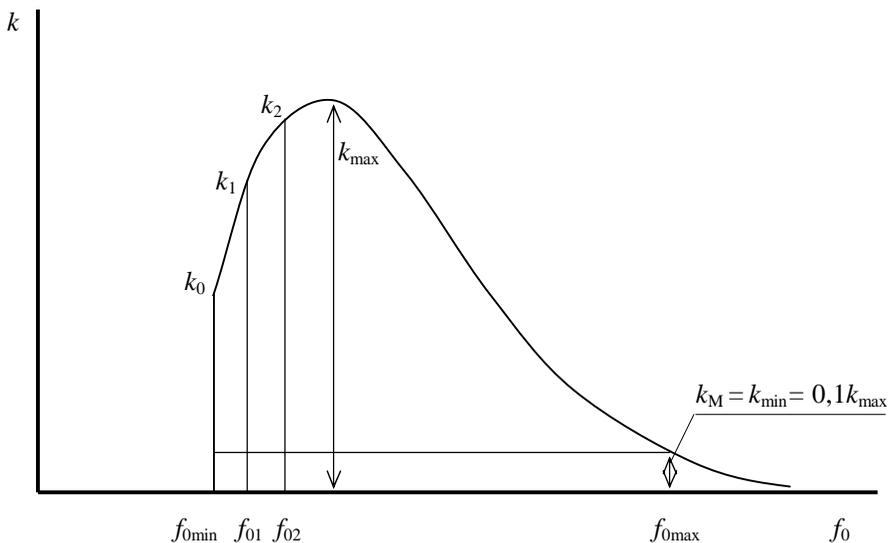


Рисунок 1 – Детерминирование закона распределения типов дорог или местности, на которых эксплуатируется машина

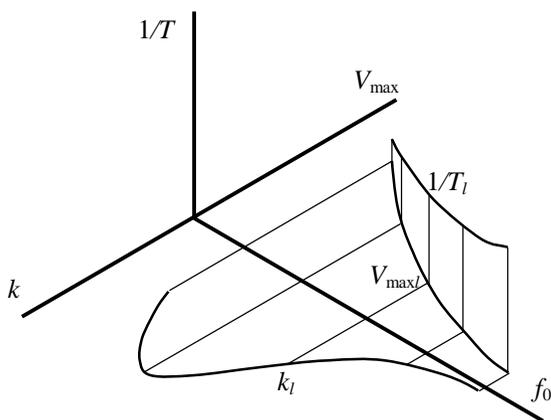


Рисунок 2 – Изменение величины, обратной времени разгона до максимальной скорости, достижимой при соответствующем значении коэффициента сопротивления движению

По результатам вычислений строим график (рис. 2), на котором отображаем в зависимости от  $f_0$  соответствующие значения максимальной скорости  $V_{\max}$  и величины, обратной времени ее достижения  $1/T$ .

Предлагаемый показатель комплексной оценки динамичности ВГКМ из графика, представленного на рис. 2, находится по формуле:

$$K_D = \sum_{l=0}^{l=M} k_l V_{\max l} (1/T_l).$$

**Выводы.** В результате получен комплексный критерий оценки динамичности ВГКМ, позволяющий привести к одному параметру динамичность ВГКМ с учетом закона распределения типов дорог или местности, на которых эксплуатируется машина. Иными словами, у разработчика с использованием предложенного критерия появляется возможность при заданных массе машины и мощности ее двигателя оценить качество трансмиссии с точки зрения наискорейшего достижения максимально возможной в наиболее частых условиях эксплуатации машины скорости движения.

Соответственно на этапе параметрической оптимизации трансмиссии или выборе ее структуры данный критерий эффективно может выступить в качестве одного из критериев оптимизации.

При этом с учетом предложенного комплексного критерия могут рассматриваться любые типы и структуры трансмиссий и энергетических установок. Важно, чтобы для них только существовали методики расчета внешних и разгонных характеристик, учитывающие все виды потерь, время переключения передач и т.п.

**Список литературы:** 1. Методика расчета тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования: Учебное пособие. // Д.Е. Вохминов, В.В. Коновалов, В.В. Московкин и др. –М.: МГТУ «МАМИ», 2000. –43 с. 2. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. –М.: Машиностроение, 1990. –352 с. 3. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. –М.: Машиностроение, 1975. –448 с. 4. Волонцевич Д.О., Веретенников А.И., Веретенников Е.А., Муцинский Ю.М. Оценка показателей динамичности армейских колесных машин и совершенства их трансмиссий по критерию максимального использования мощности двигателя. // Вісник НТУ "ХПІ". Збірка наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. –Харків: НТУ "ХПІ", –2009. –№47. –С. 80-87. 5. Волонцевич Д.О., Веретенников О.І., 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. 6. Волонцевич Д.О., Веретенников Е.А. Оценка динамичности колесных машин и их трансмиссий по критерию "максимальное использование мощности двигателя". // Автомобильная промышленность, –№5, –2010. 7. Волонцевич Д.О., Веретенников Е.А. К вопросу разработки передаточных отношений бортовых планетарных коробок передач гусеничных машин. // Восточно-европейский журнал передовых технологий, –2011. –№2/7(50). –С.25-27. 8. Александров Е.Е., Епифанов 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.

Поступила в редколлегию 02.05.2011

**В.В. ДУЩЕНКО**, д-р. техн. наук, НТУ «ХПИ»;  
**С.Г. ГРУНЁВ**, аспирант, НТУ «ХПИ»

## **ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ КОЛЁСНОЙ МАШИНЫ**

Розглянуто необхідні вимоги до систем управління пружних елементів підвісок. Представлені результати дослідження поздовжньо-кутових коливань колісної машини. Обрано ефективний алгоритм управління пружними елементами підвісок.

Necessary requirements for control of the elastic suspension elements. The results of studies of the longitudinal-angular fluctuations wheeled machine. Used an effective control algorithm elastic suspension elements.

**Постановка проблеми.** В подвесках современных транспортных средств, для обеспечения высоких показателей плавности хода, управляемости и устойчивости движения, используются различные виды систем управления характеристиками упругих элементов (УЭ) и демпфирующих устройств. Эффективность данных систем обеспечивается оптимальными законами и алгоритмами управления.

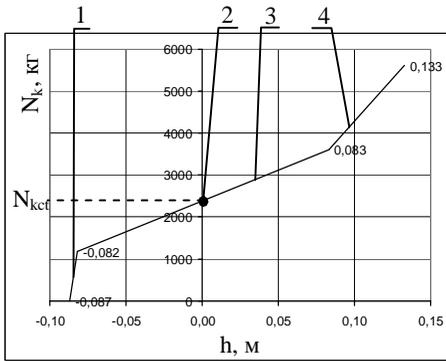
**Анализ последних публикаций.** В работе [1] представлен анализ известных технических решений систем управления характеристиками металлических УЭ, оценка их достоинств и недостатков. В работе [2] рассмотрены системы управления с принудительным растяжением-сжатием УЭ и алгоритмы управления.

**Цель работы** – провести исследование колебаний колёсной машины (КМ), при движении по заданному профилю неровностей и выбрать оптимальный алгоритм управления характеристиками УЭ ее подвески.

Система поддрессоривания (СП) должна обеспечивать движение современных КМ по дорожным неровностям с минимальными амплитудами, ускорениями и скоростями поддрессоренного корпуса. Для этого СП должна заранее знать, какую неровность она позволит пройти без колебаний поддрессоренного корпуса, а какую нет. С этой целью необходимо использовать датчики рельефа, а также иметь информацию о характере дорожного профиля.

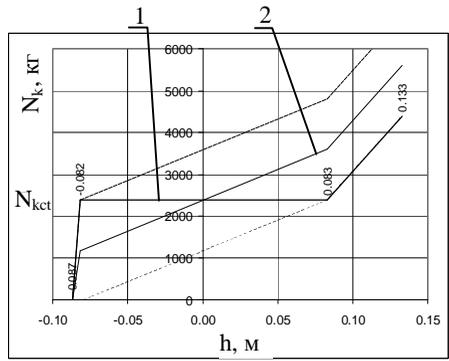
Если высота неровности не превысит величины динамического хода, то реализация «нулевой» приведенной жёсткости УЭ на уровне статической нагрузки позволит избежать возбуждения колебаний поддрессоренного корпуса и обеспечит «абсолютную» плавность хода при воздействии возмущающих факторах со стороны дорожного профиля [3].

Рассмотрим торсионную подвеску КМ БТР-4. Её упругая характеристика представлена на рис. 1.



$N_k$  – вертикальная реакция на колесе;  $h$  – ход подвески; 1 – участок характеристики буфера отдачи; 2 – положение статического хода подвески; 3 – участок характеристики торсиона; 4 – участок характеристики буфера сжатия.

Рисунок 1–Упругая характеристика подвески



1 – «нулевая» приведенная жесткость подвески; 2– исходная упругая характеристика подвески.

Рисунок 2 – Характеристика нулевой приведенной жесткости подвески

Обеспечим «нулевую» жесткость подвески, путём вращения заделки противоположного конца торсиона. Тогда упругая характеристика подвески будет иметь вид, представленный на рис. 2. В этом случае, на протяжении динамического хода подвески, нагрузка на колесе будет равна статической ( $N_{kct}$ ).

Необходимо отметить, что упругая характеристика с участком «нулевой» жёсткости, помимо достоинств, имеет и недостатки. В частности, при движении КМ, колесо может занять любое положение на участке динамического хода. Таким образом, любое внешнее воздействие на корпус (силы инерции при торможении и разгоне, выстрел) вызовет дифферент корпуса КМ, который останется в таком состоянии, пока не появится другое воздействие.

Проведем исследование продольно-угловых колебаний рассматриваемой КМ, при помощи математической модели шасси БТР-4, разработанной в КП ХКБМ им. А.А. Морозова для тренажёра механика-водителя. Рассмотрим резонансный режим движения по гармоническому дорожному профилю неровностей, с периодом  $s$  равным  $2L = 8,8\text{м}$ , где  $L = 4,4\text{м}$  база КМ. Определим резонансную скорость движения:

$$V = \frac{3,6 \cdot s \cdot \omega}{2 \cdot \pi} \approx 34 \frac{\text{км}}{\text{ч}},$$

где  $\omega$  - собственная частота колебаний подрессоренного корпуса [5]:

$$\omega = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \frac{C_i \cdot C_{\text{III}i}}{C_i + C_{\text{III}i}}}{M}},$$

где  $C_i$  – жёсткость  $i$ -той подвески;  $C_{\text{III}i}$  – жёсткость  $i$ -той шины;  $M$  – поддрессоренная масса корпуса КМ ( $M = 19000\text{кг}$ ).

Численный эксперимент будем проводить при различных видах регулирования УЭ:

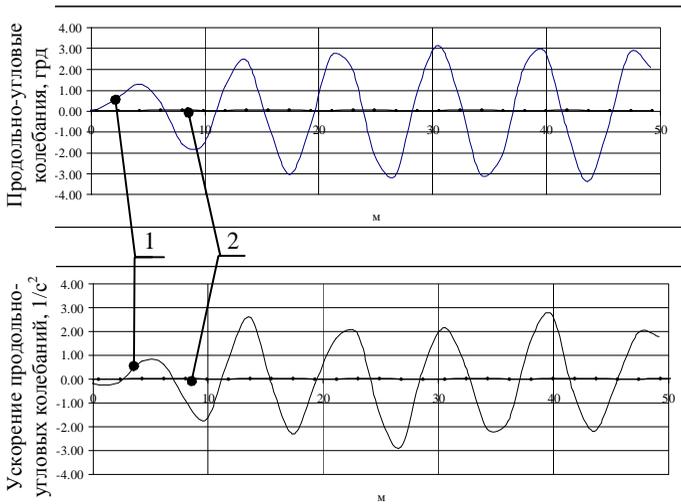
- без регулирования (существующая подвеска БТР-4, рис. 1);
- подвеска с характеристикой близкой к «нулевой» жесткости (рис. 2).

При этом, будем задавать следующие высоты неровностей:

- высота, не превышающая динамического хода подвески ( $q = 0,07\text{м}$ );
- высота, равная динамическому ходу с неполной деформацией буфера сжатия ( $q = 0,11\text{м}$ );
- высота, равная динамическому ходу с превышением деформации буфера сжатия ( $q = 0,15\text{м}$ );

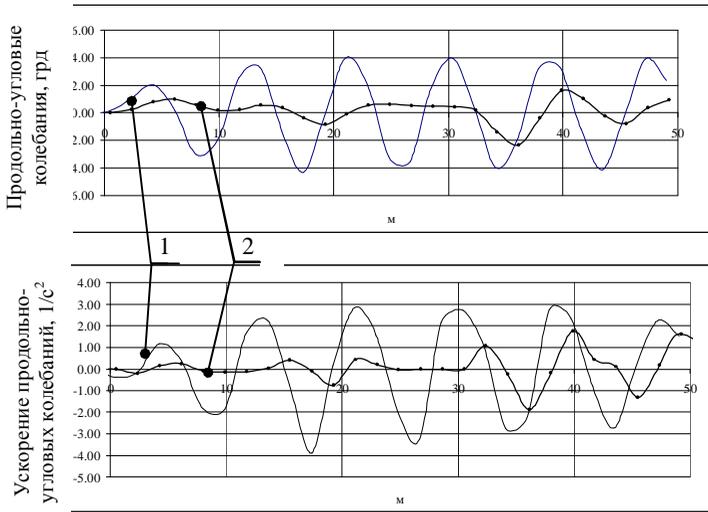
Для чистоты эксперимента будем рассматривать колебания СП КМ с использованием и исключением штатных гидроамортизаторов.

Результаты расчёта приведены на рис. 3...рис. 8. в виде графиков амплитуд и ускорений продольно-угловых колебаний поддрессоренного корпуса.



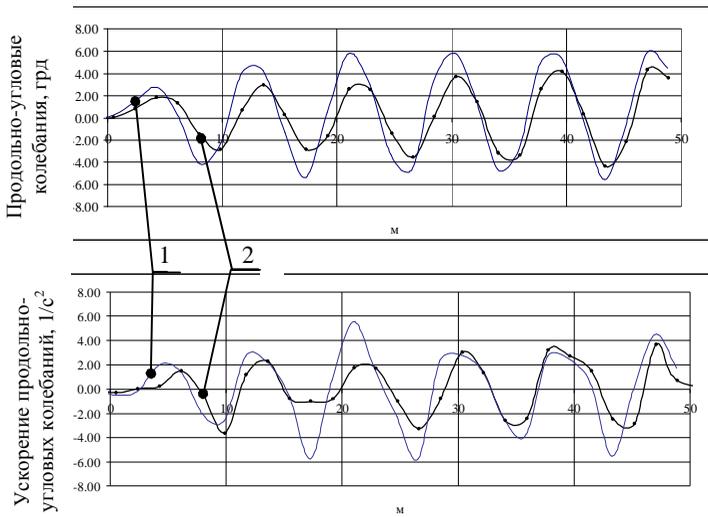
1 – подвеска без регулируемого УЭ; 2 – подвеска регулируемого УЭ с характеристикой «нулевой» жёсткости .

Рисунок 3 – Продольно-угловые колебания и ускорения корпуса без амортизаторов при переезде неровности высотой  $q=0,07\text{м}$



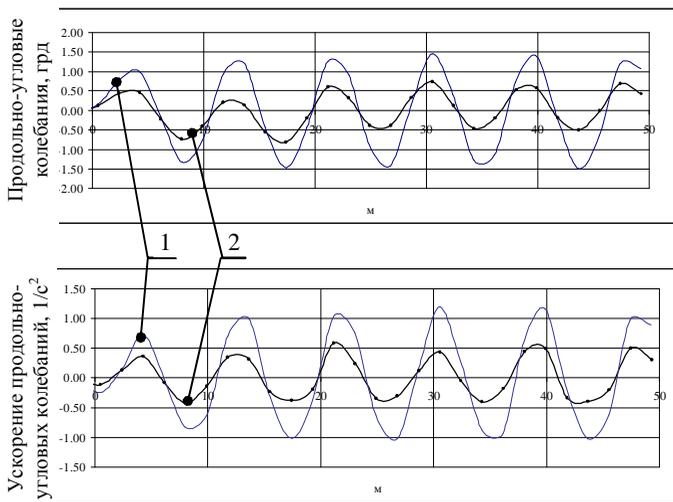
1 – подвеска без регулируемого УЭ; 2 – подвеска регулируемого УЭ с характеристикой «нулевой» жёсткости.

Рисунок 4 – Продольно-угловые колебания и ускорения корпуса без амортизаторов при переезде неровности высотой  $q=0,11\text{м}$



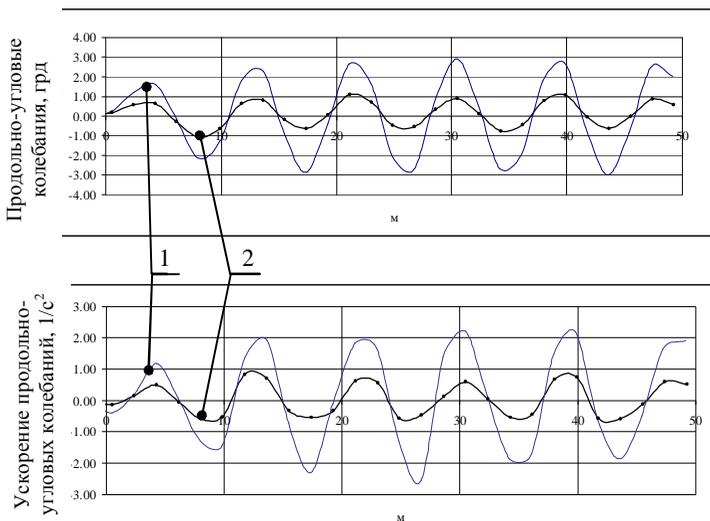
1 – подвеска без регулируемого УЭ; 2 – подвеска регулируемого УЭ с характеристикой «нулевой» жёсткости.

Рисунок 5 – Продольно-угловые колебания и ускорения корпуса без амортизаторов при переезде неровности высотой  $q=0,15\text{м}$



1 – подвеска без регулируемого УЭ; 2 – подвеска регулируемого УЭ с характеристикой «нулевой» жёсткости.

Рисунок 6 – Продольно-угловые колебания и ускорения корпуса с учётом амортизаторов при переезде неровности высотой  $q=0,07\text{м}$



1 – подвеска без регулируемого УЭ; 2 – подвеска регулируемого УЭ с характеристикой нулевой жёсткости.

Рисунок 7 – Продольно-угловые колебания и ускорения корпуса с учётом амортизаторов при переезде неровности высотой  $q=0,11\text{м}$

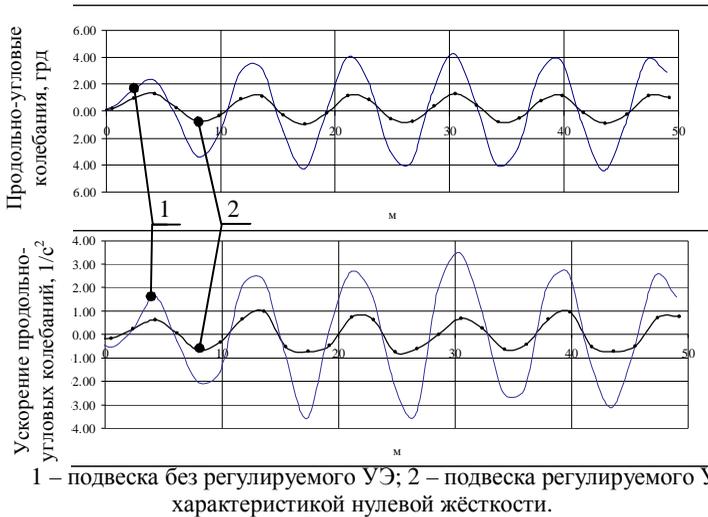


Рисунок 8 – Продольно-угловые колебания и ускорения корпуса с учётом амортизаторов при переезде неровности высотой  $q=0,15\text{м}$

Проведенные исследования показали, что подвеска с рассматриваемым алгоритмом управления УЭ значительно улучшает плавность хода. Исключение гидроамортизаторов показало, что при высоте неровности, меньшей динамического хода, в регулируемой подвеске, продольно-угловые колебания отсутствуют (рис. 3). С увеличением высоты больше динамического хода (рис. 4, рис. 5) отсутствие гидроамортизаторов не приемлемо. Подвеска, обеспечивающая «нулевую» приведенную жёсткость с учётом гидроамортизаторов (рис. 6...рис. 8), позволила снизить продольно-угловые колебания на 50...60%.

**Вывод.** Проведенные исследования показали высокую эффективность предложенного алгоритма управления, обеспечивающего «нулевую» приведенную жёсткость подвески, при рассматриваемых возмущающих воздействиях со стороны дорожного профиля.

**Список литературы:** 1. Дуценко В.В. Грунёв С.Г. Системы управления характеристиками металлических упругих элементов подвески транспортных средств: принципы действия, конструкции и энергопотребление. Вісник Харківського національного технічного університету Сільського господарства ім. П. Василенка. Випуск 101. С.52-55. 2. Шаранов В. Д. Активные подвески транспортных средств. 1980г. 254с. 3. Дуценко В. В. Функционально-физический анализ и построение конструктивной функциональной структуры систем поддрессоривания гусеничных и колёсных машин. Механіка та машинобудування. – 2005. -№1. -301с. С.140-145. 4. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Изд. 3-е, переработ. и доп. М., «Машиностроение», 1972, стр. 392. 5. Смирнов Г.А. Теория движения колёсных машин: Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.: ил.

Поступила в редакцию 02.05.2011

# **ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ**

УДК 621.436

***А.П. МАРЧЕНКО***, д-р техн. наук, НТУ «ХПІ»;  
***К.В. КОРИТЧЕНКО***, канд. техн. наук, НТУ «ХПІ»;  
***В.М. ЗАМАНА***, КСВ ЗСУ, Київ;  
***І.І. СУКАЧОВ***, канд. техн. наук, НТУ «ХПІ»;  
***Ю.І. КІСТЕРНИЙ***, канд. техн. наук, НТУ «ХПІ»

## **МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ХОЛОДНОГО ПУСКУ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ЗІ ЗБУДЖЕННЯМ ПОВІТРЯНИМ ЗАРЯДОМ**

В работе, путем математического моделирования, проведено сравнение индикаторной работы, которая осуществляется в танковых двухтактных дизельных двигателях, при условиях колебательного возбуждения и подогревания воздушного заряда. Определено, что при одинаковом количестве затраченной энергии лучшие условия для холодного пуска реализуются при возбуждении заряда.

Comparison of indicator work by conditions of vibration excitation of air charge with one by heating of the charge which is carried out in tank two-stroke diesel engines is made by the mathematical modeling in the work. It is calculated that by the identical amount of the deposited energy the best terms for cold start of the diesel will be realized by the excitation of the charge.

### **Вступ**

Зниження часу пуску танкових дизелів дозволяє зменшити тривалість підготовки бойових машин до виконання бойових задач зі зростанням відповідних показників рівня бойової готовності бронетехніки. В роботі [1] відмічається, що в двотактних двигунах з протилежно-рухомими поршнями з-за наявності двох поршнів у циліндрі і двох колінчастих валів збільшуються втрати повітря з циліндра та момент опору обертання колінчастих валів. Тому, для покращення пускових якостей необхідна розробка спеціальних заходів для усунення вказаного недоліку.

Для вирішення науково-технічної задачі холодного пуску танкових дизельних двигунів вважається перспективним застосування плазмових технологій. За рахунок відносно повільної релаксації енергії коливального збудження можливо утворення щільного повітряного заряду у циліндрі двигуна, з подальшим додатковим підігріванням повітря під час стиснення.

Таким чином, метою роботи є визначення більш ефективного способу полегшення холодного пуску з мінімальними витратами енергії від зовнішнього джерела. Порівняння здійснювалося стосовно до способу, за яким здійснюється підігрівання повітряного заряду у впускному колекторі, зі способом, за яким здійснюється коливальне збудження заряду.

## Механізми впливу стану параметрів повітряного заряду на згорання палива

Здійснено порівняння стану повітряного заряду за умови однакової кількості підведеної до нього енергії  $Q_{\text{підв}} = 100$  Дж за різними механізмами впливу. Розрахунок здійснено стосовно двигунів типу 5ТДФ. Прийmemo температуру оточуючого середовища  $T_{\text{оточ}} = 273$  К. Знехтуємо підвищення тиску у циліндрах на пускових обертах з відповідним прийняттям значення початкового тиску за двома умовами стиснення  $P_0 = 1,013 \cdot 10^5$  Па. Враховуючи об'єм камери згорання двигуна 5ТДФ  $V_0 \approx 1,59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  та питому ізобарну теплоємність повітря  $C_p = 1009$  Дж/(кг·К) за вищезазначених умов підведення тепла отримаємо за законом ізобари температуру заряду перед початком стиснення за першою умовою у вигляді  $T_{01} \approx 333$  К. За другою умовою температура заряду перед початком стиснення дорівнюється  $T_{02} = 273$  К. Маємо, що щільність повітряного заряду у першому випадку перед початком стиснення дорівнює  $\rho_{01} \approx 1,06$  кг/м<sup>3</sup>, а у другому  $\rho_{02} \approx 1,29$  кг/м<sup>3</sup>. Розрахуємо кінцевий стан повітряного заряду за зазначеними двома умовами на пусковому режимі ( $n = 1,25$  та  $n_{\text{дв}} = 200$  хв<sup>-1</sup>). За результатами розрахунків стиснення за законом політропи маємо, що під час стиснення температура зарядів з наближенням до в.м.т. практично зрівнюється (рис. 1).

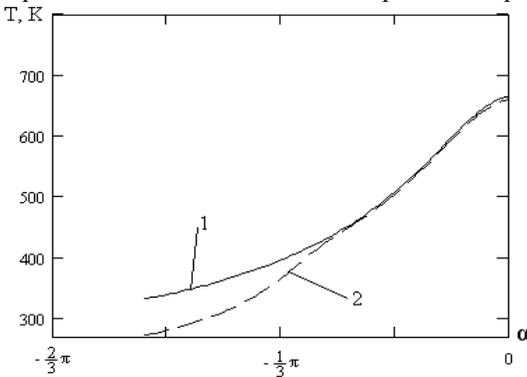


Рисунок 1 – Порівняння динаміки зміни температури повітряного заряду за першим (крива 1) та другим (крива 2) способами дії на заряд

Ця різниця викликана відмінностями у щільності повітряних зарядів на початку стиснення.

Процес згорання палива у дизельних двигунах прийнято розділяти на 4 періоди: затримка запалення, згорання в процесі впорскування палива, розвинуте дифузійне горіння після закінчення впорскування палива та догорання пари палива та продуктів неповного згорання після випаровування всього палива.

Але при цьому наявні суттєві відмінності у тиску, що досягається під час стиснення, зі зростанням різниці при наближенні до в.м.т. (рис. 2). Отримуємо, що за другої умови тиск у в.м.т. на 20 % перевищує тиск, який досягається за першою умовою, коли підведення енергії до повітряного заряду у вигляді тепла здійснюється до моменту потрапляння повітря до циліндра двигуна.

Розглянемо вплив стану повітряного заряду на протікання процесу згорання у зазначених періодах. Згідно роботи [С. 123, 2], період затримки запалення характеризується двома основними інтегральними показниками: тривалістю періоду та кількістю палива, що випаровується за цей час. В цій роботі пропонується тривалість періоду затримки  $\tau_i$  розраховувати за емпіричним виразом А.І. Толстова:

$$t_i = 3,8 \cdot 10^{-6} (1 - 1,6 \cdot 10^{-4} n_{дв}) \sqrt{\frac{T_{ен}}{P_{ен}}} \exp\left(\frac{E_A}{8,314 \cdot T_{ен}}\right), \quad (1)$$

де  $n_{дв}$  – частота обертів колінчастого валу двигуна у [хв.<sup>-1</sup>],  $P_{вп}$  та  $T_{вп}$  – тиск [МПа] та температура [К] газового заряду в циліндрі на момент початку впорскування палива,  $E_A$  – умовна енергія активації передполум'яних реакцій, що для дизельних двигунів дорівнює  $E_A = (23 \div 25) \cdot 10^3$  кДж/кмоль.

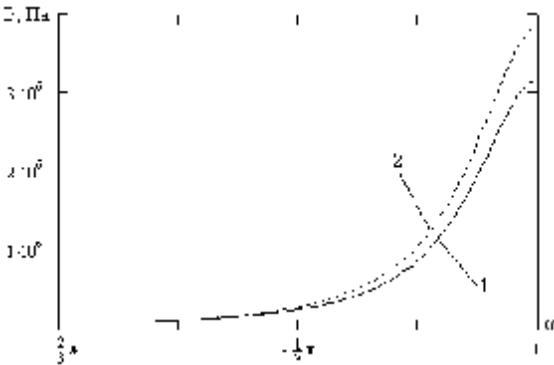


Рисунок 2 – Порівняння динаміки зміни тиску повітряного заряду за першою (крива 1) та другою (крива 2) способами дії на заряд

Враховуючи те, що впорскування палива в двигуні 5ТДФ здійснюється за  $14 \div 17^\circ$  до в.м.т., за розрахунками отримуємо тиск та температуру у цей момент за вищезазначеними двома умовами:  $P_{вп1} \approx 1,96$  МПа,  $T_{вп1} \approx 598$  К,  $P_{вп2} \approx 2,38$  МПа,  $T_{вп2} \approx 594$  К. Підставляючи ці значення у вираз (1) отримуємо відповідні періоди затримки  $\tau_{i1} \approx 8$  мс,  $\tau_{i2} \approx$

7,5 мс. Таким чином, за другою умовою підведення енергії до заряду, тобто за рахунок релаксації енергії коливального збудження молекул, відбувається прискорення процесу згорання.

За умови незмінності константи випаровування та масової швидкості впорскування палива сумарна швидкість випаровування крапель палива у циліндрі двигуна на фіксований момент часу  $\tau$  визначається за виразом [С. 110, 2]:

$$\frac{dM_V}{dt} = \left[ 1 - (1 - b_v t)^{1,5} \right] B_f, \quad (2)$$

де  $B_f$  – масова швидкість впорскування палива у циліндр,  $b_v$  – відносна константа випаровування,  $\tau$  – час випаровування.

Теоретичне значення константи випаровування визначається за виразом [С. 134, 2]:

$$b_v = \frac{K}{d_{32}^2}, \quad (3)$$

де  $d_{32}$  – середній поверхневий діаметр крапель палива,  $K$  – середнє значення константи випаровування, яка для дизельних палив в надкритичній зоні дорівнює:

$$K = \frac{1}{10^6 P_c}, \quad (4)$$

де  $P_c$  – тиск в кінці умовно продовженого до в.м.т. стиснення (без згорання) у [МПа].

З виразів (2-4) маємо, що зі збільшенням тиску відбувається зменшення швидкості випаровування крапель палива. Тобто, при порівнянні вищезазначених умов стиснення у першому випадку швидкість випаровування палива буде більшою. За розрахунками маємо тиск на кінці умовно продовженого до в.м.т. стиснення (без згорання) за двома умовами  $P_{c1} \approx 3,168$  МПа,  $P_{c2} \approx 3,838$  МПа. Маємо, що середнє значення константи випаровування у першому випадку буде на 21 % більше.

У процесі згорання в період впорскування палива відбувається спалах пари палива, яка утворилася за період затримки запалення, згорання палива, яке випаровується після спалаху, та догорання продуктів неповного згорання.

На підставі аналізу параметрів, від яких залежить швидкість згорання палива, та швидкість догорання продуктів неповного згорання встановлено, що на зазначені швидкості суттєво впливає коефіцієнт надлишку повітря у циліндрі. У випадку, коли підведення енергії до заряду відбувається за рахунок коливальної релаксації енергії збудження, коефіцієнт надлишку повітря буде більшим, що може сприяти збільшенню індикаторної роботи в період пуску двигуна з відповідним уникненням явища «зависання» [2].

### **Обґрунтування початкових умов моделювання холодного пуску дизельних двигунів**

Для перевірки припущення щодо переваги способу полегшення пуску за коливальним збудженням, було застосовано програмний комплекс, який дозволяє розраховувати характеристики сумішоутворення і згорання палива, індикаторну діаграму циклу дизеля. Дана програма була розроблена на кафедрі «Двигуни внутрішнього згорання» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Марченком А.П. та Сукачовим І.І. на основі моделі М.Ф. Разлейцева [3]. Математична модель включала характеристики впорскування палива та форми камери згорання, які лімітують ефективність випаровування та згорання палива. Характеристики паливopодачі, розпилювання палива, динаміка і геометрія паливного струменя визначалися за відомими узагальненими емпіричними залежностями О.С. Лишевського.

Зазначений програмний комплекс дозволяє адекватно описати процеси, що відбуваються у дизелі на робочих режимах за умови налаштування розрахункових коефіцієнтів на попередньо відому експериментальну індикаторну діаграму дизеля на одному із режимів. Враховуючи це, розрахунок проводився за програмою, яка була налаштована за експериментальними даними на розрахунок двигуна типу ЗТД.

Слід враховувати, що на режимі пуску виникають не тільки відмінності у стані стисненого повітряного заряду, але й погіршується якість розпилювання палива. Емпіричні залежності, що застосовуються в моделі, на режимі пуску в переважній більшості лише якісно описують процеси в дизелі. Враховуючі ці обмеження моделі ставилася задача виявити якісний вплив застосування технології коливального збудження заряду на процес пуску двигуна.

В даній математичній моделі як вихідні дані використовується показник політропи процесу стиснення, що визначається за експериментальними даними. На режимі холодного пуску за експериментальними даними цей показник складає  $n_1 \approx 1,25$ . За розрахунками динаміки стиснення коливально-збудженого повітряного заряду, методика яких викладена в роботі [4], встановлено, що в процесі стиснення відбувається зміна показника політропи. Враховуючи це, для випадку стиснення коливально-збудженого повітряного заряду у циліндрі двотактних танкових двигунів було здійснено підбір усередненого значення цього показника. За результатами розрахунків встановлено, що у разі релаксації енергії, що дорівнює 100 Дж, усереднений показник політропи дорівнює  $n_2 \approx 1,32$  (рис. 3). У наведеному прикладі початкова температура повітря на впуску у двигун дорівнювала 273 К, а початковий тиск дорівнював 0,1 МПа.

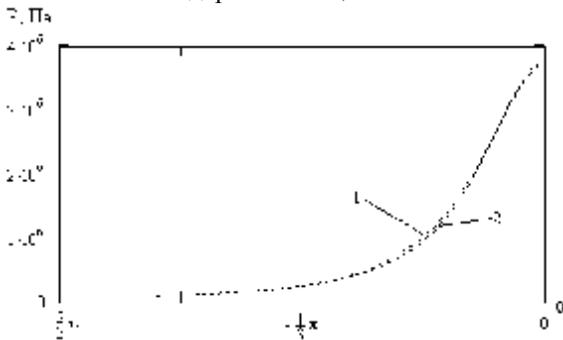


Рисунок 3 – Розрахунок стиснення (1) коливально-збудженого повітряного заряду у циліндрі танкового дизеля та стиснення (2) за усередненим показником  $n_2 \approx 1,32$ .

показник політропи стиснення –  $n_2 = 1,32$ .

Зі зростанням пускових обертів відбувається незначне збільшення температури повітря та показника адиабати. Тому при розрахункових обертах

Таким чином, порівняння процесів на частоті обертів колінчатого валу  $300 \text{ хв}^{-1}$  здійснювалося за наступними умовами:

1. Температура повітря перед впускними вікнами –  $T_1 = 333 \text{ К}$ , показник політропи стиснення –  $n_1 = 1,25$ .
2. Температура повітря перед впускними вікнами –  $T_2 = 273 \text{ К}$ ,

450 хв<sup>-1</sup> та 600 хв<sup>-1</sup> зазначені показники збільшувалися на 5 К та 10 К по температурі та на 0,01 та 0,02 за показником адиабати, відповідно. Наявність механічного зв'язку компресора двигуна з колінчастим валом зумовлює незначне зростання тиску на пускових обертах. Тому, тиск перед впускними вікнами дорівнював 0,103; 0,104 та 0,105 МПа на частоті обертів 300; 450 та 600 хв<sup>-1</sup>, відповідно.

На відміну від номінальних режимів роботи двигуна, під час розрахунку холодного пуску середня температура тепловідведення (по Г. Вошні) дорівнювала 300 К. Тобто враховувався холодний стан циліндра двигуна, температура якого незначно зростала внаслідок тертя з кільцями поршня.

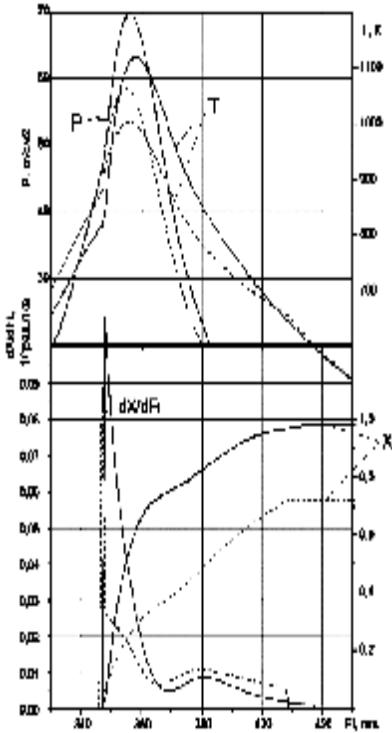


Рисунок 4 – Порівняння процесів згорання у двигуні ЗТД, що відбувається в умовах релаксації енергії коливального збудження у заряді (суцільні криві) та підігрівання заряду (пунктирні криві) на частоті 300 хв<sup>-1</sup>

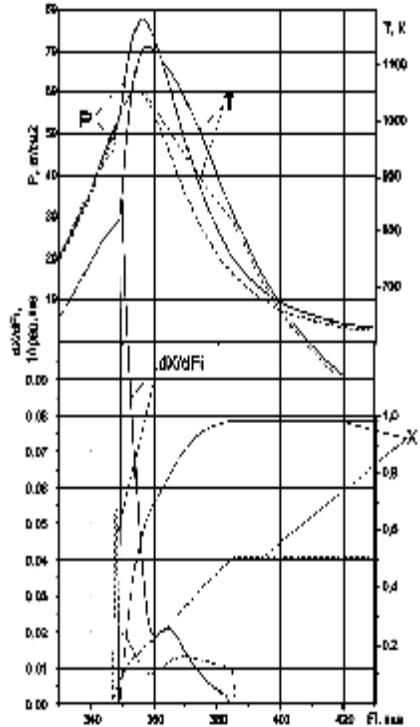


Рисунок 5 – Порівняння процесів згорання у двигуні ЗТД, що відбувається в умовах релаксації енергії коливального збудження у заряді (суцільні криві) та підігрівання заряду (пунктирні криві) на частоті 450 хв<sup>-1</sup>

### Результати математичного моделювання холодного пуску

Результати моделювання процесів згорання у двигуні ЗТД, що відбувається в умовах релаксації енергії коливального збудження у

повітряному заряді та з підігріванням заряду, на частоті  $300 \text{ хв}^{-1}$  показали (рис. 4), що період затримки запалення у збудженому заряді незначно більший порівняно з попередньо підігрітим зарядом. Це видно з кривих швидкості згорання палива  $dX/dF_i$ .

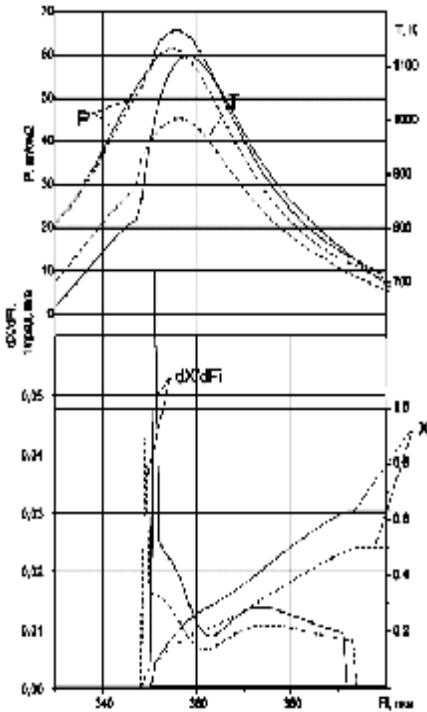


Рисунок 6 – Порівняння процесів згорання у двигуні ЗТД, що відбувається в умовах релаксації енергії коливального збудження у заряді (суцільні криві) та підігрівання заряду (пунктирні криві) на частоті  $600 \text{ хв}^{-1}$

Незначне підвищення тиску повітря біля впускних вікон та зменшення теплових втрат зі зростанням частоти обертів забезпечують зростання максимальних значень температури та тиску. Потужність двигуна при підігріванні заряду понижується до  $P \approx 2,6 \text{ кВт}$  з крутним моментом  $M \approx 5,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . В умовах збудження заряду спостерігається зростання потужності двигуна до  $P \approx 11,2 \text{ кВт}$  з крутним моментом  $M \approx 24,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Таким чином, за результатами розрахунків отримуємо, що явище «зависання» під час підігрівання повітряного заряду виникає на частоті обертів  $450 \text{ хв}^{-1}$ , що співпадає з результатами експериментальних досліджень [1].

Незважаючи на більший час затримки, за рахунок збільшеного тиску та густини заряду у циліндрі, при подальшому розвитку процесу згорання відбувається більш стрімке зростання температури у циліндрі з перевищенням максимальних значень температури згорання більше, ніж на  $100 \text{ К}$ . При цьому, кількість палива, що вигорає за робочий процес на цьому режимі більше, ніж на  $25 \%$  перевищує за умов релаксації енергії коливального збудження у порівнянні з не збудженим повітрям. Розраховано, що потужність двигуна на цій частоті з коливально-збудженим зарядом досягає  $P \approx 6,1 \text{ кВт}$  з крутним моментом  $M \approx 19,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . При підігріванні заряду потужність двигуна на цій частоті досягає  $P \approx 3,3 \text{ кВт}$  з крутним моментом  $M \approx 10,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Зі збільшенням частоти обертання колінчатого валу до  $450 \text{ хв}^{-1}$  тенденції зміни динаміки згорання, тиску та температури, що виявлені у попередньому порівнянні, зберігаються (рис. 5).

Зі збудженим зарядом на цій частоті обертів це явище не виникає. Але з подальшим збільшенням частоти обертів до  $600 \text{ хв}^{-1}$  відбувається суттєве погіршення показників за обома процесами (рис. 6). Суттєво зменшуються повнота згорання палива (до 62 % за збудженим зарядом та до 50 % за підігрітим зарядом).

За умови підігрівання заряду на частоті  $600 \text{ хв}^{-1}$  потужність двигуна складає  $P \approx 3,9 \text{ кВт}$  за крутним моментом  $M \approx 6,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . За умови релаксації енергії коливального збудження  $P \approx 8,5 \text{ кВт}$  за крутним моментом  $M \approx 13,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Таким чином маємо, що за умови коливального збудження заряду виникнення явища «зависання» зміщується до частоти  $600 \text{ хв}^{-1}$ . Але навіть в умовах падіння потужності двигуна на цьому режимі за умови збудження заряду його потужність продовжує суттєво перевищувати потужність двигуна за умови підігрівання заряду.

### **Висновки**

Проведеним математичним моделюванням холодного пуску двотактних дизельних двигунів визначено вплив попереднього підігрівання повітря на вході в циліндр у порівнянні з коливальним збудженням повітряного заряду. Встановлено підвищення тиску на 20 % у ВМТ для коливально-збудженого заряду.

Застосування способу коливального збудження повітряного заряду з повільною релаксацією енергії коливань забезпечує підвищення індикаторних показників на режимі холодного пуску не менш, ніж у 1,2 рази у порівнянні з підігріванням повітря за умови однакових витрат енергії. Зазначене може сприяти покращенню холодного пуску двотактних дизельних двигунів.

**Список літератури:** 1. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин: Учебное пособие. Ч.2. // *Н.К. Рязанцев*. - Харьков: ХДПУ, 1996. – 388с. 2. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности: Под ред. А. Ф Шеховцова / *Ф. И. Абрамчук, А. П. Марченко, Н. Ф. Разлейцев, Е. И. Третьяк, А. Ф. Шеховцов, Н. К. Шокотов*.— К.: Техника, 1992.— 272 с. 3. Процессы в перспективных дизелях // *Шеховцов А.Ф., Абрамчук Ф.И., Крутов В.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Сукачев И.И., Третьяк Е.И., Шокотов Н.К., Э. Эплер* / Под ред. А.Ф.Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992. – 352 с. 4. *Коритченко К.В., Замана В.М.* Моделювання стиснення повітряного заряду у дизельних двигунах в умовах релаксації енергії коливального збудження // Військово-технічний збірник / Академія сухопутних військ. – Львів: АСВ, 2011. - №1(4). – С. 130-134.

*Поступила в редакцію 02.05.2011*

*І.В. ПАРСАДАНОВ*, д-р. техн. наук, НТУ«ХП»;  
*С.Г. ГАЛКІН*, НТУ«ХП»

## **ОЦІНКА ТА УДОСКОНАЛЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДИЗЕЛЯ ДЛЯ ПРИВОДА ГЕНЕРАТОРА НАЗЕМНОЇ ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ**

В работе исследованы пути и конструктивные решения по совершенствованию показателей топливной экономичности дизеля для привода генератора наземной транспортной машины. Предложены схемы и основные элементы смесеобразования дизеля с учетом тангенциального движения воздушного заряда в камере сгорания и при его отсутствии.

Ways and constructive decisions to increase fuel indicators efficiency of stationary power-generating diesel engine for the military equipment are investigated in a paper. Schemes and basic elements of the fuel-air mixing process by rotary air charge motion in a combustion chamber and without it of a diesel engine are offered.

**Постановка проблеми.** Основні труднощі в організації сумішоутворення дизеля 468А-1 (2Ч 7,9/7,8) для привода генератора наземної транспортної машини с двоклапанняю головкою моноблоку пов'язані із розміщенням форсунки, яка зміщена відносно вісі камери згоряння (КЗ) на 14 мм і має нахил до неї 45°, внаслідок чого доводиться застосовувати розпилювачі з несиметричним розташуванням розпилюючих отворів, а паливні струмені мають різні гідравлічні характеристики і знаходяться у аеродинамічних умовах, що відрізняються. Таке конструктивне рішення є примусовим за умовами компоновки двигуна.

У відомих роботах при моделюванні робочого процесу в дизелі поряд з вибором форми і діаметра КЗ, кута випередження впорскування палива, тривалості впорскування палива, розміщенням паливних струменів по глибині КЗ, враховується створений інтенсивний обертальний рух повітряного заряду в КЗ [1,2,3]. Особливістю даної роботи являється вирішення задачі поліпшення показників паливної економічності дизеля з урахуванням тангенціального руху повітряного заряду в КЗ та при його відсутності.

**Метою дослідження** є розробка заходів по підвищенню ефективності і поліпшенню показників паливної економічності дизеля 468А-1 для привода генератора наземної транспортної машини за рахунок уточнення конструкційних елементів, які впливають на сумішоутворення з урахуванням тангенціального руху заряду в КЗ та при його відсутності.

**Результати досліджень.** В основу розробленої схеми організації сумішоутворення положено вибір і обґрунтування форми і параметрів КЗ та проектування розпилювача форсунки з п'ятьма розпилюючими отворами з

корекцією орієнтації паливних струменів по глибині КЗ для рівномірного розподілу паливних факелів в об'ємі циліндричної КЗ і поліпшення використання повітряного заряду в КЗ дизеля.

При розробці основних елементів сумішоутворення було враховано те, що взаємне розташування КЗ і форсунки обмежує можливість подальшого поліпшення паливної економічності, оскільки довжини паливних струменів, зміряні від носика розпилювача до бічної стінки КЗ, мають різні значення і не забезпечують рівні умови для сумішоутворення.

Для дизеля 468А-1 була запропонована циліндрична КЗ, що має витискувач у вигляді конічного виступу в центрі днища і радіусом у підставі  $R = 6$  мм. Поршень дизеля має невелику висоту й гранично припустима товщина днища КЗ повинна бути не менш 6 мм.

Оптимізація швидкості обертання повітряного заряду в КЗ дизеля 468А-1 проведена з використанням методики [1].

Значення кутової швидкості повітряного заряду в КЗ наприкінці такту стиску:

$$w_{KC} = (360 / j_{ВПР}) \cdot (w_{\delta} / i_{PO}),$$

де  $\Phi_{ВПР}$  - тривалість впорскування палива;

$w_{\delta} = (p \cdot n) / 30 \text{ c}^{-1}$  - кутова швидкість обертання колінчатого вала на

обраному режимі дизеля;

$i_{PO} = 5$  - кількість розпилюючих отворів у розпилювачі.

Для наближеної кількісної оцінки максимальної швидкості руху повітряного заряду в КЗ відкритого типу застосоване рівняння:

$$w_{KC} = w_{B3} \left( \frac{D}{d_{KC}} \right)^2 \cdot \left( \frac{d_{KC}}{D} \right)^{(0,047 \cdot \Gamma_{CP})^{0,83}} \cdot \frac{0,77 \cdot (D \cdot 10^3)^{0,05}}{(1 + g_{OCT})},$$

де  $\omega_{B3}$  - кутова швидкість обертання заряду в циліндрі наприкінці такту впуску;  $D$  - діаметр циліндра;  $d_{KC}$  - діаметр КЗ;  $\gamma_{OCT}$  - коефіцієнт залишкових газів;  $\Gamma_{CP}$  - циркуляція вектора швидкості повітряного заряду.

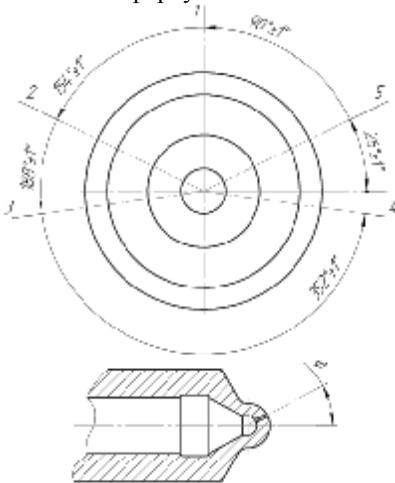
Проведені розрахунки дозволили визначити оптимальні параметри основних елементів сумішоутворення для ефективного сумішоутворення при тангенціальному русі повітряного заряду в КЗ з вихровим відношенням  $\Omega = 3$ , циліндричній КЗ з діаметром 45 мм і розпилювачем паливної форсунки з п'ятьма розпилюючими отворами і корегованими паливними струменями відносно КЗ з урахуванням зміни кута випередження упорскування палива.

Проведена розрахункова візуалізація сумішоутворення в циліндричній КЗ з використанням програми ДИЗЕЛЬ-РК, яка призначена для математичного моделювання і комп'ютерної оптимізації робочих процесів чотиритактних двигунів внутрішнього згоряння [4] показала, що при впорскуванні на стінці КЗ скупчується значна кількість палива від струменів, що мають меншу довжину.

Для поліпшення сумішоутворення в місцях скупчення палива поблизу стінок КЗ раціонально використати локальну турбулізацію повітряного заряду [1,2]. Локальна турбулізація дозволяє збільшити повноту згоряння суміші за рахунок прискореного підведення кисню повітря до палива.

При цьому конструкція поршня має наступні особливості: циліндрична КЗ з виконаними в бічній стінці двома виїмками, які мають глибину 8 мм від днища поршня й відкриті з боку днища поршня. При збереженні зміщення форсунки 14 мм від осі циліндра паливні струмені будуть мати різну довжину, обмірювану від носика розпилювача до бічної стінки КЗ. Виїмки виконані в місцях найбільшого скупчення палива й мають радіус, що дорівнює діаметру підстави конуса паливного струменя в місці його перетинання з утворюючого циліндра КЗ, причому радіуси КЗ й виїмок з'єднані загальною дотичною поверхнею. Діаметр основи конуса паливного струменя в місці його перетинання з утворюючого циліндра КЗ задається кутом розкриття факела прийнятий рівним  $20^\circ$ .

Запропонована схема взаємного розташування КЗ з локальними турбулізаторами заряду та осей паливних струменів дослідного розпилювача, який відрізняється від штатного розпилювача значеннями кута нахилу осей розпилюючих отворів відносно осі розпилювача  $\phi$ . Ескіз напрямку струменів розпилювача форсунки показаний на рисунку 1.



Номер отвору	1	2	3	4	5
п. глэд.	$34^\circ -3'$	$50^\circ -3'$	$76^\circ -3'$	$76^\circ -3'$	$50^\circ -3'$

Рисунок 1 – Ескіз напрямку струменів розпилювача форсунки

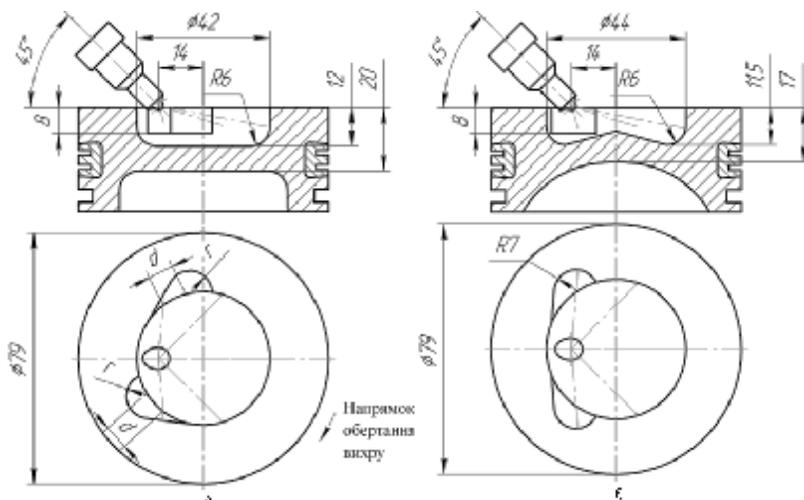
паливних струменів в об'ємі КЗ [3].

Таке конструктивне рішення дає змогу зміною просторової орієнтації паливних струменів у вертикальній осі направити паливні струмені ближче до кромки КЗ та виключити потрапляння палива на нижню площину головки моноблоку та днище поршня. В цьому випадку відбувається переміщення повітря через зони дії паливних струменів або поблизу стінок КЗ, які покриті паливом, а ефективність сумішоутворення значною мірою залежить від ступеня узгодженості швидкостей газових потоків та орієнтації

Сумішоутворення здійснюється по наступному принципі: при впорскуванні палива в КЗ паливні струмені, які мають більшу довжину, спрямовані до циліндричної стінки КЗ, радіус якої підібраний таким чином, щоб паливо при взаємодії з обертвовим повітряним зарядом максимально наближався до стінки, значно не контактуючи з нею. У цьому випадку відбувається найбільш ефективне згоряння палива, створюються умови для зниження викидів оксиду вуглецю й димності відпрацьованих газів. Паливні струмені, які мають меншу довжину, спрямовані убік виїмок, виконаних у бічній стінці КЗ в місцях найбільшого скупчення палива. Виїмки досягають радіусу округлення дна КЗ й мають радіус рівний діаметру підстави паливних струменів у місцях їхнього перетинання з утворюючого циліндра КЗ, що завдяки інтенсивному впливу повітряного заряду й збільшенню паливних струменів на величину радіуса виїмок дозволяє розгорнути паливні струмені у виїмки навколо осі [2].

Інтенсифікація руху повітряного заряду на вході у виїмки й наступна його турбулізація забезпечується дотичними поверхнями, які з'єднують радіуси КЗ й радіуси виїмок. У наслідку цього створюються сприятливі умови для повного, малотоксичного й бездимного згоряння палива.

При застосуванні локальних турбулізаторів необхідно враховувати встановлений ступінь стиску - 18, тобто об'єм КЗ повинен залишитися незмінним. Компенсація зниження тангенціальної швидкості заряду, у зв'язку із введенням турбулізаторів, забезпечується зменшенням діаметра циліндричної частини КЗ. Конструкція КЗ з локальними турбулізаторами повітряного заряду для дизеля 468А-1 наведена на рисунку 2.



а – камера згоряння під вихор; б – камера згоряння без вихору

Рисунок 2 - Циліндричні камери згоряння з локальними турбулізаторами

Оскільки за умовами компоновки головки моноблоку і профілювання впускних каналів для двигуна 468А-1 не передбачений вихровий рух повітряного заряду в КЗ, додатково була запропонована КЗ з локальними турбулізаторами для збільшення довжин коротких струменів (рисунок 2, б).

Проведені дослідження показали, що запропонована схема організації сумішоутворення з локальними турбулізаторами заряду та п'ятидирчатим розпилювачем форсунки дозволить підвищити ефективність сумішоутворення та забезпечить поліпшення показників паливної економічності дизеля з урахуванням тангенціального руху повітряного заряду в КЗ та при його відсутності.

### **Висновок.**

Запропоновані і заходи по покращенню показників паливної економічності дизеля 468А-1. Розроблена схема та основні елементи сумішоутворення – розпилювач форсунки з корегованими осями п'яťох розпилюючих отворів і конструкцій КЗ з генераторами турбулентності, що забезпечують поліпшення показників паливної економічності дизеля для привода генератора наземної транспортної машини з урахуванням тангенціального руху повітряного заряду в КЗ та при його відсутності.

**Список літератури:** 1. *Парсаданов И.В.* Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. - Харьков: Изд. центр НТУ «ХПИ», 2003.- 244с. 2. Пат.32202 України, С2 F02В23/06. Поршень для дизеля / *Парсаданов И.В., Строков О.П., Копачов М.Ф., Бондаренко В.П., Касінов В.І.* – № 990100146; Заявл. 11.01.99, опубл. 15.04.02, бюл. № 4, 2002р. 3. *Парсаданов И.В., Строков А.П.*, Улучшение топливной экономичности дизеля коррекцией ориентации топливных струй по глубине камеры сгорания // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, Вища школа, 1988. Вып. 48. с. 70-73. 4. *Кулешов А.С., Грехов Л.В.* Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливopодачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания. – М.: МГТУ, 2000. – 64 с.

*Поступила до редколегії 02.05.2011*

*А.Н. ПОЙДА*, д-р. техн. наук НТУ «ХПИ»;  
*Д.Г. СИВЫХ*, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»;  
*Р.Н. КАРСЕКИН*, магистр, НТУ «ХПИ»

## **ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ УЗЛОВ СИСТЕМЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ВПРЫСКИВАНИЯ БЕНЗИНА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

В статті розглянута розроблена математична модель, яка дозволяє виконувати електроконструктивний розрахунок електромеханічних вузлів системи безпосереднього впорскування бензину, в тому числі електромагнітного привода прямої дії електрокерованого форсункою з урахуванням гідродинамічних процесів в системі

In article is considered designed mathematical model, allowing execute electroconstructive calculation of the electromechanic nodes of the system direct supply benzine, including electromagnetic drive first-motion electrooperated injectors with provision for hydrodynamic of the processes in system.

Бензиновому двигателю не раз предрекали скорую кончину. Но этот мотор продолжает совершенствоваться и не сдает своих позиций. Очередным этапом его развития в конце 90-х прошлого столетия стала подача бензина прямо в камеру сгорания – так называемый непосредственный впрыск.

Пионером в применении непосредственного впрыска топлива стала компания Mitsubishi, разработавшая систему питания GDI. Сегодня аналогичную технологию используют Mercedes (CGI), BMW (HPI), концерн Volkswagen (FSI, TFSI, TSI – VW, Audi, skoda, Seat) и Toyota (JIS).

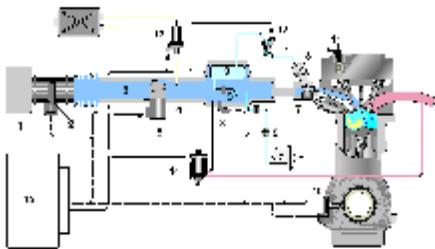


Рисунок 1 – Схема системы управления двигателем с впрыскиванием бензина в камеру сгорания

1-воздушный фильтр; 2-датчик температуры воздуха; 3-воздушный трубопровод; 4-дроссельная заслонка; 5-блок управления дроссельной заслонкой; 6-вакуумный привод впускной заслонки; 7-потенциметрический датчик положения впускной заслонки; 8- датчик давления во впускном трубопроводе; 9-датчик давления в магистрали усилителя тормозного привода; 10-датчик положения коленвала; 11-датчик положения распредвала; 12-клапан управления впускной заслонкой; 13-электромагнитный клапан продувки адсорбера; 14-клапан перепуска отработавших газов с датчиком его положения; 15-блок управления двигателем.

Главный принцип работы данной системы питания – подача бензина не во впускной тракт, а непосредственно в камеру сгорания и формирование послойного и однородного смесеобразования в различных режимах работы мотора.

Оптимальный способ смесеобразования выбирается электронной системой управления в зависимости от нагрузки двигателя и положения дроссельной заслонки.

Главным преимуществом системы топливоподдачи аккумуляторного типа является возможность программно изменять давление топлива и в широком диапазоне управлять моментом начала и продолжительностью впрыскивания. Это реализуется путем разделения процессов создания давления и обеспечения впрыскивания.

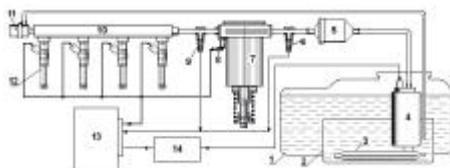


Рисунок 2 – Функциональная схема системы топливоподдачи

1–топливный бак; 2–накопитель топлива;  
3–входной фильтр; 4–топливный насос с

электрическим приводом (топливоподкачивающий); 5–топливный фильтр; 6–датчик низкого давления топлива; 7–топливный насос высокого давления (ТНВД); 8–электромагнитный клапан регулирования давления топлива; 9–датчик высокого давления топлива; 10–аккумулятор давления топлива (рампа); 11–редукционный (перепускной) клапан; 12–электромагнитные клапанные форсунки; 13–электронный блок управления(ЭБУ) двигателем; 14–ЭБУ топливоподкачивающим насосом.

В данной системе можно выделить два контура: контур низкого давления и контур высокого давления топлива.

В контур низкого давления входят: топливный бак 1, накопитель топлива 2, входной фильтр 3, топливоподкачивающий насос с электрическим приводом 4, топливный фильтр 5 и датчик низкого давления топлива 6. Управляет работой топливоподкачивающего насоса электронный блок 14, имеющий связь с электронным блоком управления двигателем 13 и местную обратную связь через датчик низкого давления 6. В результате программного управления топливоподкачивающий насос 4 подает на вход ТНВД 7 такое количество топлива при давлении 0,3...0,5 МПа, которое необходимо для работы двигателя на данном режиме.

В контур высокого давления топлива входят: топливный насос высокого давления (ТНВД) 7, электромагнитный клапан регулирования давления топлива 8, датчик высокого давления топлива 9, аккумулятор давления топлива (рампа) 10, редукционный (перепускной) клапан 11 и электромагнитные клапанные форсунки 12.

ТНВД имеет привод от кулачкового вала механизма газораспределения и создает постоянное давление величиной от 5,0 до 12 МПа в аккумуляторе высокого давления. Заданное значение давления в топливном аккумуляторе

поддерживается электронным блоком управления двигателем 13 и блоком управления топливоподкачивающим насосом 14, имеющими местную обратную связь через датчики давления 6 и 9, а также электромагнитный клапан регулирования давления топлива 8.

Форсунка высокого давления представляет собой переходное устройство между топливной рейкой и камерой сгорания.

Когда электрический ток проходит через обмотку соленоида, создается магнитное поле. За счет этого игла, противодействуя давлению пружины, поднимается над седлом и открывает инжектирующее отверстие 8 форсунки. За счет разницы в давлении между топливной рейкой и камерой сгорания топливо впрыскивается в камеру сгорания.

Характерной чертой их является обязательное наличие ферромагнитного магнитопровода, окружающего катушку управления и служащего для усиления магнитного потока.

В особенно трудно совместить высокое быстродействие одновременно с большой величиной электромагнитного усилия. Эти характеристики как бы взаимно исключают друг друга и успешное решение задачи лежит в определении их оптимального соотношения.

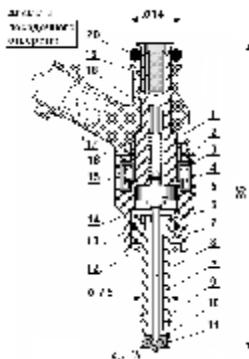


Рисунок 3 – Конструкция электромагнитной форсунки

- 1 – внутренний корпус (сердечник магнитопровода);
- 2 – наружный корпус (магнитопровод); 3 – каркас катушки;
- 4 – обмотка (катушка) электромагнита; 5 – якорь электромагнита;
- 6 – верхняя направляющая иглы; 7 – корпус распылителя;
- 8 – игла распылителя; 9 – тефлоновый уплотнитель корпуса распылителя;
- 10 – нижняя направляющая иглы; 11 – распылитель;
- 12 – гайка; 13 – уплотнительное кольцо корпуса распылителя;
- 14 – дистанционное кольцо; 15 – возвратная пружина;
- 16 – пластмассовая часть корпуса; 17 – электрический разъём;
- 18 – регулировочный винт; 19 – защитный фильтр; 20 – верхнее уплотнительное кольцо.

Для форсунки самым неблагоприятным режимом работы является, с точки зрения усилия электромагнита, режим максимальной нагрузки двигателя. При этом давление топлива в аккумуляторе наибольшее, электромагнит должен перебороть силу пружины и давление топлива. Анализ литературы показал, что сила затягивания пружины равна  $F_{пр} = 10 \text{ Н}$ ;

Сила удержания электромагнита будет равна силе затягивания пружины с учетом силы давления топлива и вычетом силы давления отработавших газов, которые через распыливающие отверстие попадают в полость иглы.  $F_{эм, уо} = F_{пр.кл.} + F_{давл.топл.} - F_{от.г.} = 612 \text{ Н}$ .

*Оценочный расчет электрических параметров ЭМ форсунки по геометрическим параметрам ее катушки.*

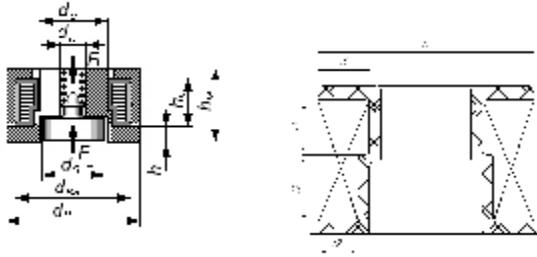


Рисунок 4 – Эскиз ЭМ форсунки и ее катушки

За основу мы возьмем параметры, которые сняли с реальной форсунки. С эскиза форсунки находим размеры каркаса ее катушки, зная внешний диаметр катушки.

Данные для расчета: внешний диаметр  $D=16$  мм; толщина намотки  $t_1=2,1$  мм;  $t_2=1,5$  мм; длина намотки  $L_1=2,7$  мм;  $L_2=3$  мм; диаметр проводников катушки  $d_{пр}=0,31$  мм; материал проводников латунь; удельное сопротивление  $0,0028$  Ом·мм<sup>2</sup>/м; коэффициент заполнения  $k=0,6$ .

Расчет производится за следующими формулами:

$S_{пр}=\pi \cdot d_{пр}^{2/4}$  – площадь поперечного разреза проводника катушки;

$Sk=t \cdot L$  – площадь поперечного разреза катушки;

$w=Sk \cdot k / S_{пр}$  – число витков катушки;

$D_{ср}=D - t$  – диаметр среднего витка катушки;

$L_{ср}=\pi \cdot D_{ср}$  – длина среднего витка катушки;

$L_{пр}=w \cdot L_{ср}$  – длина намотки;

$R_k=\rho \cdot L_{пр} / S_{пр}$  – активное сопротивление;

$R_k=1,35$  Ом (1,31 Ом – сопротивление снятое с прототипа).

Индуктивность многословной катушки можно рассчитать по формуле:

$$L_k = \frac{0,08 \cdot D_{ср}^2 \cdot w^2}{3 \cdot D_{ср} + 9 \cdot L + 10 \cdot t}$$

*Расчет силы тока и напряжения в ЭМ форсунке.*

Напряжение на конденсаторе  $U_c=60$  В; емкость конденсатора  $C=470$  мкФ; сопротивление катушки  $R_L=1,31$  Ом; сопротивление проводов (сумарный)  $R_{пр}=0,78$  Ом; суммарное сопротивление цепи  $R_c=R_L + R_{пр}=2,09$  Ом; постоянная времени цепи  $T=\frac{L}{R_c}$ .

Расчет производится по следующим формулам.

Сила тока в цепи катушки:

$$i = \frac{U_c}{R_c} \cdot (1 - e^{-\frac{t}{T}}). \quad (1)$$

Спад напряжения на конденсаторе результате разряднения

$$\Delta U_c = \frac{i_{CP}}{C} \cdot \Delta t,$$

где  $i_{CP}$  - Среднее значение тока на шаге расчета.

Поточное значение напряжения на конденсаторе  $U_c = U_{j-1} - \Delta U_c$ .

Расчет ведется по этим формулам пока  $U_c \geq U_n$ . Далее в формуле (1) необходимо подставить  $U_n = 12,5..13,5В$ . Расчет ведется до конца управляющего импульса  $t_k$ . Тогда с этого момента время считать как  $(t - t_k)$ .

Ток падает по экспоненте  $i = i_k \cdot e^{-\frac{(t-t_k)}{T}} \cdot \cos(w \cdot (t - t_k))$ .

При спаде тока и отсутствии напряжения возникает ЭДС самоиндукции.

$$U = e = L \frac{di}{dt} = L \frac{i_{k-1} - i_k}{t_k - t_{k-1}}.$$

Расчет производился в электронных таблицах Microsoft Office Excel.

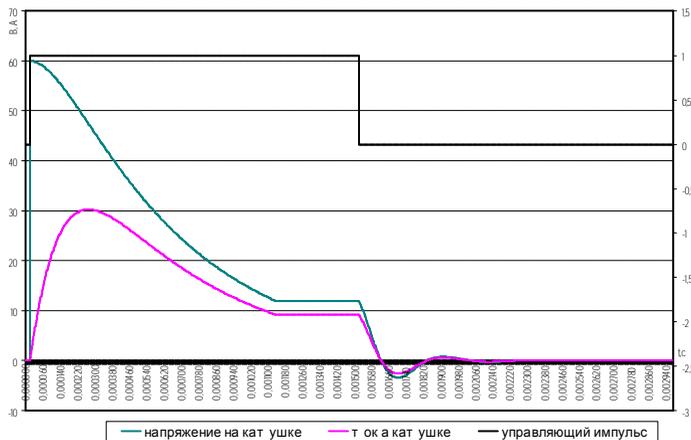


Рисунок 5 – Результаты расчета силы тока и напряжения для катушки форсунки FSI

**Список литературы:** 1. Росс Твег. Системы впрыска бензина. Устройство, обслуживание, ремонт. - М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. - 144 с. 2. Акимов С.В., Чижков Ю.П. Электрооборудование автомобилей. Учебник для вузов. - М: ЗАО КЖИ «За рулем», 2001. - 384 с. 3. Врублевский А.Н., Григорьев А.Л., Денисов А.В. Особенности выбора параметров электромагнита для топливной системы // Автомобильный транспорт. – 2007. - №20. – С. 75-80.

Поступила в редколлегию 02.05.2011

# ІСТОРІЯ НАУКИ ТА ТЕХНІКИ

УДК 629.48

**В.В. ЕПИФАНОВ**, канд. техн. наук; **Н.В. ПИСАРСКАЯ**, НТУ «ХПИ»

## ОРГАНИЗАТОР ПРОМЫШЛЕННОСТИ УКРАИНЫ (К 100-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ Н.А. СОБОЛЯ)

Наведено основні етапи життя та творчої діяльності випускника Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» М.О. Соболя, який пройшов шлях від техника до директора потужного машинобудівного підприємства, видатного керівника промисловості України.

The main stages of life and creative activities of the National Technical University «Kharkiv polytechnical institute» graduation N.A. Sobol who has worked his way up from technician to director of the largest Machinerybuilding Enterprise and has become a monument leader of the industry of Ukraine are presented.



В 2010 году исполнилось 100 лет со дня рождения известного руководителя промышленности Украины, выпускника Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» (НТУ «ХПИ») Николая Александровича Соболя.

Н.А. Соболев родился 6 (19) февраля 1910 года в селе Большая Рублевка Полтавской губернии в семье учителя. В 1929 году окончил Богодуховскую профшколу и начал трудовую деятельность техником на Харьковском паровозостроительном заводе (затем «Завод им. Коминтерна», «Завод №75», «Харьковский завод транспортного машиностроения им. В.А. Малышева», ныне – Государственное предприятие «Завод имени Малышева»). Без отрыва от производства закончил с отличием в 1936 году Харьковский механико-машиностроительный институт (сейчас – НТУ «ХПИ») по специальности «Сельскохозяйственное машиностроение» и получил квалификацию «инженер-механик». На заводе работал помощником начальника отдела технического контроля затем начальником отдела эксплуатации. При освоении производства танкового дизеля В-2 и танка Т-34 главными были вопросы технологии, культуры производства, качества продукции. Здесь Н.А. Соболю пришлось ломать старые традиции и перестраивать мышление и подход к делу работников завода, смело внедрять новые технологии. В период Великой Отечественной войны назначен заместителем начальника отдела технического контроля Уралвагонзавода (г. Нижний Тагил) [1, с. 17 – 18; 2, с. 32 – 33].

Сразу же после освобождения Харькова от немецко-фашистских захватчиков Н.А. Соболев возвращается на родной завод. Восстановление и расширение производства, создание элементарных условий труда и отдыха для работников предприятия – это были главные задачи, которые пришлось решать с первых дней после возвращения из эвакуации. Уже в конце августа 1943 года завод начал подготовку к организации ремонта танков Т-34. С октября этого же года восстановленные танки стали отправлять на фронт.

В 1947 году Николай Александрович назначен начальником производства, в 1949 году – главным инженером завода. Именно тогда развернулось серийное производство магистральных односекционных тепловозов ТЭ-1 и дизеля Д50. В 1952 году был спроектирован и произведен опытный образец магистрального двухсекционного тепловоза ТЭ-3 с дизелем 2Д100. В начале 1950-х годов коллектив заводского конструкторского бюро по разработке тяжелых гусеничных артиллерийских тягачей и инженерных машин на их базе (главный конструктор А.И. Автомонов) на основе тягача АТ-Т (артиллерийский тягач тяжелый) создал семейство машин: путепрокладчик, пункт управления противоракетной обороны, траншейная машина, специальный тягач для перевозки грузов и буксирования санных прицепов в условиях низких температур и машины для трансантарктических переходов в глубину континента. Н.А. Соболев принимал непосредственное участие в постановке на производство этих машин и в 1951 году вместе с коллегами был удостоен Государственной (Сталинской) премии СССР [1, с. 18; 3, с. 439, 694].

Понимая важность технической политики, Н.А. Соболев особое внимание уделял повышению квалификации кадров, функционированию различных направлений обучения рабочих и специалистов (школа мастеров, курсы повышения квалификации и по подготовке к вступлению в ВУЗы, техникумы, деятельность группы по сдаче кандидатского минимума, различные технические конференции и т.д.). Именно Н.А. Соболев сумел объединить усилия конструкторов различных направлений и производств по гармоничному развитию техники. Уже будучи директором, он развил эти контакты, что в целом обеспечивало эффективную деятельность всего многопрофильного комплекса предприятия. При нем была решена важная техническая задача – изготовление литых коленчатых валов. С 1954 года Н.А. Соболев стал во главе многотысячного коллектива завода. В это время было начато создание мощного быстрого танкового турбопоршневого дизеля 5ТД (главный конструктор – А.Д. Чаромский) и принципиально нового танка «Объект 430», предшественника основного танка Т-64 (главный конструктор – А.А. Морозов). Кроме того, в 1956 году решена одна из главных задач предприятия – серийное производство ТЭ-3 и дизелей 2Д100, что позволило приступить к разработке перспективного четырехтактного тепловозного дизеля Д70 [1, с. 18; 4, с. 34 – 35; 5, с. 118 – 119].

Любовь людей Николай Александрович завоевал и постоянной заботой о них. Так, он начал организацию жилищного строительства хозяйственным способом (результатом чего стали поселки Герцена, Артема, Малышева), заложил основы индивидуального участия в нем, строился комплекс для отдыха детей в пригороде Харькова. Над Н.А. Соболевым довлел спрос не только за серийную технику, но и за новые разработки (в его времена завод подключился к созданию и производству стационарного установщика ракет на пусковой стол, оборудования для атомных заводов по обогащению урана, огнеметов, а еще – модификация всех серийных изделий), и во всем он был не только компетентным, но и активным создателем.

С 1958 года Н.А. Соболев председатель совета народного хозяйства (СНХ) Харьковского экономического административного района, с 1960 – председатель СНХ Украинской ССР, с 1961 – 1-й секретарь Харьковского обкома компартии Украины (КПУ), с 1963 – 2-й секретарь центрального комитета КПУ, с 1966 – 1-й заместитель председателя Совета Министров УССР, с 1972 – на пенсии. Ушел из жизни 22 апреля 1991 года, похоронен в Киеве.

Николая Александровича, как специалиста и умелого организатора, отличали высокий профессионализм, умение анализировать и предвидеть. Он всегда глубоко разбирался в существе вопросов, старался вникнуть в самую суть, доходить до тонкостей. Его деловитость базировалась на огромной трудоспособности, чувстве большой личной ответственности за дело. Принципиальность и требовательность сочетались у него с поддержкой, помощью, сочувствием, созданием творческой атмосферы. За заслуги перед государством Н.А. Соболев удостоен 2-х орденов Ленина, 4-х орденов Трудового Красного Знамени, орденов Красной Звезды и «Знак почета», многих медалей [2, с. 222; 5, с. 119 – 120; 6, с. 141].

Таким образом, Н.А. Соболев на одном предприятии прошел все этапы роста, становления и формирования как высококвалифицированный специалист, руководитель производства от техника до директора крупнейшего машиностроительного, многопрофильного завода, а впоследствии стал организатором промышленности Украины.

**Список литературы:** 1. Історія танкобудування України. Персоналії : Навчальний посібник / [Є.С. Александров, І.Є. Александрова, Л.М. Бесов, В.Ф. Клімов, Г.В. Лісачук]. – Х. : НТУ «ХП», 2007. – 200 с. 2. Соболев Н.А. Воспоминания директора завода / [под ред. А.С. Эпштейна]. – Х. : Прапор, 1995. – 223 с. 3. ХПЗ – Завод имени Малышева. 1895 – 1995. Краткая история развития / [А.В. Быстриченко, Е.И. Добровольский, А.П. Дроботенко и др.]. – Х. : Прапор, 1995. – 792 с. 4. Кривомаз Н.Т. На рубеже веков. Харьковский паровозостроительный завод – завод имени В.А. Малышева: люди и судьбы: историко-публицистические очерки / Н.Т. Кривомаз. – Х. : «Митець», 2000. – 232 с. 5. История двигателестроения на ХПЗ – заводе имени Малышева. 1911 – 2001 гг. Историко-технические очерки о двигателях и их создателях / [А.В. Быстриченко, Е.И. Добровольский, А.П. Дроботенко и др.]. – Х. : «Митець», 2001. – 480 с. 6. Еліта держави – видатні випускники Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» / [упоряд. Л.Л. Товажнянський, Ю.Д. Сакара, А.В. Бистріченко та ін.]. – Х. : НТУ «ХП», 2010. – 188 с.

*Поступила в редколлегию 02.05.2011*

**О.Г. КРИВОКОНЬ**, канд. філос. наук, НТУ «ХПИ»

## **СВІТОВИЙ РОЗВИТОК САМОХОДНИХ ШАСІ ЯК АЛЬТЕРНАТИВИ ТРАКТОРАМ КЛАСИЧНОЇ КОМПОНОВКИ**

Стаття посвящена проблемам истории становления и развития одного из видов тракторов – самоходного шасси. Также освещаются особенности конструкторского пути данного вида техники в разных странах в период с 20-х по 60-тые гг XX столетия.

The article is sanctified to the problems of one type tractor launching and development history - self-propelled undercarriage. The features of construction evolution of this type of machine in different countries in a period from 20 – 60 years of XX century are also demonstrated.

**Постановка проблеми.** Самохідні шасі – це різновид трактора, на рамі якого змонтована платформа для перевезення вантажу або навішування робочих органів сільськогосподарських машин і знарядь. Лише через 100 років після винайдення перших парових тракторів-локомотивів самохідні шасі ознаменували революційний прорив у розвитку конструкції трактора. Надії на перспективу їх освоєння і масовий випуск були цілком обґрунтованими. Головна ідея полягала в поступовій (чи, навіть, швидкій) заміні всіх тракторів класичного компонування на прогресивніше компонування самохідних шасі [2]. Це був період революційного прориву і великих надій.

Але історично склалося так, що самохідні шасі не лише не випускалися, а практично зникли з виробничих програм великих фірм, що спеціалізувались на тракторобудуванні. Не зважаючи на потенційні можливості компонування трактора, самохідні шасі сьогодні сприймають більше як екзотику.

Основною **метою** даної публікації є стислий аналіз історії становлення та розвитку одного із видів тракторів – самоходного шасі. Зокрема, планується висвітлити особливості конструкторського шляху даного виду техніки у різних країнах в період з 20-х по 60-ті роки XX сторіччя.

**Теоретичний аналіз проблеми.** Історично склалося так, що техніка, про яку йдеться, отримала не зовсім влучну назву – самохідні шасі. Нефахівці назву «самохідне шасі» часто порівнюють із шасі автомобіля і сприймають як деяку самохідну базу, що потребує додаткового обладнання і комплектації. Але насправді, машина з назвою «самохідне шасі» є повноцінним трактором, що суттєво відрізняється від свого попередника – трактора класичного компонування [4].

Сучасні колісні самохідні шасі від тракторів успадкували родові ознаки трактора: двигун із системою управління; муфту зчеплення конструктивно пов'язану з муфтою ВОМ; повноцінну багато швидкісну трансмісію; несучу, ходову і гідравлічну системи; кермове управління і гальма; електрообладнання і прилади; робоче місце тракториста, кабіну тощо.

В ідеї самохідного шасі закладена низка переваг перед трактором класичного компонування. Цей факт безперечно визнають вчені і конструктори, як і те, що на світовому витку розвитку техніки має місце неминуче повернення тракторобудівників до даного компонування.

За умов однакової потужності з трактором класичного компонування самохідні шасі мають значно кращі тягово-зчіпні якості. Це підтверджується теоретично і практично, оскільки маса самохідних шасі вдало розподіляється на колеса, особливо на ведучі (задні).

Виходячи з даних можливостей, самохідні шасі потребують менших затрат енергії на одиницю продукції, і, відповідно, можуть бути конкурентно-спроможними в умовах постійного збільшення вартості палива. Вони мають кращу маневреність, керованість і прохідність, що теоретично і практично підтверджується. Ними простіше керувати з робочого місця тракториста.

Самохідні шасі суттєво перевищують можливості трактора класичного компонування і в плані пристосування до обробітку просапних культур. Це пояснюється значно меншою вірогідністю пошкодження культурних рослин [1].

Під час обробітку за допомогою самохідних шасі рядки культурних рослин перебувають у полі зору тракториста, що у свою чергу зменшує небезпеку підрізання полільними лапами культиваторів при першій, другій, і, особливо третій культивації, коли культурні рослини уже достатньо розвинені. Такий спосіб обробітку також зменшує ризики наїзду на культурні рослини задніми ведучими колесами і має місце під час підживлення мінеральними добривами, обробітку хімічними речовинами, підкопування і збирання коренеплодів, транспортування зрілих плодів та технічних культур.

Самохідні шасі мають розташування сіялки, культиватора та інших начіпних сільськогосподарських машин не позаду тракториста, а перед ним – в полі його зору, що дозволяє здійснювати оптимальний «зворотній» зв'язок між впливом тракториста на кермове управління і положення робочих органів. При повороті кермового колеса праворуч або ліворуч робочі органи також переміщуються відповідно, а не навпаки, як це влаштовано на тракторі класичного компонування, до чого мусить звикнути тракторист.

За допомогою сучасних сівалок, приєднаних до самохідних шасі опускають у ґрунт окремі зерна або штучно підготовані гранули, до складу

яких входять зерна і підживлення, а також калібровані стрічки із запакованими в них зернами (з необхідною відстанню міжрядь). Практику культурного рядка на шасі забезпечують допоміжними колесами або задніми ведучими колесами. Це створює оптимальні умови для збереження вологи в капілярах ґрунту, що в свою чергу сприяє росту рослин і врожайності.

Також самохідні шасі мають високі показники прохідності. Це забезпечує ефективний обробіток неораних раніше земель та ґрунтів із підвищеним вмістом вологи. Збір врожаю проводять у стиснутий часовий термін, не зважаючи на погодні умови, тобто дощі чи посуху, тому на цьому етапі теж є важливим показник прохідності техніки.

Врешті-решт, на самохідні шасі можна послідовно розмістити декілька начіпних машин і знарядь для одночасного виконання декількох сільськогосподарських операцій.

Доречно нагадати, що самохідні шасі були створені як альтернатива трактора класичного компонування. При всій повазі до винахідників варто зазначити, що за рівнем самотності і конструкції трактор класичного компонування достатньо простий. Адже трактор у спрощеному вигляді – це механічний кінь (слон, осел, верблюд тощо). І дійсно, люди здавна використовували коней для обробітку земель та в якості тягової сили.

Звісно, що перші технічні завдання полягали в тому, щоб замінити живу тягу на механічну, одночасно збільшивши її потужність. І це було здійснено за допомогою створення трактора.

Вирішення цього завдання супроводжувалось появою парової машини і надійних механічних передач із зубчастим евольвентним зчепленням. Подальший розвиток конструкції трактора був достатньо консервативним: компонування не змінювалось, а вдосконалювались, у першу чергу, двигун, трансмісія, ходова частина і навісна система.

З появою газових, нафтових, бензинових і дизельних двигунів трактор отримав надійне «серце», муфти зчеплення, які давали можливість керувати потоками потужності, коробки зміни передач для забезпечення необхідної швидкості руху і тягові зусилля. Поява три-точкової задньої навісної гідравлічної системи дала можливість орати землю з необхідним захватом на потрібну глибину.

Після створення «механічного коня» (тобто трактора), людина для покращення своїх умов праці «осіддала» його.

Для оранки таке компонування трактора є достатньо зручним, але виявився й один недолік – тракторист розміщувався спиною до корпусів плуга і не мав можливостей слідкувати за якістю оранки. Ця проблема

вирішувалась за допомогою технічних засобів контролю – від дзеркал заднього виду до телевізійних установок.

В попередні історичні періоди людина йшла за корпусом і керувала ним, налягаючи на ручки плуга. При достатній фізичній силі це гарантувало якість оранки.

Оранка, що здійснюється за допомогою трактора з кількома корпусами плугів та керованим заглибленням їх у землю, все ж таки, за якістю поступається тим результатам, яких вдавалося досягнути людині за допомогою биків чи коней. Розглядаючи зорану трактором землю на великому полі нескладно помітити наявність нерівномірної оранки, пропущених ділянок, незораних невеликих заглибин, що спричинюється місцевим рельєфом та багато інших недоліків.

Водночас погіршення якості оранки виявилось недопустимим під час посіву зерна чи просапних роботах. Цілком доречно з'явилась необхідність допоміжних працівників, і, зокрема, управляючих якістю посіву. Цих функцій не міг забезпечити тракторист (а також людина, яка чіпляла сіялки і перебувала безпосередньо на сіялці). Значно гіршими виявились положення під час культивуації, поливу, внесення добрив та збору врожаю.

Людська думка була спрямована на вдосконалення класичного компонування трактора. Тому першочергово виникли спроби шляхом застосування міжосьової навіски між передніми і задніми колесами розмістити необхідне знаряддя в полі зору тракториста.

Після Першої Світової війни такі роботи особливо активно велися в Англії та Німеччині. Це призвело до створення і появи тракторів з «осиною» талією, у яких привод від розміщеного двигуна в зоні передніх, а частіше всього направляючих коліс, до розміщеної позаду трансмісії здійснювався карданним валом, вміщеним у вузьку несну трубу (це й була «осина талія» трактора). Під карданним валом і по обидва боки від нього залишався вільний простір для розміщення навісних, напів навісних, причіпних і напів причіпних машин та знарядь.

Досліди експлуатації тракторів з «осиною талією» виявили як переваги, так і недоліки даного конструктивного рішення. Великі затрати праці, пов'язані з навіскою сільськогосподарських машин та знарядь, а також неможливість використання уже існуючих машин та знарядь до тракторів класичного компонування стали головними недоліками, що «знищили» трактори з «осиними таліями».

Подальшим вдосконалення компонування тракторів, у тому числі й з описаних вище були самохідні шасі (запатентовані в Німеччині 1935 року). Винахідник цілком справедливо вирішив максимально звільнити місце для

навіски машин і знарядь у міжосьовому просторі, а також з переду трактора (фронтальна навіска). Двигун, муфта зчеплення, трансмісія і кардан у трубі були перенесені з передньої частини трактора на корму, тепер уже не потрібного кардана, під і за робочим місцем тракториста, над задніми ведучими колесами.

Аби трактор не «розвалився» була введена рама, яка з'єднувала передній міст і задній силовий блок.

Винахідник отримав підтримку від періодичних технічних журналів з тракторобудування та механізації сільського господарства, на зустрічах спеціалістів (семінарах, конференціях з'їздах тощо). Але новинка не була запатентованою. На відміну від Франції, де винахід не вимагав від автора доведень його новизни і корисності, у Німеччині на той час були дуже жорсткі вимоги до конкретних доказів винахідника. Аналогічних даних також немає і в спеціалізованих узагальнюючих виданнях інших країн – у червоній книзі США, зеленій книзі Великої Британії, в жовтій книзі Німеччини та інших агротехнічних держав [4].

Можливо, були достатньо вагомі причини того, що розробка і випуск самохідних шасі не прискорювались. З приводу такої «байдужості» до нового винаходу можна висунути дві версії.

1. Німеччина готувалася до війни. Фірми були завантажені урядовими – військовими і спеціальними замовленнями, пов'язаними з розробкою і випуском колісних, напівгусеничних і гусеничних машин для потреб Вермахта. А раніше випущених тракторів класичного компонування було цілком достатньо для ведення сільського господарства. Тим більше, у величезних об'ємах зерно та інші продукти харчування Німеччина закупила в СРСР та інших країнах Європи.

2. Не виключеною є і можливість того, що спеціалісти тракторобудування об'єктивно оцінили переваги і недоліки компонування трактора «самохідні шасі» та вирішили не продовжувати інтенсивні пошукові роботи в цьому напрямку.

У компонуванні «самохідні шасі» спеціалісти повинні були бачити те, що дана конструкція за зручністю начіпних машин і знарядь суттєво поступається трактору класичного компонування із задньою три-точковою гідравлічною навіскою. Вказаний недолік у якісь мірі був успадкований від тракторів з «осиною талією».

В матеріалах патенту немає жодного технічного рішення, що дозволяє перебороти вказаний недолік.

Наразі, не вдалося знайти доведення того, що винахідник самохідного шасі або його послідовники знали, як вирішити вказану проблему. Адже до

кінця Другої Світової війни в жодній країні не велись роботи з проектування і промислового випуску універсально-пропасних самохідних шасі. Після закінчення Другої Світової війни ситуація радикально змінилася. З'явилася гостра необхідність переходу від військової до цивільної промисловості, розвитку сільського господарства з різким збільшенням його продуктивності, механізації сільськогосподарських операцій тощо.

Особливо гостро стояла вищевказана проблема і в переможений і розрізненій Німеччині, і настільки ж радикально вона проявлялася практично у всіх Європейських країнах, СССР, США та Канаді, де не було великих сільськогосподарських фірм та об'єднань із виробництва зерна та продукції сільського господарства.

Вищевказані обставини сприяли буму в сільськогосподарському тракторобудуванні. Вивчаючи потенційний ринок і наявність (а реально – відсутність) тяглової худоби (коней, биків) традиційні і нові виробники розпочали випуск тракторів переважно малої і середньої потужності. Мінімальна потужність у ті роки становила 12-14 к. с., що забезпечувало оранку з одним корпусом плуга, а середня – 50-70 к. с., що дозволяло начіплювати від 3 до 5 корпусів.

Оскільки коней майже не було, а транспортні роботи у маломасштабних фірмах займають понад 50% всіх сільськогосподарських операцій, було організовано випуск малопотужних самохідних шасі з самохвальною вантажною платформою.

В багатьох країнах, а особливо в ФРН, були фірми, які випускали різноманітні конструкції самохідних шасі. У найбільш «вдалі» роки у ФРН самохідні шасі випускали десятки фірм, в тому числі такі відомі як «Eiser» та «Fendt». У Великій Британії самохідні шасі з хребтовою рамою випускала відома тракторна фірма «David Brown». Виробництво самохідних шасі з'явилось і в малих європейських країнах, а зокрема в Швейцарії та Чехословаччині.

Важливо зауважити, що всі виробники різними способами намагалися перебороти органічний недолік самохідного шасі, який полягав у трудоемності навіски машин та знарядь. Кожна фірма намагалася знайти свій підхід і свою «родзинку».

Німецькі виробники розміщували навісні машини фронтально перед самохідним шасі, переїздили їх навантаженими передніми направляючими колесами, а щоб не пошкодити машину або знаряддя в момент переїзду, застосовували або місцеві підсилювачі, або запобіжні місткоподібні направляючі для шин передніх коліс.

У швейцарському шасі передбачали залишати навіску в спеціальному приміщенні (ангарі) із заглибиною в підлозі, де має лежати навісне обладнання. Після проїзду над машиною або обладнанням воно навішувалось на три-точкову навісну гідравлічну систему, розміщену за переднім мостом, тобто отримували міжосьову навіску над рамою.

Оригінальний двопозиційний пристрій для навіски було реалізовано на шасі 2D фірми «David Brown» (Велика Британія). Кожну машину або знаряддя виконували у вигляді двох складових елементів, кожен з яких (лівий і правий) навішувалися на поворотний пристрій з три-точковою навісною системою гідравлічного типу. Після навіски елементи, неначе крила метелика, відводились назад під хребтову раму, після чого фіксувалися болтовими з'єднаннями одне з одним, створюючи монолітну конструкцію, що висіла на сумісно керованих гідравлікою три-точкових навісних системах. Таким чином здійснювалась міжосьова навіска.

Пізніше, після освоєння випуску в НДР у м. Шенебек самохідних шасі RS-122, RS-124, навісні машини і знаряддя заковувались збоку на відкидних транспортних колесах під однозбірну раму, до якої вони кріпилися.

Всі, без винятку, описані способи навіски були недосконалими. Це розуміли спеціалісти тракторобудування, які на багаточисленних післявоєнних міждержавних зустрічах і в друкованих виданнях неодноразово обговорювали перспективи виробництва самохідних шасі і схилялись до однієї думки, що самохідні шасі, за умов відсторонення вагомого недоліку у вигляді складності міжосьової навіски, мають реальні можливості витіснити трактори класичного компонування.

У якості компромісу пропонувалась передня (фронтальна) навіска на три-точковий гідравлічний навісний пристрій (а потім - так звана «трикутна»), яка показала свої переваги при виконанні робіт з волокушами, підйомниками, вантажниками тощо. Але все одно при відносно малій трудоемності була не достатньо зручною у візуальному і силовому плані, зокрема для культиваторів, оприскувачів, бурячних підйомників, гербіцидно-аміачних машин та збиральних платформ.

Неодноразово відбувалися спроби механізувати навіску машин та знарядь у міжосьовому просторі, але суттєвих досягнень іноземні винахідники так і не досягли. І, не зважаючи на інші переваги самохідних шасі, тракторобудівні фірми в 1950-х і на початку 1960-х років почали згортати їх виробництво.

Деякі крупні фірми ФРН, такі як «Eicer» та «Fendt» деякий час зберігали невеликі об'єми виробництва самохідних шасі. Водночас вони теж

відмовилися від ідеї позбутися для універсально-просапних тракторів від випуску машин у класичному компонованні трактора.

Зовсім інакше склалася доля випуску самохідних шасі в СРСР [3]. З об'єктивних і суб'єктивних причин з випуском самохідних шасі у порівнянні з європейськими фірмами СРСР запізнився приблизно на 10 років. Однак з 1956 року держава інтенсивно нарощувала їх випуск. А головним є те, що винахідники сконструювали самохідне шасі з високоєфективною системою навіски в міжосьовий простір.

На той період були розроблені ще дві альтернативних системи навіски обладнання на самохідне шасі. Але, на жаль, вони так і не були реалізовані на практиці, оскільки в умовах гострого дефіциту серійно випускаючих самохідних шасі (замовлення майже в 5 разів перевищували реальні виробничі можливості заводу виробника) не було гострої потреби в переході на принципово нові і більш трудомікі у виробництві конструкції.

**Висновки.** Отже, серед основних характеристик, які зумовлюють переваги самохідного шасі над трактором класичної компоновки є: можливість агрегуватися з більшою кількістю обладнання (більш ніж 60); краща маневреність, прохідність; кращі тягово-зчіплені якості. А головне, що самохідне шасі потребують менших затрат енергії на одиницю продукції, ніж трактор класичної компоновки.

Загалом, шлях розвитку самохідних шасі як альтернативи універсальним просапним тракторам виявився тернистим і складним. Наразі багато країн відмовилися від конструювання та виготовлення даної техніки.

Однак, на наш погляд, самохідні шасі ще не продемонстрували повною мірою свої переваги і їх використання – справа майбутнього.

**Список літератури:** 1. *Гуревич А.Н.* Краткая история отечественного тракторостроения. – Сталинград: «Государственное издательство оборонной промышленности», 1954. – 215с. 2. Очерк истории Харьковского тракторного завода им. С. Орджоникидзе 1931 – 1961 гг// Под ред. *Киян Э.А.* – Х., «Харьковское книжное издательство», 1962. – 299с. 3. *Тренков И.И.* Развитие советской тракторной техники - М.: «Оборониздат», 1953. – 263с. 4. *Michael Williams* Traktory Swiata, - Lincoln «Parragon books LTD». – 2007. – 320 с.

*Поступила в редколлегию 02.05.2011*

*А.А. ЛАРИН*, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»;  
*Ю.Л. ТАРСИС*, канд. техн. наук, профессор, НТУ «ХПИ»

## **ИСТОРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРУТИЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ**

У статті надано історичний аналіз методів визначення жорсткостей колінчатих валів. Ця характеристика, що необхідна для розрахунків крутильних коливань колінчатого вала й трансмісії, визначається методом скінчених елементів у тривимірній постановці й порівнюється з даними емпіричних методів, що традиційно використовуються.

This paper deals with historical analysis of methods of determination torsions stiffness of crankshafts. This feature is determined by the finite elements method in the three-dimensional problem statement. It is needed for the calculations of torsion vibrations of crankshaft and transmission. The results are compared with traditional empirical methods.

Задача о крутильных колебаниях валопроводов силовых установок была одной из первых задач теории колебаний. Она сыграла заметную роль в развитии теории колебаний дискретных систем. Это обусловлено тем, что на протяжении десятков лет именно крутильные колебания валопроводов определяли прочность и надежность двигателей внутреннего сгорания (ДВС) – основного источника энергии в XX столетии. Для решения этой задачи были разработаны многие методы, применявшиеся в теории колебаний, и в них были обнаружены новые колебательные явления, что во многом продвинуло развитие этой сравнительно молодой отрасли механики. Традиционно для расчетов крутильных колебаний валопровод приводится к системе цепной структуры, т.е. рассматривается дискретная модель, состоящая из абсолютно твердых дисков с осевыми моментами инерции, соединенных невесомыми упругими валами, имеющими крутильную жесткость [1, с. 91]. При этом дифференциальные уравнения колебаний легко записываются в прямой форме без применения аппарата аналитической механики. Основной же трудностью решения задачи является определение инерционных и упругих характеристик при построении механической модели колебаний. Более подробно с историей развития задачи о крутильных колебаниях дискретных систем можно ознакомиться в работе [1].

Появление в 1920-е гг. быстроходных двигателей с длинными и податливыми коленчатыми валами привело к возникновению в них резонансов крутильных колебаний, при которых деформировались не только элементы трансмиссии, но и сами коленчатые валы. Необходимость расчетов крутильных колебаний, при которых вал двигателя уже нельзя было рассматривать абсолютно жестким, потребовало умения определять крутильные жесткости его участков, в том числе и расчетным способом.

На протяжении десятков лет решение этой задачи основывалось на применении эмпирических формул, полученных как ведущими моторостроительными фирмами, так и отдельными авторами. Все это время определить достоверность той или иной формулы можно было только путем сравнения результатов с экспериментальными данными.

Однако с появлением и широким распространением метода конечных элементов (МКЭ) во второй половине прошлого века появилась возможность определять крутильную жесткость участка коленчатого вала расчетным путем с высокой степенью точности. Данная статья посвящается анализу различных эмпирических формул и их сравнению с точными результатами, полученными в работе [2] с помощью МКЭ.

Задача определения жесткости на кручение одного колена вала была решена С. П. Тимошенко в 1922 г. [3, с. 156–158]. При этом Степан Прокофьевич рассматривает два случая:

- 1) зазоры в подшипниках таковы, что возможны свободные перемещения поперечных сечений коренных шеек, вызванные изгибом шеек;
- 2) закрепление в подшипниках полное, зазоры отсутствуют.

При расчете податливости колена суммируются податливости от кручения коренных и шатунной шеек, а также от изгиба шеек. Вслед за Тимошенко целый ряд авторов предложил свои эмпирические формулы для решения рассматриваемой задачи. Среди них Картер, Гейгер, Зеельман, Засс и др. До 1933 г. все исследователи полагали, что кручение вала создается крутящим моментом, приложенным к коренным шейкам по концам вала. Это так называемое кручение I рода. Следует отметить, что обычное испытание на скручивание дает для валов с четырьмя и более коленами достаточно точные величины собственных частот для нижней части диапазона [4, с. 51–52]. Это можно объяснить тем, что коленчатый вал на этих частотах мало деформируется, и часто его вообще можно заменять одной массой. В 1933 г. профессор Р. Граммель высказал мнение, что указанный способ не соответствует действительности и дает неверные результаты. Основное закручивание, по его мнению, вызывается тангенциальными (перпендикулярными оси кривошипа) силами, действующими на шатунные шейки и соответствующими реакциями в коренных опорах. Этот случай носит название кручения II рода.

В 1936 г. Р. Граммель, К. Клоттер и К. Ф. Занден в работе «Упругие деформации коленчатых валов при крутильных колебаниях» (Die elastischen Verformungen von Kurbelwellen bei Torsionsschwingungen. Ing.-Arch. 7 (1936), с. 439) предложили новый способ определения жесткости участка коленчатого вала [5, с. 506]. Хотя метод поражал своей сложностью, результаты, полученные данными авторами, сильно расходились с экспериментами [4, с. 52].

В СССР пионерами в исследовании крутильных колебаний установок с ДВС стали специалисты Коломенского машиностроительного завода им.

В. В. Куйбышева и Всесоюзного теплотехнического института (ВТИ) им. Ф. Э. Дзержинского. Сотрудниками Коломенского завода Н. М. Урванцевым и В. П. Терских были не только разработаны методы расчетов крутильных колебаний валопроводов ДВС [6, 7, 8], но и предложены формулы для определения крутильных жесткостей коленчатых валов [9, 10].

В 1930-е гг. сотрудником Лаборатории ДВС ВТИ С. С. Зиманенко под руководством начальника группы крутильных колебаний В. К. Житомирского были проведены опыты по изучению податливости различных элементов валов. Были исследованы 47 образцов и получены данные для расчета податливости в разных случаях. Среди них 15 ступенчатых переходов, 10 конических с различным соотношением длины и диаметра, 8 образцов со шпоночными канавками и 14 видов посадок. Скручивание производилось в крутильной машине конструкции инженера К. Т. Шаталова [11].

В последующие годы С. С. Зиманенко вывел свою формулу для определения крутильных жесткостей коленчатых валов [4]. Он разбил существовавшие до этого формулы на группы:

1) трехчленные формулы, в основу которых положено кручение I рода. Среди них формулы Картера, Тимошенко для подшипников с зазорами, Кер-Вильсона, Гейгера, Зеельмана и фирмы «Зульцер»;

2) формулы, основанные также на кручении I рода, но с включением ряда сложных поправок и ряда дополнительных членов. Это формулы Засса, Тимошенко (для подшипников без зазоров), Константа, Нормана и Стинсона;

3) смешанные формулы с учетом кручения I и II рода. Среди них формулы Таплина и Фёппля – Гейгера;

4) чисто эмпирические формулы, пригодные только для прикидочных расчетов, например, формула Гельда.

Формулы Засса, Гейгера, Зеельмана и фирмы «Зульцер» непригодны для быстроходных двигателей. Формулы Тимошенко, Нормана и Стинсона, Константа и Таплина также годятся только для ограниченного класса двигателей. Для быстроходных двигателей предназначены формулы Картера, Кер-Вильсона, Фёппля – Гейгера и Тимошенко для подшипников с зазорами, которая, правда, дает завышенный результат.

С. С. Зиманенко провел экспериментальные исследования для коленчатых валов дизелей автомобилей грузоподъемностью 3–5 т. Сравнение различных подходов показало, что вполне приемлемы простые трехчленные формулы первой группы. Наиболее простой и точной из них является формула Картера. Однако использованные при ее получении экспериментальные материалы к 1940-м гг. устарели. Дело в том, что к тому времени изменилась форма колена вала. Новые усиленные валы имели значительное перекрытие шатунной и коренной шеек, см. рис. 1. Этим вносится поправка в сторону уменьшения деформации вала, определяемой

традиционными способами сопротивления материалов. Теоретический учет этого влияния очень труден, а точнее, просто невозможен.

С. С. Зиманенко в работе [4] высказал требования, которым должна удовлетворять формула жесткости участка коленчатого вала на кручение:

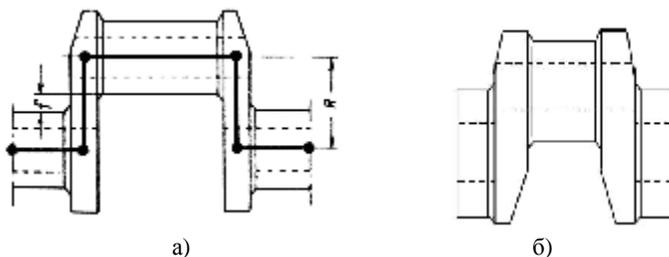
1) она должна основываться на теории кручения I рода и содержать три основных члена, соответствующих кручению коренной и шатунной шеек, а также изгибу щек;

2) должна содержать элементы, соответствующие увеличению податливости вала вследствие влияния переходов при сопряжении щек и шеек;

3) построение формулы должно обеспечивать учет перекрытия шеек, характерный для современных валов;

4) обеспечивать минимальное число действий;

5) формула должна быть надежной, но в то же время универсальной.



а – старого типа, б – современного.

Рисунок 1 – Схема колена вала

С. С. Зиманенко проводил подбор формулы путем последовательных приближений. Вначале он нашел среди 31 формулы такую, которая дает наилучшие результаты для девяти валов, испытывавшихся в Автотранспортном институте (НАТИ). Затем были исследованы еще 15 валов Картера (по пять судовых, автомобильных и авиационных), четыре вала Таплина для больших дизелей и два авиационных вала, разработанных в Центральном институте авиационного моторостроения.

Формула, полученная Зиманенко, также трехчленная. Для валов старых типов она давала результаты, близкие к формуле Картера. Однако для валов новых конструкций результаты Зиманенко ближе к опытным данным и сильно отличаются от результатов Картера. И. М. Бабаков указывает, что формула Картера применяется для коленчатых валов авиационных двигателей, а формула Зиманенко для двигателей стационарных [12, с. 219].

В настоящее время появилась возможность проверить достоверность приводимых здесь формул не только экспериментальным, но и расчетным путем. С этой целью полученные с помощью различных формул

податливости (величина обратная жесткости) сравнивались с податливостями, полученными методом конечных элементов (МКЭ). Сравнение проводилось для коленчатых валов двух дизелей – MTU, предназначенного для промышленного трактора и дизеля Д80, спроектированного на Харьковском заводе транспортного машиностроения имени В. А. Малышева. Расчетные схемы разбивки колен на конечные элементы приведены на рис. 2 и 3 [2]. Сравнение этих результатов с данными, полученными с помощью наиболее употребительных эмпирических формул, приведено в таблице 1.

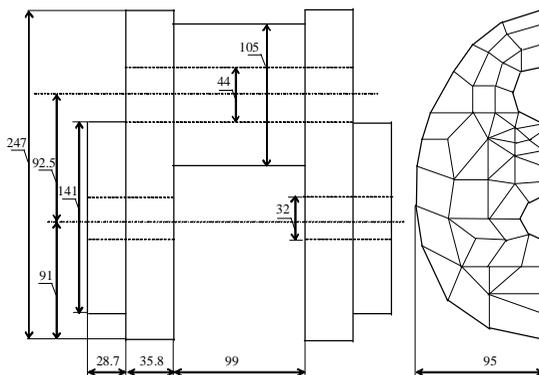


Рисунок 2 – Модель колена вала дизеля MTU

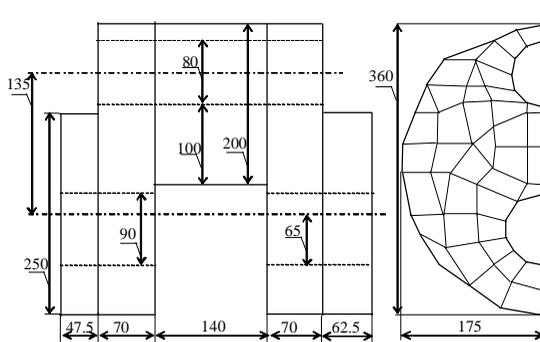


Рисунок 3 – Модель колена вала дизеля Д80

На наш взгляд, представляет интерес не только сравнение конкретных результатов, но и вклад отдельных конструктивных параметров модели в податливость колена. С этой целью был проведен анализ вклада этих параметров при варьировании их в пределах  $\pm 10\%$  от номинальных значений. Предварительные расчетные исследования показали, что некоторые из параметров не оказывают сколько-нибудь значительного влияния на окончательные результаты (к ним относятся радиусы галтелей,

диаметры внутренних отверстий в коренной и шатунной шейках). Кроме того, по вполне понятным соображениям не приводятся данные варьирования радиуса кривошипа. В табл. 2 и 3 приведены результаты влияния варьирования следующих параметров, которые вносят в той или иной мере существенный вклад в окончательный результат:  $l_1$  – длина коренной шейки;  $l_2$  – длина шатунной шейки;  $d_1$  – наружный диаметр коренной шейки;  $d_2$  – наружный диаметр шатунной шейки;  $h$  – толщина щеки;  $b$  – ширина щеки.

Таблица 1 – Результаты расчетов крутильной податливости различных методов (в скобках указана погрешность метода по отношению к МКЭ)

Формула (метод)	MTU $e \cdot 10^9$ , рад/Нм	Д80 $e \cdot 10^{10}$ , рад/Нм
1. Тимошенко ( $m=0$ )	2,296 (3,4 %)	3,723 (1,4 %)
2. Тимошенко ( $m=1$ )	1,991 (10,3 %)	3,323 (9,5 %)
3. Зиманенко	2,414 (8,7 %)	4,077 (11,0 %)
4. Картер	2,084 (6,1 %)	3,317 (9,7 %)
5. Урванцев	2,646 (19,2 %)	5,050 (37,5 %)
6. В.И.С.Е.Р.А.	2,262 (1,9 %)	3,424 (6,8 %)
МКЭ	2,220	3,673

Таблица 2 – Относительный вклад конструкционных параметров колена вала в результат расчета крутильной податливости при использовании различных методов для дизеля MTU (в %)

Параметры	1	2	3	4	5	6	МКЭ
$l_1$	1,6	1,9	0,1	1,8	1,4	1,7	1,9
$l_2$	9,4	10,4	7,1	7,8	8,2	9,5	11,2
$d_1$	10,7	12,3	6,3	11,3	2,0	20,7	15,4
$d_2$	54,5	41,8	54,4	33,9	27,5	42,6	52,1
$h$	1,1	6,6	3,8	8,8	10,6	4,5	2,3
$b$	15,5	17,3	11,3	29,6	32,3	13,8	9,6

Проектирование нового двигателя требует проведения динамических расчетов, для чего необходимо определить многие параметры коленчатого вала, в том числе и крутильную жесткость его участков. При этом

конфигурация самого вала еще окончательно не известна. В этом случае для проведения расчета можно применить достаточно простые эмпирические формулы, которые могут быть заложены в систему автоматизированного проектирования двигателей. Поэтому кажущиеся нам примитивными эмпирические формулы не утратили своего значения и в наш век мощных компьютеров и точных численных методов. Однако после ряда предварительных расчетных оценок необходимо уточнить окончательные результаты современными расчетами, например, на основе метода конечных элементов.

Таблица 3 – Относительный вклад конструкционных параметров колена вала в результат расчета крутильной податливости при использовании различных методов для дизеля Д80 (в %)

Параметры	1	2	3	4	5	6	МКЭ
$l_1$	2,5	2,8	0,3	2,8	1,9	2,6	2,8
$l_2$	7,8	8,2	5,7	6,6	5,8	8,1	8,0
$d_1$	44,3	18,9	11,7	18,1	4,0	28,6	8,7
$d_2$	49,3	38,8	52,9	28,6	13,0	38,5	61,1
$h$	0,2	3,8	1,0	8,0	12,5	3,7	4,7
$b$	14,7	15,8	6,8	28,5	38,4	11,3	6,8

**Список литературы:** 1. *Ларин А.А.* Развитие методов расчета крутильных колебаний в Харьковском политехническом институте с 1930 по 1970 годы / *А.А. Ларин* // Вестник НТУ «ХПИ» Динамика и прочность машин. – 2007. – Вып. 22. – С. 90–98 2. *Соболь В.Н.* Определение крутильной податливости колена коленчатого вала методом конечных элементов / *В.Н. Соболь, Ю.Л. Тарсис* // Вестник НТУ «ХПИ» Динамика и прочность машин. - 2009. - Вып. 42. С. 151–156 3. *Тимошенко С.П.* Теория колебаний в инженерном деле / *С.П. Тимошенко*. – М.: ОНТИ. – 1934. – 344 с. 4. *Зиманенко С.С.* Новое исследование крутильной жесткости коленчатых валов / *С.С. Зиманенко* // Вестник инженеров и техников. – 1946. – № 2. – С. 51–58 5. *Бицено К.* Техническая динамика. Т II. – М.–Л.: Гостехиздат / *К. Бицено, Р. Граммель*. – М.–Л.: Гостехтеориздат. – 1952. – 636 с. 6. *Урванцев Н.М.* Критические числа оборотов в дизельных установках / *Н.М. Урванцев*. – М.–Л.: Гос. Науч.-техн. изд-во. – 1931. – 56 с. 7. *Терских В.П.* К расчету крутильных колебаний / *В.П. Терских* // Вестник инженеров и техников. – 1930. – № 12. – С. 429–433 8. *Терских В.П.* К расчету крутильных колебаний / *В.П. Терских* // Вестник инженеров и техников. - 1931. - № 7. – С. 306–312 9. *Терских В.П.* Крутильные колебания валопроводов силовых установок. Т.1. Элементы системы и возмущающие моменты / *В.П. Терских*. – Л.: Судостроение. – 1969. – 206 с. 10. Дизели. Справочник. [*Б.П. Байков, В.А. Ваншейдт, И.П. Воронов* и др.] – Л.: Машиностроение. - 1977. – 479 с. 11. *Зиманенко С.С.* Новые исследования податливости элементов вала / *С.С. Зиманенко* // Двигателестроение. – 1936. – № 1. – С. 6–15 12. *Бабаков И.М.* Теория колебаний / *И.М. Бабаков*. – М.: Наука. – 1968. – 560 с.

Поступила в редколлегию 02.05.2011

## СОДЕРЖАНИЕ

### АВТОМОБИЛИ ТА ТРАКТОРИ

1	<b>БОНДАРЕНКО А.І.</b> АНАЛІЗ СПОСОБІВ МОДУЛЯЦІЇ ТИСКУ В АНТИБЛОКУВАЛЬНИХ СИСТЕМАХ З КЕРОВАНОЮ ПУЛЬСАЦІЄЮ	3
2	<b>БУРЯКОВСКИЙ С.Г., ЯЛОВИЧ И.В., ТКАЧЕВ О.Ю.</b> ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И ПРОВЕДЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ НА БАЗЕ ЗАЗ -1102	9
3	<b>ВЕЛИКОДНЫЙ В.М., МАМОНТОВ А.Г.</b> ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛАВНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА С ПРИЦЕПОМ ПО ГРУНТОВОЙ ДОРОГЕ	14
4	<b>КЛЕЦ Д.М.</b> ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА ПРОДОЛЬНОГО НАКЛОНА АВТОМОБИЛЯ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ	24
5	<b>РЕБРОВ А.Ю., КУЧКОВ В.В.</b> СТАТИСТИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ О СОВРЕМЕННЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРАХ МИРОВЫХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ	30
6	<b>САМОРОДОВ В.Б., ДЕРКАЧ О.И., КОЛОДЯЖНЫЙ А.В.</b> РАЗРАБОТКА БЕССТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА КЛАССА 1,4 КЛАССИЧЕСКОЙ КОМПОНОВКИ	38
7	<b>САМОРОДОВ В.Б., УДОД И.В., ДЕРКАЧ О.И.</b> БЕССТУПЕНЧАТАЯ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКАЯ ДВУХПОТОЧНАЯ ТРАНСМИССИЯ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА	45
8	<b>СЕРГИЕНКО Н.Е., СЕРГИЕНКО А.Н., ЛЮБАРСКИЙ Б.Г, КИШКАР Н.А.</b> ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ С ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО-ПАРАЛЛЕЛЬНЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С СИНХРОННЫМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕМ С ПОСТОЯННЫМИ МАГНИТАМИ	51
9	<b>ТВЕРДОХЛЕБ Е.В., АВРУНИН Г.А.</b> АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ РЕГУЛЯТОРОВ ИЗМЕНЕНИЯ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА ГИДРОМАШИН	55
10	<b>ШЕВЦОВ В.М., АВРУНИН Г.А.</b> ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН	59

## ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

- 11 **ДЕМИДОВ А.В., ЛЮБАРСКИЙ Б.Г.** 64  
ПЕРСПЕКТИВНАЯ СИСТЕМА ПИТАНИЯ  
ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ ТЕПЛОВОЗА
- 12 **МАКАРЕНКО Ю.В., БАЛЕВ В.Н., МАСЛИЕВ В.Г.** 69  
РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМЫ  
ПНЕВМАТИЧЕСКОГО РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ  
ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С МИКРОПРОЦЕССОРНЫМ  
УПРАВЛЕНИЕМ
- 13 **ОМЕЛЬЯНЕНКО В.И., КАЛЮЖНЫЙ Н.Н., БОНДАРЕНКО  
В.Е., ОВЕРЬЯНОВА Л.В.** 75  
МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ «ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОЙ  
СОСТАВ–ТЯГОВАЯ СЕТЬ» И ВЛИЯНИЕ НА ПРОЦЕССЫ  
УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ СУБЪЕКТИВНЫХ  
ФАКТОРОВ
- 14 **ОМЕЛЬЯНЕНКО В.И., ЛЮБАРСКИЙ Б.Г., ЯКУНИН Д.И.,  
ЕРИЦЯН Б.Х.** 84  
КОНЦЕПТУАЛЬНЫЙ ПРОЕКТ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ  
СИСТЕМЫ ПРИВОДА С ЛИНЕЙНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ ДЛЯ  
НАКЛОНА КУЗОВОВ
- 15 **РЕДЧЕНКО Е.С.** 90  
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ И РАСПРЕДЕЛЕНИЯ  
ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СИЛЫ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ  
ПОЕЗДОВ С НАКЛОНЯЕМЫМИ КУЗОВАМИ НА КАТКОВОМ  
СТЕНДЕ
- ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ
- 16 **АЛЕКСАНДРОВА Т.Є., ЛАЗАРЕНКО А.О.** 96  
ОСНОВНІ НАПРЯМКИ СТВОРЕННЯ ВИСОКОТОЧНОГО  
СТАБІЛІЗАТОРА ОСНОВНОГО ОЗБРОЕННЯ ТАНКА
- 17 **ВОЛОНЦЕВИЧ Д.О., ВЕРЕТЕННИКОВ Е.А.** 102  
МЕТОДИКА КОМПЛЕКСНОЙ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧНОСТИ  
ВОЕННЫХ ГУСЕНИЧНЫХ И КОЛЕСНЫХ МАШИН НА  
ЭТАПЕ СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО СИНТЕЗА ИХ  
ТРАНСМИССИЙ
- 18 **ДУЩЕНКО В.В., ГРУНЁВ С.Г.** 106  
ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ  
ХАРАКТЕРИСТИКАМИ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ  
КОЛЁСНОЙ МАШИНЫ

### ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

- 19 **МАРЧЕНКО А.П., КОРИТЧЕНКО К.В., ЗАМАНА В.М., СУКАЧОВ І.І., КІСТЕРНИЙ Ю.І.** 112  
МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ХОЛОДНОГО ПУСКУ  
ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ЗІ ЗБУДЖЕНИМ ПОВІТРЯНИМ  
ЗАРЯДОМ
- 20 **ПАРСАДАНОВ І.В., ГАЛКІН С.Г.** 120  
ОЦІНКА ТА УДОСКОНАЛЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПАЛИВНОЇ  
ЕКОНОМІЧНОСТІ ДИЗЕЛЯ ДЛЯ ПРИВОДА ГЕНЕРАТОРА  
НАЗЕМНОЇ ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ
- 21 **ПОЙДА А.Н., СИВЫХ Д.Г., КАРСЕКИН Р.Н.** 125  
ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ  
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ УЗЛОВ СИСТЕМЫ  
НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ВПРЫСКИВАНИЯ БЕНЗИНА  
АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

### ІСТОРІЯ НАУКИ ТА ТЕХНІКИ

- 22 **ЕПИФАНОВ В.В., ПИСАРСКАЯ Н.В.** 130  
ОРГАНІЗАТОР ПРОМЬШЛЕННОСТІ УКРАЇНИ  
(К 100-ЛЕТІЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ Н.А. СОБОЛЯ)
- 23 **КРИВОКОНЬ О.Г.** 133  
СВІТОВИЙ РОЗВИТОК САМОХОДНИХ ШАСІ ЯК  
АЛЬТЕРНАТИВИ ТРАКТОРАМ КЛАСИЧНОЇ КОМПОНОВКИ
- 24 **ЛАРИН А.А., ТАРСИС Ю.Л.** 141  
ИСТОРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ  
КРУТИЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ



НАУКОВЕ ВИДАННЯ  
ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ  
"ХПІ"

*Збірник наукових праць  
Тематичний випуск  
Транспортне машинобудування  
Випуск 18*

Науковий редактор к.т.н. Спіфанов В.В.  
Технічний редактор к.т.н. Бондаренко А.І.  
Відповідальний за випуск к.т.н. Обухова І.Б.

Обл. вид. № 83 – 11

Підп. до друку 11.06.2011 р. Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.  
Друк-ризографія. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 9.  
Наклад 100 прим. 1-й завод 1-100.  
Зам. № 103. Ціна договірна

---

Видавничий центр НТУ "ХПІ".  
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 3657 від 24.12.2009 р.  
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

---

Віддруковано в типографії ФОП Федорко М.Ю. Харків, вул. Сумська, 4, оф.135.  
Свідоцтво про державну реєстрацію ХК №164 від 20.12.2005 р.