МІНІСТЕРСТВО ОСВІТІ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Серія: Автомобіле- та тракторобудування

№ 60 (966) 2012

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2012

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2012. – № 60 (966). – 135 с.

Державне видання
Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України
КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Збірник виходить українською та російською мовами.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., № 1 – 05/4 (Бюлетень ВАК України, № 6, 2010 р., с. 3, № 20).

Координаційна рада:
Л. Л. Товажнянський, д-р техн. наук, проф. (**голова**);
К. О. Горбунов, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);
А. П. Марченко, д-р техн. наук, проф.; Є. І. Сокол, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;
Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;
Ф. Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.; М. Д. Годлевський, д-р техн. наук, проф.;
А. І. Грабченко, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;
В. Д. Дмитриєнко, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.;
В. В. Єпіфанов, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;
П. О. Качанов, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Клепіков, д-р техн. наук, проф.;
С. І. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.; В. М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;
В. І. Кравченко, д-р техн. наук, проф.; Г. В. Лісачук, д-р техн. наук, проф.;
О. К. Морачковський, д-р техн. наук, проф.; В. І. Ніколаєнко, канд. іст. наук, проф.; П. Г. Перерва, д-р екон. наук, проф.; В. А. Пуляєв, д-р техн. наук, проф.;
М. І. Рищенко, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;
Г. М. Сучков, д-р техн. наук, проф.; Ю. В. Тимофієв, д-р техн. наук, проф.;
М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:
Відповідальний редактор: В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.
Відповідальний секретар: С. Г. Селевич, канд. техн. наук, доц.
Члени редколегії: Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; В. П. Волков, д-р техн. наук, проф.; Д. О. Волонцевич, д-р техн. наук, проф.; О. В. Григоров, д-р техн. наук, проф.; Б. І. Кальченко, д-р техн. наук, проф.; А. Т. Лебедєв, д-р техн. наук, проф.;
В. І. Омельяненко, д-р техн. наук, проф.; В. П. Писарєв, д-р техн. наук, проф.;
М. А. Подригало, д-р техн. наук, проф.; А. М. Пойда, д-р техн. наук, проф.;
В. П. Сахно, д-р техн. наук, проф.; А. П. Солтус, д-р техн. наук, проф.

З номеру 42’2012 Вісник НТУ «ХПІ» має власну подвійну нумерацію: № 42 (948).

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».
Протокол № 9 від 23 листопада 2012 р.

© Національний технічний університет «ХПІ», 2012

УДК 621.83.062.1

В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;
С. А. ШУБА, ст. преп. НТУ «ХПИ»;
О. И. ДЕРКАЧ, ст. преп. НТУ «ХПИ»;
И. В. ЯЛОВОЛ, асс. НТУ «ХПИ»;
Е. А. РЯБИЧЕНКО, асс. НТУ «ХПИ»

БЕССТУПЕНЧАТАЯ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКАЯ ТРАНСМИССИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА КЛАССИЧЕСКОЙ КОМПОНОВКИ

Выполнено расчетно-теоретическое обоснование оригинальной бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии для применения в колесном сельскохозяйственном тракторе классической компоновки. Определены основные характеристики трактора с бесступенчатой ГОМТ при движении на первом тяговом и втором транспортном скоростных диапазонах при реализации полной мощности двигателя.

Ключевые слова: трактор, бесступенчатая трансмиссия, гидроагрегаты, скоростной диапазон.

Введение. Мировой рынок тракторов с каждым годом увеличивает продажи тракторов, оснащенных бесступенчатыми трансмиссиями. Подавляющее число тракторов с бесступенчатыми трансмиссиями оснащены двухпоточными гидрообъемно-механическими трансмиссиями (ГОМТ), основными преимуществами которых являются простота конструкции, высокая эргономичность, удобство управления, возможность выбора оптимальной скорости трактора и режима работы двигателя.

В Украине, впервые на постсоветском пространстве, готовится выпуск отечественного образца трактора с бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссией.

Анализ последних достижений и публикаций. Фундаментальные основы моделирования работы бесступенчатых ГОМТ представлены в работах [1-4]. Критический обзор работ в этом направлении дан в статье [5], где также рассмотрены и проанализированы особенности схем и конструкций ГОМТ существующих западных образцов. В работе [6] предложен системный поэтапный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий, расчетно-теоретическая технология трансформации первоначальной кинематической схемы ГОМТ в 2-D и 3-D эскизные проекты трансмиссии и техническую документацию для их изготовления.

Большое количество работ посвящено разработке конкретных схем бесступенчатых трансмиссий, вопросам создания их математических моделей, анализу результатов моделирования работы тракторов, оснащенных такими трансмиссиями. Основными из них являются работы [6-9].

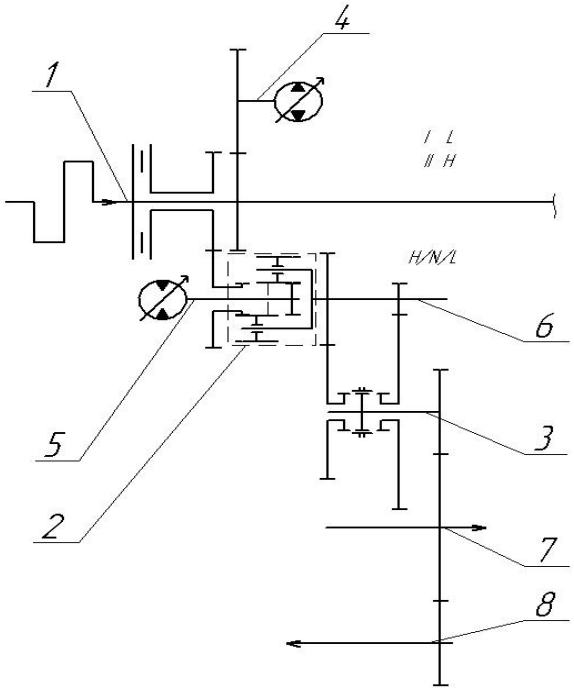
Цель и постановка задачи. Целью данной работы является расчетно-теоретическое обоснование оригинальной бесступенчатой ГОМТ для применения в колесном сельскохозяйственном тракторе классической компоновки путем определения основных выходных параметров трансмиссии при реализации полной эксплуатационной мощности двигателя.

Описание и обоснование выбранной конструкции. ГОМТ устанавливается в составе силового блока с двигателем на сельскохозяйственный колесный трактор

© В. Б. Самородов, С. А. Шуба, О. И. Деркач, И. В. Яловол, Е. А. Рябиченко, 2012

классической компоновки. Опытный образец ГОМТ будет установлен на трактор МТЗ-3022 (масса 12-16 т), оснащенный дизельным двигателем BF06M1013FC (DEUTZ) мощностью 303 л.с. (223 кВт) [10].

На основании расчетно-теоретического анализа [6] из альтернативных вариантов кинематических схем была выбрана оптимальная [11] для тракторов с мощностью двигателя в диапазоне 300-350 л.с. схема бесступенчатой ГОМТ с дифференциалом на выходе и двумя управляемыми гидроагрегатами. Кинематическая схема трансмиссии представлена на рис. 1.



1 – первичный вал;
2 – планетарный механизм;
3 – вал механизма выбора диапазонов;
4 – вал привода гидронасоса;
5 – вал привода гидромотора;
6 – промежуточный вал;
7 – вал привода заднего моста;
8 – вал привода переднего моста

Рисунок 1 – Кинематическая схема трансмиссии с дифференциалом на выходе из ГОП и двумя управляемыми гидроагрегатами

ГОМТ обеспечивает работу трактора на двух скоростных диапазонах – со скоростями от 0 до 20,8 км/ч на первом тяговом диапазоне и со скоростями от 0 до 60 км/ч на втором транспортном диапазоне, при этом обеспечивается бесступенчатое изменение скорости внутри каждого из них. Движение трактора задним ходом осуществляется регулированием наклонного блока гидромотора при максимальной подаче регулируемого гидронасоса, что не требует применения в конструкции дополнительных механических передач. Всей совокупности режимов работы трактора удовлетворяют гидроагрегаты фирмы «SAUER-DANFOSS» (регулируемый гидронасос типа H1P 165 объемом 165 см^3 и регулируемый гидромотор типа 51V 250 объемом 250 см^3)

На рис. 2-3 представлены результаты расчетов динамического фактора D, КПД трансмиссии $\eta_{ТР}$, крюковой нагрузки $P_{КР}$, буксования переднего $\delta_{ПМ}$ и заднего $\delta_{ЗМ}$ мостов, а также перепада давления ΔP в магистралях высокого давления гидрообъемной передачи при работе трактора с представленной ГОМТ с полной массой 16 т (с учетом балластирования) при движении с действительной скоростью $V_Д$ с полной загрузкой двигателя $N_Д$. Угловая скорость коленчатого вала двигателя 220 рад/с (2100 об/мин).

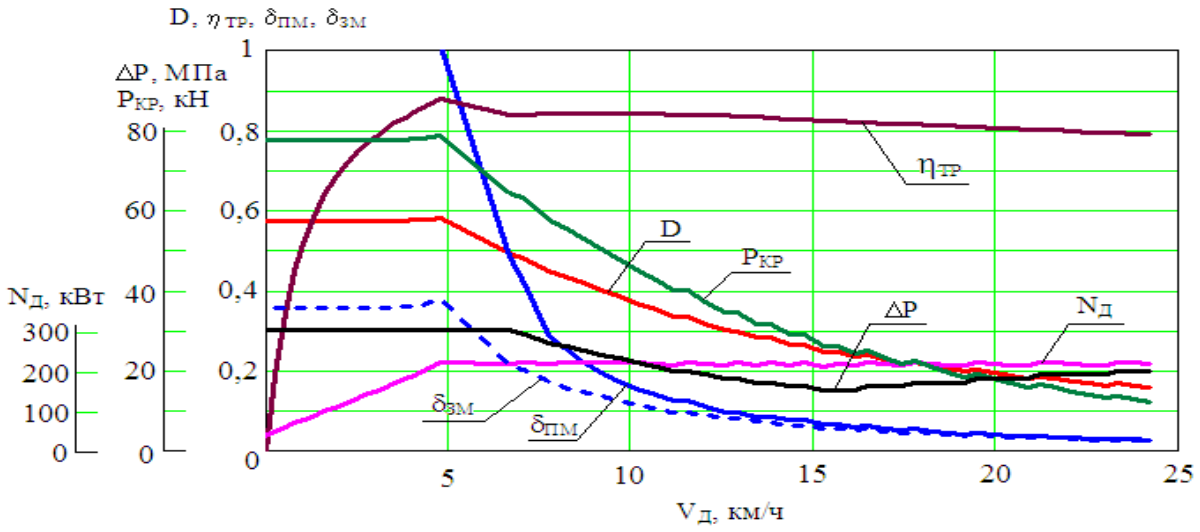


Рисунок 2 – Основные характеристики трактора с бесступенчатой ГОМТ при движении на первом тяговом скоростном диапазоне

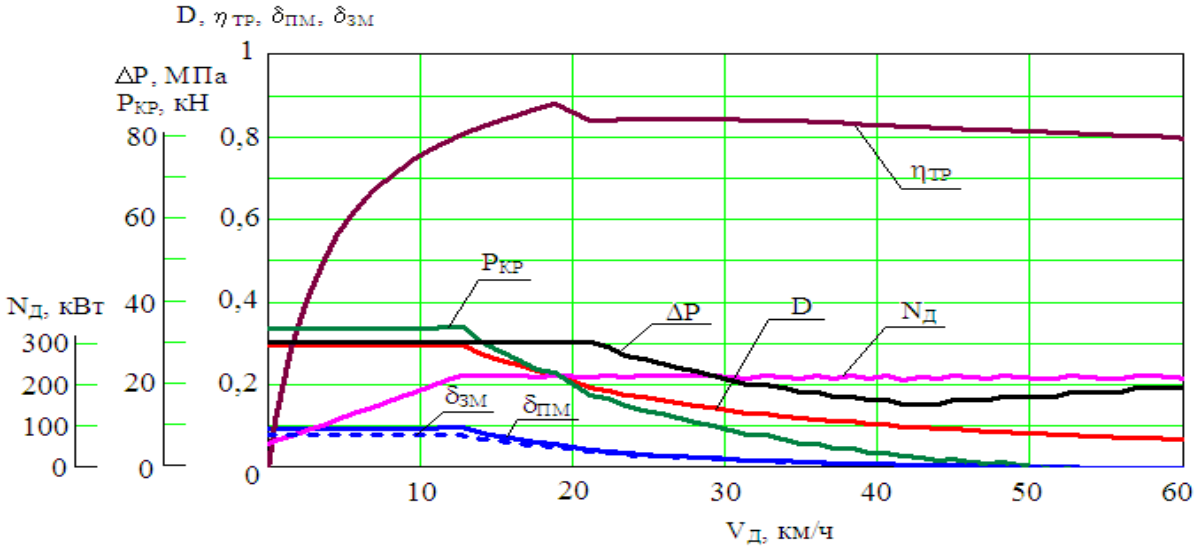


Рисунок 3 – Основные характеристики трактора с бесступенчатой ГОМТ при движении на втором транспортном скоростном диапазоне

Из рис. 2 видно, что при $P_{КР}$=50 кН (что соответствует классу 5 данного трактора) скорость трактора 9 км/ч, динамический фактор равен 0,4, что является режимом для выполнения тяжелых тяговых операций при среднем значении буксования по мостам 0,14-0,15, что не превосходит ограничения по экологическим нормам. При движении со скоростью 15-20 км/ч динамический фактор составляет 0,2-0,28, что обеспечивает выполнение трактором скоростных тяговых работ типа культивация, боронование. КПД трансмиссии в обоих случаях находится в зоне максимальных значений (0,84…0,85).

Рис. 3 показывает, что трактор может развивать тягу на крюке при движении со скоростью до 50 км/ч. Способность преодолевать сопротивление качению трактор сохраняет во всем скоростном диапазоне вплоть до 60 км/ч. КПД трансмиссии на втором транспортном диапазоне при полной загрузке двигателя также сохраняется на высоком уровне (0,8…0,83 при транспортных скоростях 20-60 км/ч).

Выводы

1. Выполнено расчетно-теоретическое обоснование оригинальной бесступенчатой ГОМТ для применения в колесном сельскохозяйственном тракторе классической компоновки.
2. Определены основные характеристики трактора с бесступенчатой ГОМТ при движении на первом тяговом и втором транспортном скоростных диапазонах при реализации полной мощности двигателя.
3. Установлено, что трактор может выполнять весь комплекс тяговых и технологических операций, свойственных сельскохозяйственному трактору общего назначения тягового класса 5.

Список литературы: 1. *Петров В.А.* Гидрообъёмные трансмиссии самоходных машин. - М.: Машиностроение, 1988. - 248 с. **2.** Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / *О.М. Бабаев, Л.И. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др.*-Л.: Машиностроение, 1987.–256 с. **3.** *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, 1997. –185с. **4.** Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / *Александров Е.Е., Самородов В.Б., Лебедев А.Т., и др.* – Харьков: ХГАДТУ, 2001.-642 с. **5.** *Самородов В.Б., Рогов А.В., Бурлыга М.Б. Самородов Б.В.* Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2003. –№ 4, с. 3-19. **6.** *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 // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2002. – №10. – Т.1. – С. 3-16. **7.** *Самородов В.Б., Рогов А.В.* Обоснование оптимальных конструктивных параметров бесступенчатой трансмиссии трактора // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2010. –№ 1, с. 8-14. **8.** *Самородов В.Б., Шуба С.А.* Двухпоточная тракторная гидрообъемно-механическая трансмиссия: математическое моделирование и эскиз конструкции // Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2005. –№ 10, с. 18-24. **9.** *Самородов В.Б., Деркач О.И., Шуба С.А., Колодяжный А.В.* Выбор кинематических схем ГОМТ разных типов для сельскохозяйственного трактора класса 1,4 // Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2011. –№ 56, с. 3-8. **10.** *Самородов В.Б., Шуба С.А., Деркач О.И.* Бесступенчатая двухпоточная гидрообъемно-механическая коробка передач для трактора с двигателем мощностью 300-350 л.с. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2012. –№ 3, с. 10-13. **11.** *Самородов В.Б., Шуба С.А.* Методика определения оптимальной схемы для бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии трактора с использованием весовых коэффициентов критериев оценки // Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – 2010. –№ 33, с. 22-27.

Поступила в редколлегию 12.10.2012

УДК 621.83.062.1

Бесступенчатая гидрообъемно-механическая трансмиссия колесного трактора классической компоновки / В. Б. Самородов, С. А. Шуба, О. И. Деркач, И. В. Яловол, Е. А. Рябиченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 3–6. – Бібліогр.: 11 назв.

Виконано розрахунково-теоретичне обґрунтування оригінальної безступінчастої гідрооб'ємно-механічної трансмісії для застосування в колісному сільськогосподарському тракторі класичної компоновки. Визначено основні характеристики трактора з безступінчастою ГОМТ при русі на першому тяговому й другому транспортному швидкісних діапазонах при реалізації повної потужності двигуна.

Ключові слова: трактор, безступінчаста трансмісія, гідроагрегати, швидкісний діапазон.

It is executed accounting-theoretical motivation original continuously variable hydro-volumetric mechanical transmission for using in wheel agricultural tractor of the classical arrangement. The main features of the tractor with continuously variable hydro-volumetric mechanical transmission are determined when moving on the first tractive and second transport speed range at realization maximal aggregate capacity.

Key words: tractor, continuously variable transmission, hydromachines, speed range.

УДК 621.83.062

В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;
И. А. ТАРАН, канд. техн. наук, доц. НГУ, Днепропетровск

АНАЛИЗ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТОКОВ МОЩНОСТИ С УЧЕТОМ КПД ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧИ В ДВУХПОТОЧНЫХ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЯХ С ДИФФЕРЕНЦИАЛОМ НА ВЫХОДЕ

Дан анализ изменения циркулирующих и нециркулирующих потоков мощности с учетом КПД ГОП и его влияния на качественную и количественную картину распределения этих потоков мощности в двухпоточных бесступенчатых ГОМТ с дифференциалом на выходе.

Ключевые слова: бесступенчатая трансмиссия, дифференциал, мощность, циркуляция.

Введение и анализ литературы по проблеме. В трудах [1,2] решена классическая задача по определению потоков мощности по ветвям двух- и многопоточных механических трансмиссий как с дифференциалом на входе, так и с дифференциалом на выходе с учетом механических потерь в зубчатых зацеплениях и в зависимости от кругового передаточного отношения замкнутого контура трансмиссии. Попытка решения задачи распределения потоков мощности при работе бесступенчатых двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) с учетом механического, объемного и общего коэффициентов полезного действия (КПД) гидрообъемной передачи (ГОП) с учетом механических потерь в механической части трансмиссии в зависимости от кругового передаточного отношения замкнутого контура сделана в работах [3-7].

В настоящей работе предлагается системный подход к определению взаимосвязи характера изменения потоков мощности в ГОМТ от кругового передаточного отношения замкнутого контура, которое изменяется в зависимости от параметра регулирования ГОМТ (он же является и параметром регулирования ГОП). Именно этот параметр регулирования и архитектура трансмиссии отвечают за распределение потоков мощности по ветвям трансмиссии, а потери в ГОП и ее КПД существенно влияют на качественное и количественное изменение потоков мощности по сравнению с двухпоточными механическими трансмиссиями подробно описанных в работах [1,2].

Однако в теории синтеза планетарних механизмов [1,2] не рассматриваются ветви или звенья, включающие вариаторы, имеющие переменные передаточне отношения, вследствие чего круговое передаточное отношение замкнутого контура двухпоточных ГОМ КП является не постоянным как в классике, а существенно переменно. Этот факт вносит качественные и количественные изменения в распределении потоков мощности по гидравлической и механической ветвям двухпоточных ГОМ КП и ГОМТ в целом.

Цель работы. Построение математической модели по определению распределения потоков мощности в двухпоточных бесступенчатых ГОМТ с дифференциалом на выходе и анализ изменения циркулирующих и нециркулирующих потоков мощности с учетом КПД ГОП, определение влияния указанного КПД на качественную и количественную картину распределения потоков мощности .

Рассмотрим класс двухпоточных бесступенчатых гидрообемно-механических коробок передач, как основной подсистемы ГОМТ, с планетарным механизмом на

© В. Б. Самородов, И. А. Таран, 2012

выходе. Принципиальная схема ГОП в прямом и обратном потоках мощности представлена на рис. 1.

Для описания угловых скоростей ω, параметров регулирования e, потерь и КПД η первый индекс «1» будет относиться к регулируемой гидромашине (ГМ1), индекс «2» – к нерегулируемой гидромашине (ГМ2). Перепад рабочего давления Δp для обеих гидромашин примем одинаковым. Очевидно, что в прямом потоке мощности регулируемая гидромашина ГМ1 – гидронасос, а ГМ2 – нерегулируемый гидромотор. В обратном потоке мощности регулируемая гидромашина ГМ1 – регулируемый гидромотор, а ГМ2 – нерегулируемый гидронасос. Как правило, перед регулируемой гидромашинной ГМ1 ставится согласующий редуктор с передаточным отношением i_1, а после нерегулируемой гидромашины ГМ2 – редуктор с передаточным отношением i_2. В ГОМ КП может быть (а может и отсуствовать) механическая часть, эквивалентная редуктору с передаточным отношением i_3.

На рис. 1 N_1, M_1 и N_2, M_2 – мощности и моменты на валах ГМ1 и ГМ2; ΔN_1, ΔN_2 – суммарные гидромеханические потери на гидромашинах; ΔQ_1, ΔQ_2 – суммарные объемные потери; p_0, p_1 – давление нагрузки и подпитки соответственно; μ – средний коэффициент динамической вязкости рабочей жидкости. Стрелки одинакового цвета на рис. 1 указывают возможные направления потоков мощности в двухпоточной ГОМТ с дифференциалом на выходе.

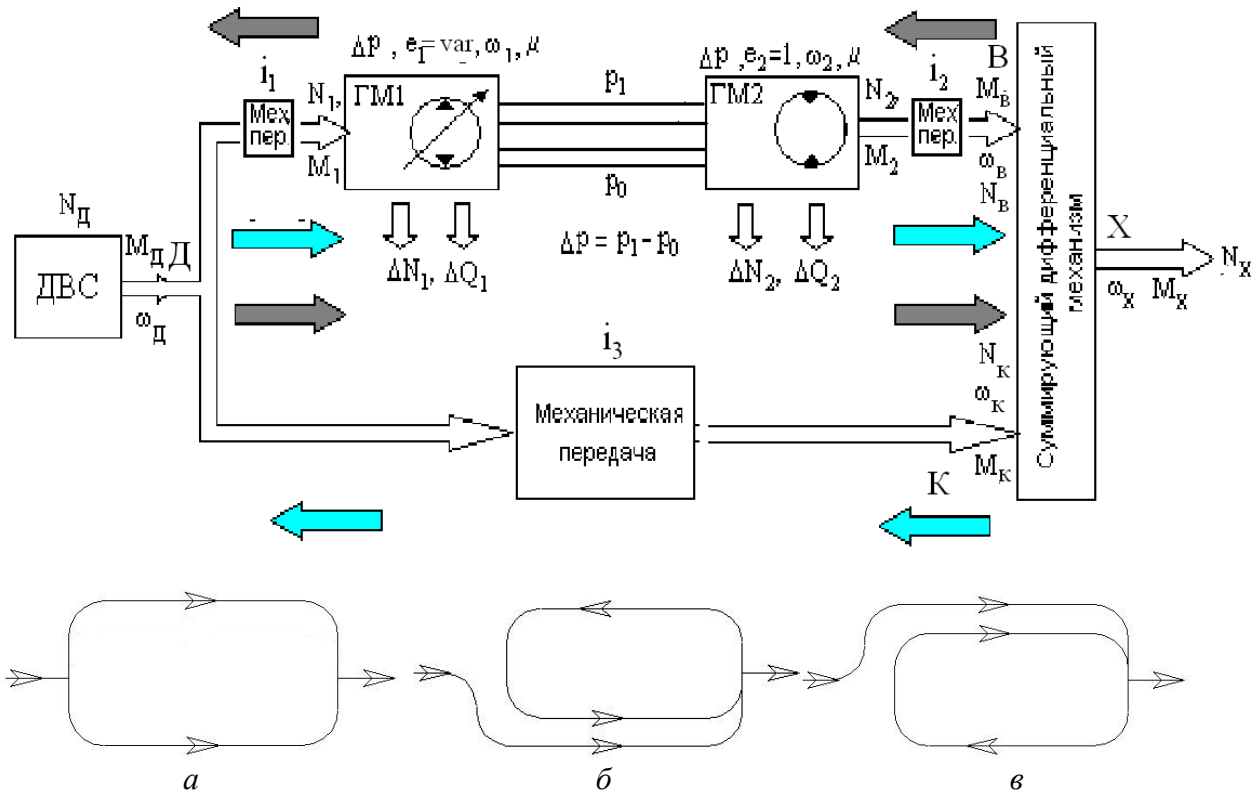


Рисунок 1 – Функциональная схема двухпоточной бесступенчатой ГОМ КП с планетарным механизмом на выходе и возможные распределения потоков мощности: *а* – параллельное распределение; *б* – циркуляция мощности в направлении ДКВД; *в* – циркуляция мощности в направлении ДВКД

На рис. 1 выделены звенья Д, К, В замкнутого контура двухпоточной ГОМ КП. Через $N_в$ и $N_к$ обозначены потоки мощности, проходящие через звенья В и *К* дифференциального механизма; N_x – мощность на выходе.

Адекватное расчетно-теоретическое описание КПД гидронасоса, гидромотора и ГОП в целом ($\eta_{ГОП}$), в прямом и обратном потоках мощности дает необходимую информацию для оценки схемного решения двухпоточных ГОМТ для конкретной мобильной машины. С другой стороны – на основе подробного математического моделирования потерь в ГОП на ЭВМ строятся универсальные характеристики ГОП и ГОМТ с учетом возможных направлений потоков мощности, конструктивных изменений в элементах как ГОП, так и механической части ГОМТ, что является важным с точки зрения совершенствования этого вида бесступенчатых трансмиссий. Такой подход делает доводку ГОМТ целенаправленной, прогнозируемой и научно обоснованной.

В работах [4-7] введена и эффективно используется следующая аксиоматика: формально считается, что мощность N_1, входящая на вход «1» любого элемента трансмиссии отрицательна, а выходящая N_2 с выхода «2» этого элемента – положительна. В этом смысле хорошей иллюстрацией является ДВС: производимая им мощность всегда является положительной, в то время как в режиме торможения двигателем, например, при движении под уклон, мощность, входящая на ДВС, принимается отрицательной. Такая аксиоматика продиктована спецификой потоков мощности в трансмиссиях транспортных средств и наличием в ГОМТ обратимых ГОП, работающих как в прямом, так и в обратном потоке мощности.

Напомним известные определения для кинематических и силовых передаточных отношений а также для КПД элементов, участвующих в передаче угловых скоростей и моментов (редукторов, планетарных рядов, гидропередач, электропередач, механических вариаторов и т.п.).

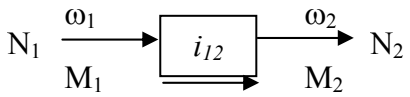


Рисунок 2 – К определению передаточных отношений

$i_{12} = \dfrac{\omega_1}{\omega_2}$ – кинематическое передаточное отношение элемента ($i_{21} = \dfrac{\omega_2}{\omega_1} = \dfrac{1}{i_{12}}$);

$i'_{12} = -\dfrac{M_2}{M_1}$ – силовое передаточное отношение элемента ($i'_{21} = -\dfrac{M_1}{M_2} = \dfrac{1}{i'_{12}}$);

$$\eta_{12} = \frac{i'_{12}}{i_{12}} = -\frac{M_2\omega_2}{M_1\omega_1} = \frac{N_2}{N_1} \Rightarrow M_1\omega_1\eta_{12} + M_2\omega_2 = 0,$$

что полностью совпадает с формализацией, введенной выше – мощность, входящая на элемент формально отрицательна, выходящая из элемента – положительна, алгебраическая сумма мощностей на элементе с учетом КПД равна нулю.

Для вывода важных на наш взгляд соотношений, позволяющих установить взаимосвязи потерь в гидрообъемных передачах с распределением потоков мощности в

двухпоточных ГОМТ, воспользуемся классическим подходом, изложенным в теории синтеза планетарных передач [1,2]. Отношение мощностей N_k к $N_в$ на звеньях К и В (рис.1) имеет вид:

$$\frac{N_k}{N_в}=\frac{M_k\omega_k}{M_в\omega_в}=-i'_{вк}\frac{\omega_k}{\omega_в}=-i'_{вк}\frac{\omega_д i_{kд}}{\omega_д i_{вд}}=-i'_{вк}\,i_{kд}i_{дв}=-i_{дв}i_{вк}i_{kд}\frac{i'_{вк}}{i_{вк}}= \\ =-\eta_{вк}i_{дв}i_{вк}i_{kд}=-\eta_{вк}i_{двкд}; \tag{1}$$

$$\frac{N_в}{N_k}=-\frac{1}{\eta_{вк}i_{дв}i_{вк}i_{kд}}=-\frac{i_{дk}i_{kв}i_{вд}i_{вк}}{i'_{вк}}=-\frac{i_{дk}i_{kв}i_{вд}i'_{kв}}{i_{kв}}= \\ =-\eta_{kв}i_{дk}i_{kв}i_{вд}=-\eta_{kв}i_{дkвд}, \tag{2}$$

где $i_{двкд}$ и $i_{дkвд}$ – круговые передаточные отношения замкнутого контура.

В случае 1 (рис. 1, *а*) параллельного распределения потоков мощности при отсутствии циркуляции в замкнутом контуре, на основании баланса мощностей с учетом КПД соответствующих участков ГОМТ, имеем:

$$N_Д=\frac{N_k}{\eta_{дk}}+\frac{N_в}{\eta_{дв}}=\frac{N_k}{\eta_{дk}}+\left(-\frac{N_k\eta_{kв}i_{дkвд}}{\eta_{дв}}\right)= \\ =N_k\left(\frac{1}{\eta_{дk}}-\frac{\eta_{kв}i_{дkвд}}{\eta_{дв}}\right)\Rightarrow \\ \Rightarrow\frac{N_k}{N_Д}=\frac{\eta_{дв}\eta_{дk}}{\eta_{дв}-\eta_{дk}\eta_{kв}i_{дkвд}}. \tag{3}$$

Выражая из соотношения (2) N_k через $N_в$ и подставляя в (3) получим

$$\frac{N_в}{N_Д}=\frac{\eta_{дk}\eta_{дв}\eta_{kв}i_{дkвд}}{\eta_{дk}\eta_{kв}i_{дkвд}-\eta_{дв}}. \tag{4}$$

Очевидно, что на основании (1) и (2) $N_в / N_k = -\eta_{kв}i_{дkвд}$ и поскольку КПД любого участка ГОМТ по физическому смыслу всегда положительный, то в случае 1 (рис. 1, *а*) параллельного распределения потоков мощности при отсутствии циркуляции в замкнутом контуре всегда выполняется неравенство $i_{дkвд}<0$.

Учитывая, что при параллельных потоках мощности по обеим ветвям ГОМТ ГОП работает в прямом потоке мощности, и пренебрегая потерями в зубчатых зацеплениях по сравнению с потерями в ГОП, имеем:

$$\eta_{дв}=\eta_{ГОП}\ \text{и}\ \eta_{kв}=\eta_{дk}=1. \tag{5}$$

Тогда из (3) и (4) получим соотношения:

$$\frac{N_k}{N_Д} = \frac{\eta_{ГОП}}{\eta_{ГОП} - i_{дквд}} \tag{6}$$

и

$$\frac{N_в}{N_Д} = \frac{\eta_{ГОП} i_{дквд}}{i_{дквд} - \eta_{ГОП}}. \tag{7}$$

Акцентируем внимание на то, что в выражениях (6) и (7) $\eta_{ГОП}$ вычисляется строго, как КПД ГОП, работающей в прямом потоке мощности, поскольку при одних и тех же рабочих параметрах объемных гидромашин их КПД в прямом и обратном потоках мощности могут существенно отличаться [8]. Из выражений (6) и (7) следует также и то, что при любом значении $\eta_{ГОП}$ при $i_{дквд} < 0$ в случае 1 выполняются равенства знаков мощностей $signN_Д = signN_В = signN_К = +1$. То есть мощности равнонаправлены.

В случае 2 (рис. 1, *б*) имеет место циркуляция мощности в контуре в направлении ДКВД, ГОП работает в обратном потоке мощности, что необходимо учитывать при вычислении КПД $\eta_{ГОП}$.

На основании баланса мощностей с учетом КПД соответствующих участков ГОМТ и, учитывая соотношения (5), в случае 2 (рис. 1, *б*) имеем:

$$\begin{aligned} &N_Д + |N_в|\eta_{ГОП} = N_k; \\ &N_в = -N_k i_{дквд}. \end{aligned} \Rightarrow \frac{N_k}{N_Д} = \frac{1}{1 - i_{дквд}\eta_{ГОП}}; \tag{8}$$

$$\begin{aligned} &N_Д + |N_в|\eta_{ГОП} = N_k; \\ &N_k = -N_в / i_{дквд}. \end{aligned} \Rightarrow \frac{N_в}{N_Д} = \frac{i_{дквд}}{i_{дквд}\eta_{ГОП} - 1}. \tag{9}$$

В выражениях (8) и (9) $\eta_{ГОП}$ вычисляется строго, как КПД ГОП, работающей в обратном потоке мощности [8]. Из выражений (8) и (9) следует, что при любом значении $\eta_{ГОП}$ при $i_{дквд} > 0$ в случае 2 выполняются равенства знаков мощностей $signN_Д = signN_К = +1$ и $signN_Д = -signN_В$, то есть мощности $N_Д$ и $N_В$, $N_В$ и $N_К$ разнонаправлены. Из выражений (8) и (9) следует также, что при любом значении $\eta_{ГОП}$ при $i_{дквд} > 0$ в случае циркуляции мощности в направлении ДКВД (случай 2) выполняется важное неравенство:

$$0 < i_{дквд} < \frac{1}{\eta_{ГОП}}, \tag{10}$$

суть которого поясняется ниже графически.

В случае 3 (рис. 1, *в*) имеет место циркуляция мощности в контуре в направлении ДВКД, ГОП работает в прямом потоке мощности. На основании баланса мощностей с учетом КПД соответствующих участков ГОМТ и учитывая соотношения

(5), имеем:

$$\begin{aligned}&\left(N_Д+\left|N_k\right|\right)\eta_{ГОП}=N_в;\\&N_в=-N_k i_{дквд}.\end{aligned}\Rightarrow\frac{N_k}{N_Д}=\frac{\eta_{ГОП}}{\eta_{ГОП}-i_{дквд}};\qquad(11)$$

$$\begin{aligned}&\left(N_Д+\left|N_k\right|\right)\eta_{ГОП}=N_в;\\&N_k=-N_в/i_{дквд}.\end{aligned}\Rightarrow\frac{N_в}{N_Д}=\frac{\eta_{ГОП}i_{дквд}}{i_{дквд}-\eta_{ГОП}}.\qquad(12)$$

В выражениях (11) и (12) $\eta_{ГОП}$ вычисляется строго, как КПД ГОП, работающей в прямом потоке мощности [8]. Из выражений (11) и (12) следует, что при любом значении $\eta_{ГОП}$ при $i_{дквд}>0$ в случае 3 выполняются равенства знаков мощностей $signN_Д=signN_В=+1$ и $signN_Д = - signN_К$, то есть мощности $N_Д$ и $N_К$, $N_В$ и $N_К$ разнонаправлены. Из выражений (11) и (12) следует также, что при любом значении $\eta_{ГОП}$ при $i_{дквд}>0$ в случае 3 циркуляции мощности в направлении ДВКД выполняется важное неравенство:

$$i_{дквд}>\eta_{ГОП}\qquad(13)$$

Обобщая соотношения (6) – (13), описывающие рассмотренные три направления потоков мощности (рис. 1) в двухпоточных ГОМТ с дифференциалом на выходе, можем записать универсальные выражения:

$$\frac{N_k}{N_Д}=\frac{\eta^{\pm1}{}_{ГОП}}{\eta^{\pm1}{}_{ГОП}-i_{дквд}};\qquad(14)$$

$$\frac{N_в}{N_Д}=\frac{\eta^{\pm1}{}_{ГОП}i_{дквд}}{i_{дквд}-\eta^{\pm1}{}_{ГОП}}.\qquad(15)$$

Универсальность выражений (14), (15) состоит в том, что в случае 1 при параллельных потоках мощности в ГОМТ (рис. 1, *а*), когда ГОП работает в прямом потоке мощности, показатель степени при $\eta_{ГОП}$ равен +1. Вычисляется $\eta_{ГОП}$ по алгоритму расчета КПД ГОП, работающей в прямом потоке мощности. Круговое передаточное отношение контура отрицательно ($i_{дквд}<0$). В этом случае универсальные выражения (14) и (15) приводят к соотношениям (6) и (7).

В случае 2 при циркуляции мощности в контуре в направлении ДКВД, когда ГОП работает в обратном потоке мощности (рис. 1, *б*), показатель степени при $\eta_{ГОП}$ равен –1. Вычисляется $\eta_{ГОП}$ по алгоритму расчета КПД ГОП, работающей в обратном потоке мощности. Круговое передаточное отношение контура положительно

($0 < i_{дквд} < \dfrac{1}{\eta_{ГОП}}$). В этом случае универсальные выражения (14) и (15) приводят к соотношениям (8) и (9).

В случае 3 при циркуляции мощности в контуре в направлении ДВКД, когда ГОП работает в прямом потоке мощности (рис. 1, *в*), показатель степени при $\eta_{ГОП}$ равен +1. Вычисляется $\eta_{ГОП}$ по алгоритму расчета КПД ГОП, работающей в прямом потоке мощности. Круговое передаточное отношение контура положительно ($i_{дквд} > \eta_{ГОП}$). В этом случае универсальные выражения (14) и (15) приводят к соотношениям (11) и (12), которые в свою очередь совпадают с соотношениями (6) и (7) для случая 1. Акцентируем внимание на то, что при одинаковых соотношениях для случая 1 и 3 используются разные по знаку круговые передаточные отношения контура ($i_{дквд} < 0$ и $i_{дквд} > \eta_{ГОП}$ для случаев 1 и 3 соответственно).

В идеальном случае при отсутствии потерь в ГОП ($\eta_{ГОП} = 1$), как частный случай, выражения (14) и (15) приводят к известным соотношениям, полученным в работах [1, 2] для планетарных коробок передач, которые для всех трех случаев направлений мощности в двухпоточных ГОМТ одинаковы:

$$\frac{N_k}{N_Д} = \frac{1}{1 - i_{дквд}}; \qquad \frac{N_в}{N_Д} = \frac{i_{дквд}}{i_{дквд} - 1}. \tag{16}$$

В случае 1 $i_{дквд} < 0$ и циркуляция мощности в контуре ДКВД отсутствует. На рис. 3 показаны графики отношений $N_k / N_д$ и $N_в / N_д$ в случае отсутствия потерь в ГОП и с их учетом. Видно, что при уменьшении $\eta_{ГОП}$ с 1 до 0,1, соответственно уменьшаются ординаты отношений $N_k / N_д$ и $N_в / N_д$ (II квадрант системы координат рис. 3).

В случае 2 $i_{дквд} > 0$ (рис. 4) и при обращении знаменателей в выражениях (8), (9) в нуль, то есть в точках пересечения вертикальних асимптот с осью $i_{дквд}$ в точках $i_{дквд} = 1 / \eta_{ГОП}$ теоретически циркулирующие мощности N_k и $N_в$ равны по абсолютной величине бесконечности и имеют разные знаки. При переходе через точки, в которых $i_{дквд} = 1 / \eta_{ГОП}$, циркулирующие мощности меняют знаки. В случае 2 циркулирующая мощность $N_в$ противоположна по направлению, а значит и по знаку с мощностью двигателя $N_д$. И отношения $N_k / N_д$ и $N_в / N_д$ рассматриваются соответственно в I и IV квадрантах системы координат на рис. 4 при $0 < i_{дквд} < 1 / \eta_{ГОП}$. С уменьшением $\eta_{ГОП}$ от 1 до 0,1 вертикальная асимптота $i_{дквд} = 1 / \eta_{ГОП}$ отодвигается от оси ординат вправо, при этом циркулирующие мощности N_k и $N_в$ уменьшаются по абсолютной величине по сравнению со случаем отсутствия потерь при $\eta_{ГОП} = 1$ (см. рис. 4).

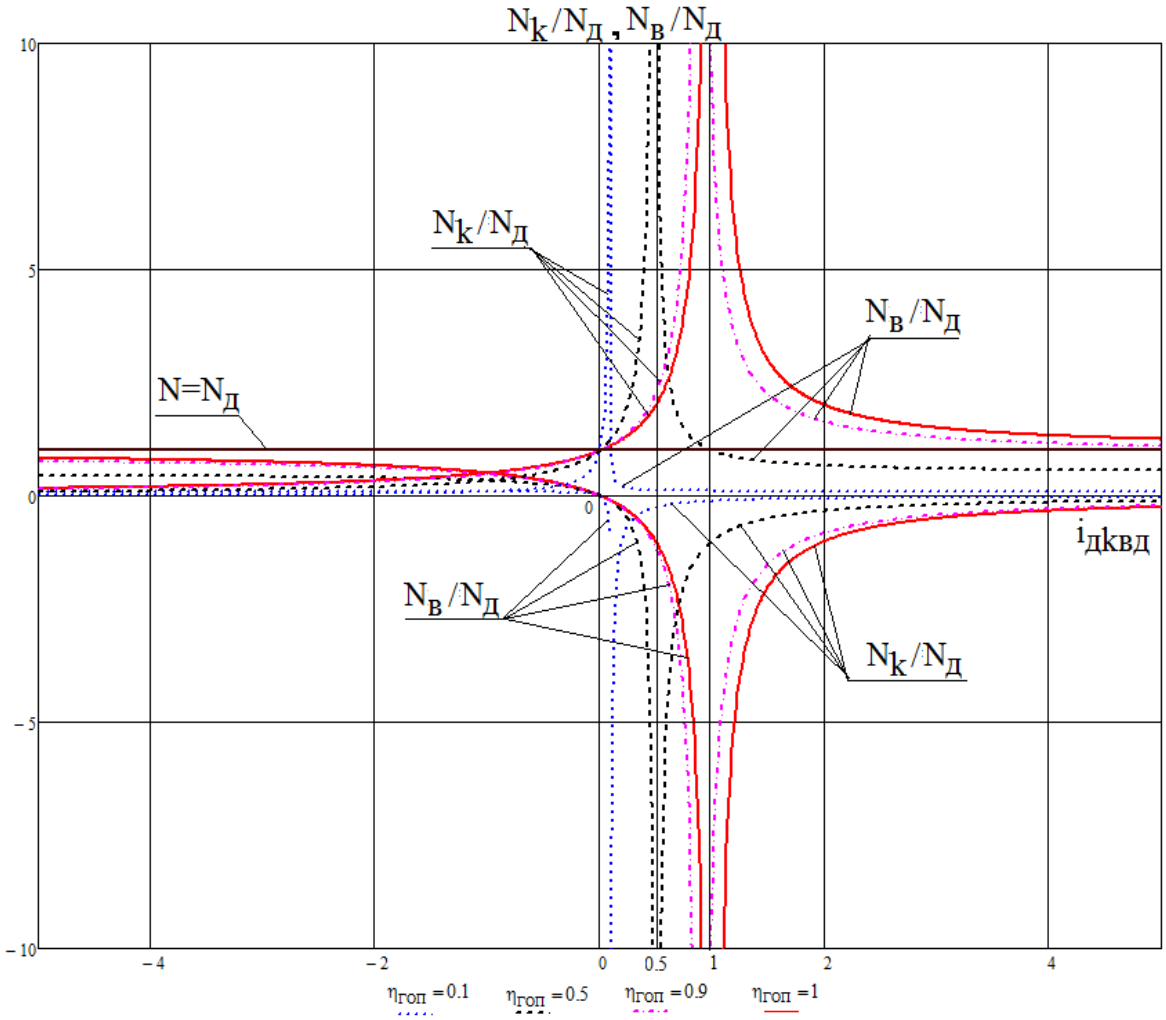


Рисунок 3 – Взаимосвязи циркулирующих мощностей с круговым передаточным отношением контура ГОМТ для случаев 1 и 3

Так, при $\eta_{ГОП} = 0{,}5$ вертикальная асимптота $i_{дквд} = 1/\eta_{ГОП}$= 2 (показана на рис. 3); при $\eta_{ГОП} = 0{,}9$ вертикальная асимптота $i_{дквд} = 1/\eta_{ГОП}$=1,1; при $\eta_{ГОП} = 0{,}1$ вертикальная асимптота $i_{дквд} = 1/\eta_{ГОП}$=10 и выходит за пределы рис. 4. Следует отметить, что в случае 2 циркуляция мощности начинается при $i_{дквд} = 0$ и продолжается до $i_{дквд} = 1/\eta_{ГОП}$.

В случае 3 $i_{дквд} > 0$ (рис. 3) и при обращении знаменателей в выражениях (11), (12) в нуль, то есть в точках пересечения вертикальных асимптот с осью $i_{дквд}$ в точках $i_{дквд} = \eta_{ГОП}$ теоретически циркулирующие мощности N_k и $N_в$ устремляются в бесконечность по абсолютной величине и имеют разные знаки. При переходе через точки $i_{дквд} = \eta_{ГОП}$ циркулирующие мощности меняют знаки.

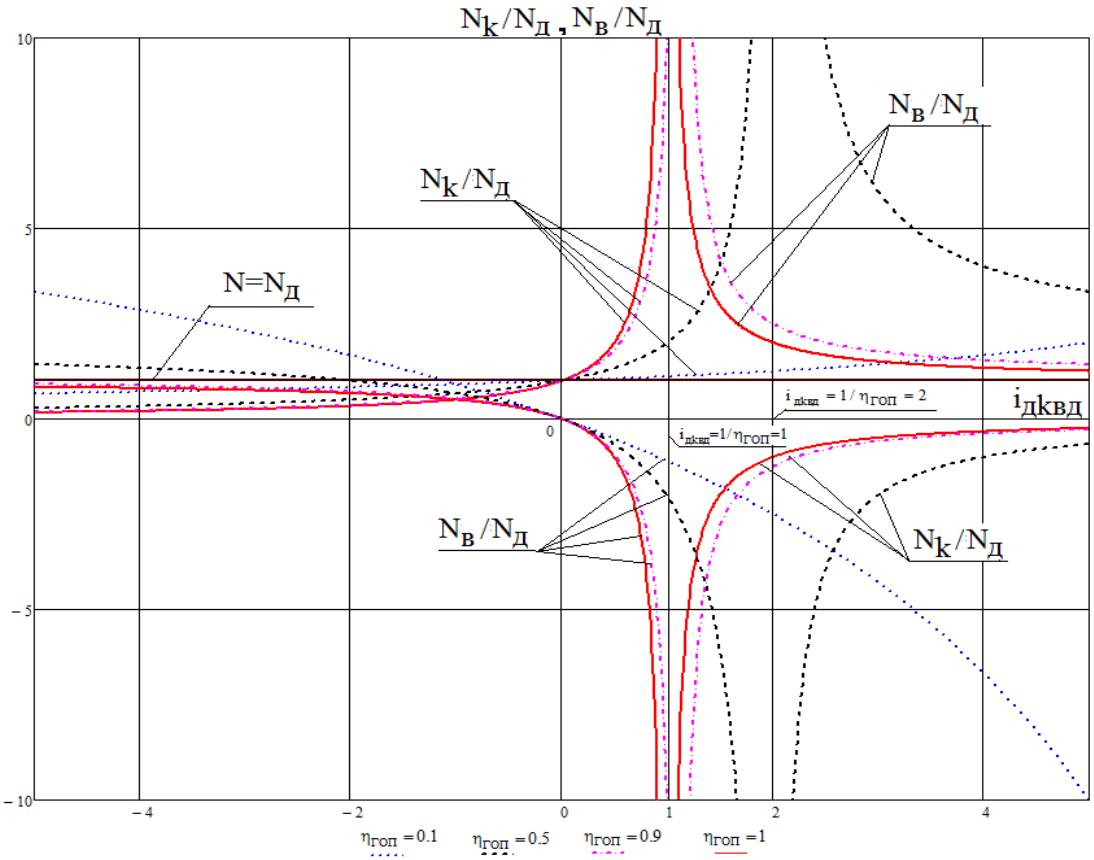


Рисунок 4 – Взаимосвязи циркулирующих мощностей с круговым передаточным отношением контура ГОМТ для случая 2

В случае 3 циркулирующая мощность $N_в$ совпадает по направлению, а значит и по знаку с мощностью двигателя $N_д$. И отношения N_k / $N_д$ и $N_в$ / $N_д$ рассматриваются соответственно в I и IV квадрантах системы координат на рис. 3 при $i_{дквд} > \eta_{ГОП}$. В этом случае перегружена ГОП и звено *в*. С уменьшением $\eta_{ГОП}$ от 1 до 0,1 вертикальная асимптота $i_{дквд} = \eta_{ГОП}$ приближается к оси ординат справа налево, циркулирующие мощности N_k и $N_в$ уменьшаються при этом по абсолютной величине по сравнению со случаем отсутствия потерь при $\eta_{ГОП} = 1$ (см. рис. 3).

Так, при $\eta_{ГОП} = 0,5$ вертикальная асимптота $i_{дквд} = \eta_{ГОП}$ = 0,5 (показанная на рис. 3); при $\eta_{ГОП} = 0,9$ вертикальная асимптота $i_{дквд} = \eta_{ГОП}$ = 0,9; при $\eta_{ГОП} = 0,1$ вертикальная асимптота $i_{дквд} = \eta_{ГОП}$ = 0,1. Следует отметить, что в случае 3 циркуляция мощности начинается при $\eta_{ГОП} = 0,5$ и продолжается с ростом $i_{дквд}$. Однако потери в ГОП и ее к.п.д. существенно меняют характер циркуляция мощности. Так в интервале 0,5<$i_{дквд}$< 1 при $\eta_{ГОП} = 0,5$ без учета потерь (при $\eta_{ГОП} = 1$) в замкнутом контуре ГОМ КП должна быть, теоретически, циркуляция по случаю 2 с обратным потоком мощности через ГОП, а с учетом потерь (при $\eta_{ГОП} = 0,5$) в этом интервале наблюдается циркуляция по случаю 3 с прямым потоком мощности через ГОП.

Выводы

1. В результате построения математической модели по определению распределения потоков мощности в двухпоточных бесступенчатых ГОМТ с дифференциалом на выходе с учетом КПД ГОП и проведенного анализа выявлены взаимосвязи характера изменения циркулирующих и нециркулирующих потоков мощности и влияние КПД ГОП на качественную и количественную картину распределения потоков мощности.
2. Показано, что в случае учета потерь и КПД ГОП нельзя однозначно, как это принято в классическом планетарном синтезе [1,2], утверждать о перегрузке механической или гидравлической ветвей ГОМТ в зависимости от направления циркуляции мощности в контуре двухпоточной бесступенчатой ГОМТ с дифференциалом на выходе.

Список литературы: 1. *Кристи М.К.* Новые механизмы трансмиссий / *М.К. Кристи, В.И. Красненьков*. – М.: Машиностроение, 1967. – 216 с. **2.** *Красненьков В.И.* Проектирование планетарных механизмов транспортных машин / В.*И. Красненьков, А.Д. Вашец*. – М.: Машиностроение, 1986. – 272 с. **3.** *Аврамов В.П., Самородов В.Б.* Гидрообъемные передачи в гидрообъемных трансмиссиях транспортных машин: Учеб. Пособие.–Харьков: ХПИ.–1986.–76с. **4.** *Самородов В.Б.* Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме “дифференциал на входе” / *В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко* // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 2/7 (56).– С. 25 – 35. **5.** *Самородов В.Б.* Анализ бесступенчатой трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario: что скрывается за рекламой? / *В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко* // **“**Тракторы и сельхозмашины. Ежемесячный научно-практический журнал**”**. – 2012. – № 6.– С. 48 – 52. **6.** *Самородов В.Б.* Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме “дифференциал на выходе” / *В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко* // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 3/7 (57).– С. 4 – 12. **7.** *Таран И.А.* Взаимосвязь кругового передаточного отношения двухпоточной трансмиссии с параметром регулирования в случае планетарного механизма на выходе / *И.А. Таран* // Науковий вісник НГУ. – 2012. – № 3. – С. 78 – 85. **8.** Колесные и гусеничные машины высокой проходимости (конструкции, теория, проектирование, расчет, производство, эксплуатация) в 10-ти томах. Том 3: Трансмиссии, Книга 2: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования / *В.Б. Самородов, Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, А.С. Палащенко / под ред. Е.Е. Александрова*. – Харьков.: ХГПУ, 1997.–185 с.

Поступила в редколлегию 12.12.2012

УДК 621.83.062

Анализ распределения потоков мощности с учетом кпд гидрообъемной передачи в двухпоточных бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссиях с дифференциалом на выходе / В.°Б. Самородов, И.°А. Таран // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 7–16. – Бібліогр.: 8 назв.

Дано аналіз зміні циркулюючих та нециркулюючих потоків потужності з врахуванням ККД ГОП і його впливу на якісну й кількісну картину розподілу цих потоків потужності у двохпоточних безступінчастих ГОМТ із диференціалом на виході.

Ключові слова: безступінчаста трансмісія, диференціал, потужність, циркуляція.

It is given analysis of the change circulating and not circulating flow of powers with provision for KPD GOP and its influences upon qualitative and quantitative picture of the distribution these flow of powers in two-flow continuously variable hydro-volumetric mechanical transmission with differential on output.

Key words: continuously variable transmission, differential, power, circulation.

УДК 629.017

Н. П. АРТЕМОВ, канд. техн. наук, доц. ХНТУСХ им.П.Василенко, Харьков;
Н. М. ПОДРИГАЛО, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харьков

АЛГОРИТМЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕАЛИЗУЕМОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ

Предложены алгоритмы экспериментального определения затрат мощности двигателя тягово-транспортных мобильных машин при выполнении технологических операций с использованием вала отбора мощности

Ключевые слова: мобильная машина, парциальные ускорения, мощность, технологические операции, вал отбора мощности

Введение. Определение реализуемой мощности двигателя и мощности на валу отбора мощности(ВОМ), является важным этапом проведения сертификационных испытаний тягово-транспортных машин.

В настоящей статье предложены алгоритмы определения реализуемой мощности двигателя и мощности на ВОМ тягово-транспортных машин. Рассмотрены три варианта работы машины:

- при работе в тяговом режиме с прицепными(навесными) орудиями;
- при неподвижной машине, с работающим под нагрузкой ВОМ;
- при движении машины с работающим под нагрузкой ВОМ.

Анализ последних достижений и публикаций. Известны[1] экспериментальные методы определения реализуемой мощности мобильной машины с использованием мобильного регистрационно-измерительного комплекса. Указанный комплекс[1] включает в себя трехкомпонентные датчики ускорений и переносной компьютер.

Задачу определения реализуемой мощности двигателя при движении, авторам[1] удалось решить в результате использования метода парциальных ускорений. С помощью этого же метода решена задача диагностирования технического состояния двигателя и трансмиссии мобильной машины в эксплуатационных условиях и на заводском конвейере[2,3].

В работе[4] с использованием метода парциальных ускорений предложен алгоритм экспериментального определения тягового сопротивления технологических прицепных или навесных орудий. Однако в работе[4] не предложен алгоритм определения реализуемой мощности двигателя при работе тяговой машины с навесными или прицепными орудиями. Кроме того, в известных исследованиях[1-4], построенных на использовании метода парциальных ускорений при испытаниях мобильных машин отсутствуют алгоритмы определения реализуемой мощности на ВОМ при неподвижной или движущейся мобильной машине в тяговом режиме.

Цель и постановка задачи. Целью исследования является разработка алгоритмов экспериментального определения реализуемой мощности двигателя при выполнении технологических операций с использованием метода парциальных ускорений. Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить реализуемую мощность двигателя при работе мобильной машины с прицепными или навесными орудиями(машинами);
- определить реализуемую мощность двигателя на ВОМ при неподвижной

© Н. П. Артемов, Н. М. Подригало, 2012

мобильной машине;

- определить реализуемую мощность двигателя на ВОМ при движении мобильной машины в тяговом режиме.

Определение реализуемой мощности двигателя при работе машины в тяговом режиме с прицепными или навесными орудиями. Реализуемая двигателем мощность может быть определена из следующего соотношения

$$N_e = \frac{M_{TP}^{CT}}{r_D} V_T + k_1 V_T^2 + \frac{J_{ПР}}{r_D^2} \dot{V}_T V_T + m_a g\ f + m_a \dot{V}_T V_T + F(V_T) V_T \quad (1)$$

где $\frac{M_{TP}^{CT}}{r_D} V_T$ - затраты эффективной мощности двигателя на преодоление момента сухого трения в трансмиссии;

$k_1 V_T^2$ - затраты эффективной мощности двигателя на преодоление вязкого трения в трансмиссии;

$\frac{J_{ПР}}{r_D^2} \dot{V}_T V_T$ - затраты эффективной мощности двигателя на разгон вращающихся масс двигателя и трансмиссии;

$m_a g\ f$ - затраты эффективной мощности двигателя на преодоление сил сопротивления качению колес машины;

$m_a \dot{V}_T V_T$ - затраты эффективной мощности двигателя на разгон машины;

$F(V_T)$ - функция силы сопротивления сельскохозяйственного орудия от скорости;

M_{TP}^{CT} - момент сухого трения в трансмиссии;

r_D - динамический радиус ведущих колес мобильной машины;

V_T - технологическая скорость агрегата;

k_1 - приведенный коэффициент пропорциональности между скоростью и моментом вязкого трения в трансмиссии;

$J_{ПР}$ - приведенный к ведущим колесам момент инерции вращающихся масс трансмиссии и двигателя;

$\dot{V}_T$ - ускорение агрегата;

f - коэффициент сопротивления качению колес;

g - ускорение свободного падения;

m_a - общая масса агрегата.

Проведя преобразования, получим следующее выражение

$$N_e = \left(\frac{M_{TP}^{CT}}{r_D} + m_a g\ f \right) V_T + \dot{V}_T V_T m_a \left(1 + \frac{J_{ПР}}{r_D^2} \right) + k_1 V_T^2 + F(V_T) V_T \quad (2)$$

$$A_1 = \left(\frac{M_{TP}^{CT}}{r_D} + m_a g\ f \right)_T \quad (3)$$

$$A_2 = \left(1 + \frac{J_{ПР}}{r_D^2} \right)_T \quad (4)$$

$$A_3 = k_1 \quad (5)$$

Для определения коэффициентов A_1 ; A_2 ; A_3 необходимо составить три линейных уравнения. Это возможно сделать, используя прием, приведенный в

работе[1]. В этом случае рассматриваются три момента времени $t_1;t_2;t_3$, определенные с шагом Δt т.е.

$$t_2 = t_1 + \Delta t \tag{6}$$

$$t_3 = t_2 + \Delta t = t_1 + 2\Delta t \tag{7}$$

Уравнение (2) с учетом(3)-(5) для рассматриваемых трех моментов времени $t_1;t_2;t_3$ разворачивается в систему трех линейных уравнений

$$\begin{cases} N_e = A_1V_{T1} + A_2\dot{V}_{T1}V_{T1} + A_3V_{T1}^2 + F(V_{T1})V_{T1} \\ N_e = A_1V_{T2} + A_2\dot{V}_{T2}V_{T2} + A_3V_{T2} + F(V_{T2})V_{T2} \\ N_e = A_1V_{T3} + A_2\dot{V}_{T3}V_{T3} + A_3V_{T3} + F(V_{T3})V_{T3} \end{cases} \tag{8}$$

Допуская, что за время $2\Delta t$ изменение эффективной мощности двигателя N_e невелико и этим изменением можно пренебречь, преобразуем систему уравнений(8), путем деления левых и правых частей уравнений на N_e. В результате получим однородную систему линейных уравнений

$$\begin{cases} A^1{}_1V_{T1} + A^1{}_2\dot{V}_{T1}V_{T1} + A^1{}_3V_{T1}^2 + \dfrac{F(V_{T1})}{N_e}V_{T1} - 1 = 0 \\ A^1{}_1V_{T2} + A^1{}_2\dot{V}_{T2}V_{T2} + A^1{}_3V_{T2}^2 + \dfrac{F(V_{T2})}{N_e}V_{T2} - 1 = 0 \\ A^1{}_1V_{T3} + A^1{}_2\dot{V}_{T3}V_{T3} + A^1{}_3V_{T3}^2 + \dfrac{F(V_{T3})}{N_e}V_{T3} - 1 = 0 \end{cases} \tag{9}$$

$$A_1^1 = A_1/N_e \tag{10}$$

$$A_2^1 = A_2/N_e \tag{11}$$

$$A_3^1 = A_3/N_e \tag{12}$$

Решение системы уравнений(9) при измерении $V_{T1}\ и\ \dot{V}_{T2}$ получим в виде(для промежутка времени от t_1 до t_3)

$$A_1^1 = 1 - A_2^1\dot{V}_{T1} - A_3V_{T1} - \frac{F(V_{T1})}{N_e} \tag{13}$$

$$A_2^1 = \frac{\dfrac{F(V_{T2}) - F(V_{T3})}{N_e}(V_{T1} - V_{T2}) - \dfrac{F(V_{T1}) - F(V_{T2})}{N_e}(V_{T2} - V_{T3})}{(\dot{V}_{T1} - \dot{V}_{T2})(V_{T2} - V_{T3}) - (\dot{V}_{T2} - \dot{V}_{T3})(V_{T1} - V_{T2})} \tag{14}$$

$$A_3^1 = \frac{\dfrac{F(V_{T2}) - F(V_{T3})}{N_e}(\dot{V}_{T1} - \dot{V}_{T2}) - \dfrac{F(V_{T1}) - F(V_{T2})}{N_e}(\dot{V}_{T2} - \dot{V}_{T3})}{(V_{T1} - V_{T2})(\dot{V}_{T2} - \dot{V}_{T3}) - (V_{T2} - V_{T3})(\dot{V}_{T1} - \dot{V}_{T2})} \tag{15}$$

Идентификацию параметров $A_1^1; A_2^1; A_3^1; A_1; A_2; A_3$ можно осуществить, зная параметры $J_{пр}; m_a; r_D$ (величины постоянные для рассматриваемого агрегата). Зная указанные параметры можно определить A_2 по формуле(4). Тогда реализуемая мощность двигателя будет равна

$$N_e = \frac{A_2}{A_2^1} \tag{16}$$

В уравнениях (13)-(15) вид функции $F(V_T)$ постулируется на основании каких-либо предположений. Можно использовать формулу определения сопротивления агрегата В.П. Горячкина[5]. Произведя определение коэффициентов $A_1^1; A_3^1$, на их основании рассчитаем $A_1; A_3$. Используя произведенные расчеты можно в дальнейшем осуществить диагностирование технического состояния трансмиссии.

Для повышения точности определения реализуемой мощности двигателя целесообразно не постулировать вид и параметры $F(V_T)$, а определить ее в процессе испытаний. В этом случае уравнение(1) примет вид

$$N_e = \frac{M_{TP}^{CT}}{r_D} V_T + k_1 V_T^2 + \frac{J_{ПР}}{r_D^2} \dot{V}_T V_T + m_a g\ f + m_a \dot{V}_T V_T + k_{попр} F(V_T) V_T \tag{17}$$

где $k_{попр}$ - поправочный коэффициент, определяемый по результатам эксперимента.

В этом случае добавляется одна неизвестная $k_{попр}$, что требует добавления к системе уравнений еще одного уравнения для момента времени t_4 $(t_4 = t_3 + \Delta t)$.

$$\begin{cases} A^1{}_1 V_{T1} + A^1{}_2 \dot{V}_{T1} V_{T1} + A^1{}_3 V_{T1}^2 + A_4^1 \dfrac{F(V_{T1})}{N_e} V_{T1} - 1 = 0 \\ A^1{}_1 V_{T2} + A^1{}_2 \dot{V}_{T2} V_{T2} + A^1{}_3 V_{T2}^2 + A_4^1 \dfrac{F(V_{T2})}{N_e} V_{T2} - 1 = 0 \\ A^1{}_1 V_{T3} + A^1{}_2 \dot{V}_{T3} V_{T3} + A^1{}_3 V_{T3}^2 + A_4^1 \dfrac{F(V_{T3})}{N_e} V_{T3} - 1 = 0 \\ A^1{}_1 V_{T4} + A^1{}_2 \dot{V}_{T4} V_{T4} + A^1{}_3 V_{T4}^2 + A_4^1 \dfrac{F(V_{T4})}{N_e} V_{T4} - 1 = 0 \end{cases} \tag{18}$$

где

$$A_1^1 = \frac{\dfrac{M_{TP}^{CT}}{r_D} - m_a g f}{N_e} \tag{19}$$

$$A_2^1 = \frac{m_a}{N_e}\left(1 + \frac{J_{пр}}{m_a r_D}\right) \tag{20}$$

$$A_3^1 = \frac{k_1}{N_e} \tag{21}$$

$$A_4^1 = \frac{k_{попр}}{N_e} \tag{22}$$

Решая систему уравнений(18) для каждого интервала времени$[t_1; t_4]$ определяются коэффициенты $A_1^1; A_2^1; A_3^1; A_4^1$. При последующей идентификации параметров более точно рассчитывается реализуемая мощность двигателя N_e и определяется поправочный коэффициент $k_{попр}$ для определения тягового сопротивления технологического орудия.

Определение мощности на ВОМ при неподвижной мобильной машине. Определим мощность при неподвижной транспортно-тяговой машине, но с ВОМ работающим под нагрузкой. В этом случае нужно пропостулировать вид зависимости

для моментов сопротивления вращению ВОМ, но и создаваемых подключенным технологическим оборудованием.

Уравнение динамики ВОМ можно представить в виде

$$I_{\text{пр}}^{\text{вом}} \cdot \dot{\omega}_{\text{вом}} = M_i^{\text{вом}} \cdot u_{\text{вом}} - K_0^{\text{вом}} - K_1^{\text{вом}} \cdot \omega_{\text{вом}} - F(\omega_{\text{вом}}) \tag{23}$$

где $I_{\text{пр}}^{\text{вом}}$ – момент инерции привода ВОМ, приведенный к выходному валу;

$\dot{\omega}_{\text{вом}}$, $\omega_{\text{вом}}$ – угловое ускорение и угловая скорость ВОМ;

$M_i^{\text{вом}}$ – часть индикаторного крутящего момента, расходуемая на привод ВОМ;

$u_{\text{вом}}$ – передаточное отношение привода ВОМ от двигателя к выходному валу;

$K_0^{\text{вом}}$ – момент сопротивления в приводе ВОМ, обусловленный силами сухого трения и приведенный к выходному валу;

$K_1^{\text{вом}}$ – коэффициент пропорциональности между приведенным к выходному валу моментом вязкого (жидкого) трения в приводе ВОМ и угловой скоростью выходного вала $\omega_{\text{к}}$;

$F(\omega_{\text{вом}})$ – постулируемая функция зависимости момента нагрузки, создаваемого технологическим оборудованием, от угловой скорости ВОМ.

Уравнение парциальных ускорений получим, разделив левую и правую части уравнения (23) на $I_{\text{пр}}^{\text{вом}}$

$$\dot{\omega}_{\text{вом}} = \frac{M_i^{\text{вом}} \cdot u_{\text{вом}}}{I_{\text{пр}}^{\text{вом}}} - \frac{K_0^{\text{вом}}}{I_{\text{пр}}^{\text{вом}}} - \frac{K_1^{\text{вом}} \cdot \omega_{\text{вом}}}{I_{\text{пр}}^{\text{вом}}} - \frac{F(\omega_{\text{вом}})}{I_{\text{пр}}^{\text{вом}}} \tag{24}$$

При выбеге ВОМ, осуществляемом при выключении главной муфты и подачи топлива в двигатель, уравнение (24) примет вид

$$\dot{\omega}_{\text{вом}} = -\frac{K_0^{\text{вом}}}{I_{\text{пр}}^{\text{вом}}} - \frac{K_1^{\text{вом}} \cdot \omega_{\text{вом}}}{I_{\text{пр}}^{\text{вом}}} - \frac{F(\omega_{\text{вом}})}{I_{\text{пр}}^{\text{вом}}} \tag{25}$$

Предположим, что функция $F(\omega_{\text{вом}})$ соответствует линейной зависимости

$$F(\omega_{\text{вом}}) = (K_0^{\text{вом}})* - (K_1^{\text{вом}})* \cdot \omega_{\text{вом}} \tag{26}$$

где $(K_0^{\text{вом}})*$, $(K_1^{\text{вом}})*$ – коэффициенты линейной зависимости.

Уравнение (25) с учетом (26)

$$\dot{\omega}_{\text{вом}} = -\frac{K_0^{\text{вом}} + (K_0^{\text{вом}})*}{I_{\text{пр}}^{\text{вом}}} - \frac{K_1^{\text{вом}} + (K_1^{\text{вом}})*}{I_{\text{пр}}^{\text{вом}}} \omega_{\text{вом}} \tag{27}$$

Введем обозначения

$$A_1 = \frac{K_0^{\text{вом}} + (K_0^{\text{вом}})*}{I_{\text{пр}}^{\text{вом}}} \tag{28}$$

$$A_2 = \frac{K_1^{\text{вом}} + (K_1^{\text{вом}})*}{I_{\text{пр}}^{\text{вом}}} \omega_{\text{вом}} \tag{29}$$

Измеряя $\dot{\omega}_{\text{вом}}$ и $\omega_{\text{вом}}$ в моменты времени t_1 и t_2 ($t_2 - t_1 = \Delta t$), получим систему уравнений

$$\begin{cases} \dot{\omega}_{\text{вом}}(t_1) = -A_1 - A_2 \omega_{\text{вом}}(t_1); \\ \dot{\omega}_{\text{вом}}(t_2) = -A_1 - A_2 \omega_{\text{вом}}(t_2). \end{cases} \tag{30}$$

Решив систему уравнений, находим коэффициенты A_1 и A_2

$$A_1 = \frac{\dot{\omega}_{\text{вом}}(t_2) \cdot \omega_{\text{вом}}(t_1) - \dot{\omega}_{\text{вом}}(t_1) \cdot \omega_{\text{вом}}(t_2)}{\omega_{\text{вом}}(t_2) - \omega_{\text{вом}}(t_1)} \tag{31}$$

$$A_2 = \frac{\dot{\omega}_{\text{вом}}(t_1) - \dot{\omega}_{\text{вом}}(t_2)}{\omega_{\text{вом}}(t_2) - \omega_{\text{вом}}(t_1)} \tag{32}$$

Для идентификации параметра необходимо повторить выбег привода ВОМ, подключив к нему первичный вал коробки передач с известным значением момента инерции $I^{\text{пв}}$. Для этого необходимо включить главную муфту сцепления и перевести коробку передач на нейтральную передачу. Уравнение (27) в этом случае примет вид

$$\dot{\omega}'_{\text{вом}} = -\frac{K_0^{\text{вом}} + (K_0^{\text{вом}})^*}{I_{\text{пр}}^{\text{вом}} + I_{\text{пр}}^{\text{пв}}} - \frac{K_1^{\text{вом}} + (K_1^{\text{вом}})^*}{I_{\text{пр}}^{\text{вом}} + I_{\text{пр}}^{\text{пв}}} \omega'_{\text{вом}} \tag{33}$$

где $I_{\text{пр}}^{\text{пв}}$ – момент инерции первичного вала коробки передач, приведенный к ВОМ,

$$I_{\text{пр}}^{\text{пв}} = I^{\text{пв}} \cdot u_{\text{вом}}^2 \tag{34}$$

Введем обозначения

$$B_1 = \frac{K_0^{\text{вом}} + (K_0^{\text{вом}})^*}{I_{\text{пр}}^{\text{вом}} + I_{\text{пр}}^{\text{пв}}} \tag{35}$$

$$B_2 = \frac{K_1^{\text{вом}} + (K_1^{\text{вом}})^*}{I_{\text{пр}}^{\text{вом}} + I_{\text{пр}}^{\text{пв}}} \tag{36}$$

Измеряя $\dot{\omega}'_{\text{вом}}(t_1)$, $\omega'_{\text{вом}}(t_1)$, $\dot{\omega}'_{\text{вом}}(t_2)$, $\omega'_{\text{вом}}(t_2)$ для моментов времени t_1 и t_2 ($t_2 - t_1 = \Delta t$), получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} \dot{\omega}'_{\text{вом}}(t_1) = -B_1 - B_2\omega'_{\text{вом}}(t_1); \\ \dot{\omega}'_{\text{вом}}(t_2) = -B_1 - B_2\omega'_{\text{вом}}(t_2). \end{cases} \tag{37}$$

Решением данной системы уравнений будет

$$B_1 = \frac{\dot{\omega}'_{\text{вом}}(t_2) \cdot \omega'_{\text{вом}}(t_1) - \dot{\omega}'_{\text{вом}}(t_1) \cdot \omega'_{\text{вом}}(t_2)}{\omega'_{\text{вом}}(t_2) - \omega'_{\text{вом}}(t_1)} \tag{38}$$

$$B_2 = \frac{\dot{\omega}'_{\text{вом}}(t_1) - \dot{\omega}'_{\text{вом}}(t_2)}{\omega'_{\text{вом}}(t_2) - \omega'_{\text{вом}}(t_1)} \tag{39}$$

Решая совместно уравнения (28) и (35) получим

$$I_{\text{пр}}^{\text{вом}} = \frac{I_{\text{пр}}^{\text{пв}}}{\frac{A_1}{B_1} - 1} \tag{40}$$

Из уравнений (28) и (29) определим

$$K_0^{\text{вом}} + (K_0^{\text{вом}})^* = \frac{I_{\text{пр}}^{\text{пв}}}{\frac{1}{B_1} - \frac{1}{A_1}} \tag{41}$$

$$K_1^{\text{вом}} + (K_1^{\text{вом}})^* = \frac{A_2 I_{\text{пр}}^{\text{пв}}}{\frac{A_1}{B_1} - 1} \tag{42}$$

Аналогичным образом, отключив от ВОМ технологическое оборудование и произведя выбег привода ВОМ (с отключенным и подключенным первичным валом коробки передач), определяются параметры $K_0^{\text{вом}}$, $K_1^{\text{вом}}$ и приведенный момент инерции привода ВОМ

$$I_{\text{пр}0}^{\text{вом}} = I_{\text{пр}}^{\text{вом}} - I_{\text{пр}}^{\text{тм}} \tag{43}$$

где $I_{\text{пр}}^{\text{тм}}$ – момент инерции вращающихся масс технологической машины, приведенный к ВОМ.

Следует отметить, что осуществляя измерения угловой скорости и углового ускорения с шагом времени Δt можно определить изменение параметров $K_0^{\text{вом}}$, $K_1^{\text{вом}}$, $(K_0^{\text{вом}})*$, $(K_1^{\text{вом}})*$ в зависимости от угловой скорости ВОМ $\omega_{\text{вом}}$. Это в дальнейшем позволит как уточнить расчет показателей мощности на ВОМ, так и уточнить вид постулируемой в уравнении (23) функции $F(\omega_{\text{вом}})$ момента нагрузки от технологического оборудования.

Из уравнения (23) определим часть индикаторного крутящего момента двигателя, затрачиваемого на привод ВОМ

$$M_i^{\text{вом}} = \frac{I_{\text{пр}}^{\text{вом}}}{u_{\text{вом}}}\dot{\omega}_{\text{вом}} - \frac{K_0^{\text{вом}}}{u_{\text{вом}}} - \frac{K_1^{\text{вом}}}{u_{\text{вом}}}\omega_{\text{вом}} - F(\omega_{\text{вом}}) \tag{44}$$

Подставляя зависимость (26) в (44), после преобразований получим

$$M_i^{\text{вом}} = \frac{I_{\text{пр}}^{\text{вом}}}{u_{\text{вом}}}\dot{\omega}_{\text{вом}} - \frac{K_0^{\text{вом}} + (K_0^{\text{вом}})*}{u_{\text{вом}}} - \frac{K_1^{\text{вом}} + (K_1^{\text{вом}})*}{u_{\text{вом}}}\omega_{\text{вом}} \tag{45}$$

Часть индикаторной мощности привода, расходуемой на привод ВОМ

$$N_i^{\text{вом}} = M_i^{\text{вом}}\omega_e = M_i^{\text{вом}}\omega_{\text{вом}}u_{\text{вом}} = I_{\text{пр}}^{\text{вом}}\dot{\omega}_{\text{вом}}\omega_{\text{вом}} + \left(K_0^{\text{вом}} + (K_0^{\text{вом}})*\right)\omega_{\text{вом}} - \left(K_1^{\text{вом}} + (K_1^{\text{вом}})*\right)\omega_{\text{вом}}^2 . \tag{46}$$

Суммарный момент сопротивления вращению ВОМ, обусловленный сухим и вязким трением в двигателе и приводе ВОМ

$$M_{\text{сопр}\Sigma}^{\text{вом}} = K_0^{\text{вом}} + K_1^{\text{вом}}\omega_{\text{вом}} \tag{47}$$

Мощность потерь, обусловленная сухим и вязким трением в двигателе и в приводе ВОМ

$$N_{\text{м}\Sigma}^{\text{вом}} = M_{\text{сопр}\Sigma}^{\text{вом}} \cdot \omega_{\text{вом}} = (K_0^{\text{вом}} + K_1^{\text{вом}}\omega_{\text{вом}})\omega_{\text{вом}} \tag{48}$$

Приведение механического КПД двигателя $\eta_{\text{м}}$ и КПД привода ВОМ $\eta_{\text{м}}^{\text{вом}}$

$$\eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{вом}} = 1 - \frac{N_{\text{м}\Sigma}^{\text{вом}}}{N_i^{\text{вом}}} = \frac{(K_0^{\text{вом}})* + (K_1^{\text{вом}})* \cdot \omega_{\text{вом}}}{I_{\text{пр}}^{\text{вом}}\dot{\omega}_{\text{вом}} + K_0^{\text{вом}} + (K_0^{\text{вом}})* + \left(K_1^{\text{вом}} + (K_1^{\text{вом}})*\right)\omega_{\text{вом}}} . \tag{49}$$

Определив $\eta_{\text{м}}$ по методике можно определить КПД привода ВОМ $\eta_{\text{м}}^{\text{вом}}$. Таким образом можно определить часть эффективной мощности двигателя, расходуемой на привод ВОМ

$$N_e^{\text{вом}} = N_i^{\text{вом}} \cdot \eta_{\text{м}} \tag{50}$$

Определение мощности на ВОМ при движении мобильной машины. В этом случае представляет интерес определение распределения реализуемой эффективной мощности двигателя между ВОМ и мощностью на преодоление сопротивления движению транспортно-тяговой машины. Для этого необходимо установить на ВОМ датчик угловой скорости, а на транспортно-тяговую машину – регистрационно-измерительный комплекс на основе двух линейных акселерометров[1]. Сочетая приведенные выше методы измерения эффективной мощности на ВОМ и определения затрат эффективной мощности двигателя на движение машины, можно решить поставленную задачу.

Выводы

1. В результате проведенного исследования предложены алгоритмы определения реализуемой эффективной мощности двигателя и мощности на ВОМ при выполнении мобильной машиной технологических операций.
2. Реализация указанных алгоритмов возможна при изменении в процессе выполнения технологических операций следующих параметров:
   - линейного ускорения машинного агрегата;
   - линейной скорости его движения;
   - угловой скорости и углового ускорения ВОМ.

Список литературы **1.** Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин. Монография / [*Н.П.Артемов, А.Т.Лебедев, М.А.Подригало, А.С.Полянский, Д.М.Клец, А.И.Коробко, В.В.Задорожняя*]:под ред. проф. *М.А.Подригало*, – Харьков: «Міськдрук», 2012. – 220 с. **2.** У*мер Абдулгазис* Метод динамометрирования технического состояния двигателя и трансмиссии / *Умер Абдулгазис, Азиз Абдулгазис, Михаил Подригало, Александр Полянский, Надежда Подригало* // MOTOR COMMISSION of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agrifoud industry machinery. Vol.14, № 1. Lublin-Simferopol-Mykolayiv-Kiev-Lviv-Rzeszow, 2012. pp.37 – 42. **3.** Пат. Україна 69235 на корисну модель МПК (2012.01) G01L 3/24(2006.01), G01M 17/00 Спосіб визначення ефективного крутного моменту та ефективної потужності двигуна автомобіля: Пат. Україна 69235 МПК (2012.01) G01L 3/24(2006.01), G01M 17/00. *Подригало Н.М.,Плетньов В.М., Абдулгазіс У.А., Абдулгазіс А.У., Полянський О.С., Подригало М.А.* - № 4201111448: заявл. 28.09.2011; опубл. 25.04.2012,Бюл.№8, 2012. **4.** *Артьомов М.П.* Математична модель машинно-тракторного агрегату з використанням метода парціальних прискорень / М.П.Артьомов // Збірник наукових праць ВНАУ,Серія Технічні науки, Випуск 11(65), 2012. С.34 – 39. **5.** *Горячкин В.П.* Собрание сочинений / В.П. Горячкин Т.2. – М.: Колос, 1968. – 240с.

Поступила в редколлегию 22.11.2012

УДК 629.017

Алгоритми експериментального визначення потужності двигуна мобільної машини, яка реалізується при виконанні технологічних операцій / М.П.Артьомов, Н.М.Подригало / Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012 – № 60 (966). – С. 17–24. – Бібліогр.: 5 назв.

Запропоновані алгоритми експериментального визначення витрат потужності двигуна тягово-транспортних мобільних машин при виконанні технологічних операцій з використанням валу відбору потужності.

Ключові слова: мобільна машина, парціальні прискорення, потужність, алгоритм, технологічні операції, вал відбору потужності.

The article is devoted to proposing experimental determination algorithms of engine expenses of hauling-transport mobile machines power at implementation of technological operations with using of billow of taking off power.

Keywords: mobile machine, partialis accelerations, power, algorithms, technological operations, billow of taking off power

УДК 631.372

С. И. ОВСЯННИКОВ, канд. техн. наук, доц. ХНТУСХ, Харьков

СИЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ОПЕРАТОРА ПРИ УПРАВЛЕНИИ МОТОАГРЕГАТОМ

Представлены конструкция установки для тяговых исследований мотоагрегатов, результаты исследования силового взаимодействия оператора при управлении мотоагрегатом. Определены статистические характеристики силового взаимодействия на штангах управления в горизонтальной и вертикальной плоскостях в зависимости от нагрузки на крюке и параметров поверхности движения.

Ключевые слова: мотоблок, мотоагрегат, штанги управления, усилие управления.

Введение. Производительность мотоагротехники на базе мотоблоков зависит от многих факторов, но в большей степени от доли участия в работе агрегата оператора[1], который выполняет следующие операции управления [2]: - обеспечение курсового направления движения; - управление глубиной обработки рабочих органов; - управление работой двигателя; - переключение передач КПП; - управление работой муфты сцепления; - силовое участие в тяговой динамике. В данной работе приводятся результаты исследований силового взаимодействия между оператором и мотоагрегатом на штангах управления в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Анализ литературных источников по данной теме представлен результатами исследований вибрации на рукоятках штанг мотоблока [3], источником которых является вибрация двигателя.

Цель и задачи исследования – провести оценку силового воздействия оператора при управлении движением мотоагрегата и определить факторы, влияющие на управляемость.

Результаты работы. Мотоблок является одноосным пешеходным транспортным средством, управление которым осуществляется шагающим вслед за агрегатом оператором через штанги управления [4]. Вес агрегата распределяется на опорные колеса мотоблока, опорные поверхности (устройства) орудия и на оператора через штанги управления (рис. 1). Во время работы (движения) под действием реактивного момента, действующего на остов агрегата, происходит перераспределение нормальной нагрузки с опорных колес мотоблока на опорные устройства орудия и штанги управления, что приводит к изменению глубины обработки, а соответственно увеличению тягового сопротивления орудия. Поэтому, регулирование глубины рабочих органов зачастую осуществляется физическим усилием оператора в вертикальной плоскости через штанги управления.

В статическом состоянии усилие на штангах управления $F_{оп}$ в вертикальной плоскости определяется по условию равенства моментов относительно точки O' (рис. 1):

$$\sum M(O') = G \cdot a + F_{оп} \cdot L - G_o \cdot l_o + Y_o \cdot b = 0\,, \qquad (1)$$

© С. И. Овсянников, 2012

Отсюда: $$F_{оп} = \frac{G_o \cdot l_o - G \cdot a - Y_o \cdot b}{L} \quad (2)$$

где G - вес мотоблока, Н; a – расстояние от центра масс мотоблока до точки O', м; G_o – вес орудия, Н; l_o – расстояние до центра масс орудия от точки O', м; Y_o – реакция почвы на опорные элементы орудия, Н; b – плечо приложения реакции почвы на опорный элемент орудия относительно точки O', м; L – плечо приложения силы оператора на штангах управления относительно точки O', м.

При отрицательных значениях сила $F_{оп}$ будет направлена в противоположную сторону.

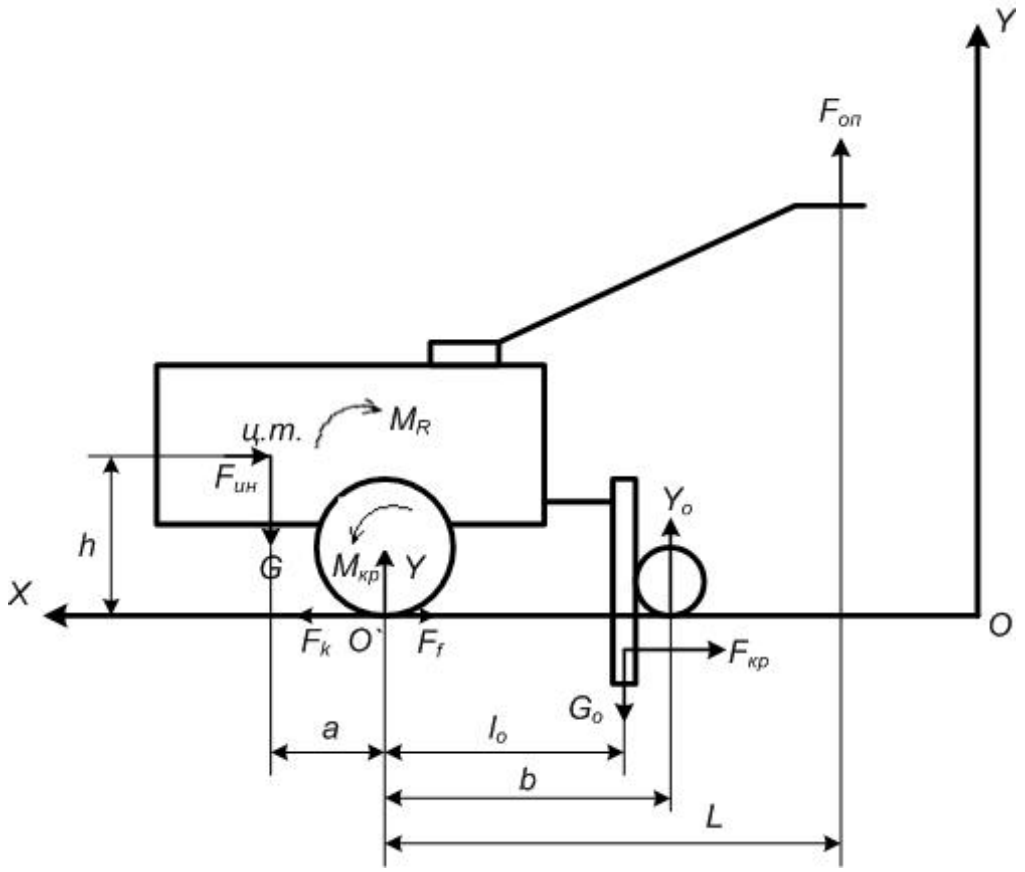


Рисунок 1 - Схема сил, действующих на мотоагрегат во время работы

В процессе движения агрегата возникают дополнительные динамические силы: сила сопротивления рабочих органов орудия $F_{кр}$, сила сопротивления движению мотоблока F_f, сила сопротивления движению орудия F_{fo}, силы инерции агрегата $F_{ин}$, а также другие силы, которые в данной работе не рассматриваются. Результирующей этих сил является касательная сила тяги $F_к$, развиваемая под действием крутящего момента $M_{кр}$ на оси ведущих колес. Тогда на остов мотоблока будет действовать реактивный момент M_r, численно равный крутящему моменту и направленный в противоположную сторону. Уравнение моментов относительно точки O' примет вид:

$$\sum M(O') = G \cdot a + F_{оп} \cdot L - G_o \cdot l_o + Y_o \cdot b - M_r \pm F_{ин} \cdot h = 0 . \quad (3)$$

Отсюда
$$F_{оп} = \frac{G_o \cdot l_o + M_r - G \cdot a - Y_o \cdot b \pm F_{ин} \cdot h}{L} \quad (4)$$

где
$$M_r = M_{кр} = F_k \cdot r_k = (F_f + F_{кр} + F_{fo} \pm F_{ин}) \cdot r_к \quad (5)$$

h – высота расположения центра масс, м.

В процессе работы агрегата силы сопротивления движению зависят от многих факторов и носят случайный характер изменения, подчиняющийся нормальному закону распределения. В большинстве случаев их можно представить изменяющимися по гармоническому закону распределения.

Оценить силовое взаимодействие между оператором и мотоагрегатом во время движения достаточно сложно, т.к. необходимо заменить оператора измерительными элементами в вертикальной, горизонтальной и продольной плоскостях, а также вращательными вдоль продольной оси движения. Частично решить поставленную задачу удалось при помощи установки (рис. 2).

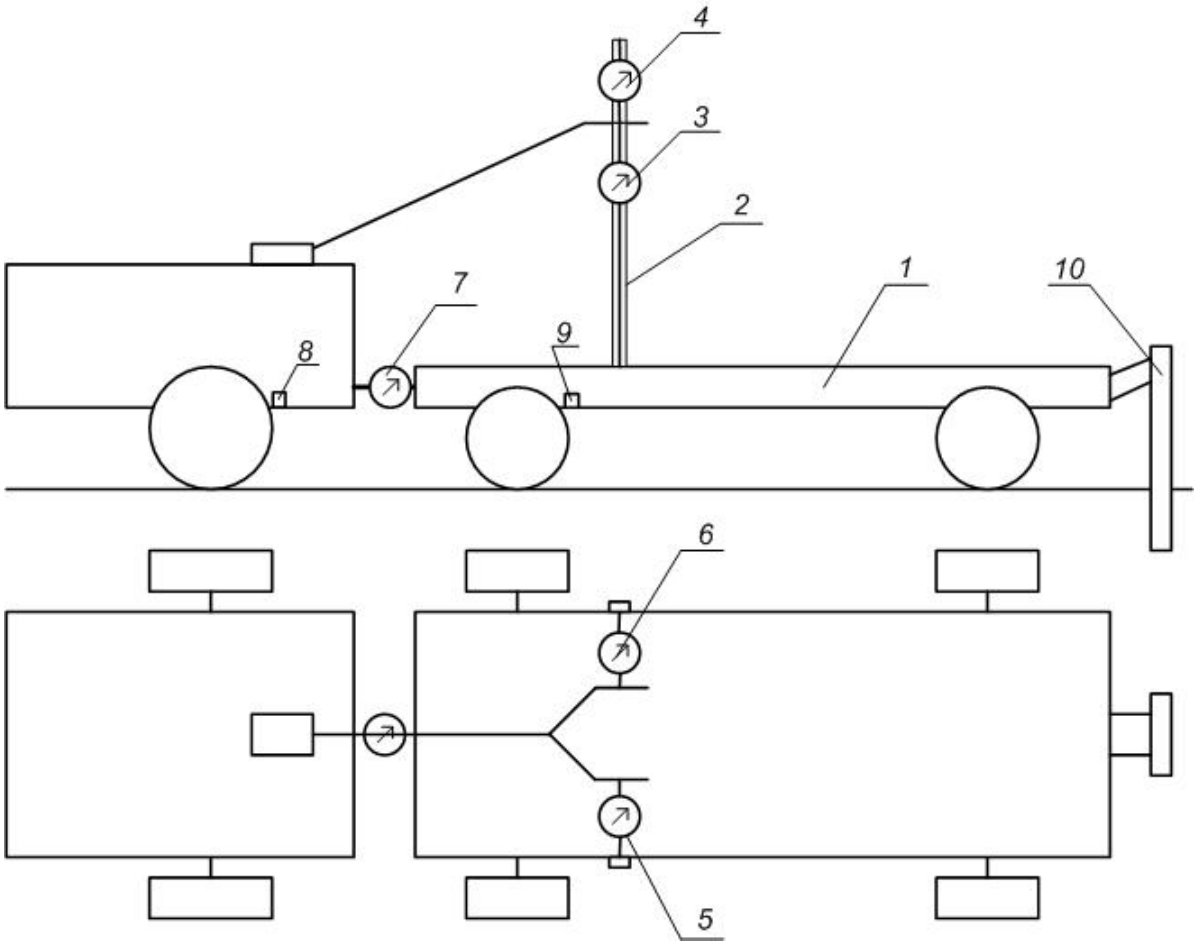


Рисунок 2 - Схема установки для тяговых испытаний мотоагрегатов

Установка состоит из: тележки 1, опорной рамки 2, тензометрических звеньев 3 и 4 измерения усилий в вертикальной плоскости, 5 и 6 – в горизонтальной плоскости, 7 - измерения тягового усилия на крюке. Тяговая нагрузка задавалась тормозным моментом на колесах тележки, а также загрузочным устройством 10 на задней навеске прицепа. Во время проведения экспериментов измерялись углы поворота ведущего 8 и путеизмерительного 9 колес. Результаты измерений регистрировались измерительным комплексом в цифровом формате [5].

В процессе экспериментов измерялись усилия в вертикальной и горизонтальной плоскостях на штангах управления, тяговое усилие на крюке, угол поворота ведущего и путеизмерительного колес. Фоновой поверхностью движения служили задернелая 2-х летняя целина и грунтовая дорога. Угол наклона поверхности движения не превышал 0,5°, температура воздуха составляла 17-19°С, скорость ветра - до 3 м/с. Влажность почвы измерялась методом высушивания образцов и составляла 18-21%.

Перед проведением экспериментов выполнялась тарировка тензометрических звеньев и путеизмерительного колеса. Полученные тарировочные коэффициенты использовались в расчетной программе регистрации результатов измерений. Исследования проводились на базе мотоблока "Мотор-Сич" при движении на 1 передаче.

Полученные в ходе исследования данные подвергались статистическим методам обработки результатов эксперимента, а именно рассчитывалось среднее значение параметров, среднеквадратичное отклонение и дисперсия. Результаты экспериментов представлены в табл.

Таблица – Усилия F, среднеквадратичные отклонения σ, скорость изменения силы $V_{Fср}$, среднеквадратичное отклонение скорости σ_v на штангах управления при движении мотоблока "Мотор Сич" на стерне и грунтовой дороге

Почвенный фон	$F_{кр.ср}$, Н	Верт. плоскость				Гориз. плоскость			
		$F_{ср}$, Н	σ, Н	$V_{Fср}$, Н/с	σ_v, Н/с	$F_{ср}$, Н	σ, Н	$V_{Fср}$, Н/с	σ_v, Н/с
Стерня	770	176	240	-3,7	134	-72	16,6	-1	64,8
Грунтовая дорога	228	-54	72,6	-1,8	30	1,38	12,3	-0,2	8,5

На рис. 3 представлен график изменения сил на штангах мотоблока и на крюке в подсистеме "оператор-мотоблок" в процессе движения по задернелой стерне. Кривые усилий в вертикальной плоскости на штанге управления достаточно четко отслеживают изменение усилия на крюке, что подтверждает зависимость (4). Характер рассеивания величин подчиняется закону нормального распределения.

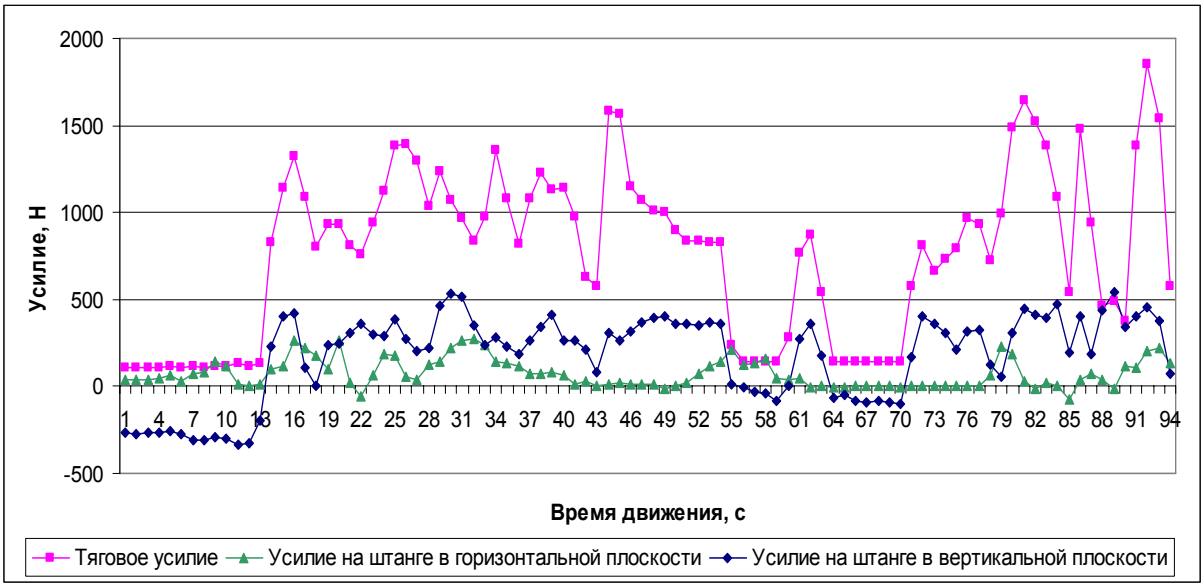


Рисунок 3 - График изменения усилий в горизонтальной и вертикальной плоскостях на штанге управления мотоблока в процессе движения мотоагрегата

По результатам исследования установлено, что усилия, необходимые для управления мотоагрегатом, более чем в 2-3 раза превышают допустимые (в соответствии с ГОСТ 12.2.120-2002 – 50…100 Н, а для РФ до 250 Н). В соответствии с антропометрическими характеристиками человека [6] известно, что скорость реакции рук от тактильных раздражителей составляет 90-220 мс, а под воздействием нагрузки – в два раза дольше, т.е. до 450 мс. Скорость движения рук на органах управления под нагрузкой составляет примерно 0,17 м/с. Следовательно, время на стабилизацию штанг управления необходимо не менее 1с. Поэтому, оператор на уровне подсознания не реагирует на колебания нагрузки на протяжении первой секунды, а включается в процесс управления примерно на второй секунде действия однонаправленной нагрузки. Результаты исследования скорости изменения нагрузки и реакции оператора на нее подтверждают гипотезу. Установлено, что оператор постоянно находится в состоянии мышечного напряжения, особенно рук, что приводит к быстрой утомляемости и снижению реакции. Через 15-20 мин работы у оператора появляется дрожание рук и ухудшение реакции, что указывает на чрезмерную физическую усталость.

Основными факторами, влияющими на силовое управляющее взаимодействие оператора с мотоагрегатом в вертикальной плоскости, являются колебания силы тягового сопротивления орудия, сцепные свойства движителей и профиль поверхности движения, что приводит к изменению значений касательной силы тяги и крутящего момента на движителях, а, следовательно, и реактивного момента. В свою очередь, тяговое сопротивление орудия при прочих равных условиях будет зависеть от изменения внутренней структуры грунта и глубины (ширины) обрабатываемого слоя. Для снижения воздействия колебаний тягового сопротивления орудия целесообразно применять опорные колеса (поверхности), позволяющие стабилизировать глубину обработки рабочих органов. Расчет площади опорной поверхности необходимо производить с учетом воздействия реактивного момента, действующего на остов агрегата.

В горизонтальной плоскости основными факторами являются отклонение вектора силы сопротивления орудия относительно продольного направления движения, профиль поверхности движения и неоднородность сцепных свойств грунта под движителями.

Выводы

Разработанная установка позволяет оценить силовое воздействие оператора и мотоблока в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Исследованиями установлено, что силовое взаимодействие оператора с мотоагрегатом значительно превышает допустимые нормы (в 3 и более раз), что приводит к быстрой утомляемости оператора и снижению производительности агрегата. Основными факторами, влияющими на величину силового взаимодействия управления мотоагрегатом, являются колебания тягового сопротивления рабочих органов орудий и неровности поверхности движения.

Список литературы: 1. *Овсянников С.И.* Классификация и концепция развития мини-агротехники / Вісн. наук. праць ХНТУСХ, вип. 94. –Х.: ХНТУСХ, 2010. - С. 304-309. **2.** *Овсянников С.И., Ремарчук Н.П.* Аспекты функциональной стабильности сельскохозяйственных агрегатов на базе мотоблоков. // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст.. – Вип. 20. – Луцьк: Ред.. – вид. відділ ЛНТУ, 2010 – С. 234 – 242. **3.** *Шкляр А.* Аналіз вібраційних характеристик, що діють на оператора засобів малої механізації // Техніка і технології АПК, 2009. №2. – С.32-34. **4.** http: \ ru.wikipedia.org / wiki / Мотоблок **5.** *Овсянников С.И., Шевченко С.А., Мостепанюк Е.А.* Анализ измерительных систем для определения параметров поверхности движения самоходных машин // Межвузовский сборник научных трудов. Перспективные технологии, транспортные средства и оборудование при производстве, эксплуатации, сервисе и ремонте. - Воронеж: ГОУ ВПО "ВГЛТА", 2009. - Вып. 4. - С. 150-155.

Поступила в редколлегию 20.11.2012

УДК 631.372

Силова взаємодія оператора під час керування мотоагрегатом / С. І. Овсянніков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 25–30. – Бібліогр.: 5 назв.

Представлені конструкція установки для дослідження силової взаємодії оператора і мотоагрегата під час керування та результати дослідження. Визначені статистичні характеристики силової взаємодії на штангах керування в горизонтальній і вертикальній площинах в залежності від навантаження на гаку і параметрів поверхні руху.

Ключові слова: мотоблок, мотоагрегат, штанги керування, зусилля керування.

Results of research of power interaction of the operator are presented a design of installation for measurement of forces on control levers Walking Tractor, at management of the unit on Walking Tractor. Statistical characteristics of power interaction on a control lever in horizontal and vertical planes depending on loading on a hook and parameters of a surface of movement are defined.

Key words: Walking Tractor, aggregate on Walking Tractor, management barbells, management effort.

УДК 621.83.062.1

В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;
А. І. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»

РОЗПОДІЛ ПОТОКІВ ПОТУЖНОСТІ У ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЯХ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ ЗА СХЕМОЮ «ДИФЕРЕНЦІАЛ НА ВХОДІ»

У роботі наведені схеми гідрооб'ємно-механічних трансмісій, що працюють за схемою "диференціал на вході" зі всіма можливими з'єднаннями механічної та гідравлічної гілки з ланками триланкового планетарного механізму. Визначені напрями потоків потужності в замкнутому контурі даних двопотокових трансмісій.

Ключові слова: трактор, безступінчаста трансмісія, гідроагрегати, швидкісний діапазон.

Вступ

В процесі створення нових гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) суттєва увага приділяється закономірностям розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів трансмісій, значення яких суттєво залежить від напряму потоків потужності та їх циркуляції в замкнутому контурі двопотокової трансмісії.

Аналіз останніх досягнень і публікацій

Вперше серійне виробництво сільськогосподарських тракторів з двопотоковою ГОМТ почала фірма Fendt в 1996 р. [1]. Всі трактори, що випускаються фірмою Fendt (потужність 51 – 287 кВт) на теперішній час оснащені однією з найбільш оригінальних і ефективних безступінчастих ГОМТ – Fendt Vario. Конструкція трансмісії виконана по схемі з диференціалом на вході. Характерна особливість ГОМТ Fendt Vario – використання двох діапазонів швидкостей: робочого та транспортного, а також в деяких трансмісіях двох гідромоторів, що регулюються.

Схема "диференціал на вході" знайшла також застосування в ГОМТ зі змінною структурою [2 – 3]. Така структура означає, що в кожному піддіапазоні, на які розбивається весь швидкісний діапазон ГОМТ, може використовуватися одна з наступних схем: з диференціалом на вході; з диференціалом на виході; з диференціалом на вході та виході.

Не зважаючи на чисельні праці як іноземних так і вітчизняних вчених в області розробки об'ємних гідромашин та гідрооб'ємних передач (ГОП), створення і дослідження ГОМТ для колісних та гусеничних тракторів [4 – 7], вантажних автомобілів [7 – 8], комбайнів, дорожньо-будівельних машин [8 – 9], шахтних дизелевозів [10] на даний момент залишається до кінця не вивченим питання розподілу потоків потужності в замкнутому контурі двопотокових ГОМТ, що працюють за схемою "диференціал на вході".

Мета і постановка завдання

Метою даної роботи є дослідження розподілу потоків потужності в замкнутому контурі двопотокових ГОМТ, що працюють за схемою "диференціал на вході":

– аналіз кінематичних схем ГОМТ з різним з'єднанням механічної та гідравлічної гілки з ланками триланкового планетарного механізму (з сонячною шестернею, коронною шестернею, водилом);

© В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко, 2012

– визначення кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ з циркуляцією потужності в замкнутому контурі задля різних робочих об’ємів гідромоторів та аналіз отриманих результатів.

Розподіл потоків потужності у ГОМТ, що працюють за схемою “диференціал на вході”.

В процесі дослідження основних параметрів ГОМТ, що працюють за схемою “диференціал на вході” [2 – 3] з різним з'єднанням механічної та гідравлічної гілки з ланками планетарного механізму (з сонячною шестернею, коронною шестернею, водилом) (рис. 1) було встановлено, що у розглянутих ГОМТ з диференціалом на вході при русі переднім ходом зі швидкістю до 10 км/год в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня – потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії (рис. 2), що повністю відповідає лемі, яка була введена в роботі [11], для схем № 1 – № 4, № 6 і не відповідає для схеми № 5 (при $\operatorname{sign}\left(e \cdot \frac{de}{dV} \cdot V^*\right) > 0$ циркуляція потужності відсутня; e – відносний параметр регулювання ГОП: для схем № 1 – № 4 $e<0$, № 5, 6 – $e>0$; V – швидкість руху трактора; $V^* = V/(i_3 \cdot i_4)$ – для схем № 1 – № 4, № 6; $V^* = V/(-i_3)$ – для схеми № 5).

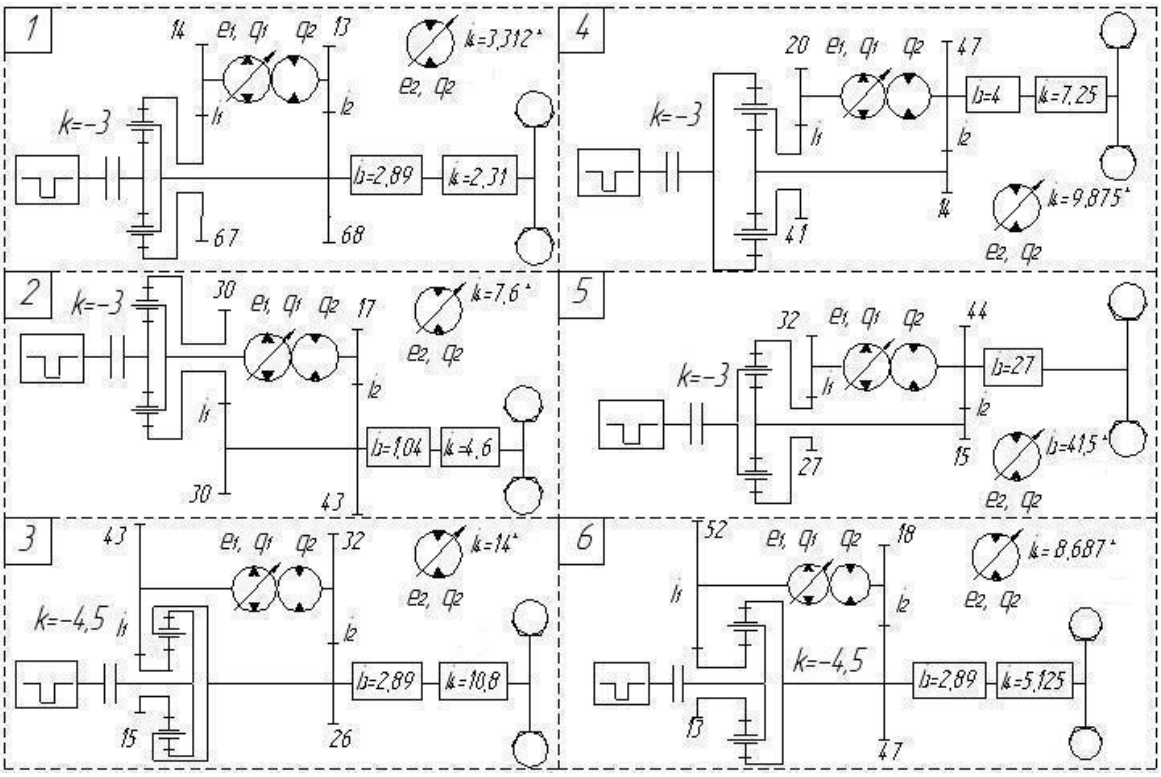
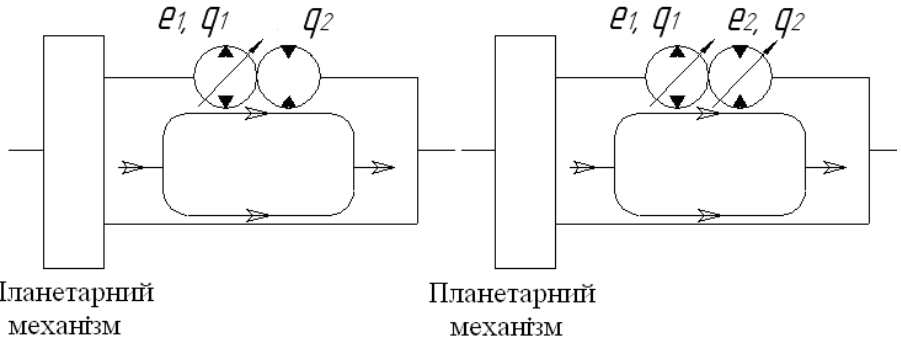


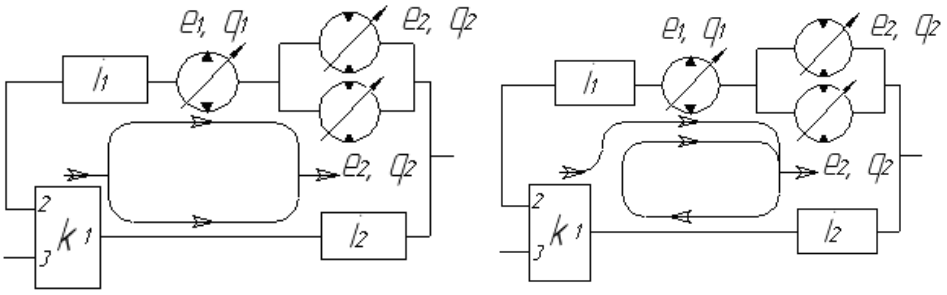
Рисунок 1 – Спрощені кінематичні схеми ГОМТ з диференціалом на вході при різних з’єднаннях механічної та гідравлічної гілки з ланками планетарного механізму



а б

Рисунок 2 – Розподіли потоків потужності в замкнутих контурах ГОМТ (рис. 1): а – ГОМТ з нерегульованим гідромотором; б – ГОМТ з регульованим гідромотором.

При визначенні кінематичних, силових та енергетичних параметрів двопотокової ГОМТ трактора Fendt 939 Vario було встановлено: при русі переднім ходом в замкнутому контурі трансмісії циркуляція потужності відсутня – потужність передається по паралельних гілках двопотокової трансмісії; при русі заднім ходом в замкнутому контурі з'являється циркуляція потужності, що приводить до перевантаження гідравлічної гілки (рис. 3) [3]. Циркуляція потужності відсутня при виконанні умови $\operatorname{sign}\left(e \cdot \frac{de}{dV} \cdot V^*\right) > 0$ – не працює для випадку руху переднім ходом.

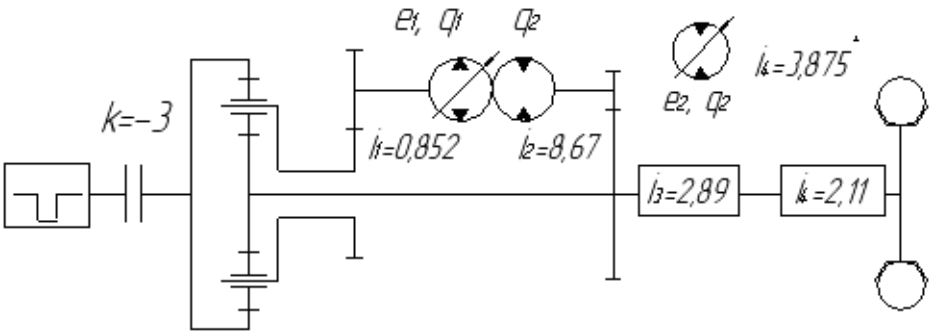


а б

Рисунок 3 – Розподіли потоків потужності в замкнутому контурі трансмісії трактора Fendt 939 Vario: а – рух переднім ходом; б – рух заднім ходом.

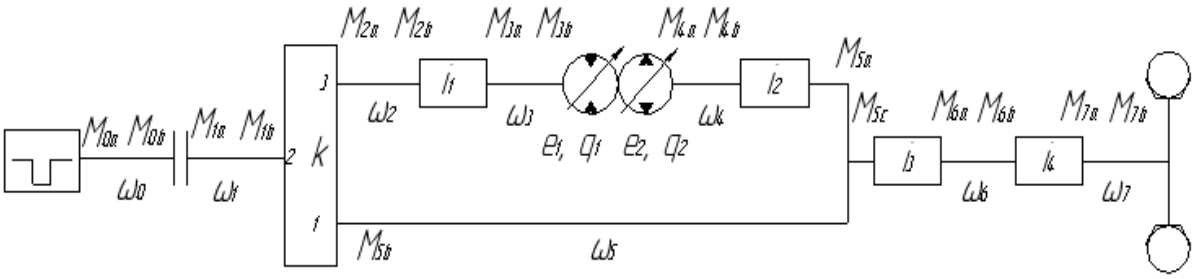
Слід звернути увагу, що в процесі вибору кінематичних схем для дослідження основних параметрів ГОМТ, що працюють за схемою "диференціал на вході", було виявлено випадок циркуляції потужності в замкнутому контурі, де умова, що циркуляція потужності відсутня при виконанні $\operatorname{sign}\left(e \cdot \frac{de}{dV} \cdot V^*\right) > 0$ – не виконується. Розглянемо детальніше цю схему (рис. 4).

В якості початкових даних для аналізу вибрані наступні параметри: максимальні оберти колінчастого валу двигуна 2250 об/хв; радіус коліс $r = 0{,}85$ м; маса трактора 9000 кг; швидкість, що реалізується на тяговому діапазоні при коефіцієнті опору руху 0,5 – від 0 до 10 км/год; робочий об'єм гідронасоса та гідромотора – по 130 см^3; робочий об'єм гідронасоса – 130 см^3; гідромотора – 250 см^3 (для нерегульованого гідромотора $i_4 = 1{,}138$, для регульованого гідромотора $i_4 = 2{,}188$).



* – регульований гідромотор

а



б

Рисунок 4 – Схеми ГОМТ з диференціалом на вході з циркуляцією потужності в замкнутому контурі: а – спрощена кінематична; б – структурна

Результати статичного аналізу ГОМТ (рис. 4) з нерегульованим гідромотором наведені на рис. 5 – 6, з регульованим гідромотором – на рис. 7 – 8 (позначення на рис. 5 – 8: η_o – загальний об'ємний коефіцієнт корисної дії (ККД) ГОП; η – загальний ККД ГОП; η_{TP} – ККД трансмісії; N_d – потужність двигуна, кВт; N_2 – потужність, що виходить з ГОП, кВт; e_1, e_2 – відносний параметр регулювання ГОП; Δp – перепад робочого тиску в ГОП; N_{gid} – відношення потужностей у відсотках, що передаються через гідравлічну гілку до вихідної потужності із замкнутого контуру).

Слід звернути увагу на розподіли потоків потужності в ГОМТ з диференціалом на вході (рис. 4). Значення і напрями потоків потужності, що передається ланками двопотокової трансмісії, визначаються тільки круговим передавальним відношенням замкнутого контуру [12]:

$$i_{xkbx} = -\frac{N_{2a}}{N_{5b}} = -\frac{M_{2a} \cdot \omega_2}{M_{5b} \cdot \omega_5}.$$

де N_{nm} – потужність, що передається ланками ГОМТ (добуток кутових швидкостей на відповідні моменти з урахуванням знаку дають величину і напрям потоків потужності на конкретних ланках і елементах ГОМТ);

m – індекс-число співпадає з номером кутової швидкості ланки;

n – індекси-букви відповідають моментам на кінцях ланок;

M_{nm} – моменти на ланках ГОМТ;

ω_i – кутова швидкість ланки.

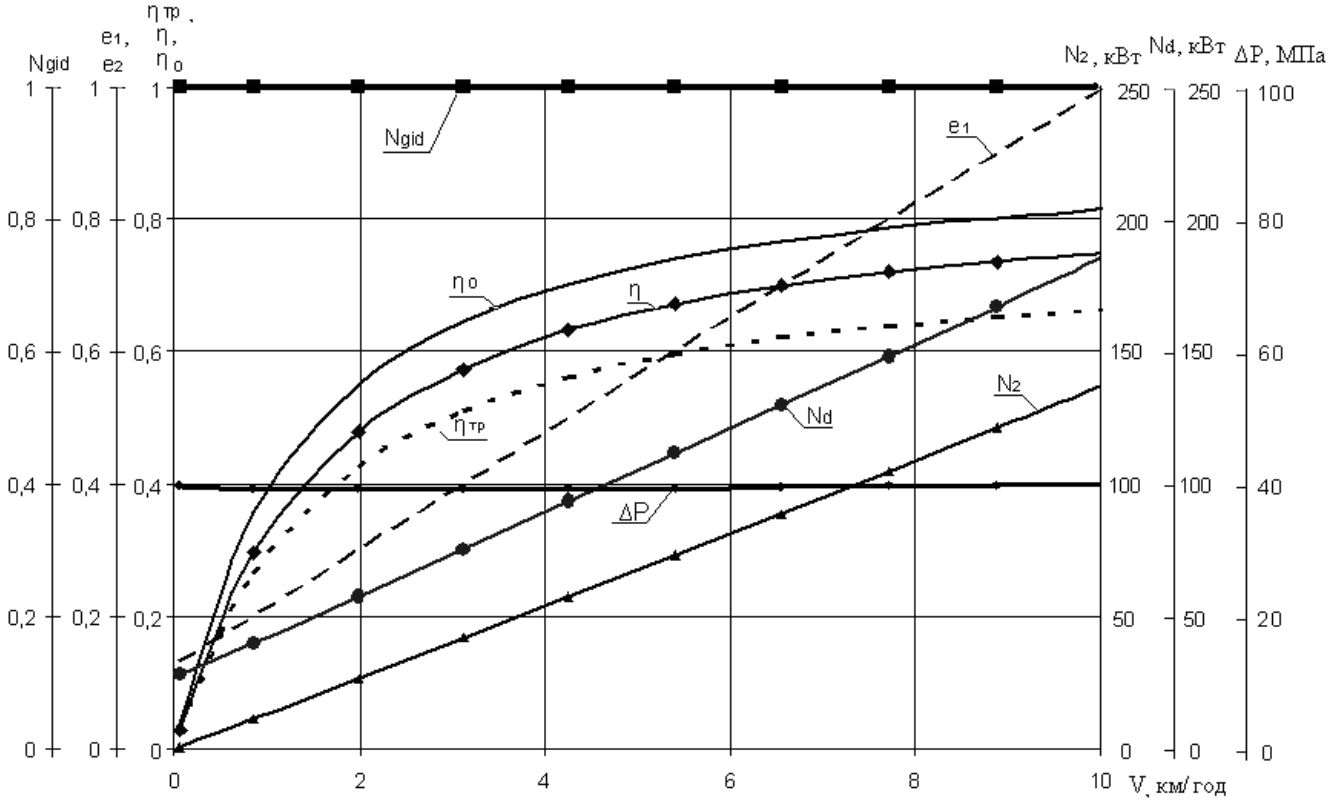


Рисунок 5 – Результати статичного аналізу ГОМТ (рис. 4) з нерегульованим гідромотором робочим об’ємом 130 см^3

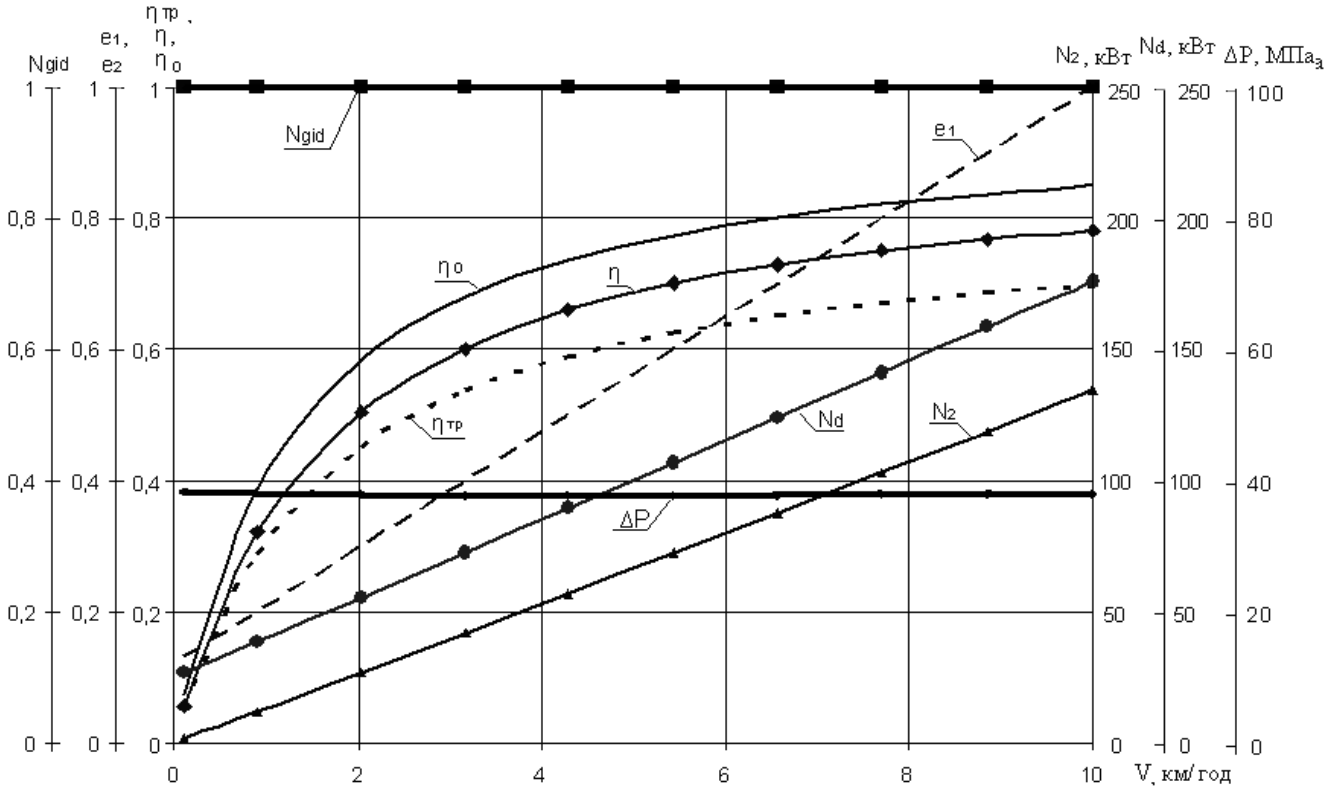


Рисунок 6 – Результати статичного аналізу ГОМТ (рис. 4) з нерегульованим гідромотором робочим об’ємом 250 см^3

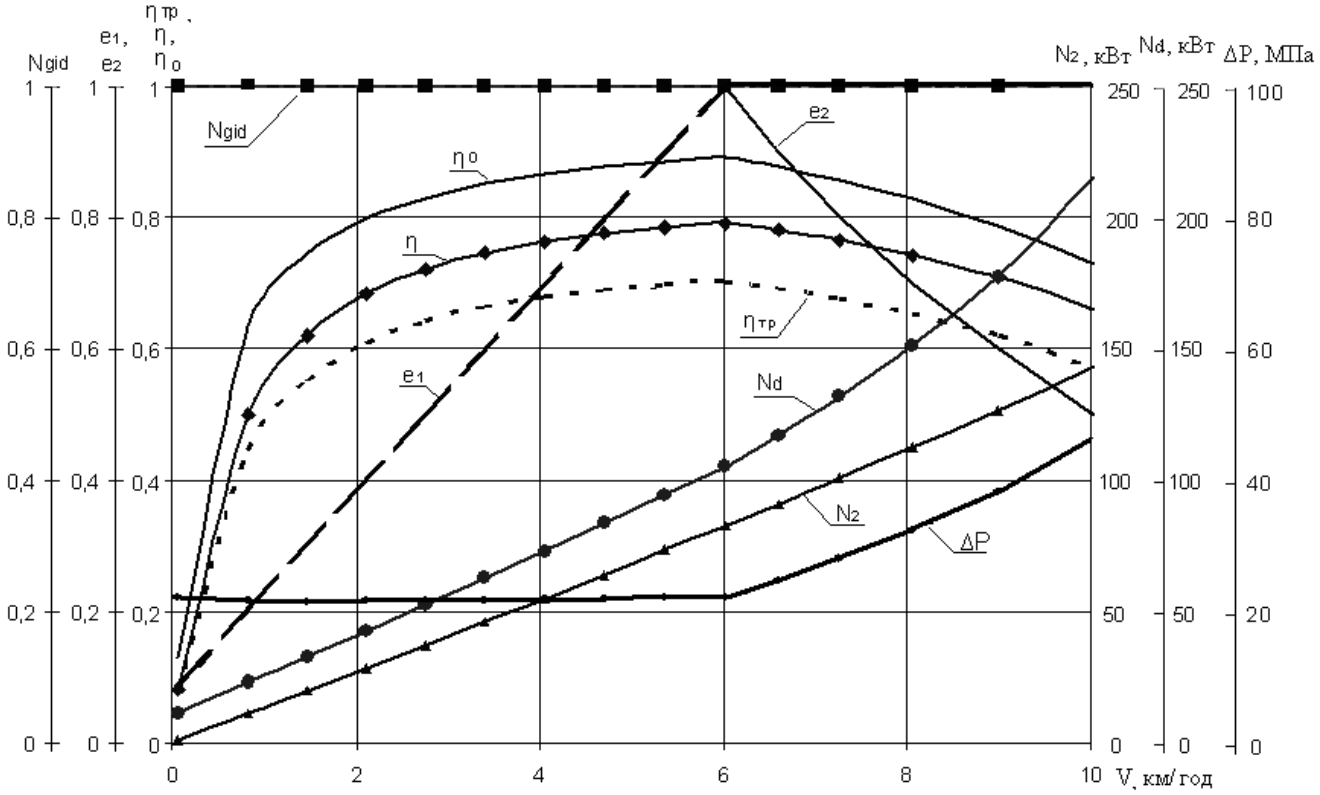


Рисунок 7 – Результати статичного аналізу ГОМТ (рис. 4) з регульованим гідромотором робочим об’ємом 130 см^3

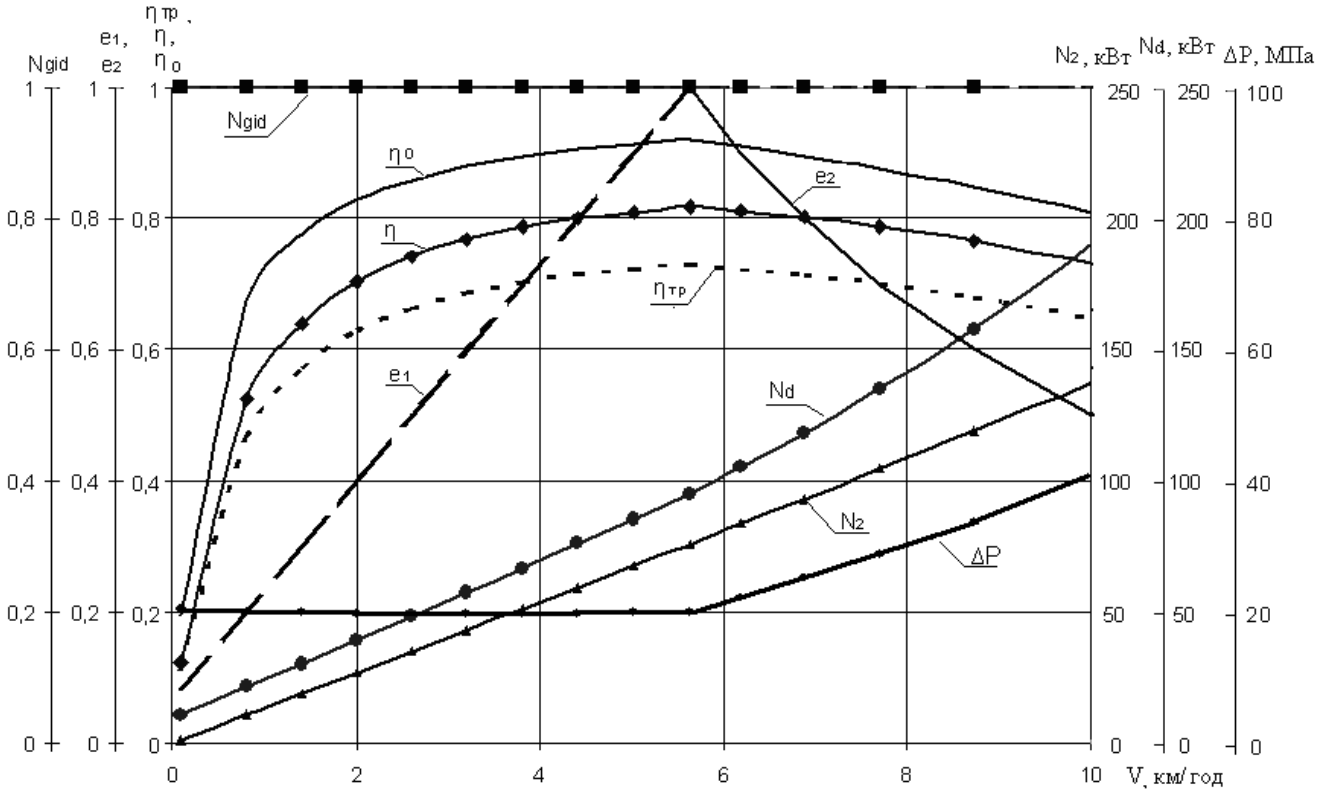
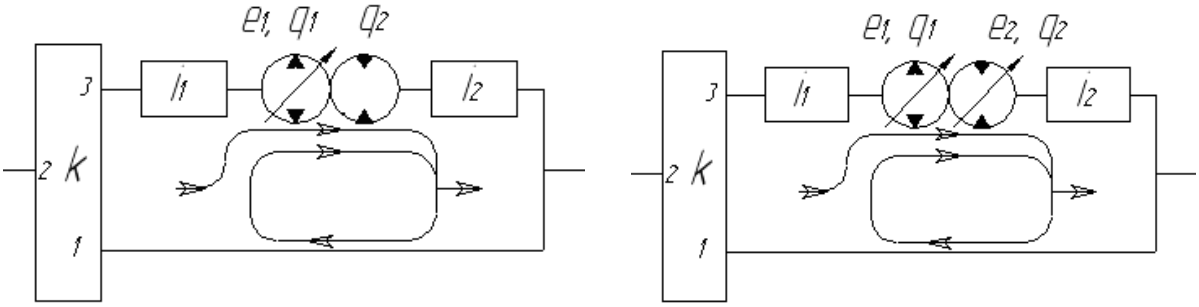


Рисунок 8 – Результати статичного аналізу ГОМТ (рис. 4) з регульованим гідромотором робочим об’ємом 250 см^3

При $-\infty < i_{xkbx} < 0$ напрями потоків потужності по паралельних гілках двопотокової трансмісії однакові, а при $0 < i_{xkbx} < \infty$ потужність по гілках двопотокової трансмісії передається в протилежних напрямах, тобто в замкнутому контурі виникає циркуляція потужності (рис. 9).

Зміна ККД трансмісії, перепаду робочого тиску в ГОП; кругового передавального відношення замкнутого контуру від швидкості руху трактора та робочого об'єму гідромотора ГОМТ (рис. 4) наведені на рис. 10 – 15.



а б

Рисунок 9 – Розподіли потоків потужності в замкнутому контурі ГОМТ (рис. 4): а – ГОМТ з нерегульованим гідромотором; б – ГОМТ з регульованим гідромотором.

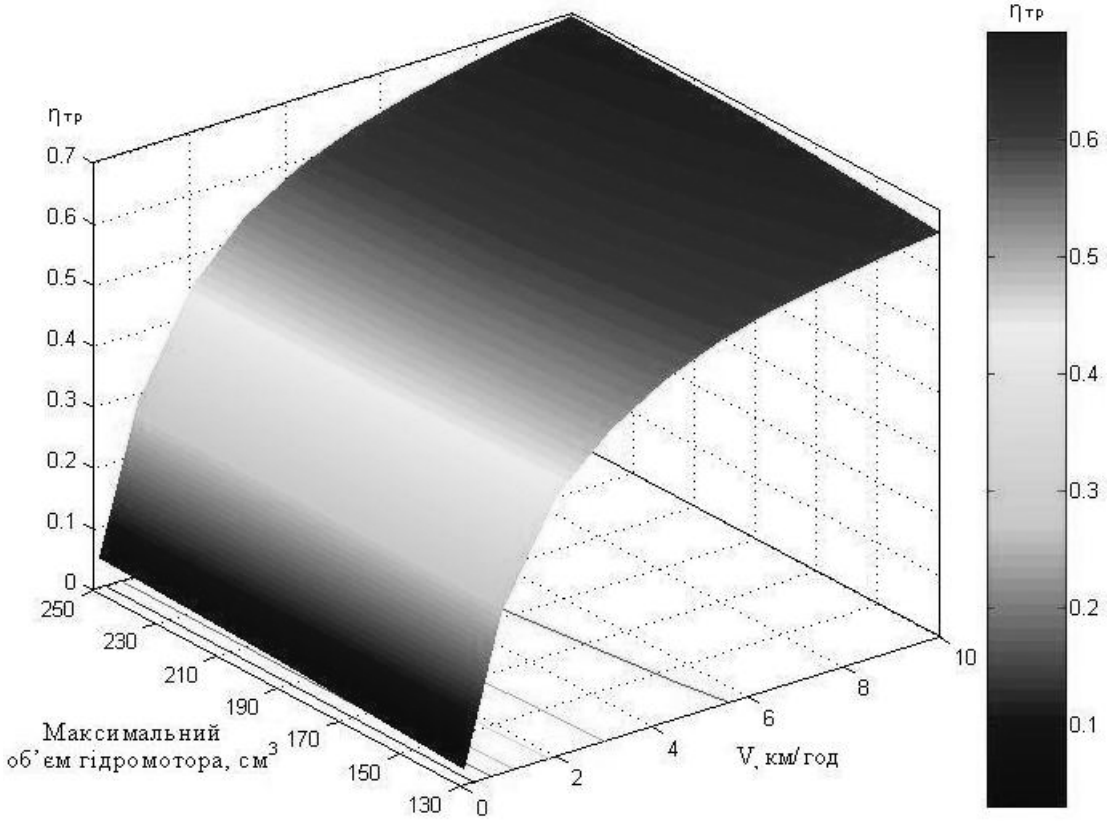


Рисунок 10 – Зміна ККД трансмісії ГОМТ (рис. 4) з нерегульованим гідромотором

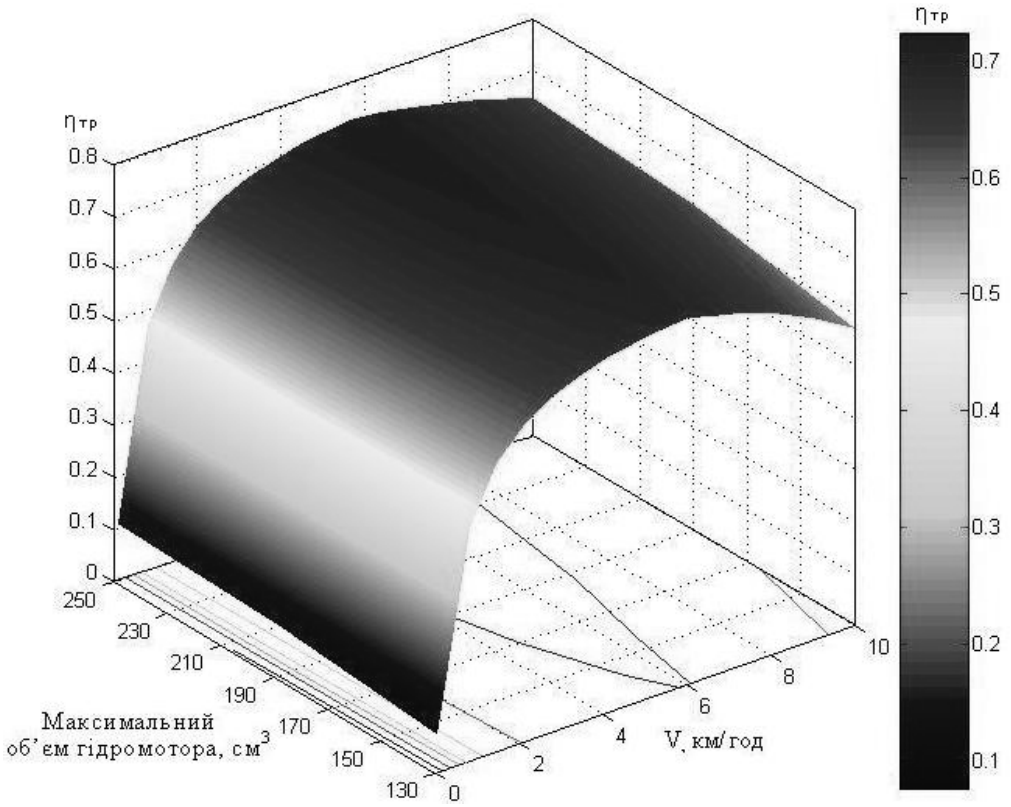


Рисунок 11 – Зміна ККД трансмісії ГОМТ (рис. 4) з регульованим гідромотором

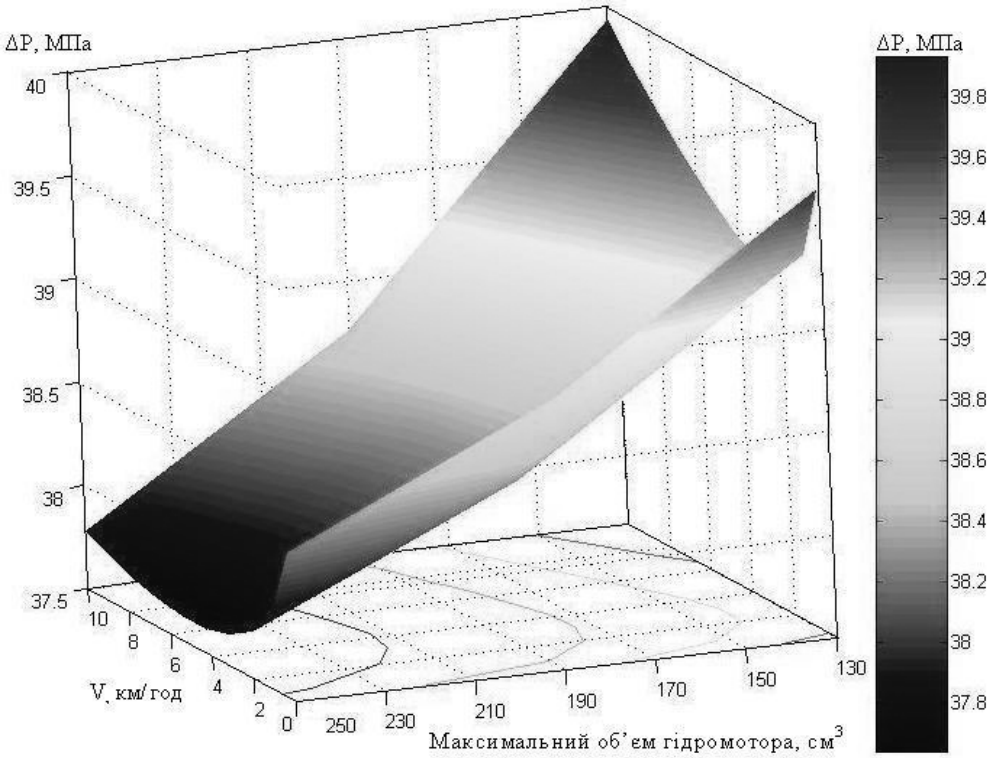


Рисунок 12 – Зміна перепаду робочого тиску в ГОП ГОМТ (рис. 4) з нерегульованим гідромотором

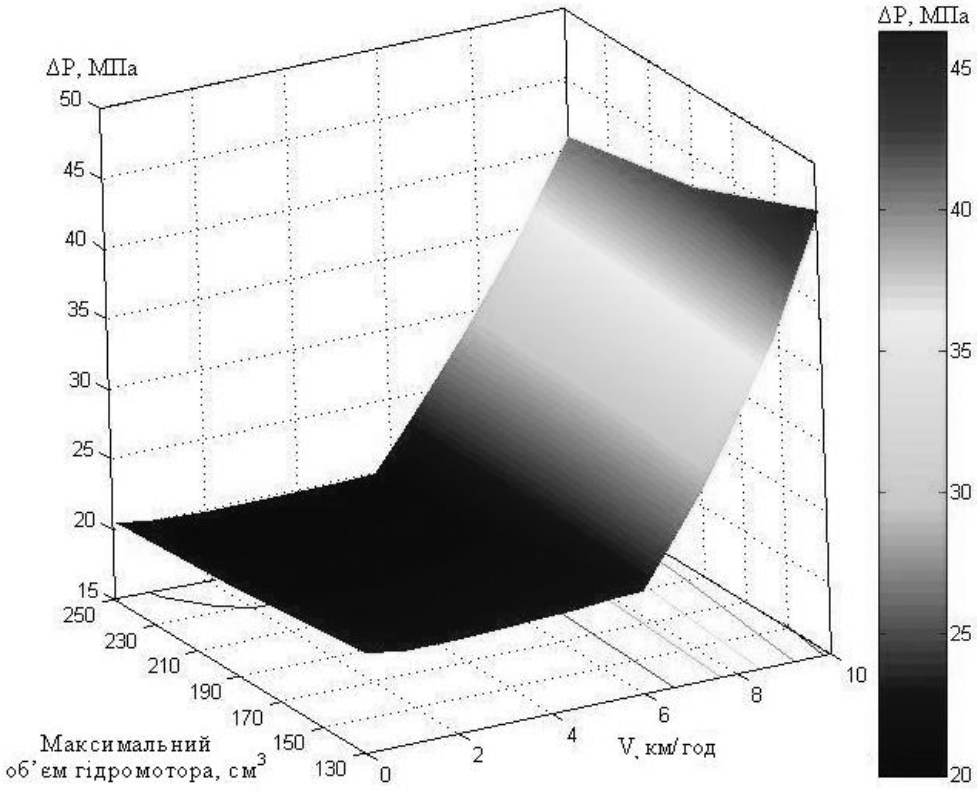


Рисунок 13 – Зміна перепаду робочого тиску в ГОП ГОМТ (рис. 4) з регульованим гідромотором

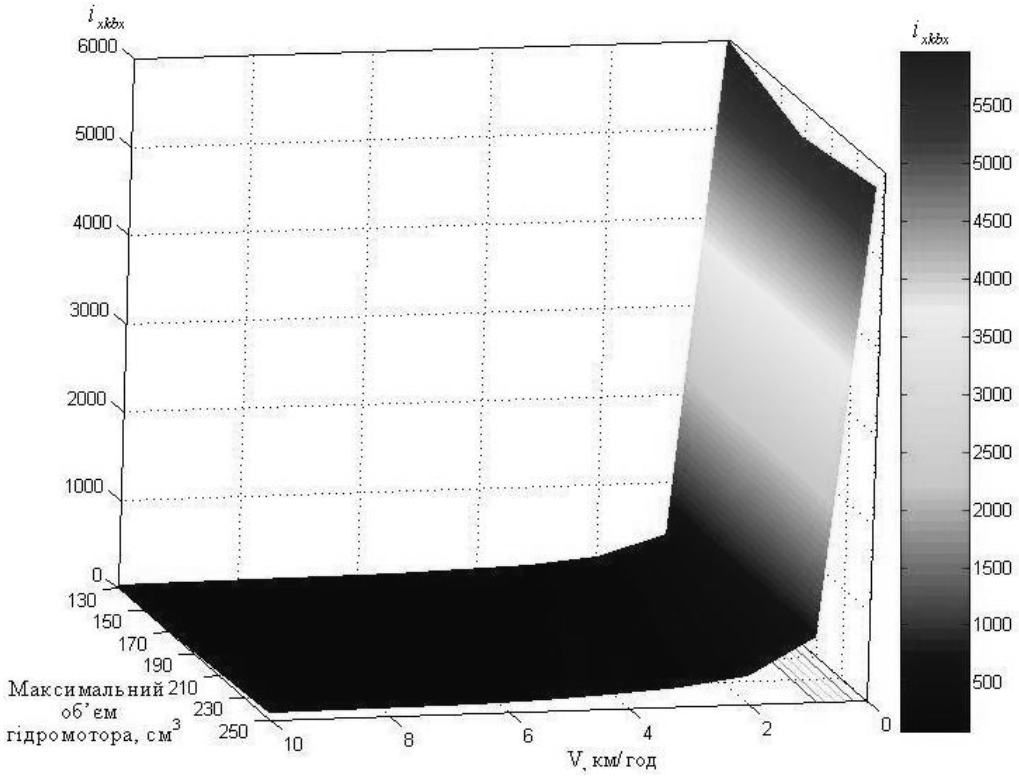


Рисунок 14 – Зміна кругового передавального відношення замкнутого контуру ГОМТ (рис. 4) з нерегульованим гідромотором

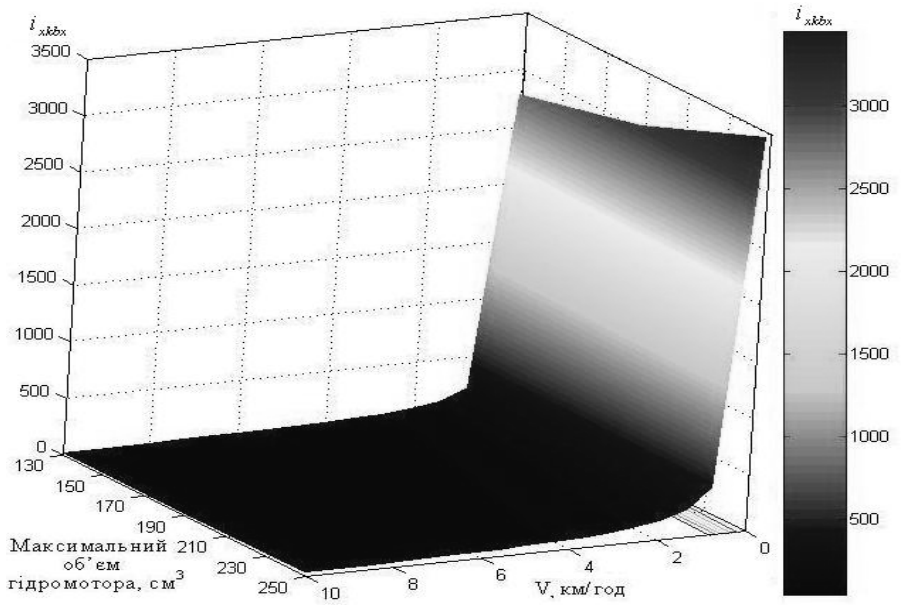


Рисунок 15 – Зміна кругового передавального відношення замкнутого контуру ГОМТ (рис. 4) з регульованим гідромотором

Висновки

В результаті аналізу кінематичних схем ГОМТ з різним з'єднанням механічної та гідравлічної гілки з ланками планетарного механізму (з сонячною шестернею, коронною шестернею, водилом), а також ГОМТ трактора Fendt 939 Vario було встановлено: суттєвим чинником що впливає на напрями потоків потужності по паралельних гілках двопотокових ГОМТ, які працюють за схемою “диференціал на вході”, є кінематична схема трансмісії та напрям руху трактора.

В процесі визначення кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ (рис. 4) було встановлено, що зі збільшенням максимального об’єму гідромотора від 130 см^3 до 250 см^3:

– максимальне ККД трансмісії при нерегульованому гідромоторі збільшується з 0,66 до 0,70; регульованому гідромоторі – з 0,70 до 0,73;

– максимальний перепад робочого тиску в ГОП ГОМТ при нерегульованому гідромоторі зменшується з 39,95 МПа до 38,22 МПа; регульованому гідромоторі – з 46,46 МПа до 40,87 МПа;

– максимальна потужність двигуна при нерегульованому гідромоторі зменшується з 186,2 кВт до 176,2 кВт; регульованому гідромоторі – з 215,9 кВт до 190,4 кВт;

– максимальне значення потужності, що циркулює при нерегульованому гідромоторі зменшується з 5,28 кВт до 2,68 кВт; регульованому гідромоторі – з 11,21 кВт до 5,58 кВт.

Список літератури: 1. *Самородов В.Б.* Результаты математического моделирования трансмиссии Fendt Vario колесных тракторов 900 серии / *В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко* // Вестник НТУ “ХПИ”: сб. науч. трудов. Тематический выпуск “Автомобиле- и тракторостроение”. – 2011. – № 56.– С. 144 – 156. **2.** *Самородов В.Б.* Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме “дифференциал на входе” / *В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко* // Восточно-Европейский

журнал передовых технологий. – 2012. – № 2/7 (56).– С. 25 – 35. **3.** *Самородов В.Б.* Аналіз безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних тракторних трансмісій: вибір і обґрунтування перспективних схем / *В.Б. Самородов, О.В. Григоров, А.І. Бондаренко* // Вісник національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут": зб. наук. праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – 2012. – № 20. – С. 24 – 46. **4.** Колесные и гусеничные машины высокой проходимости: в 10 томах. Том 3: Трансмиссии. Книга 2: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования / *Е.Е. Александров, В.Б. Самородов, Д.О. Волонцевич, А.С. Палащенко* – Харьков: ХГПУ, 1997. – 185 с. **5.** *Рогов А.В.* Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 "Автомобілі та трактори" / *Рогов Андрей Владимирович*. – Харків, 2006. – 168 С. **6.** *Самородов В.Б.* Безступінчасті гідрооб'ємно-механічні трансмісії як невід'ємний елемент сучасних тракторів // *В.Б. Самородов, В.В. Єпіфанов, А.І. Бондаренко* // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машиноприла-добудування та транспорт. – 2012. – № 135. – С. 244 – 247. **7.** *Петров В.Г.* Гидрообъёмные трансмиссии самоходных машин / *В.Г. Петров*. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с. **8.** *Самородов В.Б.* Безступінчасті гідрооб'ємно-механічні трансмісії як невід'ємний елемент сучасних автомобілів, будівельної і спеціальної техніки // *В.Б. Самородов, В.В. Єпіфанов, А.І. Бондаренко* // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машиноприла-добудування та транспорт. – 2012. – № 134. – С. 11 – 15. **9.** *Айтцетмюллер Х.* Функциональные свойства и экономичность тракторной и специальной техники с трансмиссиями VDC / *Х. Айтцетмюллер* // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – № 1(6). – С. 20 – 24. **10.** *Деркач О.І.* Створення сімейства трансмісій транспортних засобів на базі ГОМТ мотовоза МТ-1 // Тези доповідей XX міжнародної науково – практичної конференції "Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я", 15-17 травня 2012 р., Харків. Ч.1 / Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України, НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – С. 164. **11.** *Бурлыга М.Б.* Универсализация математических моделей гидрообъемных передач, работающих в составе двухпоточных бесступенчатых трансмиссий / *М.Б. Булыга* // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2008. – №5/5 (35). – С. 4 – 7. **12.** *Красненьков В.И.* Проектирование планетарных механизмов транспортных машин / *В.И. Красненьков, А.Д. Вашец*. – М: Машиностроение, 1986. – 272 с.

Надійшла в редколлегию 23.11.2012

УДК 621.83.062.1

Розподіл потоків потужності у гідрооб'ємно-механічних трансмісіях, що працюють за схемою «диференціал на вході» / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 31–41. – Бібліогр.: 12 назв.

В работе приведены схемы гидрообъемно-механических трансмиссий, которые работают по схеме "дифференциал на входе" со всеми возможными соединениями механической и гидравлической ветви со звеньями трехзвенного планетарного механизма. Определены направления потоков мощности в замкнутом контуре рассматриваемых двухпоточных трансмиссий.

Ключевые слова: трактор, бесступенчатая трансмиссия, гидроагрегаты, скоростной диапазон.

The charts of hydrostatic-mechanical transmissions which work on a chart "differential on an entrance" with all of possible connections of mechanical and hydraulic branch with the elements of three-unit planetary mechanism are in-process resulted. Directions of streams power are certain in the reserved contour of the examined two streams transmissions.

Key words: tractor, continuously variable transmission, hydromachines, speed range.

УДК 629.3: 001.57

А. Н. ТУРЕНКО, д-р техн. наук, проф. «ХНАДУ», Харьков;
А. В. УЖВА, канд. техн. наук, доц. «ХНАДУ»;
А. В. СЕРГИЕНКО, асп. «ХНАДУ»;
В. А. ШАПОВАЛЕНКО, асп. «ХНАДУ»

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ПО СОЗДАНИЮ МОДЕЛЕЙ СИСТЕМ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ СПОРТИВНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В статье приводится анализ методов исследования систем пассивной безопасности позволяющие провести исследование систем пассивной безопасности на ЭВМ не используя значительных затрат на проведение данных исследований, тем самым получить адекватные результаты эксперимента которые возможно использовать в дальнейших исследованиях.

Ключевые слова: моделирования, системы пассивной безопасности, математическое моделирование, графические модели, имитационные модели, компьютерное моделирование.

Введение. Современный прогресс в науке и технике, безусловно, связан с появлением и стремительным развитием электронных вычислительных машин (ЭВМ). Использование вычислительной техники для решения сложных задач на производстве позволяет повысить эффективность расчётов и снизить затраты на проектирование. Поэтому применение ЭВМ для моделирования систем пассивной безопасности. Является очередным шагом на пути к повышению точности, испытаний систем пассивной безопасности спортивного автомобиля. Моделирование является одним из способов изучения поведения систем пассивной безопасности в разных критических и после аварийных ситуациях [1]

Анализ последних достижений и публикаций. На современном этапе развития автомобильного спорта внимание команд было направлено на улучшение систем пассивной безопасности, это было связано с увеличением скорости спортивных автомобилей. Компьютерное моделирование занимает одну из важных ролей в проектировании систем пассивной безопасности на ранних стадиях проектирования. В роботе «Оптимальная сдерживающая система для обеспечения безопасности пассажира при столкновении транспортного средства» Фалалеева А. П. к.т.н, доцента, Севастопольского национального технического университета были проведены исследования в современных программных пакетах типа LS-DYNA (Ansys), Nastran дают высокую точность и адекватность при просчете динамических нагрузок в задачах проверки характеристик будущей конструкции [7]. При определении оптимальных характеристик системы данные методы могут быть использованы, как проверочные.

Исследованием свойств активной безопасности транспортных средств методом имитационного моделирования занимался к.т.н., доцент Тумасов А.В.. Он щитает что, все большее значение при выполнении работ, направленных на повышение активной безопасности автотранспортных средств, приобретает имитационное моделирование. Представляющее процесс конструирования на ЭВМ модели сложной реальной системы, функционирующей во времени, и постановки экспериментов на этой модели с целью либо понять поведение системы, либо оценить различные стратегии,

© А. Н. Туренко, А. В. Ужва, А. В. Сергиенко, В. А. Шаповаленко, 2012

обеспечивающие функционирование данной системы. Имитационные модели транспортных средств и систем могут быть использованы для оценки их эксплуатационных свойств. Определения возможных способов совершенствования их конструкций [8]. Оценки влияния определенных конструктивных изменений на управляемость и устойчивость. В качестве программного обеспечения был выбран пакетный комплекс SDK Simulation. Пакетный комплекс обладает значительным функционалом, таким образом, для более адекватного и достоверного имитационного моделирования необходимо использовать специальные программно-аппаратные комплексы. Включающие в себя не только программное обеспечение, но также реальные компоненты конструкции ТС (в частности, агрегаты тормозной системы, включая электронные блоки управления и компоненты электронных систем активной безопасности).

Цель и постановка задачи. Целью роботы является проветси обзор существующих методов проектирования систем пассивной безопасности. Задачей данного обзора является рассмотрение видов моделирования систем пассивной безопасности для выбора наиболее практичного и еффективного метода исследования.

Решения задачи. Для примера затрат времени на проведение ударных испытаний автомобилей обычного автомобиля составляет от 150 до 200 тысяч часов, экспериментальной модели автомобиля до 2 млн. часов, в то же время виртуальные испытания занимают 5-7 тысяч часов. При разработке новой модели автомобиля производители проводят 150-200 виртуальных испытаний и 5-6 реальных на (рис 1) приведены примеры временных затрат на исследование виртуальных и натурных экспериментов. Какой бюджет выделяется на такие исследования спортивных команд, не разглашается и держится в тайне, такие испытания могут составлять десятки, а то и сотни миллионов условных единиц.

Рисунок 1 – Сравнение затрат времени на проведение ударных испытаний автомобилей

Понятие моделирования достаточно сложное. Оно включает в себя огромное разнообразие способов моделирования: от создания натуральных моделей разных

систем пассивной безопасности спортивного автомобиля (уменьшенных и или увеличенных копий реальных объектов) до вывода математических формул которые описывают определенный процесс. Для различных явлений и процессов бывают уместными разные способы моделирования с целью исследования и познания. Объект, который получается в результате моделирования, называется моделью. При проведение виртуальных ударных нагрузок производители используют в основном расчётные системы такие, как ANSYS, SolidWorksSimulation, LS - DYNA, Abaqus, PAM - Crash (ESI Group) Suite NX, MD Adams, MD Nastran, основанные на применении методов конечных элементов (МКЭ). Эти программы представляют собой удобную среду для проведения численных расчётов, дополняя эксперименты, проводимые в лабораториях. При математическом моделировании столкновений концерн Volkswagen основывается на методе конечных элементов и системе многочисленных тел (рис. 2). Полученная на компьютере модель автомобиля, составленная из нескольких десятков тысяч отдельных элементов, может быть поставлена в различные условия совместно с такими же моделями пассажиров. Благодаря имеющимся программам, можно получать самые различные данные о состоянии кузова, пассажирах, ускорениях и деформациях [2,3]. Точность такого моделирования подтверждается натурными измерениями. Избежав больших затрат, на таких моделях можно оценить свойства реальных прототипов.

Рисунок 2 - Сравнительный анализ разрушений автомобиля, выполненный компанией Volkswagen.

Хотя модель и может быть точной копией оригинала, но чаще всего в моделях воссоздаются какие – ни будь важные для данного исследования элементы, а остальными пренебрегают. Это упрощает модель. Моделирование проходит три этапа:

- Создание модели.
- Изучение модели.
- Применение результатов исследования на практике и/или формулирование теоретических выводов.

Примеры типов моделей:

Математические модели - это приближенное описание какого - либо класса явлений или объектов реального мира на языке математики.

Графические модели. Визуальное представление объектов, которые настолько сложны, что их описание иными способами не дает человеку ясного понимания. Здесь наглядность модели выходит на первый план.

Имитационные модели. Позволяют наблюдать изменение поведения элементов системы - модели, проводить эксперименты, изменяя некоторые параметры модели. Над созданием модели могут работать специалисты из разных областей, т.к. в моделировании достаточно велика роль меж предметных связей.

Компьютерное моделирование – это в определенной степени, то же самое, описанное моделирование, но реализуемое с помощью компьютерной техники. Для компьютерного моделирования важно наличие определенного программного обеспечения.

Так, если математическая формула очень сложна, что не дает явного представления об описываемых ею процессах, то на помощь приходят графические и имитационные модели. Компьютерная визуализация может быть намного дешевле реального создания натуральных моделей.

Если система сложна, а требуется проследить за каждым ее элементом, то на помощь могут придти компьютерные имитационные модели. На компьютере можно воспроизвести последовательность временных событий, а потом обработать большой объем информации [3].

Методы исследования сложных систем

Одной из важных проблем в области разработки и создания современных сложных технических систем является исследование динамики их функционирования на различных этапах проектирования, испытания и эксплуатации. *Сложными системами* называются системы, состоящие из большого числа взаимосвязанных и взаимодействующих между собой элементов. При проектировании сложных систем ставится задача разработки систем, удовлетворяющих заданным техническим характеристикам. Поставленная задача может быть решена одним из следующих методов:

- методом синтеза оптимальной структуры системы с заданными характеристиками;
- методом анализа различных вариантов структуры системы для обеспечения требуемых технических характеристик.

Оптимальный синтез систем в большинстве случаев невозможен в силу сложности поставленной задачи и несовершенства современных методов синтеза сложных систем. Методы анализа сложных систем, включающие в себя элементы синтеза, в настоящее время достаточно развиты и получили широкое распространение [4, 5].

Любая синтезированная или определенная каким - либо другим образом структура сложной системы для оценки ее показателей должна быть подвергнута испытаниям. Таким образом, конечным этапом проектирования сложной системы. Осуществленного как методом синтеза структуры, так и методом анализа вариантов структур, является анализ показателей эффективности проектируемой системы.

Среди известных методов анализа показателей эффективности систем и исследования динамики их функционирования следует отметить:

- аналитический метод;
- метод натуральных испытаний;

- метод полунатурального моделирования;
- моделирование процесса функционирования системы на ЭВМ.

Строгое аналитическое исследование процесса функционирования сложных систем практически невозможно. Определение аналитической модели сложной системы затрудняется множеством условий, определяемых особенностями работы системы, взаимодействием ее составляющих частей, влиянием внешней среды и т.п.
Натуральные испытания сложных систем связаны с большими затратами времени и средств. Проведение испытаний предполагает наличие готового образца системы или ее физической модели, что исключает или затрудняет использование этого метода на этапе проектирования системы.

Широкое применение для исследования характеристик сложных систем находит метод полунатурального моделирования. При этом используется часть реальных устройств системы. Включенная в такую полунатуральную модель ЭВМ имитирует работы остальных устройств системы, отображенных математическими моделями. Однако в большинстве случаев этот метод также связан со значительными затратами и трудностями, в частности, аппаратной стыковкой натуральных частей с ЭВМ [5].
Исследование функционирования сложных систем на ЭВМ помогает сократить время и средства на разработку. Результаты моделирования по своей ценности для практического решения задач часто близки к результатам натурного эксперимента.

Метод имитационного моделирования

Метод имитационного моделирования основан на использовании алгоритмических (имитационных) моделей, реализуемых на ЭВМ, для исследования процесса функционирования сложных систем. Для реализации метода необходимо разработать специальный моделирующий алгоритм. В соответствии с этим алгоритмом в ЭВМ вырабатывается информация, описывающая элементарные процессы исследуемой системы с учетом взаимосвязей и взаимных влияний. При этом моделирующий алгоритм строится в соответствии с логической структурой системы с сохранением последовательности протекаемых в ней процессов и отображением основных состояний системы.

Основными этапами метода являются:

- моделирование входных и внешних воздействий;
- воспроизведение работы моделируемой системы (моделирующий алгоритм);
- интерпретация и обработка результатов моделирования.

Метод имитационного моделирования позволяет решать задачи исключительной сложности. Метод не требует специальной аппаратуры для каждой новой задачи и позволяет легко изменять значения параметров исследуемых систем и начальных условий. Эффективность моделирования тем более высока, чем на более ранних этапах проектирования системы он начинает использоваться [6].

Выводы

1. Проведен анализ видов моделирований применяемых на данный момент в проектировании систем пассивной безопасности автомобильными производителями.
2. Среди представленных методов можно выделить компьютерное моделирование, так как оно имеет ряд преимуществ и не существенные недостатки. Которые можно решить, не пробегая к существенным затратам.

3. Применение программ таких доступных как ANSYS, SolidWorksSimulation и др. поможет в полной мере промоделировать и провести виртуальный эксперимент и получить адекватные результаты эксперимента.

Список литературы: **1**. *Wech V., Ostmann B*. Результаты экспериментов, имитирующих лобовое столкновение автомобилей // Automobiltechn Z. – 1999. – Vol. 101, № 5. – S. 344-349. **2**. *Hack G.* Исследования последствий столкновений транспортных средств // Auto, Mot. and Sport. – 1999. - № 14. – P. 36-42. **3**. *Новописный Е. А., Шутов А. И.* Возможности использования математического моделирования при имитации столкновений автомобилей // *(БГТУ им. В.Г.Шухова, г.Белгород, РФ).* **4**.*Филькин Н.М., Зыков С.Н.* Повышение энергопоглощающей способности передней части кузова автомобиля при фронтальном столкновении с препятствием// Информационные технологии моделирования и управления. – 2004. - № 15. – С. 122-127. **5.** *Lanard J.-L., Lestavel J., Guirehut S.* Испытания бампера автомобиля // ATZ: Automobiltechn Z. – 2002. – Vol. 104, № 11. - P. 996-1001. **6**. *Scharnhorst Th., Schettler-Kohler K., Wester H.* Исследование деформаций кузова автомобиля и кинематики пассажиров при моделировании столкновений // Automobiltechn Z. – 1990. – Vol. 92, № 11. - S. 644-646, 649-652. **7**. Оптимальная сдерживающая система для обеспечения безопасности пассажира при столкновении транспортного средства / *А.П. Фалалеев* // Машиноприборостроение и транспорт, Украина, – 2011г. – Вып.№118. – С. 145-150. **8**. Исследованием свойств активной безопасности транспортных средств методом имитационного моделирования / *А.В. Тумасов, А.М. Грошев, С.Ю. Костин, М.И. Саунин, Ю.П. Трусов*,// Журнал Автомобильных Инженеров, Россия, - 2011г. – Вып№2(67). – С. 34-37.

Поступила в редколлегию 24.11.2012

УДК 629.3: 001.57

Состояние вопроса по созданию моделей систем пассивной безопасности спортивных автомобилей на стадии проектирования / А. Н. Туренко, А. В. Ужва, А. В. Сергиенко, В. А. Шаповаленко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 42–47. – Бібліогр.: 8 назв.

У статті приводиться аналіз методів дослідження систем пасивної безпеки які дозволяють провести дослідження систем пасивної безпеки на ЕВМ не використовуючи значних затрат на проведення даних досліджень, тим самим отримати адекватні результати експерименту які можливо використати в подальших дослідженнях.

Ключові слова: моделювання, системи пасивної безпеки, математичне моделювання, графічні моделі, імітаційні моделі, комп’ютерне моделювання.

The article shows the analysis methods for the study of passive safety systems that allow studying safety systems on EVM without using substantial costs of these studies, thereby to obtain adequate results of an experiment that can be used in further studies.

Key words: modeling, passive safety systems, mathematical modeling, graphical models, simulation models, computer modeling.

УДК 629.114.2

В. Н. БОЛДОВСКИЙ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харьков

ПРИМЕНЕНИЕ БЕСПОКРАСОЧНОЙ ТЕХНОЛОГИИ РИХТОВКИ ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ КУЗОВА АВТОМОБИЛЯ

Рассмотренная технология восстановления повреждений элементов кузовов легковых автомобилей позволяет достаточно легко и качественно устранять различные виды повреждений кузовов, при этом для выполнения всех видов технологических работ используется несложные и недорогие специальные инструменты и приспособления. Представлены пояснения необходимого инструментального оснащения и обеспечения приспособлениями, используемые при восстановлении повреждений элементов кузовов в соответствии с технологией беспокрасочной рихтовки.

Ключевые слова: автомобиль, кузов, повреждение, устранение, беспокрасочная рихтовка.

Введение. Современное автомобилестроение постоянно развивается – разрабатываются новые технологии производства автомобилей с применением новейшего оборудования, что позволяет достаточно часто обновлять модельный ряд предприятий, занимающихся изготовлением автомобилей. Множество моделей автомобилей, представленных на потребительском автомобильном рынке, свидетельствует о значительном увеличении количества выпускаемых автомобилей, как в нашей стране, так и за рубежом. В процессе эксплуатации автомобилей в силу различных причин происходит естественное изнашивание рабочих поверхностей деталей узлов и механизмов. Известно, что в автомобиле его базовыми агрегатами являются двигатель и кузов. В данной работе будут рассматриваться вопросы, связанные с особенностями восстановления поврежденных элементов кузова автомобиля. Повреждения элементов кузовов происходят по причинам естественных процессов под действием контактирования с окружающей средой (коррозия и т.п.), а также в результате столкновения автомобиля с определенными объектами (препятствиями) или же в случаях попадания в дорожно-транспортное происшествие. В зависимости от степени повреждений элементов кузова необходимо применение конкретных способов их восстановления (устранения). Применение того или иного способа восстановления обуславливается характером и степенью повреждений. Данная статья посвящена вопросам, связанным с беспокрасочной рихтовкой элементов кузова автомобиля (PDR-технология).

Анализ последних достижений и публикаций. Современные конструкции кузовов автомобилей все больше отличаются от такого же типа агрегатов, произведенных 10 и более лет тому назад. Происходит это в первую очередь за счет стремительного развития технологий изготовления кузовов автомобиля, а также благодаря применению новых конструкционных материалов и специальных материалов для обработки поверхностей кузовов. Ремонт кузовов легковых автомобилей производится различными способами к основным из которых относятся восстановление формы кузова правкой и рихтовки – устранения вмятин в панелях кузова без нагрева; устранения больших вмятин на поверхности кузова методом нагревания в сочетании с ударным воздействием; восстановления кузова заменой деталей – соединение кромок деталей в стык; соединение деталей в внахлест;

© В. Н. Болдовский, 2012

комбинирование соединений с использованием дополнительной накладки.

Для полной замены какой-либо детали кузова необходимо разъединить все ее сварные соединения и приварить на ее место новую деталь. Из технологии производства кузовов известно, что отдельные детали кузова сначала сваривают в небольшие узлы, которые потом соединяются сваркой в общую конструкцию. Следовательно, в связи с этим во многих случаях к краю какой-либо детали кузова привариваются одновременно несколько других деталей. Кроме этого, в процессе изготовления кузова могут привариваться дополнительные усиливающие элементы.

Для устранения глубоких вмятин существует способ, согласно которому проводятся восстановительные работы элементов кузова с использованием приспособления ударного типа, так называемый Spotter (споттер от англ. Spot - точка). При этом способе восстановления в качестве приспособления для правки используются гидроцилиндры, механические растяжки, стяжки и т.п. [1, 3].

Изломы и вмятины панелей дверей, а также „крыльев” правятся рычагами, используя как опору внутренние элементы панелей капота, дверей и другие поверхности кузова [6].

Устранение вмятин может выполняться по технологии, которая не повреждает лакокрасочное покрытие. Такая рихтовка кузова автомобиля не требует перекрашивания деталей, внешний вид которых испорчен обычной вмятиной [4, 5].

Цель и постановка задачи. Существующие способы устранения повреждений элементов кузовов легковых автомобилей, в основном после выполнения работ по рихтовке приводят к тому, что необходимо производить последующее нанесение лакокрасочного покрытия на восстановленные поверхности кузова автомобиля, т.е. имеются определенные недостатки в традиционной технологии. В связи с этим целью работы является обоснование целесообразности внедрения технологии беспокрасочной рихтовки элементов кузовов легковых автомобилей в условиях станций технического обслуживания. Для осуществления поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- провести анализ существующих способов восстановления повреждений кузовов автомобилей;
- исследовать особенности технологии беспокрасочной рихтовки кузовов автомобилей;
- выбрать необходимый инструмент и приспособления для восстановления геометрии кузова автомобиля.

Особенности способа беспокрасочной рихтовки повреждений элементов кузова. Проведение работ, направленных на устранение повреждений элементов кузова легкового автомобиля согласно технологии беспокрасочной рихтовки, проводится в несколько этапов.

Основное преимущество данной технологии по сравнению с другими заключается в том, что устранение повреждений элементов кузова автомобиля выполняется в кратчайшие сроки, при этом не требуется последующая окраска [6].

В процессе устранения повреждений специальными рычагами – крючками различной конфигурации прикладывается давление на внутреннюю поверхность металла кузова.

Технология беспокрасочной рихтовки в основном эффективно применять для устранения незначительных повреждений типа вмятин, возникших от попадания

различных предметов, такого вида дефекты удаляются полностью, до состояния включая начальное (заводское), что в свою очередь обеспечит экономию денежных средств и сокращение времени простоя автомобиля.

Возможность применения технологии беспокрасочной рихтовки кузова автомобиля стала все чаще использоваться благодаря тому, что элементы кузова автомобиля все чаще изготавливаются из более тонких металлов, а также для их окрашивания применяются лакокрасочные материалы, обладающие более пластическими, и в тоже время твердыми свойствами, позволяющими выдерживать большие деформации кузова без повреждения лакокрасочного слоя [2, 7].

Перед началом проведения работ по беспокрасочной рихтовке кузова автомобиля выполняется визуальный осмотр его повреждений так называемая «дефектация», т.е. определяется возможность или же целесообразность проведения восстановительных работ элементов кузова.

Все виды работ по выравниванию вмятин производится при помощи специального инструмента, представляющего собой так называемые крючки или рычаги. Общий вид специального инструмента для выполнения работ по устранению вмятин представлен на рис. 1.

Рисунок 1 – Специальный инструмент (крючки) для выравнивания внутренних повреждений элементов кузова автомобиля

Технология беспокрасочной рихтовки кузова автомобиля позволяет устранять различные повреждения, кратко поясним как определяется возможность восстановления того или иного вида повреждений. Наиболее простыми для устранения являются незначительные вмятины на дверях, «крыльях» и капоте автомобиля. Большие вмятины, повреждения на ребрах элементов кузова считаются наиболее

сложными. Кроме того существуют вмятины, которые практически невозможно устранить (вмятины, образовавшиеся в результате повреждения каркаса или основы детали, а также вмятины, близко расположенные к краям детали поврежденного элемента). В некоторых случаях возникают ситуации, когда вмятину возможно устранить, но за счет своей сложности затраты на ее восстановление могут превышать чем стоимость косметического ремонта детали.

Устранение вмятин кузова автомобиля согласно технологии беспокрасочной рихтовки проводится двумя основными способами:

- с внутренней стороны с использованием специального инструмента. Специальным инструментом выполняются нажатия, с внутренней стороны детали тем самым выдавливается вмятина;
- с наружной стороны применяется клеевая система. В области вмятины приклеивается на специальный клей клипса, за которую потом вытягивают вмятину. Применяется этот способ для устранения повреждений, расположенных в сложнодоступных для обычного инструмента местах.

Специальный инструмент – крючок, применяющийся для устранения вмятин, изготовлен из стали с пружинящим эффектом и обладающим необходимой гибкостью и стойкостью во время проведения работ по устранению повреждений.

При устранении повреждений элементов кузова автомобиля с внутренней поверхности детали производится нажатие специальным инструментом на вмятину, вследствие чего устраняется возникшее повреждение кузова.

Схема выполнения работ по устранению повреждений элементов кузова специальными инструментами представлена на рис. 2.

Рисунок 2 – Устранение вмятин на элементах кузова автомобиля с внутренней стороны

Показанная на рис. 2 общая схема устранения повреждений элементов кузова наглядно демонстрирует о достаточно простой методике проведения технологических работ, в тоже время необходимо, чтобы был достаточно высокой квалификация мастер, выполняющий указанные виды работ.

Внедрение беспокрасочной технологии восстановления (устранения) повреждений элементов кузова в условиях станций технического обслуживания – это прогрессивный способ, позволяющий в «сжатые» временные сроки проводить работы по восстановлению геометрии кузова автомобиля, что в свою очередь обеспечит минимальный простой автомобилей в ремонте.

Выводы

1. Предлагаемая технология беспокрасочной рихтовки повреждений элементов кузовов легковых автомобилей позволяет быстро и качественно устранять повреждения, при этом самым главным фактором является то, что после выполнения технологических работ не требуется последующая окраска кузова автомобиля.

2. Выполнение рихтовки кузова автомобиля проводится с использованием комплекта специального инструмента и приспособлений, что позволяет достаточно просто внедрять данную технологию в условиях станций технического обслуживания.
3. Даная технология обеспечивает минимальный простой автомобиля при выполнении устранения повреждений элементов кузовов легковых автомобилей, и соответственно экономически более выгодна автовладельцам.

Список литературы. 1. *Синельников А. Ф.* Ремонт аварийных кузовов легковых автомобилей отечественного и иностранного производства / *А. Ф. Синельников, С. К. Лосавио, Р.А. Синельников*. – М.: Транспорт, 2001. – 334 с. **2.** *Громаковский А.В.* Покраска автомобиля и кузовные работы / *А.В. Громаковский, Г.К. Бранихин*. – СПб.: Питер, 2009. – 192 с. **3.** *Деревьянко В. А.* Уход за автомобилем и кузовной ремонт / *В. А. Деревьянко*. – СПб.: Питер, 2005. – 324 с. **4.** *Кац А. М.* Автомобильные кузова: Техническое обслуживание и ремонт / *А. М. Кац*. – М.: Транспорт, 1980.–272 с. **5.** *Смирнов В.Л.* Технология ремонта, покраски и антикоррозионной защиты кузовов автомобилей ВАЗ / *В.Л. Смирнов, В.С. Боюр, Г.В. Гаранина, В.Е. Климов*. – М.: Феникс, 2003. – 248 с. **6.** *Асташенко С. Б.* Кузовной ремонт легковых автомобилей / *С. Б. Асташенко*. – М.: Автостиль, 2003. – 152 с. **7.** *Чумаченко Ю.Т.* Кузовные работы. Легковой автомобиль / *Ю.Т. Чумаченко, А.А. Федорченко*. – М.: Феникс, 2005. – 251 с.

Поступила в редколлегию 07.11.2012

УДК 629.114.2

Застосування безфарбувальної технології рихтування для відновлення пошкоджень елементів кузова автомобіля / В.М. Болдовський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 48–52. – Бібліогр.: 7 назв.

Розглянута технологія відновлення пошкоджень елементів кузовів легкових автомобілів дозволяє досить легко та якісно усувати різні види пошкоджень кузовів, при цьому для виконання усіх видів технологічних робіт використовується нескладні та недорогі спеціальні інструменти та пристосування.

Представлено пояснення необхідного інструментального оснащення та забезпечення пристосуваннями, що застосовуються при виконані усунення пошкоджень елементів кузовів згідно технології безфарбувальної рихтування.

Ключові слова: автомобіль, кузов, пошкодження, видалення, без фарбувальне рихтування.

Considered by the technology of restoration of damage elements of the bodies of cars allows you to easily and efficiently troubleshoot various types of damage to the body, and to perform all kinds of technological works is simple and cheap special tools and jigs. Provides explanations of the necessary instrumentation and equipment used in the recovery of damaged elements of the body in accordance with the technology paintless straightening.

Key words: car, body, damage, removal, straightening of paintless.

УДК 621.793.7

С. А. ЛУЗАН, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харьков;
О. М. ГОРБАЧЕВСКАЯ, асп. ХНАДУ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАВИСИМОСТИ МАССОПЕРЕНОСА АНОДА ПРИ ЭЛЕКТРОИСКРОВОМ ЛЕГИРОВАНИИ СТАЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ОТ ВРЕМЕНИ ОБРАБОТКИ

Установлены зависимости массопереносов различных материалов электродов при электроискровом легировании стальной поверхности от длительности обработки. Получена математическая модель массопереноса электрода при электроискровом легировании.

Ключевые слова: электроискровое легирование, деталь, поверхность, электрод, анод, катод, массоперенос, покрытие.

Введение. Надежность восстановленных деталей во многом зависит от качества напыляемых покрытий: износостойкости, уровня остаточных напряжений в покрытии, пористости, прочности сцепления с основой. Последняя зависит от качества подготовки напыляемой поверхности и в большей степени от её шероховатости. На основании анализа технических характеристик основных методов, применяемых для обработки поверхностей перед напылением газопламенных покрытий, можно сделать вывод, что электроискровое легирование (ЭИЛ) выгодно отличается от других способов. Поскольку ЭИЛ является экологически чистым методом, позволяет управлять прочностью сцепления покрытия с основой не только за счет повышения шероховатости, но и путем изменения химического состава приповерхностного слоя при использовании различных материалов в качестве электрода. Кроме того, метод позволяет обрабатывать поверхности с твердостью HRC>40, и в отличие от методов механической обработки может применяться для деталей различной формы и размеров, что является необходимым при восстановительном ремонте деталей машин. Для получения требуемой шероховатости восстанавливаемой поверхности, с целью обеспечения необходимой прочности сцепления покрытия с деталью, необходимо установить зависимости массопереноса электродов из различных материалов от времени обработки и соответственно величины шероховатости, создаваемой на обрабатываемой поверхности.

Анализ последних достижений и публикаций. Ученые А.Д. Верхотуров, Г.В. Самсонов, Б.Р. Лазаренко отмечают, что характер процесса электроискрового легирования определяется свойствами электродных материалов, а именно их эрозионной стойкостью [1, 2, 3]. Количественно привес катода связан с величиной эрозии анода. При ЭИЛ для отдельных групп материалов отмечаются корреляционные связи между привесом катода и теплофизическими свойствами материала анода. Установлено, что в общем случае при ЭИЛ (особенно на “грубых режимах”, $I_{к.з.} > 5$ А) наблюдается зависимость эрозионной стойкости материалов электродов от особенностей их электронного строения. Анализ этого вопроса с точки зрения электронного строения материалов выполнен в работах [2, 4].

Интенсивность переноса материала анода на катод при прочих равных условиях зависит как от свойств материалов электродов, так и от длительности обработки. При этом динамика формирования поверхностных слоев на катоде характеризуется тем, что интенсивность переноса материала анода на катод максимальная в первые моменты

© С.А. Лузан, О.М. Горбачевская, 2012

проведения процесса, при последующей обработке – уменьшается. В конечном итоге при определённых значениях энергии разряда перенос сменяется эрозией уже нанесенного слоя – привес катода становиться отрицательным. Протекание конкурирующих процессов формирования и разрушения слоев при преобладании последнего с увеличением времени обработки приводит к ограничению толщины формируемого слоя. Однако возможен также механизм ЭИЛ при котором на первом этапе обработки происходит интенсивная эрозия катода, затем этот процесс уменьшается и дальнейшее легирование уже ведет к повышению привеса катода (легирование титана металлами группы железа – Fe, Ni, Co). В подобном случае в процессе обработки на поверхности катода возникает своеобразный «подслой», на который в последующем идет перенос материала анода [5].

Учитывая большое число факторов, влияющих на процесс ЭИЛ, наиболее достоверные количественные данные возможно получить только экспериментальным путем для конкретных условий обработки.

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является определение зависимостей массопереносов различных материалов электродов на стальную поверхность детали от времени обработки.

Исследование электроискрового легирования стали 45 различными электродами. Электроискровое легирование производили на воздухе при температуре 20 °С с использованием специализированной установки «Элитрон-50» на жестком режиме: рабочее напряжение на электродах $V = 80\text{-}90\ В$, сила тока короткого замыкания $I_{к.з.} = 5\text{-}10\ А$. Обработка осуществлялась вибрирующим электродом вручную, скорость перемещения электрода не превышала 0,07-0,09 м/мин.

В качестве катода (К) использовали образцы из стали 45 ГОСТ 1050-88 с шероховатостью поверхности Ra = 3,2 мкм. Для анодов (А) применяли сталь конструкционную легированную марки 25ХГТ ГОСТ 4543-71, сталь конструкционную углеродистую марки Ст2кп ГОСТ 380 - 2005, сталь инструментальную быстрорежущую марки Р6М5 ГОСТ 19265 – 73, нихром марки Х20Н80 ГОСТ 10994-74, медь марки М1б ДСТУ ГОСТ 859-2001. Химический состав электродов приведен в таблице 1.

Количество перенесенного материала электрода-анода Δm за время t определяли расчетным методом по выражению:

$$\Delta m = m_{обр.} - m_{исх.}, \qquad (1)$$

где $m_{обр.}$ и $m_{исх.}$ – соответственно масса обработанных образцов и исходная; определяли взвешиванием на лабораторных весах Axis AD 500, с точностью до 0,001 г.

Массоперенос материала электрода-анода определяли как удельный привес катода $G_к$ по формуле:

$$G_к = \Delta m/F, \qquad (2)$$

где F – площадь обработанной поверхности образца.

Шероховатость поверхностей исследуемых образцов исследовали на профилографе-профилометре TR-200 соединенным с ПК, обеспечивающим регистрацию и сохранение результатов измерений. Погрешность измерения среднего

арифметического абсолютных значений отклонений профиля *Ra* составляла ≤ 10 %, диапазон измерения – 0,01-40 мкм.

Таблица 1 – Химический состав электродов-анодов

Химический состав, %	Марка электрода				
	Сталь 25ХГТ	**Ст2кп**	**Р6М5**	**Нихром Х20Н80**	**Медь М1б**
C	0,22-0,29	0,09-0,15	0,82-0,9	0,03	-
Si	0,17-0,37	До 0,05	0,2-0,5	1,0-1,5	-
Mn	0,8-1,1	0,25-0,5	0,2-0,5	До 0,6	-
Ni	До 0,3	До 0,3	До 0,6	остальное	До 0,002
S	До 0,035	До 0,05	До 0,025	До 0,015	До 0,004
P	До 0,035	До 0,04	До 0,03	До 0,02	До 0,002
Cr	1-1,3	До 0,3	3,8-4,4	20,0-23,0	-
N	-	До 0,008	-	-	-
Ti	0,03-0,09	-	-	До 0,2	-
Cu	До 0,3	До 0,3	До 0,25	-	99,95*
As	-	До 0,08	-	-	До 0,002
Mo	-	-	4,8-5,3	-	-
W	-	-	5,5-6,5	-	-
V	-	-	1,7-2,1	-	-
Co	-	-	До 0,5	-	-
Al	-	-	-	До 0,2	-
Fe	-	-	-	До 1,0	До 0,004
Pb	-	-	-	-	До 0,004
Zn	-	-	-	-	До 0,003
O	-	-	-	-	До 0,003
Sb	-	-	-	-	До 0,002
Bi	-	-	-	-	До 0,001
Sn	-	-	-	-	До 0,002
Остальные элементы	-	-	-	Zr 0,2-0,5	*Cu + Ag min 99.95

Дополнительно определяли следующие параметры: высоту неровностей профиля по десяти точкам *Rz*, средний шаг неровностей профиля *Sm* и относительную опорную длину профиля t_p [ДСТУ 2413-94]. По результатам измерений нашли средние значения параметров шероховатости и внесли их в таблицу (табл. 2). Определяемые характеристики отображались в цифровом и графическом виде (рис. 1).

Таблица 2 – Результаты измерения шероховатости

№ п/п	Ra^{cp}, (мкм)	Rz^{cp}, (мкм)	Sm^{cp},(мм)	t_{50}^{cp}, (%)
1 – Ст2кп	5,105	22,292	0,360	63,625
2 – Медь М1б	6,726	27,276	0,402	79,967
3 – Р6М5	8,257	32,151	0,431	90,233
4 – Сталь 25ХГТ	6,376	27,692	0,395	68,467
5 – Х20Н80	4,481	23,193	0,296	73,333

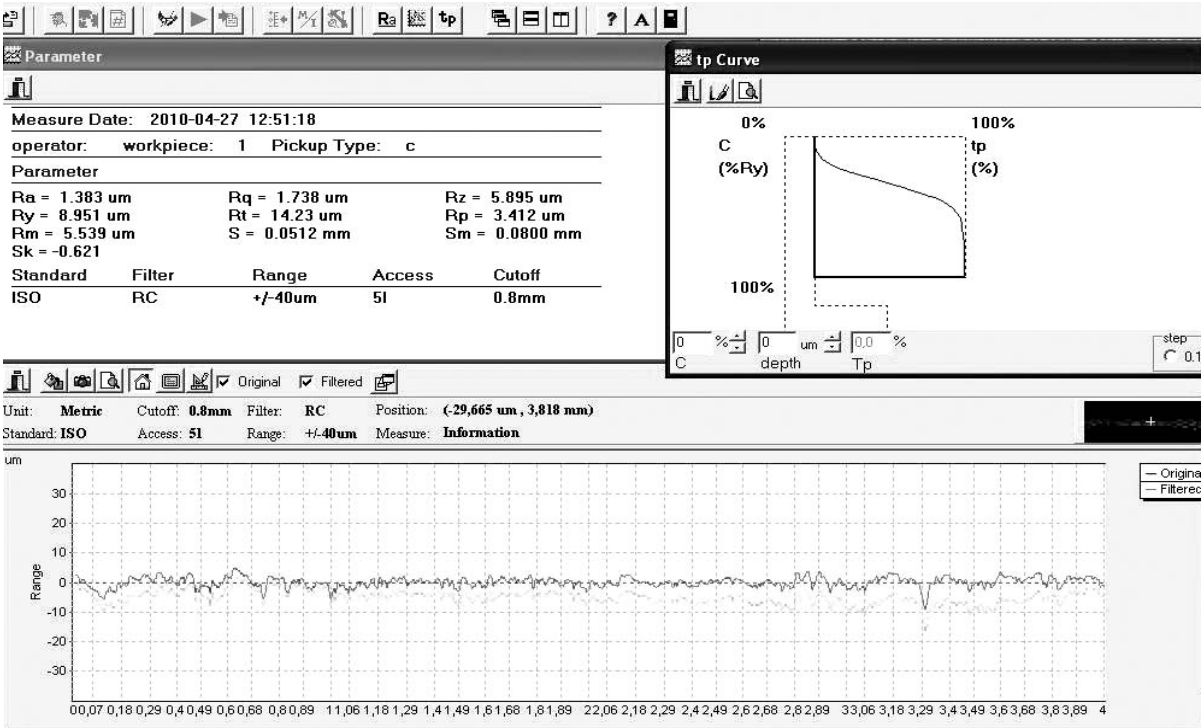
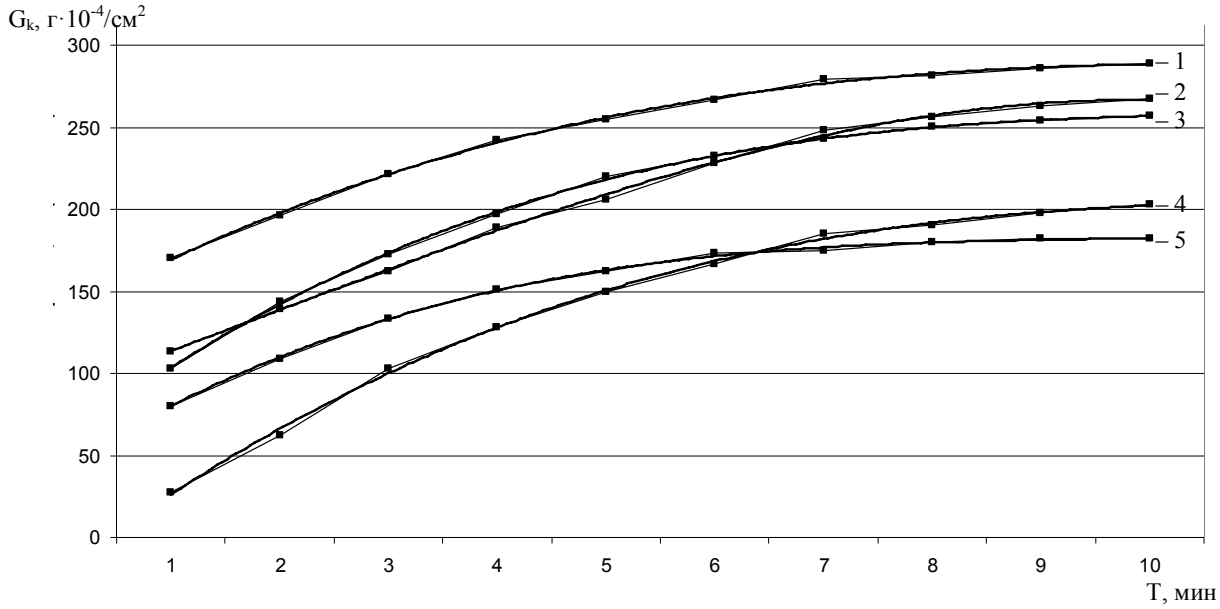


Рисунок 1 – Отображение результатов измерения шероховатости на дисплее ПК (электрод – нихром Х20Н80)

Результаты исследования. На рис. 2 представлены зависимости массопереносов электродов-анодов из различных материалов при легировании стали 45 от длительности обработки.



- экспериментальные кривые;
- аппроксимирующие прямые;

1 – Ст2кп; 2 – Сталь 25ХГТ; 3 – Медь М1б; 4 – Нихром Х20Н80; 5 – Р6М5

Рисунок 2 – Массоперенос материала анода при легировании стали 45

После аппроксимации экспериментальных кривых получаем уравнения, представляющие полиноминальные функции третьей степени:

$$G_{к1} = 0,0672t^3 - 2,7582t^2 + 36,123t + 136,16; \quad (3)$$

$$G_{к2} = -0,1277t^3 + 0,6669t^2 + 23,825t + 89,487; \quad (4)$$

$$G_{к3} = 0,1234t^3 - 4,294t^2 + 50,593t + 57,184; \quad (5)$$

$$G_{к4} = 0,0878t^3 - 3,7132t^2 + 50,696t - 20,893; \quad (6)$$

$$G_{к5} = 0,1466t^3 - 4,2204t^2 + 41,543t + 42,647. \quad (7)$$

Коэффициенты корреляции составляют: $R_1 = 0,9991$; $R_2 = 0,9989$; $R_3 = 0,9996$; $R_4 = 0,9987$; $R_5 = 0,9989$. Выражения (*1, 2, 3, 4, 5*) являются математическими моделями, устанавливающими зависимость привеса катода – основы из стали 45 в зависимости от длительности электроискрового легирования.

Общая математическая модель массопереноса электрода при электроискровом легировании имеет следующий вид:

$$G_{общ.} = At^3 - Bt^2 + Ct + D, \quad (8)$$

где *A, B, C, D* – коэффициенты, которые определяются материалом электрода – анода.

Анализируя экспериментальные данные можно сделать вывод о том, что характер переноса материала анода на катод – стальную поверхность для разных материалов электродов аналогичен. На первых 2-4-х минутах легирования происходит наиболее интенсивный привес массы катода, при достижении времени обработки 6-8 мин наступает стабилизация массопереноса, поскольку возникает процесс эрозии катода. Величины массопереноса для исследованных материалов анода расположены в следующем порядке: максимальная у электрода из Ст2кп, затем стали 25ХГТ, меди М1б, нихрома Х20Н80, стали инструментальной быстрорежущей Р6М5. Аналогичный характер массопереносов для материалов с различными физико-химическими свойствами указывает на превалирующую роль в процессе формирования поверхностных слоев физических явлений, обусловленных импульсным разрядом (эрозии, полярного переноса, термического напряжения).

Шероховатость поверхности после электроискрового легирования составляет $Ra = 6...7$ мкм, что удовлетворяет требованиям для напыления газопламенных покрытий. Таким образом, метод ЭИЛ может успешно применяться при подготовке поверхностей деталей машин перед напылением восстановительных покрытий как альтернативный струйно-абразивной обработке.

Выводы

1. Установлены зависимости массопереносов электродов из Ст2кп, стали 25ХГТ, меди М1б, нихрома Х20Н80, стали инструментальной быстрорежущей Р6М5 при электроискровом легировании стальной поверхности от длительности обработки.
2. Определено, что характер переноса материала анода на катод – стальную поверхность для разных материалов электродов аналогичен, интенсивность переноса материалов анода на деталь-катод максимальна в течение 2-4 минут обработки и при достижении времени обработки 6-8 мин стабилизируется.
3. Электроискровом легирование позволяет создавать шероховатость на обрабатываемой поверхности равную $Ra = 6...7$ мкм, что удовлетворяет требованиям для напыления газопламенных покрытий.

Список литературы: 1. *Верхотуров А.Д.* Технология электроискрового легирования металлических поверхностей. – К.: Техника, 1982. – 181 с. **2.** *Самсонов Г.В.* Электроискровое легирование металлических поверхностей / Г.В. Самсонов, А.Д. Верхотуров, Г.А. Бовкун, В.С. Сычев. – Киев: наукова думка, 1976. – 219 с. **3.** *Лазоренко Н.И.* Электроискровое легирование металлических поверхностей. – М.: Машиностроение, 1976. - 292 с. **4.** *Верхотуров А.Д.* Технология электроискрового легирования металлических поверхностей / А.Д. Верхотуров, И.М. Муха. – Киев: Техника, 1982. – 131 с. **5.** *Гитлевич А.Е.* Электроискровое легирование металлических поверхностей / А.Е. Гитлевич, В.В. Михайлов, Н.Я. Царканский, В.М. Ревуцкий. – Кишинев: Штиинца, 1985 г. – 196 с.

Поступила в редколлегию 20.11.2012

УДК 621.793.7

Определение зависимости массопереноса анода при электроискровом легировании стальной поверхности от времени обработки / С.А. Лузан, О.М. Горбачевская// Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 53–58. – Бібліогр.: 5 назв.

Встановлено залежності масопереносів різних матеріалів електродів при електроіскровому легуванні сталевої поверхні від тривалості обробки. Отримано математичну модель масопереносу електрода при електроіскровому легуванні.

Ключові слова: електроіскрове легування, деталь, поверхня, електрод, анод, катод, масоперенос, покриття.

Dependences of various materials weight transfer at an electrospark alloying of a steel surface from processing duration are established. The mathematical model of an electrode weight transfer at an electrospark alloying is received.

Key words: electrospark alloying, detail, surface, electrode, anode, cathode, transfer of weight, coating.

УДК .621.373

ДОЛЯ Г. Н., д-р техн. наук, проф., ХНУ им. В.Н.Каразина, Харьков;
МАЗАНОВ В. Г., канд. техн. наук, доц. АВВ МВД Украины, Харьков;
НАДЬ О. А., студентка ХНУ им. В.Н.Каразина

АНАЛИЗ СТРУКТУРЫ ЛАЗЕРНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ РАССЕЯННОГО НА СВЕТОВОЗВРАЩАЮЩЕМ ПОКРЫТИИ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ СКОРОСТИ ОБЪЕКТА

В статье рассмотренная возможность применения лазерных систем и светоотражающих покрытий для бесконтактного измерения скорости объекта. Исследованы особенности пространственной структуры излучения, а также динамика ее изменения при движении объекта.

Ключевые слова: лазеры, движение, объект, скорость, светоотражение.

Введение. Лазерные системы используются для решения широкого круга прикладных задач, в том числе для измерения скорости движения объектов [1-3]. Например, для автомобильного транспорта информация о скорости вращения распределительного вала двигателя и скорости вращения коленчатого вала позволяет определить наиболее оптимальный режим работы, включающий в себя показатели мощности, экономичности и ресурса.

Анализ последних достижений и публикаций. Статистические характеристики рассеянного лазерного излучения существенно зависят от характера (зеркальная либо диффузная) поверхности объекта [4-6]. Диффузная поверхность позволяет измерять параметры движения объектов в широком диапазоне изменения условий зондирования. Однако мощность принимаемого сигнала мала из-за широкого угла, в пределах которого рассеивается излучение, что ограничивает возможности проведения измерения для удаленных объектов. Мощность излучения отраженного от зеркального объекта обычно очень велика в плоскости приема, однако вероятность приема такого сигнала обычно крайне невелика.

В последнее время для практического использования разработаны световозвращающие покрытия (СВП), существенно увеличивающие мощность принимаемого сигнала, что характерно для зеркальных объектов, при этом практически нет ограничений на условия зондирования объектов, что характерно для диффузных объектов. Такие поверхности состоят либо из регулярной совокупности световозвращающих элементов типа ретрорефлектор (уголковый отражатель, катафот), образующих решетку, либо из совокупности микростеклошариков, случайным образом расположенных на поверхности [7]. Последние, в частности, широко используются при изготовлении дорожных знаков, ввиду их относительной дешевизны.

Цель и постановка задачи. Целью данной работы являлся теоретический анализ закономерностей создания пространственной структуры лазерного излучения при его рассеянии и дифракции на неподвижном и движущемся СВП, а также физическое и компьютерное моделироавние этих процессов.

© Г. Н. Доля, В. Г. Мазанов, О. А. Надь, 2012

Математическая модель и алгоритм решения задачи Характер распространения лучей в одном элементе световозвращающего покрытия, сформированного из микростеклошариков, показан на рис.1.

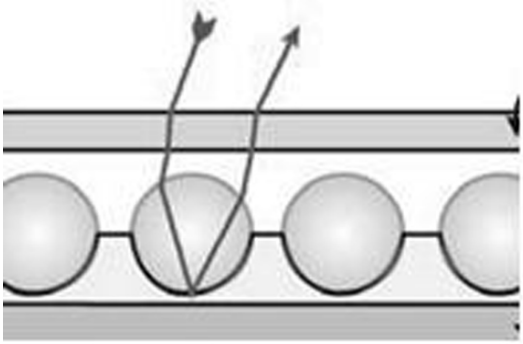


Рисунок 1 – Характер распространения лучей в одном элементе световозвращающего покрытия, сформированного из микростеклошариков

На рис. 2 представлена фотография, иллюстрирующая закономерности их расположения на покрытии, изготовленного компанией ORAFOL. Как видно, на реальных покрытиях элементы расположены хаотически и имеют форму окружности со случайным значением диаметра (ок.30-50мкм), значительно большим длины волны светового излучения видимого диапазона (доли микрона).

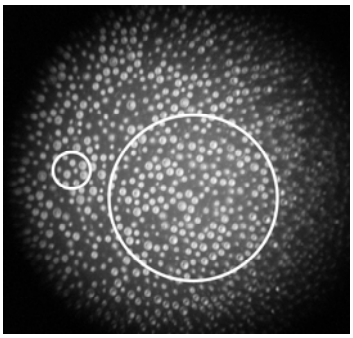


Рисунок 2 – Фотография световозвращающего покрытия компании ORAFOL (увеличение в 50 раз)

С точки зрения основных закономерностей описания рассеяния (дифракции) света на таких поверхностях [4,5] можно полагать, что зондируемый объект содержит конечное число m блестящих точек, число которых зависит от размера освещаемой поверхности.

В зависимости от условий зондирования движущегося объекта (дальность до объекта зондирования, размер пятна фокусировки, длина волны излучения и т.д.) с точки зрения оптической локации возможны две существенно различные ситуации. Первая ситуация соответствует случаю, когда число засвечиваемых элементарных световозвращателей m велико ($m>>1$) и вторая - когда $m \approx 6…10$.

Известно [5], что статистические характеристики рассеянного поля в этих случаях сильно отличаются. В случае, когда $m>>1$, отражающую поверхность описывают закономерностями, соответствующими шероховатой поверхности с большим числом микронеровностей [5]. Рассмотрим их несколько более подробно.

Если ввести функцию корреляции поля в плоскости приема с координатой ρ для точечного источника, помещенного на поверхности объекта в точке $\vec{r}$ =0, и обозначить эту функцию корреляции через $B(\vec{\rho}_1, \vec{\rho}_2)$, то выражение для корреляционной функции поля можно записать в виде

$$\left\langle E(\vec{\rho}_1)E^*(\vec{\rho}_2)\right\rangle = B(\vec{\rho}_1, \vec{\rho}_2)\int_\sigma I_i(\vec{r})\exp\left[-ik\frac{\vec{r}(\vec{\rho}_1-\vec{\rho}_2)}{L}\right]d\sigma, \quad (1)$$

где L – расстояние до объекта, а $I_i(\vec{r})$ - нормированное распределение интенсивности на поверхности объекта, равное

$$I_н(\vec{r}) = I(\vec{r})/I_0$$

Выражение (1) показывает, что увеличение размеров объекта приводит (при условии неизменности длины волны и дальности) к уменьшению области когерентности поля на приемной апертуре. Поскольку точечный источник создает на апертуре пространственно когерентное поле, уменьшение когерентности в случае протяженного источника определяется модулем интеграла в правой части (1). Функция

$$F(\Delta\vec{\rho}) = \left|\int_\sigma I(\vec{r})exp\left(-ik\frac{\vec{r}\Delta\vec{\rho}}{L}\right)d\sigma\right| \quad (2)$$

определяет размер области когерентности $d_к$. Например, если объект представляет собой равномерно освещенный круг радиуса r_0, то, как легко показать, функция $F(\Delta\vec{\rho})$ обращается в нуль первый раз при

$$\Delta\vec{\rho} = 1{,}22L\lambda/2r_0. \quad (3)$$

Поэтому в качестве оценки размера области когерентности можно принять величину

$$d_ę = L\lambda/r_0. \quad (4)$$

Из полученных соотношений следует, что в случае монохроматического лазерного сигнала случайное распределение интенсивности в плоскости приемной апертуры (спекл-картина) имеет очень высокий контраст, среднеквадратическое значение флуктуации интенсивности равно средней интенсивности.

Проанализируем теперь пространственную структуру поля создаваемого на приемной апертуре совокупностью относительно небольшого числа зеркальных областей имеющихся на поверхности объекта. В [5] получено следующее выражение для функции корреляции поля, отраженного от объекта с зеркальными областями, не разрешаемыми апертурой:

$$\left\langle E(\vec{\rho}_1)E^*(\vec{\rho}_2)\right\rangle = B(\vec{\rho}_1, \vec{\rho}_2)H\left(\frac{k}{L}R|\vec{\rho}_1-\vec{\rho}_2|\right)\left(\frac{k}{L}R|\vec{\rho}_1-\vec{\rho}_2|\right)^{-1}, \quad (5)$$

где $H(x) = \int_0^x J_0(y)dy$, а J_0 - функция Бесселя нулевого порядка.

Анализируя вид этой функции можнозаметить, что, в отличие от функции $F(\Delta\vec{\rho})$, данная зависимость никогда не достигает нуля, а первый минимум составляет величину $\approx 10\%$ от максимального значения. Это обстоятельство позволяет утверждать, что контраст наблюдаемой интерференционной (дифракционной) картины в случае ограниченного числа точек зеркального отражения будет хуже, чем в случае большого их числа.

Рассмотрим теперь как рассмотренные выше особенности формирования пространственной структуры рассеянного излучения влияют на закономерности измерения трансверсальной (поперечной к лучу) составляющей скорости движения объекта. Принцип измерения скорости изображен на рис.3, где цифрами обозначены: 1- лазер, 2- коллиматор, обеспечивающий возможность изменения диаметра светового пятна на поверхности объекта 3 со световозвращающим покрытием, 4- диафрагма диаметром D, 5- фотоприемник.

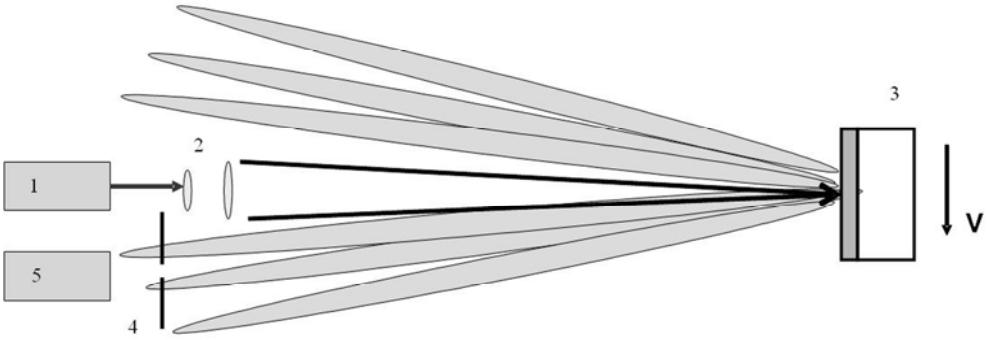


Рисунок 3 – Установка по измерению скорости

На рис. 4,5 представлены фотографии распределения интенсивности лазерного излучения на неподвижной поверхности, полученные при различном диаметре светового пучка и соответственно при различном значении m. Характерный пространственный размер пятна (спекла) в этом распределении тем больше, чем меньше засвечиваемая область (см. соотн. 4).

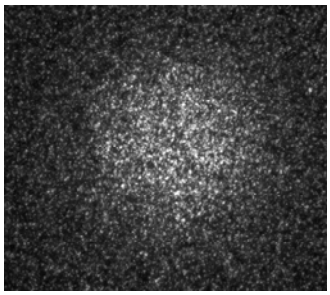


Рисунок 4 – Распределения интенсивности лазерного излучения на неподвижной поверхности при большом диаметре светового пучка и m=200

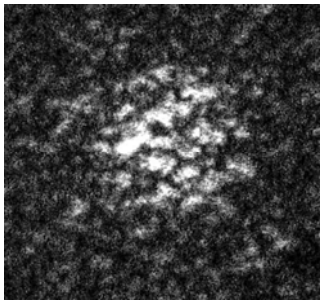


Рисунок 5 – Распределения интенсивности лазерного излучения на неподвижной поверхности при малом диаметре светового пучка и m=10

При движении объекта характер изменения структуры распределений представленных на рис. 4,5 также различен. Так, если число блестящих точек m, велико, то распределение интенсивности «бежит» по плоскости приема как единое целое. В некоторых ситуациях за счет эффекта накопления светового потока на кадре можно зарегистрировать треки движения локальных максимумов, вытянутые вдоль направления движения (рис.6).

Такая ситуация аналогична закономерностям изменения пространственной структуры луча, отраженного от диффузно отражающего объекта [4]. При перемещении такого распределения по диафрагме возникает переменная составляющая фототока на выходе фотоприемника, параметры которой, в частности ширина спектра сигнала, определяются величиной скорости движения объекта.

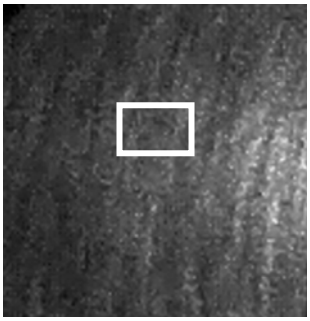


Рисунок 6 – Треки движения локальных максимумов, вытянутые вдоль направления движения

Отметим, что в данном методе отсутствует необходимость использования дифференциальных схем, содержащих два зондирующих луча (база на передачу либо две приемных апертуры (базу на прием) при одном зондирующем луче.

Иная ситуация наблюдается при облучении движущегося объекта, в случае, когда число блестящих точек невелико, т.е. когда диаметр светового пучка на объекте одного порядка с диаметром элемента поверхности. Распределение интенсивности (рис.5) в этом случае не смещается как единое целое, а перестраивается полностью по мере того, как в освещенную часть поверхности попадают все новые фрагменты СВП. Напомним, что их расположение хаотично, а размеры случайны, поэтому новой поверхности соответствует новая картина рассеяния. При усреднении такой картины фиксируется равномерный фон и никакие треки естественно не наблюдаются. Однако, как и в предыдущем случае, фотоприемник регистрирует переменную составляющую, параметры которой адекватны параметрам движения объекта. Отметим, что данное

рассмотрение носит качественный характер, для получения количественных закономерностей необходимо проведение дополнительных исследований.

Для анализа особенностей описанного выше метода измерения скорости объекта целесообразным является создание имитационной модели. Расчет распределения интенсивности лазерного излучения в плоскости наблюдения можно произвести с использованием известного приближения Фраунгофера:

$$U_{набл}(x_0, y_0) = \iint_{\infty} U_{отр}(x_1, y_1) \exp\left[-j\frac{2\pi}{\lambda z}(x_0 x_1 + y_0 y_1)\right] dx_1 dy_1,$$

$$U^*_{отр}(x_1, y_1) = U_{пад}(x_1, y_1) \times T_{СВП}(x_1, y_1),$$

где λ - длина волны, $U_{набл}(x_0, y_0)$ - амплитудно-фазовое распределение (комплексная амплитуда поля) в плоскости наблюдения в точке с координатами (x_0, y_0), $U^*_{отр}(x_1, y_1)$ - комплексная амплитуда поля, отраженного от СВП, z - расстояние от плоскости СВП до плоскости наблюдения.

Комплексную амплитуду падающего на СВП поля (в фокальной перетяжке) определим как гауссоиду, которая определяется формулой

$$U_{d'r'a}(x_1, y_1) = U_0 \exp\left(-\frac{x_1^2 + y_1^2}{2w^2}\right),$$

где w - радиус гауссоиды, при этом фазу в пределах сечения пучка будем считать постоянной.

Коэффициент отражения СВП $T_{СВП}(x_1, y_1) = T(x_1, y_1)\exp^{i\varphi}$ будем моделировать двумя множителями. Первый множитель задается значениями коэффициента отражения, равномерно-случайно распределенными в пределах от 0,7 до 1. Множитель $\exp^{i\varphi}$ определяет набег фазы в каждом элементе СВП и является случайной величиной, распределенной по нормальному закону со средним значением, равным нулю и величиной дисперсии σ.

Таким образом, при заданном амплитудно-фазовом распределении поля в области СВП можно найти комплексную амплитуду поля $U_{ír'áë}(x_0, y_0)$ и соответственно распределение интенсивности излучения $I(x_0, y_0) = \left|U_{ír'áë}(x_0, y_0)\right|^2$ в плоскости наблюдения. Для вычисления значений интенсивности в плоскости наблюдения использовался известный алгоритм двумерного быстрого преобразования Фурье (БПФ).

В ходе моделирования имелась возможность вычислять значение мощности светового излучения (пропорциональной величине фототока на выходе фотодетектора) путем попиксельного суммирования интенсивности падающего на приемную апертуру излучения при линейном пошаговом смещении картины распределения микростеклошариков относительно падающего луча (имитация движения объекта)

происходило адекватное изменение отсчетов фототока. Временной спектр такого сигнала (рис.7) является случайным, как уже отмечалось выше, где по горизонтальной оси отложено значение частоты, а по вертикальной оси – амплитуды спектральных составляющих.

Рисунок 7 – Временной спектр сигнала движущегося объекта

При имитации движения объекта величина фототока содержит две составляющие: постоянную и переменную, при этом только переменная составляющая является информативной для оценки скорости движения объекта. Соотношение между переменной и постоянной составляющими определяется двумя факторами. Первым из них является контраст спекл-картины, который в свою очередь имеет максимальное значение в случае, когда число блестящих точек велико и уменьшается приуменьшении числа засвечиваемых блестящих точек, т.е. при уменьшении диаметра светового пучка на СВП, например, за счет фокусирования луча. С другой стороны, соотношение между постоянной и переменной составляющими зависит от соотношения размера приемной апертуры D и среднего диаметра спекла dk , при этом из очевидных соображений следует ожидать уменьшения этого соотношения при уменьшении величины dk /D.

Результаты имитационного моделирования, иллюстрирующие данную особенность метода, представлены на рис.8, где по оси абсцисс отложены значения натурального логарифма величины dk/D, а по оси ординат – нормированное значение относительной величины переменной составляющей фототока. Приведенная кривая подтверждает высказанное ранее предположение о характере поведения данной зависимости

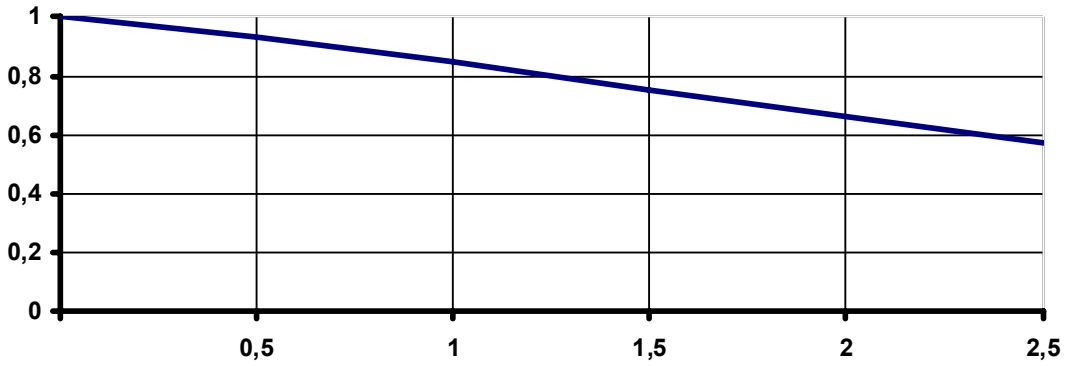


Рисунок 8 – Зависимость нормированное значение относительной величины переменной составляющей фототока от логарифма величины d_k/D

Выводы

Проведен анализ пространственной структуры лазерного излучения рассеянного на световозвращающем покрытии, состоящем из хаотически расположенных микростеклошариков случайного размера. Теоретически и экспериментально показано, что статистические характеристики распределения существенно зависят от числа блестящих точек, т.е., числа освещенных элементов. Качественно рассмотрен однолучевой (не дифференциальный) метод измерения трансверсальной (поперечной) скорости движения объекта со световозвращающей поверхностью. Отмечено, что характер освещения поверхности влияет на закономерности изменения картины рассеяния света при движении объекта, однако в любом случае закономерности зарегестрированной переменной составляющей фототока могут быть однозначно связаны с параметрами движения объекта. Результаты проведенного имитационного моделирования свидетельствуют о возрастании относительной величины полезной переменной составляющей фототока на выходе фотодетектора при увеличении размера спекла по отношению к размеру приемной апертуры.

Список литературы: 1. Лазерные измерительные системы [Текст] : научное издание / *А. С. Батраков [и др.] ; ред. Д. П. Лукьянов*. - М. : Радио и связь, 1981. - 456 с. **2.** Лазерные измерения и диагностика в технике и экологическом контроле [Текст] : приборы, предприятия, специалисты, лит.: Кат.- справ. по странам СНГ / Лазер. ассоциация, 2000. - 120 с. **3.** *Ринкевичюс Б.С.* Лазерная диагностика потоков / *Под ред. В.А.Фабриканта* – М.:Изд-во МЭИ. 1990. -288 с. **4.** *Матвеев И.Н., Протопопов В.В., Троицкий И.Н., Устинов И.Д.* Лазерная локация. разное. Москва, Издательство "Машиностроение", 1984 год - 272 с. **5.** Методы обработки оптических полей в лазерной локализации [Текст] / *Н.Д. Устинов, И.Н. Матвеев, В.В. Протопопов ; под общ. ред. Н.Д. Устинова.* - М. : Наука, 1983. - 272 с. 6. Статистическая теория голографии [Текст] / *И.Н. Троицкий, Н.Д. Устинов*. - М. : Радио и связь, 1981. - 327 с. **7.** *John Lloyd*. A brief history of retroreflective sign face sheet materials. The principles of retroreflection. http://www.rema.org.uk/pdf/history-retroreflective-materials.pdf.
8. http://www.izmerimvse.com.ua/Tahometr_EP5_1_Dzyga.aspx.

Поступила в редколлегию 25 .11.2012

УДК .621.373

Анализ структуры лазерного излучения рассеянного на световозвращающем покрытии для измерения скорости объекта // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 59–66. – Бібліогр.: 8 назв.

У статті розглянута можливість застосування лазерних систем і світлоповертаючих покриттів для безконтактного виміру швидкості об'єкта. Досліджено особливості просторової структури випромінювання, а також динаміка її зміни при русі об'єкта.

Ключові слова: лазери, рух, об'єкт, швидкість, світло повертання

In this article the possibilities of laser systems using retro reflective sheets for non-contact velocity object measurement are considered. It has been investigated the features of the radiation spatial structure and the dynamics of its transformation due to the object motion.

Key words; lasers, motion, speed, light reflection.

УДК 681.523.5

Д. Н. ЛЕОНТЬЕВ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харьков;
Е. А. СЕРИКОВА, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ;
А. В. БЫКАДОРОВ, аспирант, ХНАДУ;
Е. Ю. ДОН, аспирант, ХНАДУ

АНАЛИЗ И ВЫБОР ПРИНЦИПОВ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКИМИ МОДУЛЯТОРАМИ РАБОЧЕЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЕЙ

По результатам анализа существующих принципов управления антиблокировочными системами тормозов и экспериментальным данным процесса торможения автомобильного колеса предложен подход к управлению процессом торможения автомобилей на базе электронно-пневматической тормозной системы.

Ключевые слова: принцип управления, электропневматический модулятор, процесс торможения.

Введение. Эффективность процесса торможения транспортного средства является основой его активной безопасности. Что ставит перед автомобильной отраслью вопрос о производстве транспортных средств оборудованных тормозными системами, способными достигать эффективности торможения близкой к максимальной. На настоящий момент этот вопрос решается путем включения в тормозное управление автоматических систем, таких как антиблокировочная система тормозов, регулятор тормозных сил с электронным управлением, система курсовой устойчивости и т.п.

Современное тормозное управление может состоять из аппаратов различной конструкции и различных блоков управления, которые имеют сходные принципы управления, заключающиеся в изменении давления рабочего тела, по достижению определенных граничных условий. В зависимости от накопленного опыта производители сходных по функциональности систем автоматического регулирования тормозного усилия успешно реализовывают различные принципы управления, от которых в значительной степени и зависит эффективность торможения транспортного средства. Однако современные системы не полностью реализуют свой потенциал в области управляющей составляющей.

Под принципом управления системой автоматического регулирования тормозного усилия следует понимать характер изменение приводного давления в тормозных камерах в зависимости от схемы размещения модуляторов давления на транспортном средстве и организованной логики управления.

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является выбор наиболее перспективного принципа управления модулятором давления электро-пневматической тормозной системы на основе анализа существующих принципов управления модуляторами антиблокировочной системы и экспериментальных данных процесса торможения автомобильного колеса для достижения эффективности торможения близкой к максимальной.

© Д. Н. Леонтьев, Е. А. Серикова, А. В. Быкадоров, Е. Ю. Дон, 2012

Материалы исследования. Для транспортных средств оборудованных пневматическим тормозным приводом вопрос использования электронного управления является перспективным направление, которое активно развивается в автомобильной отрасли. Это развитие обусловлено дешевизной рабочего тела (сжатого воздуха), а также простотой монтажа компонентов этой тормозной системы. Но в виду отсутствия нормативных документов в отношении электронного управления пневматическим тормозным приводом, производители компонентов тормозных систем вынуждены дублировать электрический контур управления, пневматическим контуром. При такой компоновке приоритет отдается электрическому контуру управления.

Современные электронно-пневматические тормозные системы (ЭПТС) транспортных средств имеют различную конструкцию, но всех их объединяет один общий признак, это педаль с электрическим датчиком который определяет заданное водителем перемещение. Схема ЭПТС без дублирующего пневматического контура управления представлена на рис. 1.

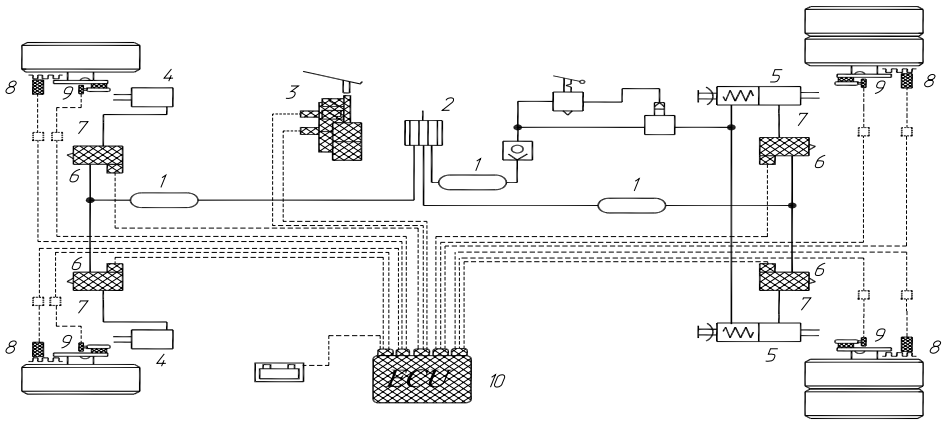


Рисунок 1 - Структурная схема «перспективной» ЭПТС: 1- ресивер; 2 – компрессор; 3 – электронный педальный модуль; 4 – передние тормозные камеры; 5 – задние тормозные камеры; 6 – электропневматический модулятор давления; 7 – перепускной клапан; 8 – колесные датчики; 9 – датчик износа тормозной накладки; 10 – электронный блок управления

Как показывают исследования различных авторов [1, 2] при одной и той же схеме расположения модуляторов давления, могут быть реализованы различные принципы управления этими модуляторами. Классификация схем размещения модуляторов давления на транспортных средствах известна давно [3], а схемы принципов управления [4, 1, 5] активно разрабатываются в настоящее время, поскольку автоматические системы регулирования тормозного усилия стали чаще применятся на современных транспортных средствах.

Для того чтобы выбрать рациональный принцип управления необходимо знать характеристики пневматического модулятора давления, а также влияние темпа наполнения тормозной камеры на процесс качения автомобильного колеса в различных дорожных условиях.

Анализ характера работы пневматических модуляторов давления, независимо от их конструкций, показал, что они способны осуществлять наполнение тормозной камеры за время менее 0,3 с. Такое интенсивное наполнение тормозной камеры

приводит к практически мгновенному затормаживанию колеса, что неизбежно вызывает его блокирование [5].

Как показывают исследования, проведенные в ХНАДУ [5] при работе автоматической системы регулирования тормозного усилия в режиме «растормаживание – затормаживание» колеса затрачивается время, из-за которого теряется эффективность торможения, что отображено на осциллограмме рис. 2.

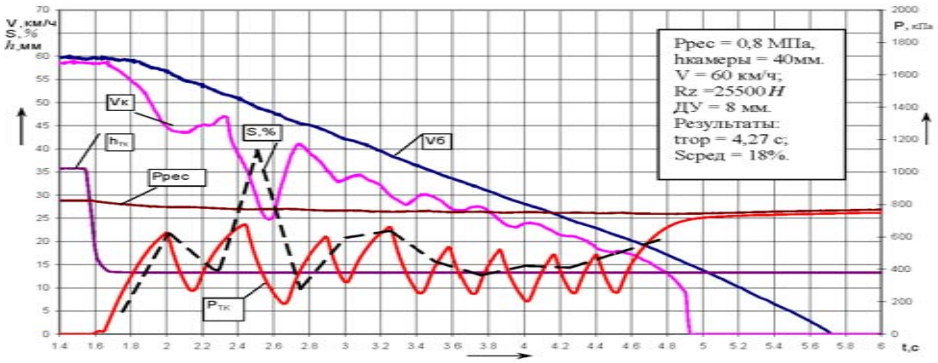


Рисунок 2 - Темп наполнения тормозной камеры при работе релейной АБС V_k – скорость колеса, км/ч; $V_б$ –скорость барабана, км/ч; $P_{рес}$ – давление воздуха в ресивере, кПа; $P_{тк}$ – давление воздуха в тормозной камере, кПа; S – проскальзывание колеса, %; $h_{тк}$ – ход штока тормозной камеры, мм.

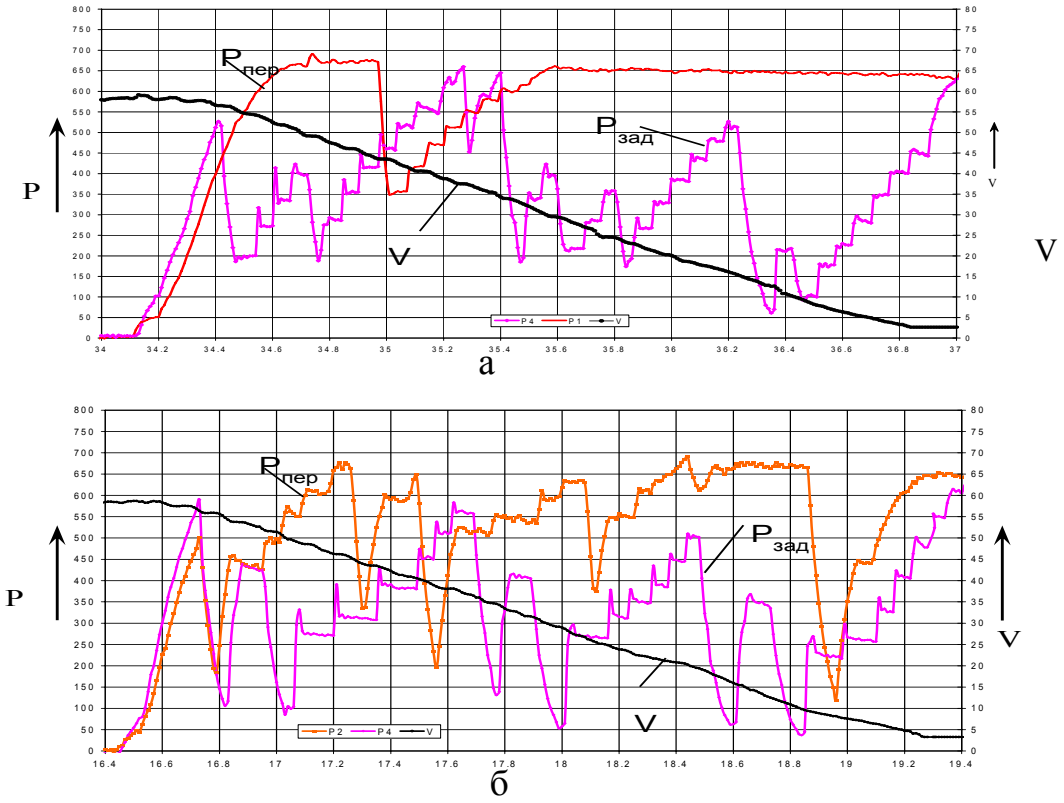


Рисунок 3 – Экспериментальные осциллограммы изменения давления в тормозных камерах при работе блоков управления: а – “Knorr-Bremse”; б – “ЭКРАН”. V – скорость автомобиля, км/ч; $P_{пер}$ – давление воздуха в переднем тормозном контуре, кПа; $P_{зад}$ – давление воздуха в заднем тормозном контуре, кПа.

Поэтому очевидно, что для повышения эффективности торможения необходимо снижать количество циклов растормаживания автомобильного колеса.

Анализируя принцип работы серийных систем автоматического регулирования, работающих в режиме растормаживания – затормаживания колес, установлено (рис. 3), что они принудительно растягивают процесс наполнения тормозной камеры, что хорошо видно на типичных осциллограммах, полученных в дорожных условиях с блоками управления фирм “Knorr-Bremse” и “ЭКРАН”.

Анализ стендовых испытаний, которые были проведены на кафедре автомобилей ХНАДУ (рис. 4) показал, что для достижения эффективности торможения близкой к максимальной, без блокирования колес транспортного средства, необходим рациональный принцип управления, который бы обеспечил высокую эффективность при минимальных затратах рабочего тела (сжатого воздуха). Такой принцип управления должен обеспечивать интенсивное наполнение тормозной камеры в начале процесса торможения и плавное нарастание давления после достижения величины давления в тормозной камере 0,1 - 0,2 МПа. Такая величина давления обусловлена характером работы автоматических систем в «плохих» дорожных условиях (торможение на дороги с низкими сцепными свойствами).

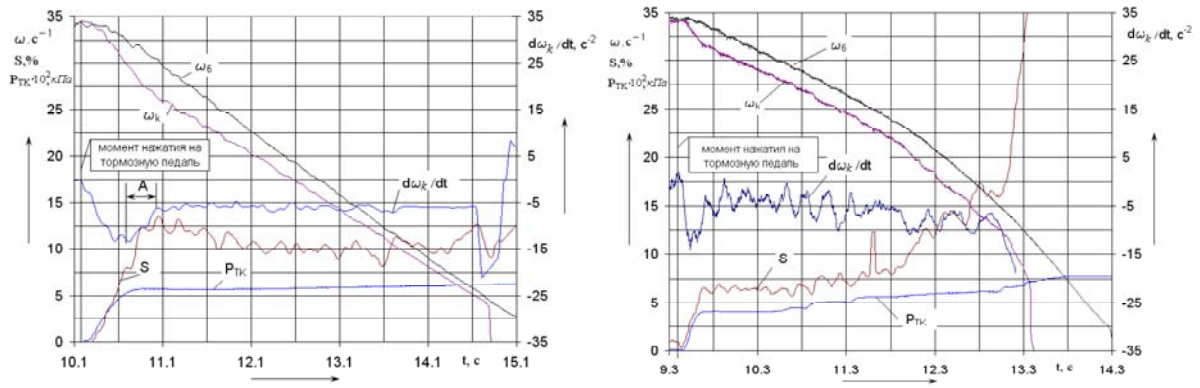


Рисунок 4 – Осциллограммы затормаживания колеса автомобиля ЗиЛ 4335: а – при постоянном давлении 0,55 МПа., в тормозной камере «тип 20»; б – при интенсивном нарастании до 0,3 МПа., в начале процесса торможения и последующем плавном нарастании до 0,7 МПа., в тормозной камере «тип 20». ω_k – угловая скорость колеса, рад/с $\omega_б$ – угловая скорость барабана, рад/с; $d\omega_k/dt$ – угловое ускорение колеса, рад/с^2; А – велечина запаздывания нарастания проскальзывания колеса, с.

Как видно из осциллограмм на рис. 4 характер наполнения тормозной камеры существенно влияет на динамические показатели качения колеса в тормозном режиме, которые определяют параметры управления системой автоматического регулирования тормозного усилия. Так растягивание процесса наполнения тормозной камеры (рис. 4б) не снижает эффективности торможения по сравнению с торможением при постоянном давлении (рис. 4а).

Такой принцип управления может быть реализован при использовании пропорционального электропневматического модулятора давления с пневматическим следящим действием и практически невозможно реализовать при использовании серийных релейных модуляторов давления. Конструкций таких пропорциональных модуляторов не много. Одна из таких конструкций предложена, запатентована и

практически реализована на кафедре автомобилей ХНАДУ. Динамические характеристики разработанного модулятора [6] представлены на рис. 5.

Из рис. 5 видно, что модулятор давления обладает высоким быстродействием до 0,5 с. в зависимости от частоты работы шагового электродвигателя, что является положительным моментом при реализации принципа управления описанного выше в условиях торможения на дорогах с плохими сцепными свойствами. Уменьшая или повышая частоту срабатывания шагового электродвигателя соответственно можно растягивать или ускорят процесс наполнения тормозной камеры при торможении транспортного средства. Такой принцип управления системой автоматического регулирования тормозного усилия может быть реализован при выполнении различных функций, заложенных в электронно-пневматическую тормозную систему [5].

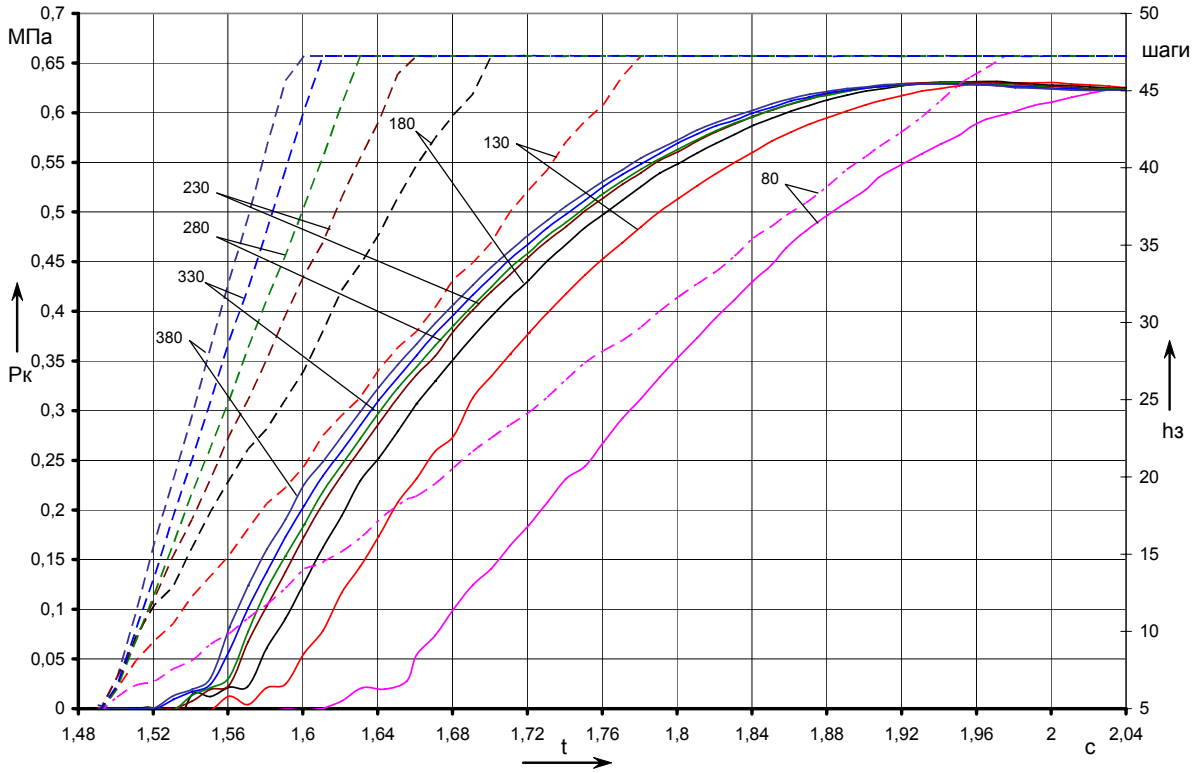


Рисунок 5 – Динамическая характеристика пропорционального электропневматического модулятора давления, разработанного на кафедре автомобилей ХНАДУ

Выводы

1. Выбор принципа управления системой автоматического регулирования тормозного усилия является неоднозначной задачей при проектировании автоматизированного тормозного управления поскольку требует накопления значительного количества экспериментальных данных исследовательского характера.
2. Принцип управления предложенный в данной статье позволяет снизить нагрузки действующие на тормозные механизмы при использовании автоматических систем регулирования тормозного усилия в тормозном управлении транспортных средств.

3. Рационально выбранные модуляторы давления автоматизированного тормозного управления позволяют снизить затраты на создание систем управления и разработку алгоритмов их работы.

Список литературы: 1. *Ревин А.А* Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения: Монография / Александр Александрович Ревин// ВолгГТУ. – Волгоград, 2002. – 372 с. **2.** *Пчелин И.К.* / Динамика процесса торможения автомобиля: дис. на соискание науч. степени доктора техн. наук: спец. 05.05.03 / Игорь Константинович Пчелин. – М., 1984. - 436 с. **3.** Гуревич Л.В. Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд // - М.: Транспорт 1978. – 152 с. Ил. табл. **4.** Автомобильный справочник Bosch издание 2-е переработанное и дополненное – М.: «За рулем», 2004 992 с. **5.** Основы создания и исследования электронно-пневматического тормозного управления транспортных средств: Монография / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих и др. – Х.: ХНАДУ, 2012. – 288 с. **6.** Пат. 36321 Украина, МПК B60T 8/36. Пропорціональний модулятор електронно-пневматичної гальмівної системи/ заявники Туренко А.М., Ломака С.Й., Клименко В.І., Рижих Л.О., Тишковець С.В., Чебан А.А, Леонтьєв Д.М., Красюк О.М.; патентовласник ХНАДУ. - №200805078; заявл. 21.04.2008; оприл. 27.10.2008. – 7 с.

Поступила в редколлегию 15.11.2012

УДК 629.1.032.531.3

Анализ и выбор принципов управления электропневмитическими модуляторами рабочей тормозной системы автомобилей / Д. Н. Леонтьев, Е. А.Серикова, А. В. Быкадоров, Е. Ю. Дон // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 67–72. – Бібліогр.: 6 назв.

По результатам анализа существующих принципов управления антиблокировочными системами тормозов и экспериментальным данным процесса торможения автомобильного колеса предложен подход к управлению процессом торможения автомобилей на базе электронно-пневматической тормозной системы.

Ключові слова: принцип управления, электропневматический модулятор, процесс торможения.

According to the analysis of the existing principles of governance and anti-lock braking systems to the experimental data of the braking process automobile wheel, an approach to process control braking vehicles based on electronic air brake system.

Key words: management principle, electro modulator, the braking process.

УДК 629.3.017.5

В. С. ШЕИН, асп. каф. ТМ и РМ «ХНАДУ», Харьков

ОЦЕНКА ДОЛИ ЭНЕРГИИ, ПОГЛОЩАЕМОЙ ТОРМОЗНЫМИ МЕХАНИЗМАМИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ В ПРОЦЕССЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Определены компоненты уравнения для вычисления доли энергии, поглощаемой тормозными механизмами легкового автомобиля в процессе торможения, что позволяет повысить точность квалиметрической оценки и уточнить методику проведения стендовых испытаний.

Ключевые слова: тормозной механизм, энергетический баланс, доля энергии, тепловой режим, квалиметрическая оценка, тормозные испытания

Введение. Торможение колесных машин представляет собой процесс преобразования их кинетической и потенциальной энергий в работу трения тормозных механизмов. Выделяемое при этом тепло рассеивается в окружающую среду. Способность тормозных механизмов быстро и эффективно рассеивать тепловую энергию характеризует энергоемкость тормозных механизмов и влияет на надежность тормозной системы и безопасность движения.

При оценке теплового режима тормозных механизмов и нормировании долговечности фрикционных пар необходимо знать ту часть энергии, которая рассеивается непосредственно указанными механизмами. Решение этой задачи, осуществлённое в работах многих авторов, носит приблизительный (оценочный) характер. В этих работах не определенна взаимосвязь режимов торможения автомобиля с долей энергии, поглощаемой тормозными механизмами легкового автомобиля в процессе торможения. Одними из первых вопрос энергетического баланса автомобилей при торможении и оценку поглощаемой энергии тормозными механизмами рассмотрели в своих работах акад. Е.А.Чудаков и проф. Н.А.Бухарин [1, 2].

Энергетический подход к оценке тормозных механизмов использовался в работах [4, 5] при оценке долговечности фрикционных накладок. При адекватной оценки теплового режима тормозных механизмов и нормирования долговечности фрикционных пар необходимо обеспечивать большую точность при проведении квалиметрических испытаний.

Анализ последних достижений и публикаций. Тормозные механизмы являются основным элементом, обеспечивающим преобразование кинетической энергии колесной машины в тепловую и последующее ее рассеивание. Этот процесс сопровождается внутренними изменениями в тормозной системе, приводящими к отклонению характеристик элементов от расчетных значений, а также – к изменению тормозных свойств колесных машин. Кроме того, в исследовании [6] показана связь между долговечностью наименее надежных элементов тормозного управления – фрикционных накладок и количеством поглощенной тормозными механизмами энергии, что позволяет поставить вопрос об оценке ресурса тормозной системы количеством энергии, поглощенной тормозными механизмами.

Проведённый литературный анализ [1,2,3] показал, что известные результаты, свидетельствующие о реальном распределении энергии между тормозными механизмами затормаживаемого легкового автомобиля, носят оценочный (приближённый) характер.

© В. С. Шеин, 2012

Энергетический баланс торможения при качении всех колес без их блокировки был рассмотрен в работах [1,3], он будет иметь вид

$$\frac{\delta' m_a v_1^2}{2} = \sum x_{cp} \frac{r_б}{r_к}(1-\sigma) + P_{wcp} s_\tau + m_a g f (1-\sigma) s_\tau + \\ + \frac{M_r}{r_к}(1-\sigma) s_\tau + m_a g f s_\tau , \quad (1)$$

где δ' – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс трансмиссии (при отключённом двигателе);

m_a – масса автомобиля, кг;

v_1 – скорость в начале торможения, м/с;

Σx_{cp} – среднее значение результирующей силы трения между диском и колодками (барабанами и т.д.);

$r_б$ и $r_к$ – радиусы тормозного барабана и колеса;

σ – коэффициент скольжения затормаживаемого колеса;

$P_{w\ cp}$ – средняя величина силы сопротивления воздуха на пути торможения автомобиля;

s_τ – длина тормозного пути;

g – ускорение силы тяжести;

f – коэффициент сопротивления качению;

M_r – средний момент сил трения трансмиссии, отнесённый к оси колес.

Ввиду отсутствия в известной литературе [1,2,3] описания соответствующих методов теоретического или экспериментального получения интересующих результатов, проведение сертификационных тормозных испытаний автомобилей достаточно затруднено. Это не даёт возможности провести точную квалиметрию тормозных механизмов автомобилей. Определение доли энергии, поглощаемой тормозными механизмами позволяет более точно оценить их энергонагруженность.

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является повышение точности квалиметрической оценки тормозных механизмов автомобилей путём уточнения поглощаемой энергии тормозными механизмами при дорожных и стендовых исследованиях.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

– определить компоненты уравнения для вычисления коэффициента поглощения энергии тормозными механизмами автомобиля;

– оценить долю энергии, поглощаемой тормозными механизмами легкового автомобиля в процессе торможения.

Оценка доли энергии, поглощаемой и рассеиваемой тормозными механизмами при торможении. Доля энергии, поглощаемая и рассеиваемая тормозными механизмами, определяется от общего уровня кинетической энергии автомобиля при торможении. Энергия, поглощенная тормозными механизмами, равна отношению их работы к изменению кинетической энергии автомобиля (зависит от начальной и конечной скоростей торможения). Таким образом, введём понятие

коэффициента поглощения энергии тормозными механизмами автомобиля $(\eta_{погл.}^{торм.})_{цикл.}$, которое определяется как

$$(\eta_{погл.}^{торм.})_{цикл.} = \frac{A_\tau}{\Delta W} \quad , \tag{2}$$

где A_τ – работа, выполненная тормозными механизмами автомобиля;

ΔW – изменение энергии автомобиля при торможении.

Величина изменения кинетической энергии автомобиля при торможении ΔW определяется

$$\Delta W = \Delta W_{кин} + \Delta W_{пот} = \frac{m_a V_1^2 - m_a V_2^2}{2} + m_a g \Delta h = m_a \Delta V \cdot \overline{V} \, , \tag{3}$$

где Δh – путь, м

$$\Delta h = l \cdot sin\alpha \, , \tag{4}$$

l – пройденное расстояние, м;

α – угол уклона дороги ($\alpha = 0$, $sin\alpha = 0$);

m_a – полная масса автомобиля, $m_a = const$;

g – ускорение свободного падения, g=9,81 м/с^2;

ΔV – колебание скорости в данном интервале времени

$$\Delta V = V_1 - V_2 \, , \tag{5}$$

$\overline{V}$ – средняя скорость автомобиля

$$\overline{V} = \frac{V_1 + V_2}{2} \, . \tag{6}$$

При проведении тормозных испытания автомобиля по Тип 1, коэффициент поглощения энергии тормозными механизмами автомобиля, зависит от начальной и конечной скоростей торможения автомобиля.

Выражение (2) для единичного торможения будет иметь вид

$$(\eta_{погл.}^{торм.})_{цикл.} = \frac{A_\tau}{m_a (V_1^2 - V_2^2)} \, . \tag{7}$$

Для определения суммарного коэффициента поглощения энергии тормозными механизмами автомобиля $\sum(\eta_{погл.}^{торм.})_{цикл.}$ при многократных (циклических) торможениях необходимо

$$\sum(\eta_{погл.}^{торм.})_{цикл.} = \frac{\sum A_{\tau\Sigma}}{\sum \Delta W}. \quad (8)$$

В работе [6] определена суммарная работа трения, совершаемая фрикционными парами тормозных механизмов при многократных (циклических) торможениях

$$A_{\tau\Sigma} = \Delta T \cdot m_a \sum_{j=1}^{l} \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{\tau уд_{ij}}, \quad (9)$$

где l – число j-ых торможений, составляющих исследуемый цикл;

ΔT – уменьшение кинетической энергии автомобиля;

$N_{\tau_{уд_i}}$ – удельная мощность трения в тормозных механизмах, выполненная на i-ом шаге измерения ΔT_i.

Удельная мощность принимается постоянной для каждого шага измерения ΔT_i.

Подставляя выражение (3) и (4) в формулу (8) для определения суммарного коэффициента поглощения энергии тормозными механизмами автомобиля $\sum(\eta_{погл.}^{торм.})_{цикл.}$, оно примет вид

$$\sum(\eta_{погл.}^{торм.})_{цикл.} = \frac{A_{\tau\Sigma}}{\sum \Delta W} = \frac{\Delta T \cdot m_a \sum_{j=1}^{l} \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{\tau уд_{ij}}}{\sum \frac{m_a}{2} \Delta V \cdot \overline{V}}. \quad (10)$$

Определив значение $\sum(\eta_{погл.}^{торм.})_{цикл.}$, мы производим расчет этого показателя для стендовых испытаний автомобиля.

При оценке теплового режима тормозных механизмов и нормировании долговечности фрикционных пар необходимо, чтобы коэффициент поглощения энергии тормозными механизмами автомобиля на дороге $\sum(\eta_{погл.}^{торм.})_{цикл.}$ равнялся коэффициенту поглощения энергии тормозными механизмами $\sum(\eta_{погл.}^{торм.})_{цикл.}$ во время стендовых исследований.

$$\sum(\eta_{погл.С.}^{торм.})_{цикл.} = \sum(\eta_{погл.Д.}^{торм.})_{цикл.}. \quad (11)$$

Выводы

1. Полученные результаты позволяют уточнить методику проведения стендовых испытаний за счёт уточнения величины инерционной массы, которая моделирует поступательно движущуюся массу автомобиля, с учётом уточнения доли энергии, приходящейся на тормозные механизмы. При стендовых испытаниях энергия, накопленная маховой массой может быть уменьшена пропорционально доли кинетической энергии, которая поглощается тормозными механизмами при торможении.

2. Предложенный коэффициент поглощения энергии тормозными механизмами автомобиля $(\eta_{погл.}^{торм.})_{цикл.}$ так же может быть использован при проектировании и модернизации тормозных механизмов автомобилей, при проведении сертификации тормозных колодок и тормозных дисков (барабанов), при анализе причин возникновения ДТП.

Список литература: 1. *Чудаков Е.А.* Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М. – Л.: Машгиз. – 1940, – 396с. **2.** *Бухарин Н.А.* Тормозные системы автомобилей / Н.А. Бухарин. – Л. – М.: Машгиз. – 1950. – 292с. **3.** *Бухарин Н. А.* Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Учебное пособие для вузов / Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Щукин М. М. – Ленинград: «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1973. – 504 с. **4.** *Дерягин Б.В., Пичугин В.Ф.* Граничная вязкость и граничные фазы смазочных пленок // Трение и износ в машинах. Труды Всесоюзной конференции. Том 3. – М.: Изд-во АН СССР, 1949. – 127с. **5.** *Пчелин Л.К., Иларионов В.А.* Расчет показателей тормозной динамичности автомобиля. // Автомобильная промышленность. – 1976. №1. – с. 19 – 21. **6.** *Подригало М.А.* Теоретическое обоснование и разработка тормозного управления колесных тракторов и трансформируемых энерготехнологических агрегатов: Дис… д-ра техн. наук: 05.05.03. – Харьков, 1993. – 397 с. **7.** *Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Шеин В.С.* Применение метода парциальных ускорений для определения энергетического баланса легкового автомобиля при торможении // Вісник ТНТУ ім. Івана Пулюя. – 2012. №1. – с. 59 – 64.

Поступила в редколлегию 20.11.2012

УДК 629.3.017.5

Оценка доли энергии, поглощаемой тормозными механизмами легкового автомобиля в процессе торможения / В. С. Шеин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 73–77. – Бібліогр.: 7 назв.

Визначені компоненти рівняння для обчислення долі енергії, що поглинається гальмівними механізмами легкового автомобіля в процесі гальмування, що дозволяє підвищити точність кваліметрічної оцінки та уточнити методику проведення стендових випробувань.

Ключові слова: гальмівний механізм, енергетичний баланс, частка енергії, тепловий режим, кваліметрична оцінка, гальмівні випробування.

The components of the equation for calculation of energy fraction absorbed by the brakes of the motor car during braking are determined. Thus, it allows improving the accuracy of their qualitative assessment and establish the methods of bench testing.

Key words: brake gear, energy balance, share of energy, thermal conditions, qualimetric assessment, brake tests.

УДК 629.113

С. Н. ШУКЛИНОВ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харьков
А. А. ВЛАСЕНКО**,** студентка ХНАДУ

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВАКУУМНОГО УСИЛИТЕЛЯ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

Предложена методика выбора параметров статической характеристики вакуумного усилителя тормозов, согласованной с характеристикой тормозного управления автомобиля.

Ключевые слова: Статическая характеристика, вакуумный усилитель, тормозной привод, тормозные механизмы, замедление.

Введение. Статическая характеристика вакуумного усилителя тормозного привода $F_ш = f(F_т)$ отражает зависимость усилия на выходе действующего на штоке, от усилия на входе, приложенного к толкателю и определяется параметрами следящего и распределительного устройств. В свою очередь выбор типа характеристики и ее параметров существенно влияет на эффективность тормозного управления.

Для повышения эффективности вакуумного усилителя тормозного привода его статическая характеристика должна быть согласована с нагрузкой (тормозной привод с тормозными механизмами), управляющим воздействием (усилие на педали тормоза) и характеристикой торможения автомобиля. Водитель прикладывает усилие к педали тормоза, вследствие этого тормозные механизмы создают искусственное сопротивление вращению и на колесах формируются тормозные силы, а автомобиль приобретает замедление $j_а$. Характеристика тормозного управления может быть представлена в виде зависимости $j_а = f(P_п)$, изображенной на рис. 1.

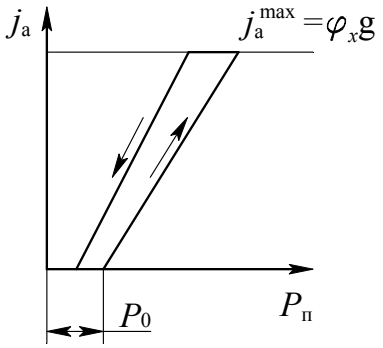


Рисунок 1 – Статическая характеристика тормозного управления автомобилем

Анализ публикаций. В работе [1] автор показал, что линейная характеристика зависимости $j_а = f(P_п)$ в интервале замедлений 1-4 м/с^2 предпочтительней других с точки зрения точности управления. Многочисленные исследования [2, 3, 4] показали, что зона нечувствительности $P_о$ статической характеристики тормозного управления не должна быть меньше 45 Н, чтобы тормозная система не включалась бы под действием на педаль силы тяжести ноги водителя.

© С. Н. Шуклинов, А. А. Власенко, 2012

Авторы исследований [5] предложили методику определения коэффициента усиления вакуумного усилителя для экспериментально определенных значений максимального давления в тормозных контурах привода. Для того чтобы обеспечить качественное регулирование необходимо чтобы не линейные участки статической характеристики вакуумного усилителя тормозов располагались бы за пределами линейной статической характеристики тормозного управления.

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является разработка методики выбора параметров статической характеристики вакуумного усилителя тормозного привода. Выбранные параметры должны обеспечивать высокий коэффициент эффективности и качество регулирования. Для этого необходимо установить связь между параметрами характеристики вакуумного усилителя и тормозного управления во всем диапазоне регулирования.

Выбор параметров статической характеристики вакуумного усилителя тормозного привода. Для выбора параметров статической характеристики вакуумного усилителя используем восходящую ветвь статической характеристики тормозного управления.

Представленные на рис. 2 функции $j_{\text{ап}} = f(P_{\text{п}})$ и $j_{\text{ас}} = f(P_{\text{п}})$ отражают зависимости замедления автомобиля от усилия на педали, соответственно для груженного и не груженого состояния. Очевидно, что при одном и том же усилии на педали замедление автомобиля в не груженом состоянии выше, чем для груженого состояния. При очень высоком темпе изменения замедления при изменении усилия на педали ухудшается регулируемость тормозного управления. Поэтому коэффициент эффективности тормозного управления ограничивается для не груженого состояния автомобиля с учетом зоны нечувствительности и регулируемости [1].

$$\kappa_{\text{с}} P_{\text{о}} \le 2.3 \text{ м/с}^2 \ , \tag{1}$$

где $\kappa_{\text{с}} = \dfrac{j_{\text{ас}}}{P_{\text{п}}}$ – коэффициент эффективности тормозного управления автомобиля в не груженом состоянии.

Усилие на педали, необходимое для создания нормативного замедления груженого автомобиля должно соответствовать [1] зависимости:

$$P_{\text{п}}^{*} \ge P_0 (1 + [j_{\text{а}}] \frac{m_{\text{а}}}{2.3 m'_{\text{а}}}), \tag{2}$$

где $[j_{\text{а}}]$ – нормативное замедление автомобиля;

$m_{\text{а}}, m'_{\text{а}}$ – соответственно полная масса автомобиля и масса автомобиля в не груженом состоянии (снаряженная масса автомобиля плюс масса водителя).

Поскольку замедление автомобиля прямопропорционально давлению жидкости в приводе, то зависимость $p_{\text{ж}} = f(P_{\text{п}})$ должна быть аффинной зависимости замедления от усилия на педали. Так как максимальное усилие на педали формируется при торможении груженого автомобиля, то рационально совместить характеристики

$j_{ап} = f(P_п)$ и $p_ж = f(P_п)$ для груженого автомобиля. Поэтому значение давления жидкости в тормозных механизмах передних и задних колес, соответствующее нормативному замедлению определим для груженого состояния автомобиля

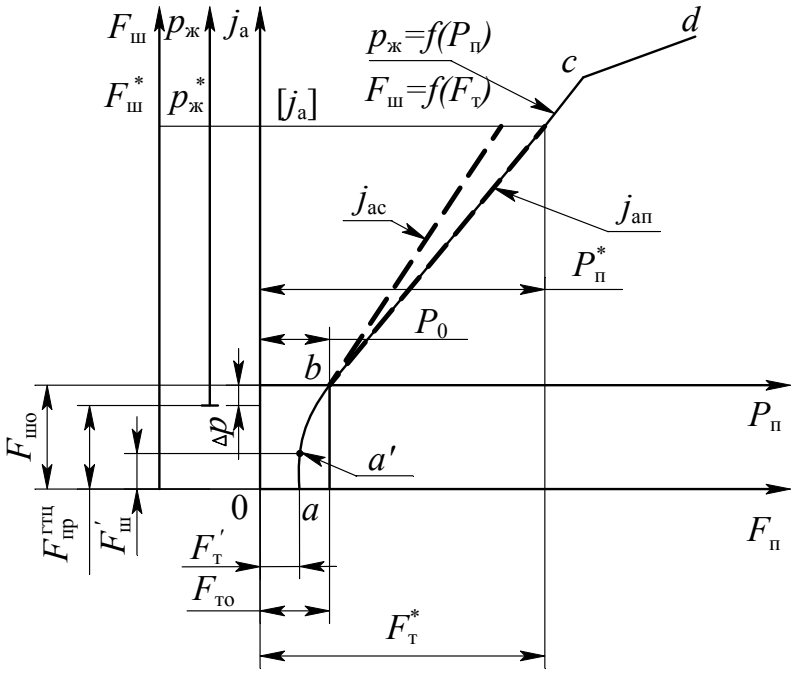


Рисунок 2 – Определение параметров статической характеристики вакуумного усилителя тормозного привода

$$p_{ж1}{}^* = \frac{0{,}5\beta_1 m_а [j_а] r_д}{r_1 \cdot К_{э1}} + \Delta p_1; \quad (3)$$

$$p_{ж2}{}^* = \frac{0{,}5(1-\beta_1) m_а [j_а] r_д}{r_2 \cdot К_{э2}} + \Delta p_2, \quad (4)$$

где β_1 – коэффициент распределения тормозной силы;

$r_д$ – динамический радиус колеса;

r_1, r_2 – радиус трения (для дисковых тормозных механизмов $r_{1,2} = r_{ср}$, для барабанных $r_{1,2} = r_б$; $r_{ср}$ – средний радиус трения диска; $r_б$ –радиус трения барабана);

$К_{э1}, К_{э2}$ – коэффициент эффективности тормозного механизма, соответственно на переднем и заднем колесе;

$\Delta p_1, \Delta p_2$ – давление жидкости, при котором колодки тормозного механизма касаются барабана (для дисковых механизмов $\Delta p = 0$).

Начало координат графика $p_ж = f(P_п)$ (см. рис. 2) должно совпадать с началом координат зависимости $j_а = f(P_п)$, если в тормозной системе применяются дисковые тормозные механизмы, хотя бы на одной оси. В случае применения барабанных

тормозных механизмов начало координат $p_ж = f(P_п)$ должно быть сдвинуто вниз на величину Δp равную меньшему значению из Δp_1 и Δp_2.

При этом давление жидкости в приводе $p_ж^c$, соответствующее точке насыщения усилителя по давлению должно быть больше значений, определяемых зависимостями (3) и (4). При заданных параметрах тормозного привода и педали тормоза усиление на входе усилителя (на толкателе) соответствующее нормируемому замедлению автомобиля определяется зависимостью:

$$F_т^* = i_п P_п^*, \tag{5}$$

где $i_п$ – передаточное число педального привода;

$P_п^*$ – усилие на педали при нормируемом замедлении автомобиля.

Этому усилию соответствует усилие на выходе усилителя тормозов (на штоке):

$$F_ш^* = \frac{(p_ж^* - \Delta p) S_{гтц}}{(P_п^* - P_0) i_п} + F_{пр}^{гтц}, \tag{6}$$

где $S_{гтц}$ – площадь поршня главного тормозного цилиндра;

$F_{пр}^{гтц}$ – усилие возвратных пружин поршней главного тормозного цилиндра в положении соответствующем торможению с нормативным замедлением.

При этом начало координат $F_ш = f(F_т)$ должно быть сдвинуто вниз относительно начала $p_ж = f(P_п)$ на величину $F_{пр}^{гтц}$.

В результате усилие на штоке усилителя $F_{шо}$, соответствующее моменту касания тормозных колодок диска (барабаны) должно быть

$$F_{шо} = F_{пр1}^{гтц} + \Delta p S_{гтц}, \tag{7}$$

где $F_{пр1}^{гтц}$ – усилие возвратных пружин поршней главного тормозного цилиндра в положении поршней соответствующем давлению в приводе Δp.

Этому усилию на выходе усилителя соответствует усилие на педали тормоза $P_о$, определяемое выражение:

$$P_о = \frac{F_{то}}{i_п} + \frac{P_{пр}}{i_{пр}}, \tag{8}$$

где $F_{то}$ – усилие на толкателе усилителя, соответствующего усилию на штоке $F_{шо}$;

$P_{пр}$ – усилие возвратной пружины педали тормоза;

$i_{пр}$ – передаточное число педали тормоза для возвратной пружины.

Из выражения (8) можно записать

$$F_{то} = P_о i_п - P_{пр} \frac{i_п}{i_{пр}} . \quad (9)$$

Очевидно, что нечувствительность усилителя должна удовлетворять условию

$$F_{то} \le P_о i_п - P_{пр} \frac{i_п}{i_{пр}} . \quad (10)$$

Выводы

Предложенная методика позволяет определить параметры статической характеристики вакуумного усилителя согласованные с параметрами характеристики тормозного управления автомобилем. При этом линейный участок статической характеристики усилителя тормозного привода совпадает с характеристикой тормозного управления автомобиля, что позволит обеспечить высокий коэффициент эффективности и качество регулирования.

Список литературы: **1**. *Савельев Б.В.* Обоснование статической характеристики тормозной системы автомобиля: автореф. дис. на соискание степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / *Б.В. Савельев*. – М.,1988. – 22 с. **2.** *Савин Н.М.* Силовые параметры процесса срабатывания гидравлического тормозного привода автомобиля / *Н.М. Савин, И.И. Годун* // Труды Новочеркасского политехнического института. – 1968. – том 183. **3.** *Harries D.A.* Pedal feel with Power Staking Systems / *Harries D.A.* // Lucas Engineering review. – 1978. – № 3. – P. 65 – 69. **4**. *Nigg R.L.* The variable ratio master cylinder-adescription of its function and operation / *R.L. Nigg, A.W. Palmer, R.F. Green* // SAE prepr. – 1975. – № 750382. **5.** *Geupel H.* Auslegung der Betätigungseinrichtung für Bremsen von Personenwagen / *H. Geupel, M. Reichel* // ATZ Automobiltechnische Zeitschrift. – 1977. – Jg. 79, H. 7/8. – S. 291 – 294.

Поступила в редколлегию 6.11.2012

УДК 629.113

Шуклинов С.Н. Выбор параметров статической характеристики вакуумного усилителя тормозного привода / С.Н. Шуклинов, А.А. Власенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 78–82. – Бібліогр.: 5 назв.

Запропонована методика вибору параметрів статичної характеристики вакуумного підсилювача гальм що узгоджена зі характеристикою тормозного управління автомобіля.

Ключові слова: Статична характеристика, вакуумний підсилювач, гальмовий привід, гальмові механізми, уповільнення.

The choice technique of static characteristic of brake vacuum booster conformal with the characteristic of vehicle braking control offered.

Keywords: Statistic characteristic, vacuum booster, brake gear, brake assembly, slowdown.

УДК 621.43.068.4

А. Н. КОНДРАТЕНКО, инж. ИПМаш им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Харьков

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ФИЛЬТРЕ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ ДИЗЕЛЯ. ЧАСТЬ 3: ВОПРОСЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЦЕОЛИТА В КОНСТРУКЦИИ ФИЛЬТРУЮЩЕГО ЭЛЕМЕНТА

Рассмотрены вопросы проектирования действующего макета модуля фильтрующего элемента фильтра твердых частиц дизеля, приведены результаты исследований параметров работы действующего макета на моторном испытательном стенде с дизелем 2Ч10,5/12, а также рассмотрены вопросы определения свойств насыпного среднедисперсного цеолита как пористого тела.

Ключевые слова: дизель, отработавшие газы, экологизация, твердые частицы, фильтр, цеолит.

Введение

Создание эффективного, технологичного и надежного фильтра твердых частиц (ФТЧ) отработавших газов дизельных двигателей является актуальной задачей, стоящей перед специалистами в области двигателей внутреннего сгорания. Повышение точности математического моделирования тепло- и массообменных процессов в таких фильтрах позволяет более эффективно осуществлять оптимизацию их конструкции.

Анализ литературных источников

В предыдущих частях исследования было выполнено обоснование модернизации конструкции модуля фильтрующего элемента (ФЭ), а также дополнение баз данных по свойствам пористого тела (ПТ) [1], баз данных по свойствам реального рабочего тела в ФТЧ, материалов, из которых изготовлен ФЭ, а также по свойствам твердых частиц (ТЧ) [2]. Кроме того, описана программа и методика экспериментального получения параметров работы действующего макета ФЭ, а также конструкция моторного испытательного стенда, модернизированного для проведения этого исследования [2].

Цель и постановка задачи исследования

Цель данного исследования – повышение точности математического моделирования тепло- и массообменных процессов в полостях ФЭ ФТЧ дизеля, за счет ее дополнения данными о свойствах материалов ФЭ и рабочего тела.

Задачи данного исследования:

1) экспериментальное получение значений краевых условий, необходимых для моделирования процесса течения ОГ через ФТЧ;

2) экспериментальное получение значений параметров работы ФЭ;

3) экспериментальное получение свойств насыпного среднедисперсного цеолита как пористого тела.

1. Экспериментальное получение значений краевых условий

Программа и методика данного экспериментального исследования описана в [2]. Там же приведены схема и описание моторного испытательного стенда с дизелем 2Ч10,5/12.

© А. Н. Кондратенко, 2012

Эскиз объекта исследования – действующего макета модуля (ДММ) ФЭ ФТЧ – приведен на рис. 1б. Эскиз действующего макета (ДМ) ФЭ в сборе, состоящего из четырех ДММ ФЭ, а также уплотняющих шторок, приведен на рис. 1а. Согласно эскизу ДМ ФЭ был изготовлен и собран, его внешний вид представлен на рис. 2.

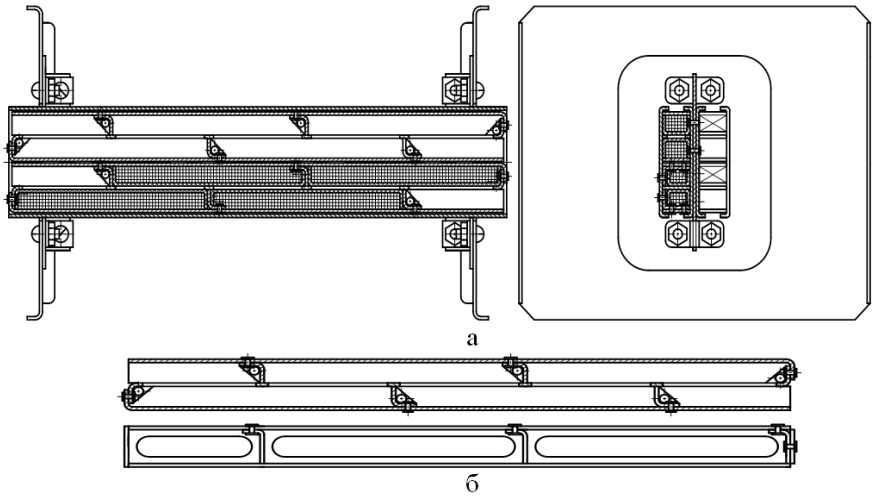


Рисунок 1 – Эскизы: а – ДМ ФЭ ФТЧ; б – ДММ ФЭ

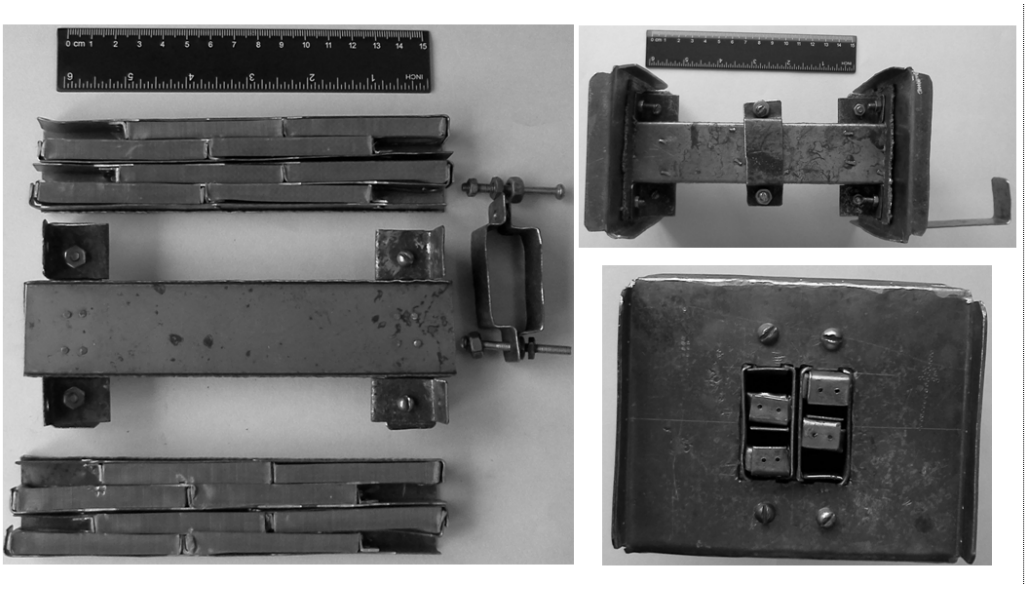
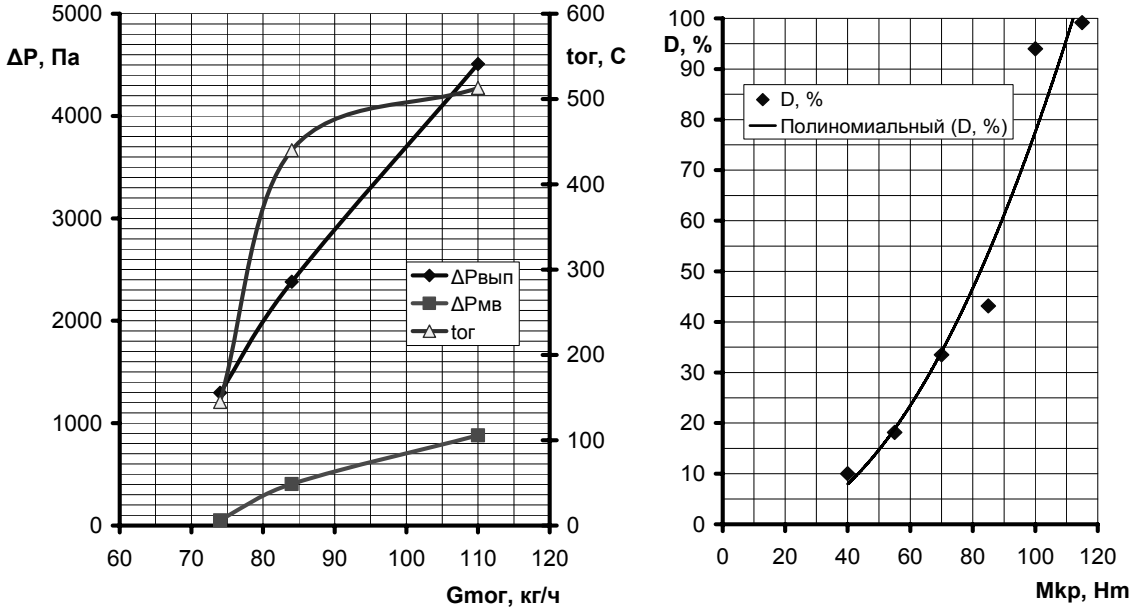


Рисунок 2 – Внешний вид ДММ ФЭ ФТЧ

Согласно программе и методике, представленной в [2], было проведено экспериментальное исследование по определению параметров ОГ в выпускном тракте моторного стенда после его модернизации. Полученные данные будут использованы в качестве краевых условий при моделировании тепло- и массообменных процессов в ФТЧ дизеля. Результаты исследования представлены на рис. 3. Это зависимости перепада давления ОГ на пустой макетоудерживающей вставке $\Delta P_{мв}$, перепада давления между сечением на входе в пробоотборный зонд и атмосферой $\Delta P_{вып}$, а также температуры ОГ в сечении на выходе из выпускного коллектора дизеля $t_{ОГ}$ от массового расхода ОГ $G_{mОГ}$ для трех характерных режимов работы дизеля: (холостой

ход при n = 1000 мин$^{-1}$, режим предела дымления ($Мкр$ =100 Н·м, n = 1200 мин$^{-1}$) и режим максимального крутящего момента ($Мкр$ =110 Н·м, n = 1600 мин$^{-1}$), а также зависимость степени зачернения тефлонового фильтра D от крутящего момента дизеля Мкр при неизменной частоте вращения коленчатого вала n = 1200 мин$^{-1}$. Эти зависимости.



а б

Рисунок 3 – Результаты исследования: а – перепадов давления; б – зачернения фильтра

Параметры работы ДМ ФЭ были получены при моторных испытаниях на этом стенде для режима предела дымления. На этом режиме гидравлическое сопротивление ДМ ФЭ составило 6 кПа, а эффективность очистки ОГ, согласно методу, описанному в [3], составила 20 %. Состояние поверхностей ДМ ФЭ после испытаний представлено на рис. 4.

Рисунок 4 – ДМ ФЭ после испытаний

2. Исследование свойств насыпного грануллированного цеолита как ПТ

Очевидно, что указанная выше степень очистки ОГ недостаточно высока. Для повышения этого показателя в конструкцию ДМ ФЭ введен новый элемент – насыпной среднедисперсный цеолит (природный туф, являющийся высокоэффективным сорбентом, отличается также жаростойкостью и малой себестоимостью добычи). Он введен в конструкцию в виде насыпного наполнения кассет из стальной тканой сетки, степень плотности насыпки 100 % (см. рис. 6), размер используемой фракции характеризуется средним диаметром частиц 3 мм. Его внешний вид представлен на рис. 5.

Для моделирования такого материала в конструкции ДМ ФЭ, который сам по себе является микропористым телом, а в виде насыпки представляющем из себя макропористое тело, было проведено экспериментальное исследование на безмоторном стенде, описанным в [4], по описанной там же методике.

Для этого исследования был спроектирован и изготовлен держатель образца, имеющий цилиндрическую полость, которая имеет объем и проходное сечение, равные объему и проходному сечению полости ячейки модуля ФЭ. Его эскиз приведен на рис. 5. Результаты исследования приведены на рис. 6.

Для получения данных, необходимых для проектирования ДМ ФЭ с цеолитом в кассетах было проведено экспериментальное исследование на безмоторном стенде. Для этого описанный в [4] и [5] прозрачный макет модуля (ПММ) ФЭ был дополнен съемными кассетами из стальной тканой сетки. Его внешний вид представлен на рис. 5. В результате исследования получены зависимости гидравлического сопротивления прозрачного макета модуля ФЭ с пустыми кассетами из стальной сетки и кассетами, заполненными насыпным среднедисперсным цеолитом на 50 и 100%, от удельного массового расхода текучей среды через безмоторный стенд $g_{твозд}$. Они представлены на рис. 6. Как видно на рис. 6, заполнение кассет цеолитом, отличное от 100% мало сказывается на его гидравлическом сопротивлении, и поэтому использоваться в ДМ ФЭ не будет. Так при 50% заполнении кассет ПММ цеолитом его гидравлическое сопротивление уменьшается на 30%.

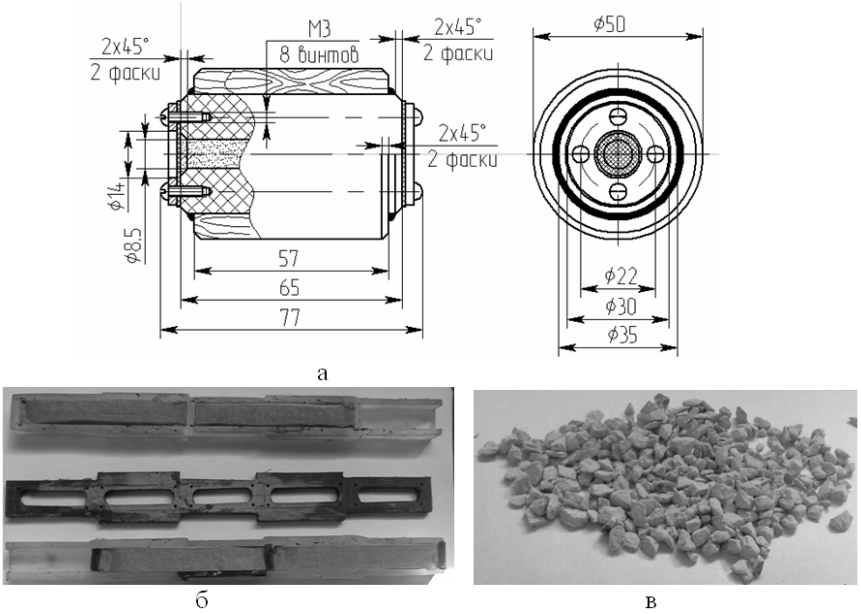
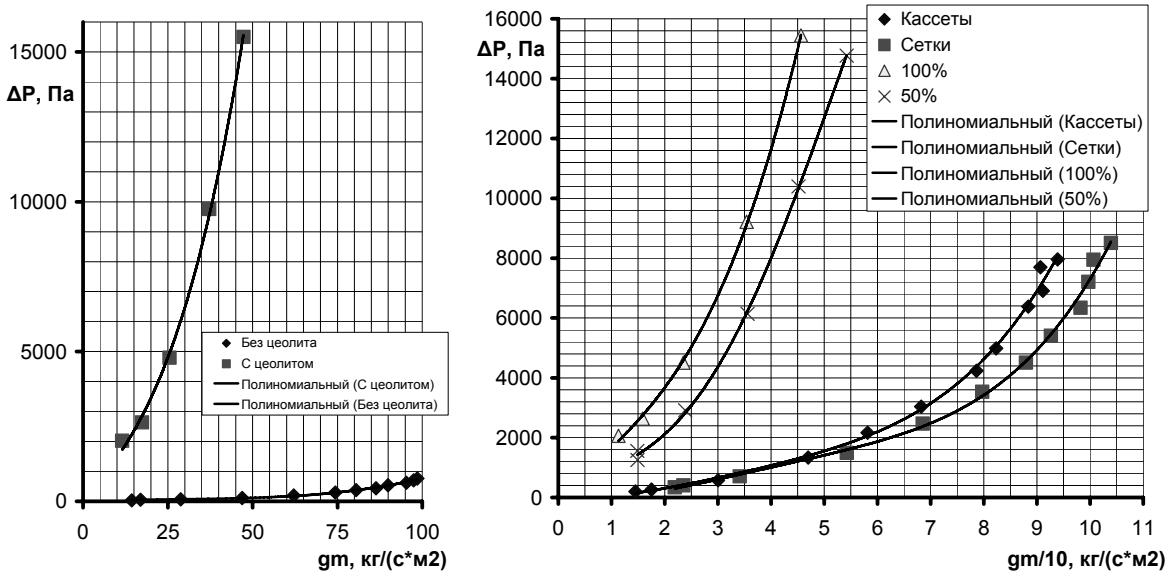


Рисунок 5: а – держатель образца с цеолитом; б – цеолит; в – прозрачный макет модуля ФЭ с кассетами и цеолитом



а б

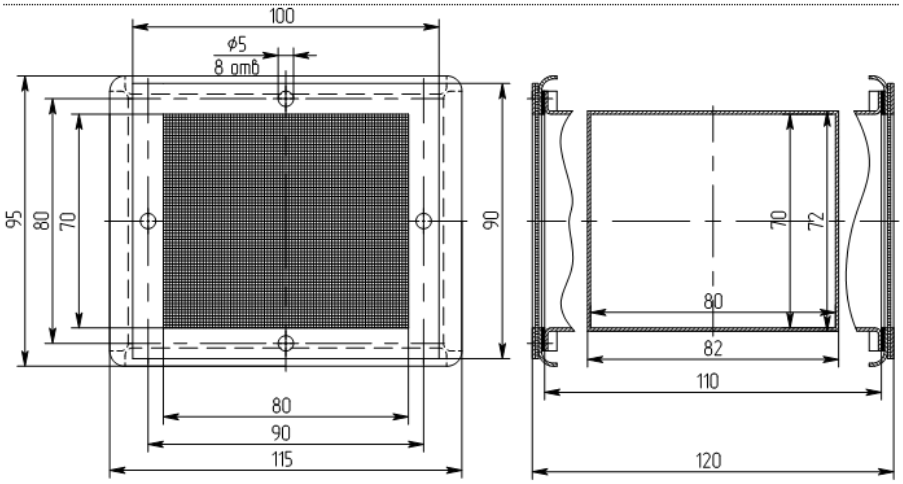
Рисунок 6 – Результаты испытаний: а – полости с цеолитом; б – ПММ ФЭ с кассетами

Для определения зависимости свойств объемов, заполненных насыпным цеолитом в условиях выпускной системы моторного стенда спроектирован и изготовлен упрощенный действующий макет (УДМ) ФЭ. Он имеет объем, заполненный насыпным цеолитом, а также суммарное проходное сечение на входе и выходе, равные объему полостей с цеолитом и суммарному проходному сечению на входе в ФЭ, состоящему из пятидесяти модулей. Его эскиз и внешний вид приведен на рис. 7.

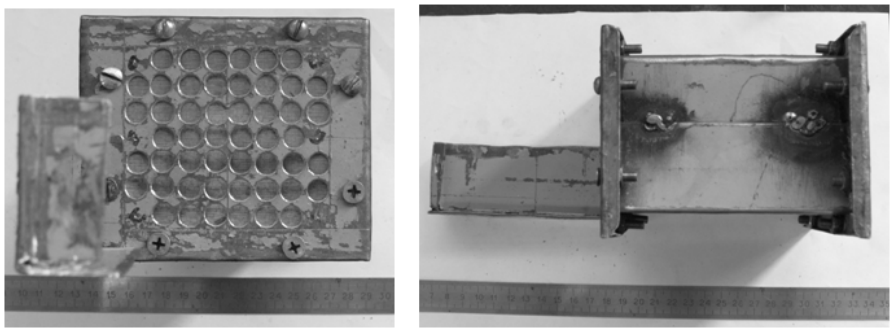
Для определения эффективности использования насыпного цеолита для очистки ОГ дизелей от ТЧ был спроектирован и изготовлен ДМ ФЭ с кассетами из стальной тканой сетки, заполненными насыпным цеолитом на 100% (ДМЦ). Согласно данным на рис. 8б и учитывая, что в штатной системе выпуска дизеля 2Ч10,5/12 значение удельного массового расхода ОГ $g_{mOГ}$ равно 15,8 кг/(с·м^2), а также учитывая, что экспериментально полученное значение противодавления ДМ ФЭ с пустыми кассетами из стальной сетки вдвое превышало значение противодавления, полученное на безмоторном стенде для ПМ ФЭ с кассетами из стальной сетки, незаполненными цеолитом, количество модулей ДМЦ принято равным 20. Его внешний вид приведен на рис. 8. Как видно на рис 8, ДМЦ от ДМ ФЭ также отличается отсутствием в его конструкции соединительной пластины (кассеты соприкасаются непосредственно друг с другом) и отсутствием закрепления перегородок между кассетами одной ячейки. Такие технические решения позволяют снизить вес ФЭ и увеличить его технологичность. Навеска цеолита, использованная в ДМЦ ФЭ составила 240 грамм, то есть на одну кассету приходится 3 грамма цеолита. Учитывая объем внутреннего пространства кассеты равный 3300 мм^3, можно считать, что насыпка цеолита такой фракции имеет плотность 909 кг/м^3.

Природный цеолит характеризуется плотностью 1900…2600 кг/м^3 (в зависимости от химического состава) и насыпной плотностью 620…1200 кг/м^3 (в зависимости от размера фракции), а также удельной теплоемкости около 1 кДж/(кг·с), пористостью около 50% (диаметр каналов 0,27 нм), способен адсорбировать до 0,2 см^3 паров воды на 1 см^3 собственного объема. Природный цеолит в 4…5 раз дешевле синтетического [6].

Результаты экспериментального исследования УДМ и ДМЦ на моторном стенде с дизелем 2Ч10,5/12 будут представлены в следующей части работы.



а



б

Рисунок 7 – УДМ ФЭ: а – эскиз; б – внешний вид

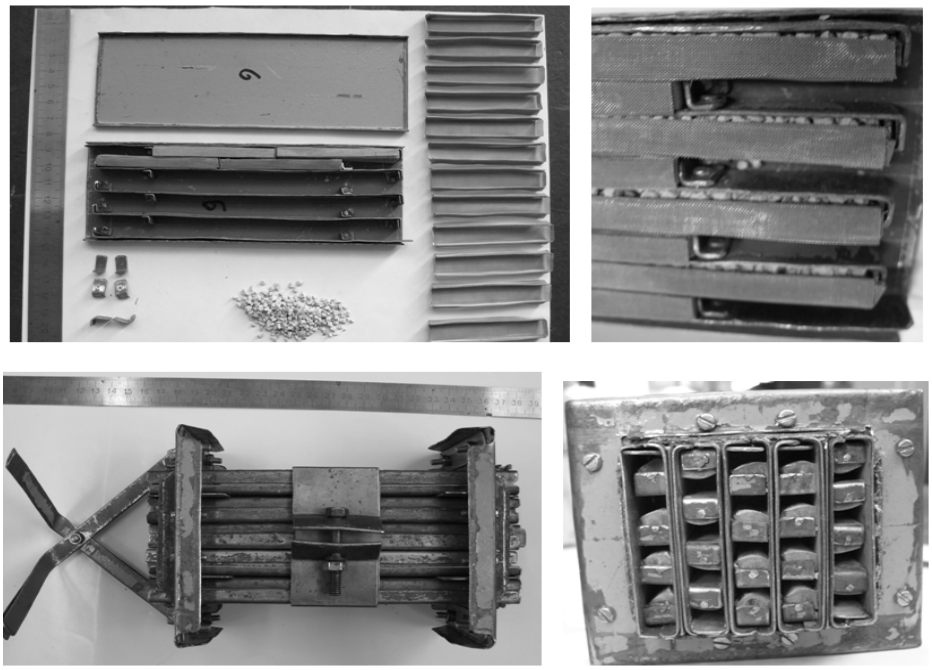


Рисунок 8 – Устройство и внешний вид ДМЦ

Выводы

В работе рассмотрены следующие аспекты повышения точности математического моделирования тепло- и массообменных процессов в ФТЧ:

1) спроектированы и изготовлены ДМ ФЭ, УДМ ФЭ и ДМЦ ФЭ, ПММЦ, а также образцы для определения свойств насыпного среднедисперсного цеолита как ПТ;

2) экспериментальным путем получены параметры ОГ в выпускной системе моторного стенда после его модернизации, а также параметры работы ДММ ФЭ на моторном стенде с дизелем 2Ч10,5/12 для режима предела дымления – его гидравлическое сопротивление составляет 6 кПа, а эффективность очистки ОГ – 20%;

3) экспериментальным путем получены свойства насыпного среднедисперсного цеолита как ПТ на безмоторном и моторном стенде.

Список литературы: **1.** *Кондратенко А. Н.* Моделирование тепло- и массообменных процессов в фильтре твердых частиц дизеля. Часть 1: модернизация конструкции фильтра и дополнение базы данных по свойствам пористого тела / *А. Н. Кондратенко, А. П. Строков, А. Н. Авраменко* // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С. 82-88. **2.** *Кондратенко А. Н.* Моделирование тепло- и массообменных процессов в фильтре твердых частиц дизеля. Часть 2: дополнение баз данных по свойствам материалов фильтра и рабочего тела, определение значений краевых условий / *А. Н. Кондратенко, А. П. Строков, В. М. Семикин* // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С. 87-92. **3.** *Варшавский И. Л.* Токсичность дизельной сажи и измерение сажеобразования дизельного выхлопа / *И. Л. Варшавский, Ф. Ф. Мачульский* // Сборник трудов ЛАНЭ. – 1969. – С. 120–157. **4.** *Строков А. П.* Экспериментальное определение гидравлического сопротивления макета модуля фильтра твердых частиц быстроходного дизеля / *Строков А. П., Кондратенко А. Н.* // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. – 2011. Выпуск 29 – С. 48-54. **5.** *Строков А. П.* Экспериментальное определение гидравлического сопротивления макета модуля фильтра твердых частиц быстроходного дизеля. Часть 2 / *Строков А. П., Кондратенко А. Н.* // Вестник Национального технического университета "ХПИ". Сборник научных трудов. Тематический сборник: Транспортное машиностроение. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2012. – №19 – С 121-128. **6.** Природный цеолит [Электронный ресурс] / Режим доступа: zeolit.spb.ru.

Поступила в редколлегию 15.11.2012

УДК 621.43.068.4

Моделирование тепло- и массообменных процессов в фильтре твердых частиц дизеля. Часть 3: вопрсы использования цеолита в конструкции фильтрующего элемента / А. Н. Кондратенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 83–89. – Бібліогр.: 6 назв.

Розглянуто питання проектування діючого макету модуля фільтруючого елементу фільтра твердих частинок дизеля, наведено результати дослідження параметрів роботи діючого макету на моторному випробувальному стенді з дизелем 2Ч10,5/12, а також розглянуто питання визначення властивостей насипного середньодисперсного цеоліту як пористого тіла.

Ключові слова: дизель, відпрацьовані гази, екологізація, тверді частинки, сажовий фільтр, цеоліт.

This article describes how to design the working layout of the filter element of diesel particulate filter, the results of investigations of the parameters of the working model of the filter element on the engine test band with diesel 2Ч10,5/12, as well as the issues of determining the properties of bulk zeolite medium size as a porous media.

Keywords: diesel, exhaust gases, ecologization, particulate matter, soot filter, zeolite.

УДК 621. 43. 016

А. В. ТРИНЁВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;
Д. Г. СИВЫХ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;
С. В. ОБОЗНЫЙ, инж. НТУ «ХПИ»;
Е. В. СИНЯВСКИЙ, студент НТУ «ХПИ»;
О. Ю. ПИЛИПЕНКО, студент НТУ «ХПИ»

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ КЛАПАННОГО УЗЛА АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Повышение надежности деталей клапанного узла и зоны межклапанной перемычки головки цилиндров форсированных автотракторных дизелей достигается за счет введения автоматизированной системы локального воздушного охлаждения седла выпускного клапана.

Ключевые слова: клапан, регулирование, охлаждение, седло, микроконтроллер.

Введение. Разработка конкурентоспособных конструкций двигателей внутреннего сгорания, которые отвечают высоким показателям по топливной экономичности, надежности требует проведения детальных расчетных и экспериментальных исследований теплонапряженного состояния (ТНС) наиболее нагруженных деталей камеры сгорания (КС), в частности головки цилиндров (ГЦ) и клапанного узла выпускного клапана. При этом конечным результатом таких исследований должны стать обоснованные практические рекомендации, которые бы позволили снять для дизелей серийного производства проблемы с надежностью клапанного узла и ГЦ (прогары клапанов, седел, межклапанной перемычки). Как показали длительные исследования, моторные и безмоторные эксперименты, проведенные на кафедре ДВС НТУ «ХПИ», эффективным средством повышения надежности указанных деталей может стать локальное охлаждение (ЛО) сжатым воздухом зоны межклапанной перемычки, позволяющее снизить температуры седла выпускного клапана, опорной, наиболее теплонапряженной зоны самого клапана, устранить или уменьшить температурные градиенты в межклапанной перемычке. Однако в проведенных ранее исследованиях управление подачей охладителя к ГЦ осуществлялось в ручном режиме, таким же образом выбиралось и поддерживалось давление сжатого воздуха на входе в ГЦ. Таким образом, полученные положительные результаты по улучшению ТНС на макетных образцах, не могут быть практически реализованы на двигателях серийного производства. Постоянный подвод охладителя с постоянным давлением, как на частичных, так и наиболее теплонапряженных, критических режимах требует существенных затрат мощности двигателя и ухудшает его экономичность. Решением поставленной задачи, на наш взгляд, может стать разработка автоматического регулирования теплового состояния (САРТС) клапанного узла.

Анализ последних достижений и публикаций. Основой для разработки САРТС клапанного узла, как отмечалось, являются результаты ранее проведенных на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» моторных и безмоторных исследований. Рассмотрим основные из полученных результатов. Так в работе [1] приведены результаты экспериментального исследования температурного состояния седла выпускного

© А. В. Тринев, Д. Г. Сивых, С. В. Обозный, Е. В. Синявский, О. Ю. Пилипенко, 2012

клапана дизеля 4ЧН12/14 с системой ЛО. В серийном седле по наружной поверхности была выполнена проточка с образованием кольцевой полости, к которой подводился охлаждающий воздух под давлением. Охладитель обтекал седло и выходил в выпускной тракт через три сквозных отверстия. Регистрация температур проводилась в трех контрольных точках (хромель-алюмелевые термопары) с помощью тензометрического комплекса СИИТ-3, оборудованного приставкой для термометрии, что позволяло определять температуры как на установившихся, так и на переходных режимах сброса-наброса нагрузки. Испытания дизеля с системой ЛО проводились на нагрузочной характеристике на режимах с n = 1600 мин$^{-1}$ и n = 2000 мин$^{-1}$ (Ne=115 кВт, n=2000 мин$^{-1}$). Избыточное давление охлаждающего воздуха изменялось в пределах от 0,1 до 0,2 МПа. Эксперимент подтвердил заметный разброс температур по периметру седла как для неохлаждаемого варианта (211–232 ^{o}C), так и охлаждаемого (183–221°C). Охлаждение седла в целом, без внесения существенных конструктивных изменений в конструкцию ГЦ, обеспечило снижение температуры наиболее ответственной зоны – опорной фаски для различных режимов в среднем на 30 – 50 ^{o}C. Усиление эффекта потребовало усовершенствование геометрии воздухоподводящих каналов, в частности перехода к транзитной системе циркуляции охладителя без выхода в выпускной тракт, увеличение площади теплообменной поверхности седла.

В ходе безмоторного эксперимента [2] исследовалось тепловое состояние отсека ГЦ дизеля 4ЧН12/14. Отсек оснащался термопарами в зоне вставных седел, были выполнены дополнительно воздухоподводящие полости и каналы. Нагрев отсека до заданного температурного состояния (восстанавливался по результатам моторных экспериментов) осуществлялся с помощью плавильной электропечи. Контролировались расход и давление охлаждающего воздуха, создаваемые автономным поршневым компрессором. Давление воздуха на входе в ГЦ изменялось в пределах от 0,1 до 0,3 МПа. Достигнутый эффект по снижению температуры при избыточном давлении 0,3 МПа в среднем составил 50 – 60°C на периферийных участках огневого днища и 80 – 120°C вблизи седел клапанов.

С использованием описанного безмоторного стенда в работе [3] оценивалась эффективность ЛО индивидуальной ГЦ дизеля КамАЗ-740. Опытные седла были выполнены с увеличенной теплоотводящей поверхностью, термопары устанавливались на впускном и выпускном клапанах и по днищу ГЦ, схема размещения термопар приведена далее на рис. 2. Давление охладителя изменялось в пределах от 0,1 до 0,3 МПа. Отмечается существенно больший эффект снижения температуры (100 – 130°C), достигнутый за счет более высокой теплопроводящей способности материала ГЦ (алюминиевый сплав) по сравнению с экспериментом [2] (серый чугун).

Современное состояние САРТС деталей ДВС всесторонне проанализировано в работе [4]. Отмечается, что автоматическое управление тепловым состоянием ДВС является не только эффективным средством повышения надежности, но затрагивает также вопросы качества сгорания в цилиндрах, топливную экономичность. Поддержание оптимального теплового состояния деталей ЦПГ определяет затраты на привод устройств, обеспечивающих интенсификацию охлаждения деталей КС с ростом нагрузки. Причем уменьшение этих затрат без ухудшения теплового состояния деталей является существенным резервом повышения эффективного КПД двигателя.

В настоящее время электронное авторегулирование, как правило, осуществляется по выходным сигналам, например по нагрузке и температуре отработавших газов. Современные компьютерные блоки управления тепловым состоянием ДВС могут выполнять функции: отключение вентилятора системы

охлаждения, отключение на частичных режимах подачи масла на охлаждение поршня; перепуск на частичных режимах части наддувочного воздуха перед его охлаждением в атмосферу; отключение потока охлаждающей жидкости, омывающей зону гильзы цилиндра вблизи НМТ на частичных режимах.

Для реализации этих функций сегодня предлагаются компьютерные блоки управления, выполняющих функции двухпозиционных выключателей. Блоки управления включают терморегуляторы непрямого действия с управлением от бортовой микро-ЭВМ. Настройка терморегуляторов проводится с учетом принятого способа автоматического регулирования теплового состояния и программы управления (в виде зависимости теплового состояния детали от Ne и n) [4].

Проведенный анализ литературных источников также показал отсутствие практически реализованных разработок в области авторегулирования ЛО клапанного узла. Известные авторам предложения носят самый общий характер и встречаются в основном в формулах изобретений.

Цель и постановка задачи. Целью исследования является улучшение технико-экономических показателей современных форсированных быстроходных дизелей автотракторного типа за счет практической реализации управляемого автоматически ЛО деталей клапанного узла и ГЦ.

Для достижения поставленной цели на начальном этапе предполагалось решить такие задачи:

- усовершенствовать (дополнить) конструкцию безмоторного стенда для исследования теплового состояния ГЦ, реализовать автоматическое включение и отключение подачи охлаждающего воздуха в зависимости от задаваемых температур;
- выбрать или разработать конструкцию исполнительного механизма (элемента) в системе управления, проверить его работоспособность в безмоторном эксперименте;
- разработать алгоритм управления и электронную схему для его реализации;
- проверить в безмоторном эксперименте работоспособность системы управления.

Исследование в безмоторном эксперименте САРТС клапанного узла. Для проведения безмоторного эксперимента использовалась комплектация стенда, описанная в работе [3], но с внесением дополнений. Схема модернизированного безмоторного стенда изображена на рис. 1. Объектом исследования является ГЦ дизеля КамАЗ, оснащенная термопарами и содержащая каналы системы ЛО. Схема размещения термопар на ГЦ представлена на рис. 2.

Принцип работы системы автоматического регулирования ЛО клапанного узла заключается в подаче воздуха из накопительных баллонов под избыточным давлением 0,1…0,3 МПа через специальные каналы диаметром 6 - 7 мм, выполненные в ГЦ двигателя, с выходом продуктов продувки в атмосферу. Предполагается два режима, обеспечивающих отбор тепла:

- дросселированием воздуха в зависимости от теплового состояния объекта с целью обеспечения оптимального уменьшения температуры седла выпускного клапана;
- с полным открытием регулятора подачи воздуха для скорейшего охлаждения седла выпускного клапана и самого выпускного клапана.

Регулирование ЛО управляется микропроцессорной системой. При включении питания регулятор подачи воздуха 9 устанавливается в полностью закрытое положение. В процессе открытия-закрытия мигает зеленый (HL1)-красный (HL2) светодиод (блок

15, см. рис.1). В крайних положениях – полное открытие-закрытие соответствующий светодиод горит непрерывно. После установки в исходное положение регулятора подачи воздуха (РПВ), начинается проверка температуры, измеряемой термопарой 11. При превышении заданной верхней граничной температуры произойдет открытие РПВ, и через открытый канал воздух начнет поступать к седлу выпускного клапана. В открытом положении регулятор будет удерживаться, пока температура не станет меньше заданной граничной нижней. При этом будет происходить постоянный контроль давления воздуха в подающей системе. Если давление упадет ниже критического, то регулятор будет закрыт. В закрытом положении он будет удерживаться до наполнения баллонов воздухом, после чего возобновится проверка температуры и возможно произойдет открытие регулятора.

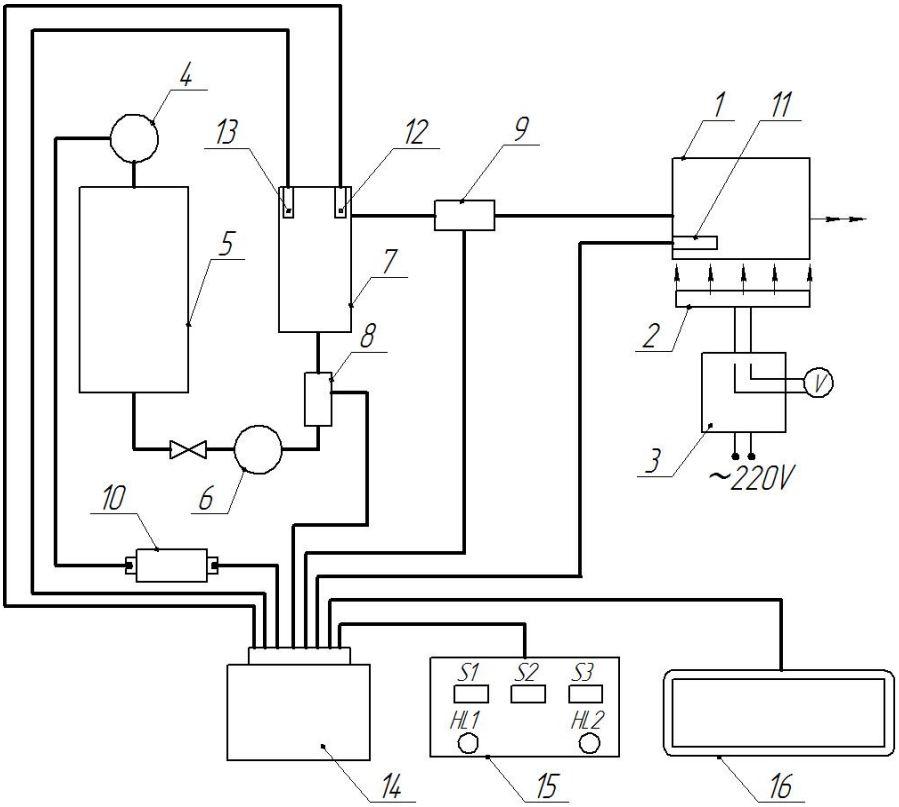


Рисунок 1 - Структурная схема системы автоматического регулирования ЛО клапанного узла: 1- головка цилиндров; 2 - электропечь; 3 - трансформатор; 4 - компрессор; 5 - ресивер; 6 - расходомер РГ- 40; 7 - расширительный бачок; 8 - запорный электромагнитный клапан; 9 - регулятор подачи воздуха; 10 - реле компрессора; 11 - термопара; 12 - датчик температуры воздуха; 13 - датчик давления; 14 - блок управления; 15 - панель управления; 16 - дисплей.

Существует возможность при нахождении РПВ в открытом состоянии выполнить принудительное его закрытие по нажатию кнопки S2 в схеме управления. После нажатия произойдет закрытие и удержание в таком положении в течение 30 секунд, после чего возобновится алгоритм проверки температуры. Если температура, измеряемая термопарой, не превышает заданной, то возможно открытие регулятора по нажатию кнопки S1. При этом нахождение в открытом состоянии ограничено 30-тью секундами. Если в это время нажать кнопку ручного закрытия S2

регулятор закроется с возможностью открыть его сразу. В противном случае после истечения 30-ти секунд произойдет закрытие на 30 секунд.

Кнопка S3 позволяет выполнять настройку хода регулятора подачи воздуха. Для перехода к настройке нужно нажать кнопку S3 и удерживать ее до окончания настройки. Настройка выполняется относительно полностью закрытого состояния, поэтому если регулятор будет открыт в момент нажатия кнопки S3, то произойдет его закрытие. О переходе в режим настройки свидетельствует одновременное включение светодиодов HL1 и HL2. После перехода к настройке кнопки S1 и S2 при разовом нажатии смещают запорный орган РПВ на один шаг в сторону открытия или закрытия соответственно. При удержании кнопок S1 или S2 происходит добавление шага в соответствующем направлении приблизительно каждые 0,25 секунды. При этом каждый шаг отмечается коротким зажиганием светодиода, соответствующего направлению движения. После установки необходимого положения регулятора кнопка S3 отпускается. Происходит выход из режима настройки. Данные о заданном смещении записываются в энергонезависимую память, для использования при последующих запусках. Такая настройка необходима при регулировке герметичного прилегания клапана 8 после установки РПВ.

На жидкокристаллическом дисплее 16 возможно отображение информации о давлении воздуха и температуре воздуха в расширительном бачке 7, температуре седла выпускного клапана (т. 5, см. рис.2), а также времени до закрытия (возможности повторного открытия) РПВ.

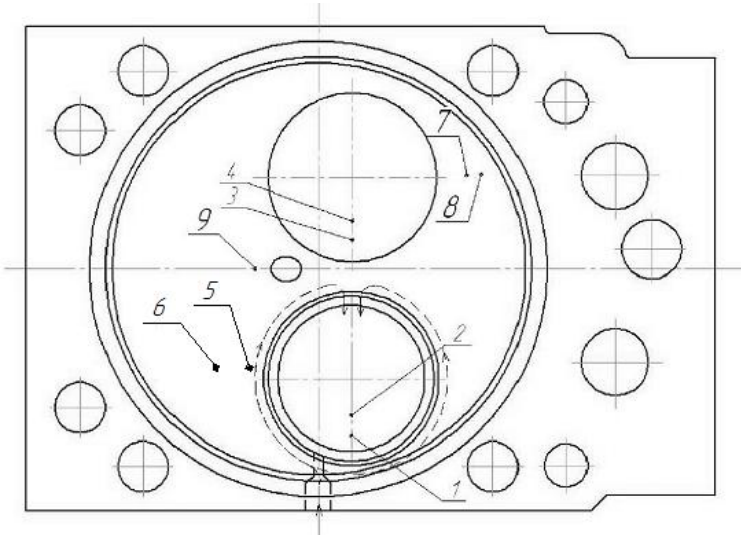


Рисунок 2- Схема размещения термопар на ГЦ

Система управления выполнена на базе микроконтроллера ATMega16 фирмы Atmel, который работает с тактовой частотой 8 МГц. Напряжение внешнего источника +12В стабилизируется микросхемой LM1815 на уровне +5В для питания всех узлов схемы.

В качестве первичного преобразователя температуры используется термопара хромель-алюмель, термо-эдс которой усиливается операционным усилителем. Операционный усилитель рассчитан на измерение температуры до 1000^0С. Калибровка измерительной цепи температуры производилась по показаниям контрольной термопары промышленного мультиметра VC9805A+ с функцией измерения

температуры. Обе термопары помещались в поток горячего воздуха, создаваемого в сопле термофена паяльной станции. Зависимость напряжения на выходе усилителя сигнала термопары от температуры снималась для значений от 50 до 450^{0}С через каждые 50^{0}С. Приняв линейную зависимость параметров, для данного участка было получено аналитическое выражение, по которому можно найти измеряемую температуру для любого значения напряжения во всем диапазоне измерений. Усиленный сигнал подается на вход внутреннего аналого-цифрового преобразователя (АЦП) микроконтроллера. АЦП настроен на работу в 10-ти битном режиме. В качестве опорного напряжения используется +5В, которое поступает на соответствующий вход микроконтроллера от стабилизатора напряжения. С помощью микроконтроллера, по записанному в памяти выражению определяется температура, как функция от регистрируемого на входе АЦП напряжения. Таким образом, точность измерения температуры, обеспечиваемая каналом АЦП, на уровне ±1 ^{0}С, а с учетом погрешностей в калибровке не более ±2,5 ^{0}С.

Микроконтроллер, выполняет программу из внутренней Flash-памяти. На линиях выходного порта, в зависимости от показаний термопары, выставляются сигналы управления регулятором подачи воздуха, который полностью открывает или закрывает канал продувки. В качестве регулятора 9 использовался промышленный регулятор холостого хода, устанавливаемый в системах комплексного управления двигателями семейства ВАЗ (рис.3). Этот элемент выполнен на основе шагового

Рисунок 3 – Регулятор подачи воздуха

электродвигателя, дискретное вращение вала которого через передачу винт-гайка преобразуется в поступательное движение запорного наконечника. Для обеспечения логики работы шагового электродвигателя использовалась схема контроллера на микросхемах L297, и L298. Микросхема L297 содержит логику формирования временных последовательностей и позволяет управлять пуском или остановкой шагового электродвигателя, направлением и скоростью вращения его вала. Микросхема L298 представляет собой мощный сдвоенный Н-мост и выполняет функцию формирователя выходного управляющего сигнала необходимой мощности для шагового электродвигателя.

Жидкокристаллический дисплей в прототипе системы управления не применяется. Вся необходимая исследовательская информация с частотой 5 раз в секунду передается через линии последовательного обмена UART микроконтроллера и преобразователь интерфейсов на базе MCP2200 на порт USB ноутбука. Каждая

посылка включает в себя текущее время (до миллисекунд), напряжение на выходе с усилителя сигнала термопары, измеряемую температуру и состояние регулятора подачи воздуха (0 – закрыт, 1 – открыт). Эти данные для последующей обработки записывались на жесткий диск компьютера в виде текстового файла.

Предварительно проверка работоспособности системы выполнялась с использованием кипящих жидкостей. Так, в качестве температур срабатывания системы ЛО были заданы 150 ^{0}С на открытие РПВ и 100 ^{0}С на его закрытие. После включения устройства термопара помещалась в нагретое до 150 ^{0}С масло (результат измерения по контрольному термометру). Анализ передаваемых микропроцессорной системой данных показал, что зарегистрировано плавное нарастание напряжения на выходе усилителя, и открытие РПВ произошло вовремя (температура выше 150 ^{0}С), однако установившееся показание температуры испытываемого устройства составило 153,7 ^{0}С. После этого термопару поместили в кипящую воду с температурой 99,2 ^{0}С (по контрольному прибору), регистрируемая испытываемым устройством температура понизилась до 101,2 ^{0}С. Это не привело к закрытию клапана. Как только вода немного остыла, и термопарой была зарегистрирована температура менее 100 ^{0}С, произошло закрытие РПВ. В результате такой проверки было установлено, что погрешность измерений находится в пределах ±2,5%, а алгоритм работы микропроцессорной системы выполняется без ошибок.

Следующим этапом проверки работоспособности системы был собственно безмоторный эксперимент на стенде. Давление воздуха на входе в ГЦ поддерживалось в ручном режиме на уровне 0,18 – 0,2 МПа. Производился нагрев ГЦ до рабочих температур, в программу управления вносились верхняя и нижняя граничные температуры, при достижении которых срабатывал РПВ. На рис. 4 приведен график изменения температуры в точке 5 головки от момента включения подачи воздуха

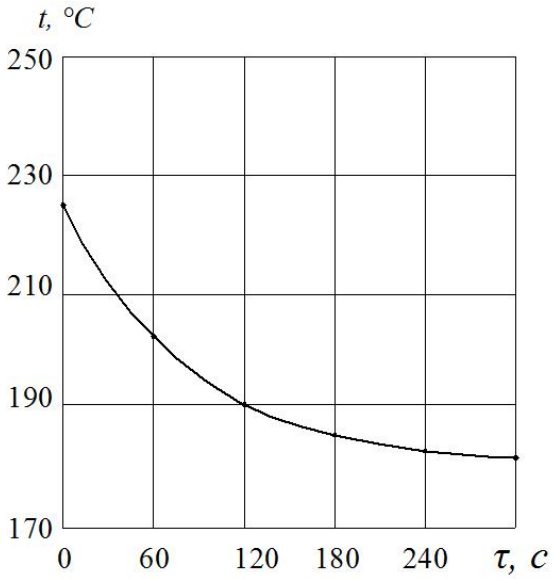


Рисунок 4 – Изменение температуры в контрольной точке 5 при подаче охладителя

регулятором и его выключения, построенный на основе информации, поступившей на жесткий диск ПК в виде текстового файла.

Выводы

В результате проведенного экспериментального исследования на безмоторном стенде необходимо отметить:

- эксперимент показал возможность автоматического управления системой ЛО клапанного узла;
- разработанная САРТС клапанного узла подтвердила свою надежность в условиях безмоторного эксперимента;
- полученные результаты будут использованы при подготовке моторного эксперимента, в котором в качестве задающего параметра планируется использовать температуру отработавших газов, а также контролировать и задавать давление охлаждающего воздуха на входе в ГЦ двигателя.

Список литературы: **1.** Результаты экспериментального исследования теплового состояния седла выпускного клапана в условиях локального охлаждения / *А. В. Тринев, П. Д. Гончар, А. Н. Авраменко* // Вестник науки и техники. Вып. 1 (20) 2005. с. 21 – 27. **2.** Исследование условий локального воздушного охлаждения днища головки цилиндров с использованием безмоторного стенда / *А. В. Тринев, А. Н. Авраменко, С. В. Обозный, В. И. Вахрушев* // Двигатели внутреннего сгорания. 2007. №1 с. 31 – 38. **3.** Оценка эффективности локального охлаждения головки цилиндров двигателя КамАЗ в безмоторном эксперименте / *А. В. Тринев, В. Т. Коваленко, С. В. Обозный, А. Н. Клименко* // Двигатели внутреннего сгорания. 2011. №2. с. 19 – 24. **4.** *Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф.* Двигуни внутрішнього сгоряння: Серія підручників у 6 томах. т. 3. Комп'ютерні системи керування ДВЗ / за ред. проф. *А. П. Марченко* та засл. діяча науки України проф. *А. Ф. Шеховцова*. – Харків: Прапор, 2004. – 344с.

Поступила в редколлегию 15.11.2012

УДК 621. 43. 016

Разработка системы автоматического регулирования теплового состояния клапанного узла автотракторного дизеля / А. В. Тринёв, Д. Г. Сивых, С. В. Обозный, Е. В. Синявский, О. Ю. Пилипенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 90–97. – Бібліогр.: 4 назв.

Підвищення надійності деталей клапанного вузла і зони міжклапанної перетинки головки циліндрів форсованих автотракторних дизелів досягається за рахунок запровадження автоматизованої системи локального повітряного охолодження сідла випускного клапана.

Ключові слова: клапан, регулювання, охолодження, сідло, мікроконтролер.

Improving the reliability of parts and the valve assembly area between the valve bridges, cylinder head uprated automotive diesel engines is achieved through the introduction of an automated system of local air cooling saddle valve.

Key words: valve, regulation, cooling, saddles, microcontroller.

УДК 629.017

Д. М. КЛЕЦ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ

МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ ОБРАБОТКИ ДАННЫХ, ПОЛУЧЕННЫХ В ХОДЕ ИСПЫТАНИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН, С ПОМОЩЬЮ ФИЛЬТРА БАТТЕРВОРТА

Предложен метод повышения точности обработки экспериментальных данных, полученных с использованием датчиков линейного ускорения в ходе дорожных испытаний мобильных машин, с помощью низкочастотного фильтра Баттерворта.

Ключевые слова: мобильная машина, испытания, акселерометр, точность, фильтр Баттерворта.

Введение. Основной целью дорожных испытаний мобильных машин является экспериментальное определение их технических характеристик в реальных условиях эксплуатации. Определение эксплуатационных свойств колесных машин на всем протяжении их жизненного цикла оптимально с применением современных мобильных регистрационно-измерительных комплексов, чувствительными элементами которых могут служить микромеханические инерциальные датчики (акселерометры). Использование акселерометров специалистами, занимающимися испытанием транспортных средств, носит повсеместный характер вследствие простоты их установки [6]. Различные методы фильтрации полученных данных могут оказать существенное влияние на конечные результаты [6]. Следовательно, представляет интерес разработка метода повышения точности обработки экспериментальных данных, полученных с помощью датчиков линейного ускорения.

Анализ последних достижений и публикаций. Фильтром называют частотно-избирательное устройство, которое пропускает сигналы определенных частот и задерживает или ослабляет сигналы других частот. Фильтры могут быть классифицированы по ряду признаков [5]. По виду АЧХ они подразделяются на фильтры нижних частот, верхних частот, полосовые, режекторные и фазовые. В зависимости от полиномов, используемых при аппроксимации передаточной функции, различают фильтры критического затухания, Бесселя, Баттерворта, Чебышева. По элементной базе фильтры разделяются на пассивные и активные. Вопросам фильтрации экспериментальных данных посвящены работы [1-3, 5-7, 9-11, 14, 15] отечественных и зарубежных ученых. На практике широко применяются методы фильтрации Чебышева, Баттерворта, Бесселя и критического затухания. На рис. 1 приведены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) указанных фильтров нижних частот (ФНЧ).

Для обеспечения последовательности и повторяемости результатов испытаний должны использоваться одни и те же протоколы фильтрации и обработки. В работе [6] рекомендуется следующий протокол фильтрации для всех каналов (за исключением угла поворота рулевого колеса и угловой скорости рулевого колеса) – использование ФНЧ Баттерворта [6]. АЧХ фильтра Баттерворта близка по форме к прямоугольной характеристике идеального фильтра и определяется из следующего выражения [11]

$$A_Б(\omega) = \left|W_Б(j\omega)\right| = \frac{1}{\sqrt{(1+T\omega)^{2n}}}, \qquad (1)$$

© Д. М. Клец, 2012

где n – порядок фильтра;

ω – частота среза,

T – постоянная времени фильтра Баттерворта.

На практике обычно используют фильтры с порядком n = 2…8 [11]. Как видно из рис. 1, АЧХ ФНЧ Баттерворта имеет довольно длинный горизонтальный участок и резко спадает за частотой среза. Переходная характеристика такого фильтра при ступенчатом входном сигнале имеет колебательный характер. С увеличением порядка фильтра колебания усиливаются [5]. Увеличение числа полюсов (порядка фильтра) дает возможность сделать более плоским участок характеристики в полосе пропускания и увеличить крутизну спада от полосы пропускания к полосе подавления [15].

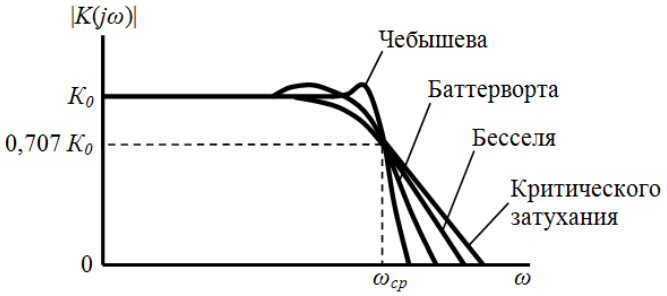


Рисунок 1 – АЧХ фильтров нижних частот

В работе [14] указывается, что Фильтр Баттерворта любого порядка устойчив. Это значит, что при настройке системы автоматического регулирования (САР) на модульный оптимум на основе фильтра Баттерворта, нет необходимости проверять ее устойчивость. Более того, САР при этом оказывается оптимизированной по точности и быстродействию [14]. Автор работы [13] предлагает проведение исследований, связанных с фильтрацией данных, в вычислительной среде MATLAB, в которой содержится большое число встроенных функций, позволяющих выполнять цифровую обработку сигналов и, в частности, моделировать процессы фильтрации. Функция пакета Signal Processing Toolbox «butter» позволяет синтезировать аналоговые и дискретные фильтры Баттерворта нижних частот, верхних частот, полосовые и режекторные и имеет в простейшем виде следующий синтаксис

$$[b,a] = \text{butter}(n,Wn). \tag{2}$$

Указанная функция производит синтез дискретного фильтра Баттерворта n-го порядка, имеющего АЧХ фильтра нижних частот и нормированную частоту среза Wn. Функция возвращает описание фильтра в виде векторов-строк b и a, имеющих длину n+1 и содержащих коэффициенты полиномов числителя и знаменателя функции передачи в порядке убывания степеней переменной z

$$H(z) = \frac{B(z)}{A(z)} = \frac{b(1) + b(2)z^{-1} + \ldots + b(n+1)z^{-n}}{1 + a(2)z^{-1} + \ldots + a(n+1)z^{-n}}. \tag{3}$$

Частотой среза фильтра Баттерворта называется частота, на которой модуль коэффициента передачи равен $\sqrt{1/2}$. Функция «butter» использует значение частоты среза *Wn*, нормированное к частоте Найквиста (π радиан на отсчет). Таким образом, нормированное значение частоты среза *Wn* должно лежать в пределах от 0 до 1, при этом 1 соответствует частоте Найквиста (то есть половине частоты дискретизации) [4].

Основная функция, реализующая процедуру дискретной одномерной фильтрации в MATLAB, носит имя «filter» и имеет следующий синтаксис

$$y = \mathrm{filter}(b, a, x), \tag{4}$$

где *x* и *y* - это векторы входного и выходного сигналов соответственно.

Функция, заданная выражением (4) фильтрует сигнал, заданный в виде одномерного массива *x*, используя дискретный фильтр, описываемый конечно-разностными уравнениями вида [4]

$$\begin{aligned} y(n) = b(1)\cdot x(n) + b(2)\cdot x(n-1) + \ldots + b(nb+1)\cdot x(n-nb) - \\ - a(2)\cdot y(n-1) - \ldots - a(na+1)\cdot y(n-na). \end{aligned} \tag{5}$$

Алгоритм работы фильтра приведен на рис. 2 [3].

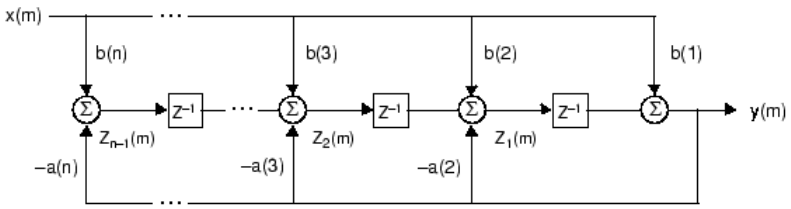


Рисунок 2 – Алгоритм работы фильтра

В работе [9] исследуется применение фильтра Калмана для устранения шумов от вибраций двигателя при обработке экспериментальных данных, полученных с датчиков линейного ускорения. Однако для адаптации мобильного регистрационно-измерительного комплекса к проведению динамических испытаний колесных машин в стандарте [6] рекомендуется использование фильтра Баттерворта. Таким образом, вопрос синтеза указанного фильтра с помощью ЭВМ для обработки выходного сигнала акселерометров требует дополнительного исследования.

Цель и постановка задачи. Целью исследования является разработка метода фильтрации данных, получаемых с помощью акселерометров с использованием фильтра Баттерворта в процессе экспериментальной оценки эксплуатационных свойств колесных машин.

Синтез фильтра Баттерворта. Методика обработки данных, приведенная в Глобальных технических правилах № 8 [6], включает требования к методам фильтрации данных, поскольку различные методы фильтрации могут оказать существенное влияние на конечные результаты. В частности, рекомендуется использование низкочастотного фильтра Баттерворта, а также выставление на ноль отфильтрованных данных [6]. Выставление на ноль выполняется с целью устранения

смещения сигнала датчика с использованием статических данных, зарегистрированных до испытания. Метод регистрации статистических данных перед проведением испытаний предложен автором в работе [8]. Использование указанных методов фильтрации и обработки данных, полученных в ходе экспериментальных исследований, обеспечит повторяемость их результатов. Проверка эффективности электронных систем курсовой устойчивости автомобилей согласно требованиям [6] должна выполняться по схеме, приведенной на рис. 3. Акселерометр для определения боковых ускорений рекомендуется устанавливать как можно ближе к точке расположения продольного и поперечного центров тяжести транспортного средства.

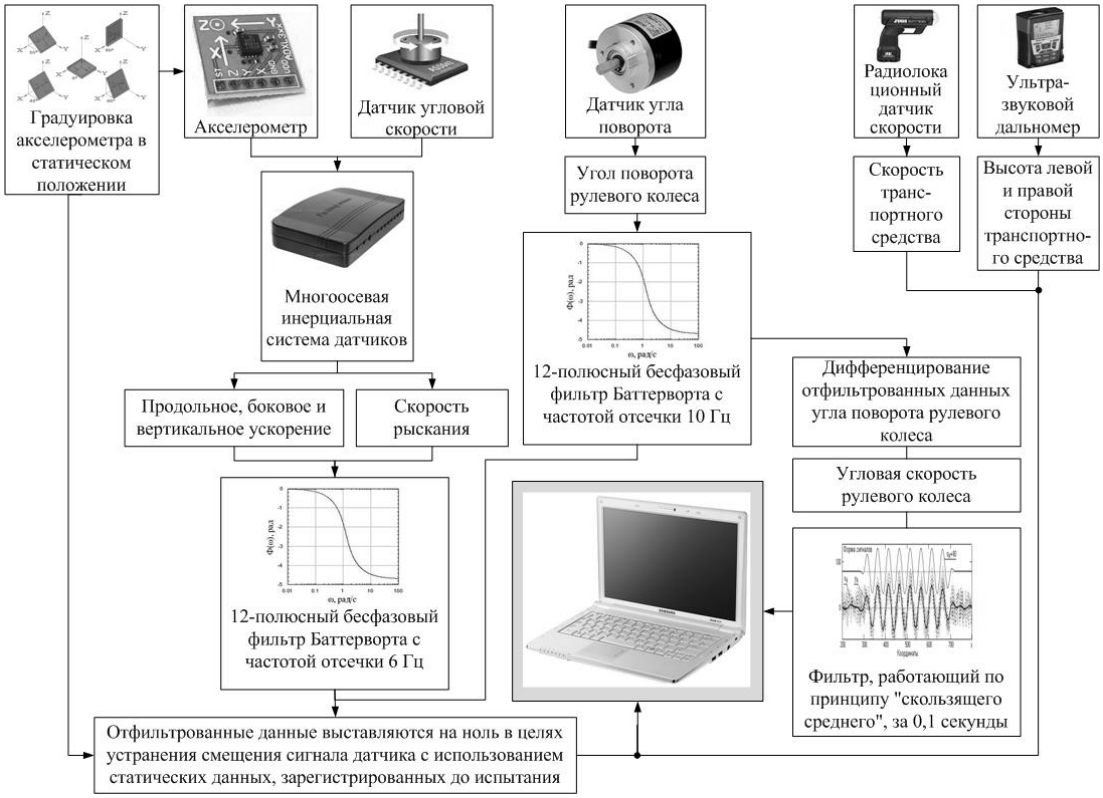


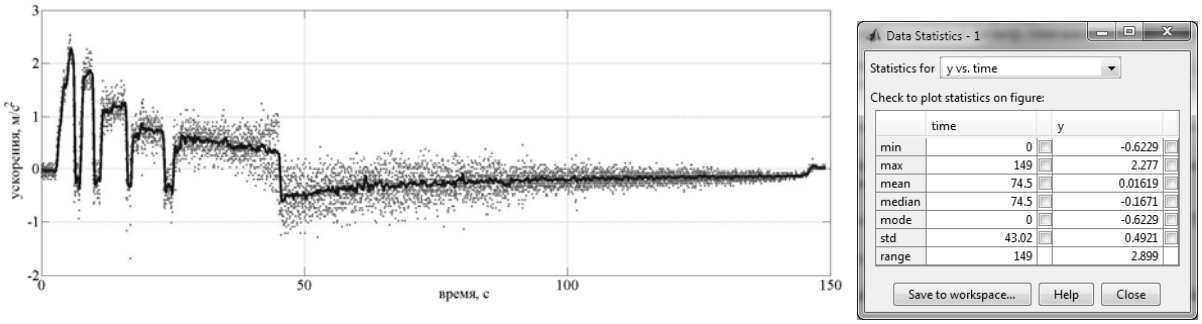
Рисунок 3 – Схема проверки эффективности ЭКУ автомобилей

Выполним фильтрацию полученных экспериментально с помощью мобильного регистрационно-измерительного комплекса [12] ускорений автомобиля ЗАЗ-1103 "Славута" в пакете Matlab. В качестве алгоритма обработки сигнала используем фильтр Баттерворта, который реализуется с помощью встроенной функции «butter». Синтаксис вызова процедуры примет следующий вид

$$[b,a] = \text{butter}(2,0.05); \quad y = \text{filter}(b,a,accel), \tag{6}$$

где *accel* – массив, содержащий значения выходного сигнала акселерометра.

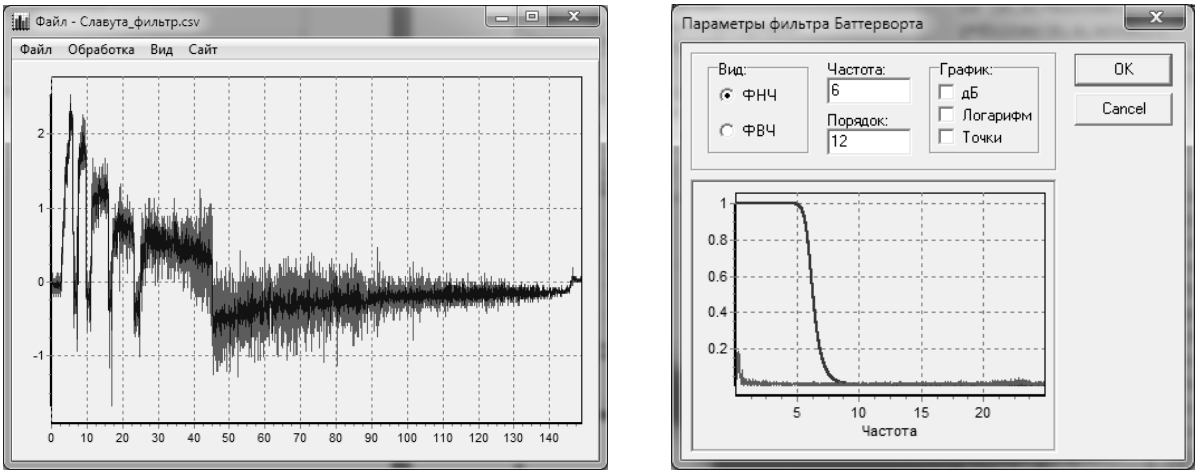
В данном случае синтезирован ФНЧ второго порядка с частотой отсечки 0,05, нормированной к частоте Найквиста. Зашумленный (необработанный) сигнал и отфильтрованные данные вместе с результатами их статистического анализа приведены на рис. 4.



а б

Рисунок 4 – Результаты фильтрации экспериментальных данных в пакете MATLAB: а – исходный (зашумленный) и отфильтрованный сигнал акселерометра; б – результаты статистического анализа отфильтрованного сигнала

Для автоматизации обработки получаемых с акселерометров данных удобно использовать свободно распростаняемое программное обеспечение (ПО) "Фильтр Баттерворта" [7] с открытым исходным кодом. Алгоритм работы данной программы основан на дискретном преобразовании Фурье, которое широко применяется в статистике, при анализе временных рядов. На рис. 5 приведен внешний вид диалоговых окон ПО "Фильтр Баттерворта" при обработке данных экспериментального заезда автомобиля ЗАЗ-1103 "Славута".



а б

Рисунок 5 – Результаты фильтрации экспериментальных данных в ПО "Фильтр Баттерворта": а – импорт выходных данных акселерометра и результаты фильтрации; б – настройка параметров фильтра согласно требованиям [6]

Анализ рис. 5 показывает, что использование ФНЧ Баттерворта 12-го порядка с частотой отсечки 6 Гц согласно требованиям [6] приводит к снижению уровня шума исходного сигнала. Для оценки результата фильтрации рассмотрим в увеличенном масштабе часть рис. 5 на небольшом интервале, например в пределах 42...45 с (см. рис. 6).

Статистическая обработка полученных графиков (табл. 1) свидетельствует о меньшем среднем квадратичном отклонении (0,113 вместо 0,4221), а также меньшем разбросе (0,5245 вместо 1,716) величин сигнала после фильтрации. Среднее значение сигнала практически не изменилось и составляет около 0,35 м/с^2 на указанном участке.

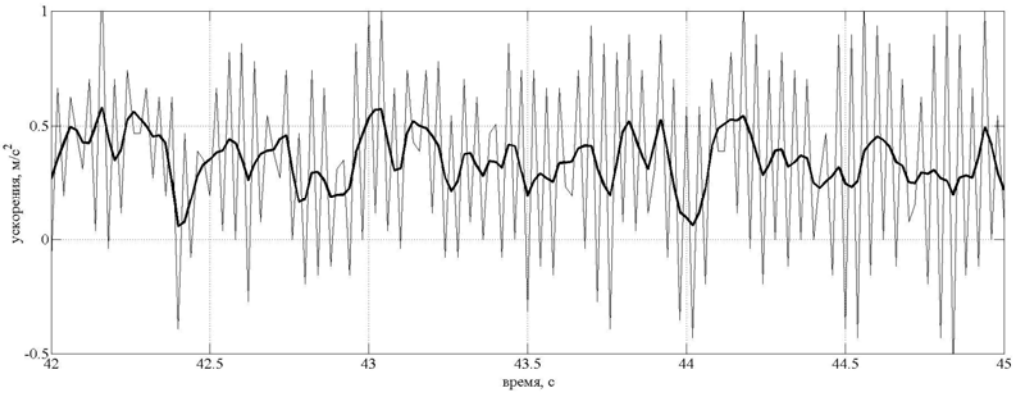


Рисунок 6 – Результаты фильтрации выходного сигнала акселерометра

Таблица – Результаты статистической обработки сигнала акселерометра

Параметр распределения	Неотфильтрованный сигнал	Отфильтрованный сигнал
Минимальное значение	-0,5863	0,05696
Максимальное значение	1,13	0,5815
Среднее значение	0,3466	0,3498
Мода	0,7397	0,05696
Медиана	0,3887	0,3474
Среднее квадратичное отклонение	0,4221	0,113
Разброс	1,716	0,5245

Указанные факты подтверждают эффективность фильтрации данных, определяемых с помощью мобильного регистрационно-измерительного комплекса при динамических испытаниях мобильных машин по методике, предложенной в работе [6]. Снижение частоты отсечки дискретного фильтра Баттерворта позволяет значительно повысить качество фильтрации сигнала акселерометров, однако снижает чувствительность фильтра.

Выводы

1. Фильтрация данных, получаемых с помощью акселерометров с использованием ФНЧ Баттерворта позволяет повысить точность экспериментальной оценки эксплуатационных свойств колесных машин. Так, для автомобиля ЗАЗ-1103 "Славута" при движении на 3-й передаче среднее квадратичное отклонение сигнала после фильтрации снизилось с 0,4221 до 0,113, а разброс величин ускорений снизился с 0,5245 до 1,716. Применение указанного фильтра не влияет на среднее значение сигнала, которое составляло 0,35 м/с^2 для испытуемого автомобиля.
2. Снижение частоты отсечки дискретного фильтра Баттерворта позволяет значительно повысить качество фильтрации сигнала акселерометров, однако снижает чувствительность фильтра, что важно при проверке эффективности ЭКУ.

Список литературы: 1. *Grewal M.* Kalman filtering theory and practice using Matlab / M. Grewal, A. Andrews // Second edition. – New York: Wiley, 2001. – 410 p. **2.** *Haykin S.* Adaptive filter theory / Simon Haykin // Third edition. – Prentice-Hall, 1996. – 989 p.

3. *Oppenheim A.V., Schafer R.W.* Discrete-Time Signal Processing / A.V. Oppenheim, R.W. Schafer. – Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1989, pp. 311-312. **4.** Signal Processing Toolbox User's Guide. Natick: The MathWorks, Inc., 1993. – 720 p. **5.** Аналоговые измерительные устройства [Електронний ресурс] – Режим доступу: http://analogiu.ru/6/6-5-1.html. **6.** Глобальные технические правила № 8. Электронные системы контроля устойчивости / ESE TRANS 180, 2008. – 116 с. **7.** *Канунников Г.* Фильтр Баттерворта [Електронний ресурс] / Г. Канунников – Режим доступу: http://motosnz.narod.ru/bdpf.htm. **8.** *Клец Д.М.* Градуировка акселерометров методом постоянного ускорения // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Вип. 2 (32), т. 1. – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – с. 87-92. **9.** *Клец Д.М.* Повышение точности экспериментальной оценки эксплуатационных свойств колесных машин с помощью фильтра Калмана / Д. М. Клец // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: збірник наук. пр. / ДНУ «Український наук.-досл. ін-т прогнозування та випробування техніки і технологій для с.-г. виробництва ім. Леоніда Погорілого» (УкрНДШВТ ім. Л. Погорілого); Редкол.: Кравчук В.І. (голов. ред.) та ін. - Дослідницьке, 2012 - Вип. 16 (30), кн. 1. - с. 467-484. **10.** *Коуэн К.Ф., Грант П.М.* Адаптивные фильтры: Пер. с англ. / Под ред. К. Ф. Коуэна и П. М. Гранта. – М.: Мир, 1988. – 392 с. **11.** *Лукас В.А.* Теория автоматического управления / В.А. Лукас // Учеб. Для вузов – 2-е узд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1990. – 416 с. **12.** 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. **13.** *Сукачев Э.А., Шкулипа П.А.* Использование фильтра Баттерворта для сглаживания ступенчатых функций в синтезаторе телекоммуникационных сигналов / Э.А. Сукачев, П.А. Шкулипа // Цифрові технології : збірник наукових праць Одеської Національної Академії Зв'язку – Одеса – №5, 2009. – с. 111-115. **14.** *Федосов Б.Т.* О синтезе САР как фильтра Баттерворта. Модульный оптимум [Електронний ресурс] / Б.Т. Федосов // Рудненский индустриальный институт – Режим доступу: http://model.exponenta.ru/bt/bt_00117.html. **15.** *Хоровиц П., Хилл У.* Искусство схемотехники / П. Хоровиц, У. Хилл // Изд. 5-е, переработанное. – М.: Мир, 1998. – 704 с.

Поступила в редколлегию 19.11.2012

УДК 629.017

Метод повышения точности обработки данных, полученных в ходе испытаний мобильных машин, с помощью фильтра Баттерворта / Д. М. Клец // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 98–104. – Бібліогр.: 15 назв.

Запропоновано метод підвищення точності обробки експериментальних даних, отриманих із використанням датчиків лінійного прискорення в ході дорожніх випробувань мобільних машин, за допомогою низькочастотного фільтра Баттерворта.

Ключові слова: мобільна машина, випробування, акселерометр, точність, фільтр Баттерворта.

A method of experimental data accuracy improving obtained by linear acceleration sensors in mobile machines road tests with low-pass Butterworth is offered.

Keywords: mobile machine, testing, accelerometer, accuracy, Butterworth filter.

УДК 629.114.026

В. Б. САМОРОДОВ, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;
А. О. ОСТРОВЕРХ, ассистент НТУ «ХПИ»;
А. П. КОЖУШКО, магистр НТУ «ХПИ»

РАЗРАБОТКА И АНАЛИЗ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ПО КРИТЕРИЮ НАИБОЛЬШЕГО КПД, АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ РЕМОНТА НЕФТЕГАЗОВЫХ СКВАЖИН

Предложена структурная, кинематическая схема и математическая модель бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин, с наибольшим КПД, на базе шасси автомобиля КрАЗ-63221-02.

Ключевые слова: автомобиль, трансмиссия, структурная, кинематическая, бесступенчатая.

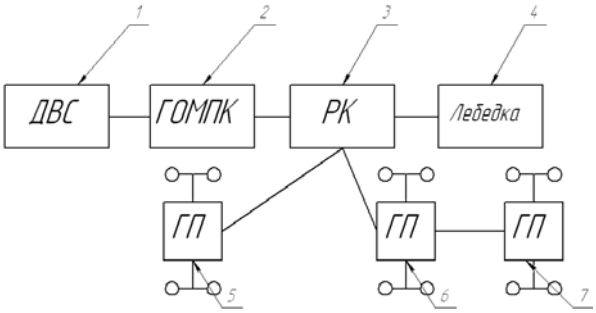
Введение. Согласно стратегии Украины на период до 2030 года объемы добычи нефти и газа с собственных месторождений стабилизируются на уровне 5,4 млн. тонн/год [1]. Следовательно, такие высокие темпы роста добычи нефти и газа потребуют постоянного обновления технического парка машин используемых на устьях скважин.

Анализ последних достижений и публикаций. В процессе эксплуатации каждой действующей скважины, выполняются ремонтные работы, основным видом которых являются спускоподъемные операции, выполняемые специальными мобильными машинами [2]. На территории Украины данные машины выпускаются Харьковским заводом транспортного оборудования (ХЗТО). На предприятии на полноприводном (6х6) шасси автомобиля КрАЗ-63221-02 выпускается установка подъемная автомобильная УПА-80ПХ предназначенная для освоения и ремонта нефтяных и газовых скважин. Основные операции, выполняемые на базе шасси автомобиля, это трогание с места и подъем колонны из труб, а также процесс опускания, осуществляемый под действием собственного веса [3,4].

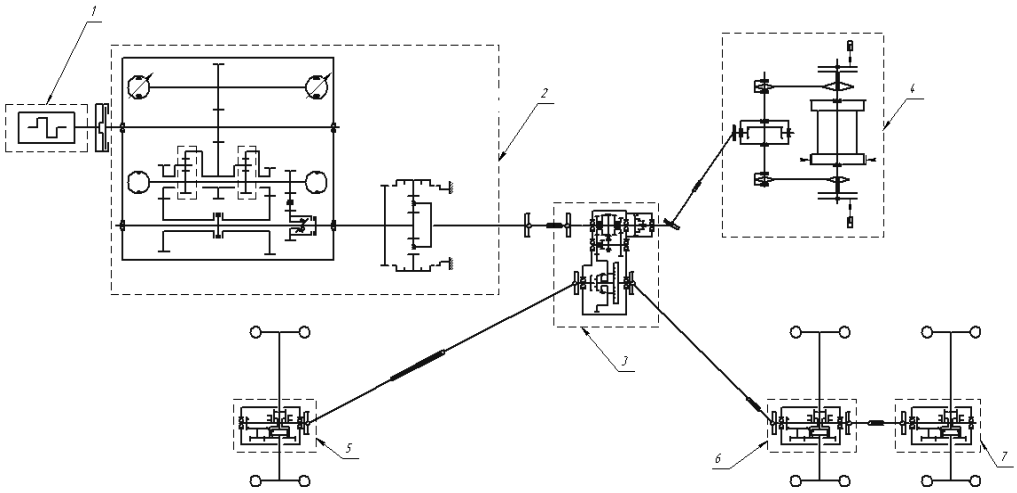
Цель и постановка задачи. Разработка и анализ использования предлагаемой авторами бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии (ГОМТ) с наибольшим кпд на машинах типа УПА.

Математическая модель и алгоритм решения задачи. Анализ механической трансмиссии мобильной установки УПА, показал, что установка имеет восемь скоростных диапазонов передач в транспортном режиме движения, и технологическом режиме работы, которые обеспечиваются ступенчатой механической трансмиссией. Авторами предлагается заменить механическую коробку шасси автомобиля КрАЗ-63221-02 на гидрообъемно-механическую коробку передач (ГОМКП), с наибольшим КПД. Схема ГОМТ показана на рис.1.

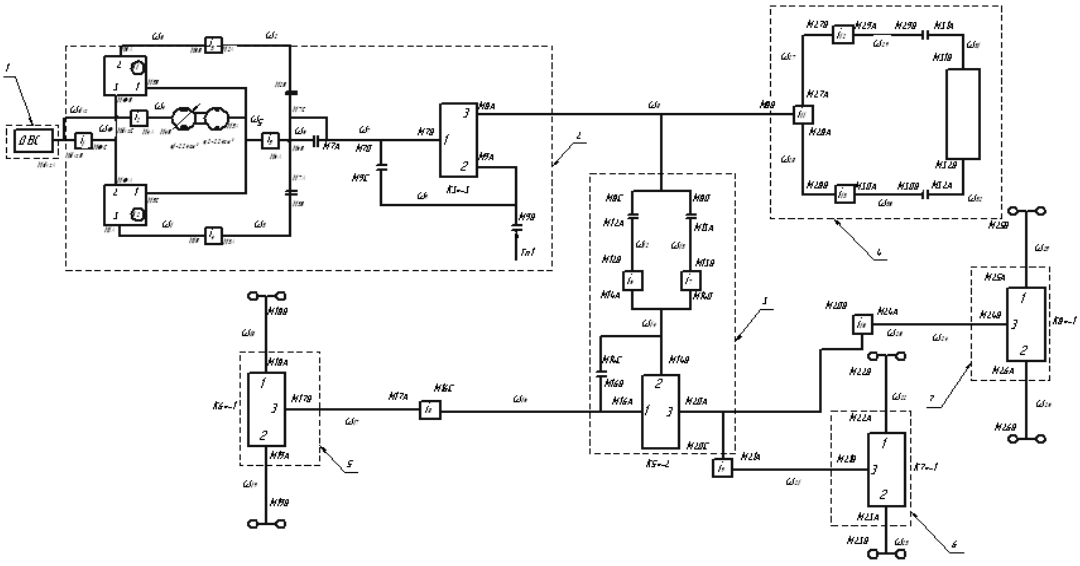
© В. Б. Самородов, А. О. Островерх, А. П. Кожушко, 2012



а



б



в

1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – ГОМПК;
3 – раздаточная коробка автомобиля КрАЗ; 4 – лебедка; 5 – передний мост автомобиля КрАЗ; 6 – средний мост автомобиля КрАЗ; 7 – задний мост автомобиля КрАЗ

Рисунок 1 – Схема ГОМТ: а – принципиальная, б – структурная, в – кинематическая

Математическая модель, описывающая двухпоточную гидрообъемно-механическую трансмиссию, представлена в следующем виде[5-10]:

Кинематические параметры ГОМТ:

$$w_{dvs} \cdot i_2 - w_5 = 0;$$
$$w_6 \cdot i_5 - w_7 = 0;$$
$$w_7 - w_8 = 0,$$
$$w_{dvs} \cdot i_1 - w_0 = 0;$$
$$w_{dvs} \cdot i_2 - w_5 = 0;$$
$$w_6 - k_1 \cdot w_0 + (k_1 - 1) \cdot w_1 = 0;$$
$$S_{1_1} \cdot w_6 - S_{1_1} \cdot w_1 - w_{S1} = 0;$$
$$S_{1_1} = \left| \frac{w_{CT}}{w_6} \right| \cdot e^{i \cdot (\varphi - 0)};$$
$$w_1 \cdot i_3 - w_3 = 0;$$
$$w_3 - w_8 = 0,$$
$$w_{dvs} \cdot i_1 - w_0 = 0;$$
$$w_{dvs} \cdot i_2 - w_5 = 0;$$
$$w_6 - k_2 \cdot w_2 + (k_2 - 1) \cdot w_0 = 0;$$
$$S_{2_2} \cdot w_6 - S_{2_2} \cdot w_0 - w_{S2} = 0;$$
$$S_{2_2} = \left| \frac{w_{CT}}{w_6} \right| \cdot e^{i \cdot (\varphi - 0)};$$
$$w_2 \cdot i_4 - w_4 = 0;$$
$$w_4 - w_8 = 0.$$
$$w_8 - k_3 \cdot w_9 + (k_3 - 1) \cdot w_{10} = 0;$$
$$S_{3_3} \cdot w_8 - S_{3_3} \cdot w_{10} - w_{S3} = 0;$$
$$S_{3_3} = \left| \frac{w_{CT}}{w_8} \right| \cdot e^{i \cdot (\varphi - 0)};$$
$$w_{10} - w_{12} = 0.$$
$$w_{16} \cdot i_8 - w_{17} = 0;$$
$$w_{18} - k_6 \cdot w_{19} + (k_6 - 1) \cdot w_{17} = 0;$$
$$S_{5_5} \cdot w_{18} - S_{5_5} \cdot w_{17} - w_{S5} = 0;$$
$$S_{5_5} = \left| \frac{w_{CT}}{w_{18}} \right| \cdot e^{i \cdot (\varphi - 0)},$$
$$w_{10} \cdot i_{11} - w_{27} = 0;$$
$$w_{10} \cdot i_{11} - w_{28} = 0;$$
$$w_{27} \cdot i_{12} - w_{29} = 0;$$
$$w_{28} \cdot i_{13} - w_{30} = 0;$$
$$w_{29} - w_{31} = 0;$$
$$w_{30} - w_{32} = 0.$$

где ω_i – угловая скорость звена, рад/с;

ω_d – угловая скорость коленчатого вала двигателя, рад/с;

ω_s – относительная угловая скорость сателлита, рад/с;

k – внутреннее передаточное отношение планетарного ряда ($\frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = k = \pm \frac{z_{ст1} \cdot z_2}{z_{ст2} \cdot z_1}$);

S_1 – характерный параметр сателлитов

($S_1 = \frac{z_1}{z_{cm}} = \frac{2}{1 - |k|}$, $\frac{\omega_{cm} - \omega_3}{\omega_1 - \omega_3} = -\frac{z_1}{z_{cm}} = S_1$) [11];

i_j – передаточное отношение редуктора;

e_1, e_2 – относительные параметры регулирования гидронасоса и гидромотора;

q_1, q_2 – максимальная производительность гидромашин, $м^3$/рад. (гидронасоса и гидромотора соответственно)

λ_1, λ_2 – коэффициент объемных потерь, пропорциональных перепаду давления в гидросистеме (гидронасоса и гидромотора соответственно);

Δp – перепад рабочего давления в ГОП, МПа.

Соотношение между силовыми параметрами ГОМТ:

$$M_{dvsC} \cdot i_2 + M_{5A} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{5A} \cdot \eta)} = 0;$$
$$M_{6D} \cdot i_5 + M_{7A} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{7A} \cdot \eta)} = 0;$$
$$M_{7B} + M_{8A} = 0;$$
$$M_{dvsA} + M_{dvsB} + M_{dvsC} = 0;$$
$$M_{5A} + M_{5B} = 0;$$
$$M_{6A} + M_{6B} + M_{6C} + M_{6D} = 0;$$
$$M_{7A} + M_{7B} = 0;$$
$$M_{dvsB} \cdot i_1 + M_{0C} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{0C} \cdot \eta)} = 0;$$
$$M_{dvsC} \cdot i_2 + M_{5A} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{5A} \cdot \eta)} = 0;$$
$$M_{6C} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{5C} \cdot \eta)} + M_{0A} = 0;$$
$$M_{8A} + M_{8B} + M_{8C} + M_{8D} = 0,$$
$$M_{dvsB} \cdot i_1 + M_{0C} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{0C} \cdot \eta)} = 0;$$
$$M_{dvsC} \cdot i_2 + M_{5A} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{5A} \cdot \eta)} = 0;$$
$$M_{6B} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{6B} \cdot \eta)} + M_{2A} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{2A} \cdot \eta)} + M_{0B} = 0;$$
$$M_{6B} \cdot k_2 \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{6B} \cdot \eta)} + M_{2A} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{2A} \cdot \eta)} = 0;$$
$$M_{2B} \cdot i_4 + M_{4A} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{4A} \cdot \eta)} = 0;$$
$$M_{4B} + M_{8C} = 0;$$
$$M_{dvsA} + M_{dvsB} + M_{dvsC} = 0;$$
$$M_{0A} + M_{0B} + M_{0C} = 0;$$
$$M_{2A} + M_{2B} = 0;$$
$$M_{4A} + M_{4B} = 0;$$
$$M_{5A} + M_{5B} = 0;$$
$$M_{6A} + M_{6B} + M_{6C} + M_{6D} = 0;$$
$$M_{8A} + M_{8B} + M_{8C} + M_{8D} = 0.$$
$$M_{17A} \cdot i_8 + M_{16C} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{16C} \cdot \eta)} = 0;$$
$$M_{18A} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{18A} \cdot \eta)} + M_{19A} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{19A} \cdot \eta)} + M_{17B} = 0;$$
$$M_{18A} \cdot k_6 \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{18A} \cdot \eta)} + M_{19A} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{19A} \cdot \eta)} = 0;$$
$$M_{18B} = G \cdot f \cdot r;$$
$$M_{19B} = G \cdot f \cdot r;$$
$$M_{16A} + M_{16B} = 0;$$

$$M_{6C} \cdot k_1 \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{6C} \cdot \eta)} + M_{0A} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{0A} \cdot \eta)} = 0;$$
$$M_{1B} \cdot i_3 + M_{3A} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{3A} \cdot \eta)} = 0;$$
$$M_{3B} + M_{8E} = 0;$$
$$M_{dvsA} + M_{dvsB} + M_{dvsC} = 0;$$
$$M_{0A} + M_{0B} + M_{0C} = 0;$$
$$M_{1A} + M_{1B} = 0;$$
$$M_{3A} + M_{3B} = 0;$$
$$M_{5A} + M_{5B} = 0;$$
$$M_{6A} + M_{6B} + M_{6C} + M_{6D} = 0;$$
$$M_{8A} + M_{8B} + M_{8C} + M_{8D} = 0,$$

$$M_{8B} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{8B} \cdot \eta)} + M_{9A} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{9A} \cdot \eta)} + M_{10A} = 0$$
$$M_{8B} \cdot k_3 \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{8B} \cdot \eta)} + M_{9A} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{9A} \cdot \eta)} = 0$$
$$M_{10B} + M_{12A} = 0;$$
$$M_{14A} \cdot i_6 + M_{12A} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{12A} \cdot \eta)} = 0;$$
$$M_{14C} \cdot i_7 + M_{12A} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{12A} \cdot \eta)} = 0;$$
$$M_{16A} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{16A} \cdot \eta)} + M_{14B} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{14B} \cdot \eta)} + M_{20A} = 0;$$
$$M_{16A} \cdot k_5 \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{16A} \cdot \eta)} + M_{14B} \cdot \eta^{\Theta \cdot sign(M_{14B} \cdot \eta)} = 0;$$
$$M_{10A} + M_{10B} + M_{10C} + M_{10D} = 0;$$
$$M_{12A} + M_{12B} = 0;$$
$$M_{14A} + M_{14B} = 0;$$
$$M_{16A} + M_{16B} = 0;$$
$$M_{20A} + M_{20B} + M_{20C} = 0.$$
$$M_{17A} + M_{17B} = 0;$$
$$M_{18A} + M_{18B} = 0;$$
$$M_{19A} + M_{19B} = 0,$$
$$-e_1 \cdot q_1 \cdot w_4 + e_2 \cdot q_2 \cdot w_5 = (\lambda_1 + \lambda_2) \cdot \Delta P;$$
$$M_{5B} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot sign(w_{10});$$
$$M_{6A} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot sign(w_{20}),$$

где M_d – момент двигателя Н·м;

M_i – моменты на входе и выходе редукторов, Н·м;

η_i – КПД редуктора;

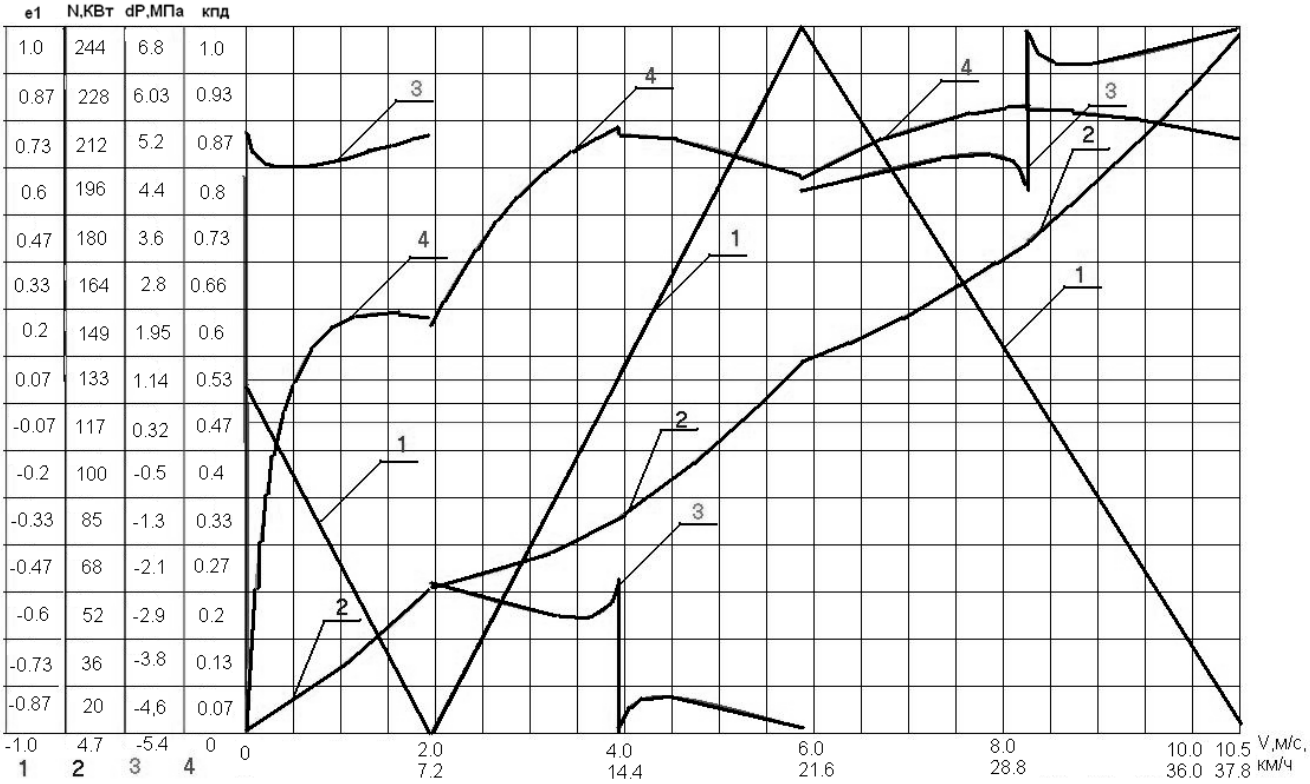
η_{13}, η_{23} – КПД в зубчатых зацеплениях солнце - сателлит и эпицикл - сателлит при остановленном водиле, определяющие потери моментов;

Θ – коэффициент учета потерь в зубчатых зацеплениях ($\Theta = 0$ – без учета потерь, $\Theta = -1$ с учетом потерь в зубчатых зацеплениях);

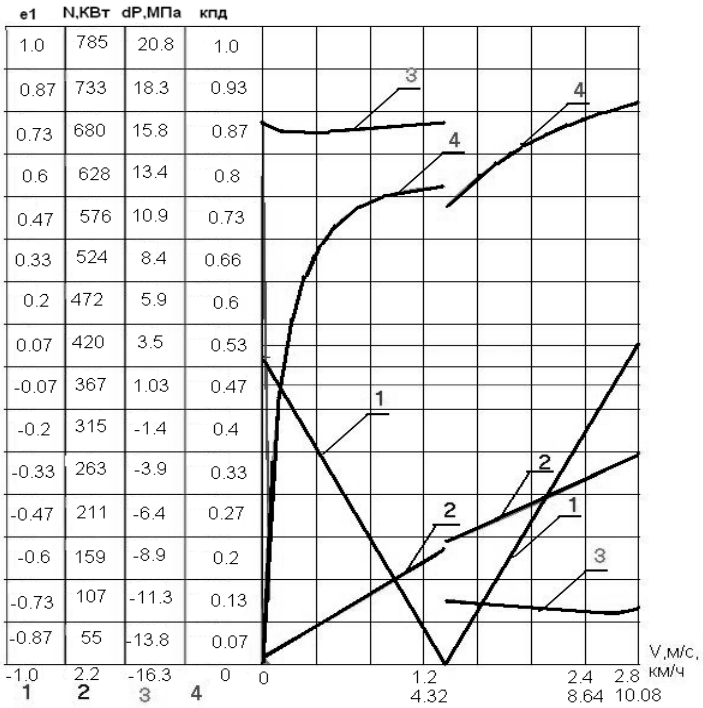
$\Delta M_1, M_2$ – моменты потерь в гидромашинах, вычисляемые как функции параметров регулирования е, угловой скорости вала гидромашины ω, рабочего объема q и перепада давления Δp;

T_{n1}, T_{n2} – параметр описывающий тормоз (T=1 – тормоз включен, T=0 – тормоз выключен).

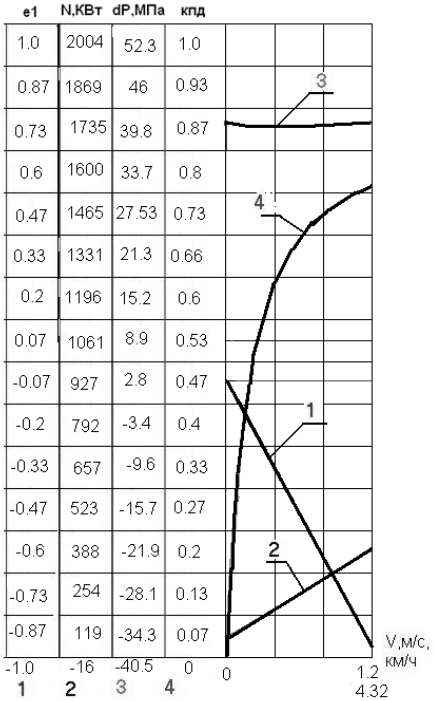
Результаты расчета системы уравнений реализованы в пакете визуально-ориентированного программирования MATLAB/SIMULINK и показаны на рис.3, для транспортного режима при коэффициенте сопротивлении движения: f=0,05 – асфальтобетон; f=0,25 – грунт; f=0,65 – преодоление уклона в 30^0, и для технологического режима работы при подъеме колонны труб весом 100т.



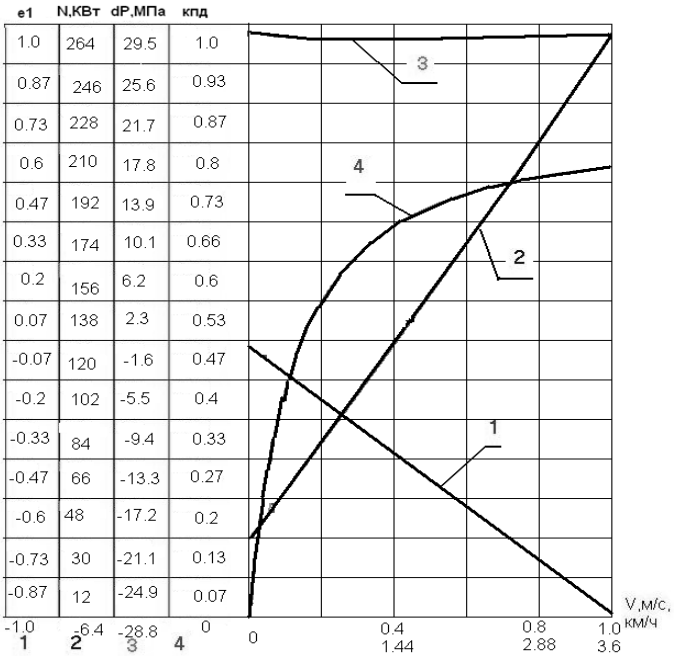
а)



б)



в)



г)

e_1 – параметр регулирования угла наклона шайбы насоса, КПД – коэффициент полезного действия трансмиссии, N - мощность ДВС, dP – давление в гидросистеме

Рисунок 3 – Основные характеристики двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии: а – транспортный режим f=0,05 – асфальтобетон; б – транспортный режим f=0,25 – грунт; в – транспортный режим f=0,65 – преодоление уклона в 30^0; г – технологический режим: подъем груза m=100т

Выводы

1. Предложена принципиальная структурная и кениматическая схемы бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии ГОМТ с наибольшим КПД, на базе шасси КрАЗ-63221-02, которая обеспечивает как бесступенчатое регулирование скоростью движения автомобиля, так и бесступенчатое управление подъемом и опусканием труб для нефтегазовых скважин
2. Разработана математическая модель бесступенчатой ГОМТ, которая реализована в пакете MATLAB/SIMULINK для движения автомобиля с разными сопротивлениями и в технологическом режиме подъема груза (труб) массой 100т.
3. Предложенная бесступенчатая ГОМТ рекомендуется для использования на установках подъемных автомобильных типа УПА-80, УПА-100.

Список литературы: 1. Энергетическая стратегия Украины на период до 2030 года. КМ Украины Распоряжение КМ от 15.03.2006 № 145-р. **2.** *Баграмов Р.А.* / Буровые машины и комплексы – М.:"НЕДРА",1988. – 501 с. **3.** http://www.neftcom.ru/catalog?item=82. **4.** Руководство по эксплуатации 69УПА.00.00.000.РЕ. Установка подъемная УПА-80ПХ. **5.** *Самородов В.Б.* Генерация матричных моделей для гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида // Системотехника автомобильного транспорта. - Харьков: ХГАДГУ. – 1999. – С.61–68. **6.** *Самородов В.Б.* Научное обоснование структуры силовых матричных систем, моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник ХГПУ. – Харьков: ХГПУ. – 2000. – №.47. – С.33-37. **7.** *Самородов В.Б.* Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий // Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ "ХПИ". – №1, 1998. – С.109-115. **8.** *Самородов В.Б.* Системный подход к генерации математических матричных моделей для планетарных механических и гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида // Вестник ХГПУ. – Харьков: ХГПУ. – 1999. – №.46. С.51–54. **9.** *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. **10.** *Александров Е.Е., Лебедев А.Т., Самородов В.Б. и др.*Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин // – Харьков: ХГАДТУ, 2001. –642 с. **11.** Вісті Автомобільно-дорожнього інституту, 2009, № 2(9) с 141-148

Поступила в редколлегию 20.11.2012

УДК 629.114.026

Разработка и анализ бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии по критерию наибольшего КПД, автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин / В. Б. Самородов, А. О. Островерх, А. П. Кожушко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 105–111. – Бібліогр.: 11 назв.

Запропонована структурна, кінематична схема і математична модель безступінчастої двохпотокової гидрооб'ємно-механічної трансмісії автомобіля для ремонту нафтогазових свердловин, з найбільшим ККД, на базі шасі автомобіля КрАЗ-63221-02.

Ключові слова: автомобіль, трансмісія, структурна, кінематична, безступінчаста

A flow, kinematics diagram and mathematical model of stepless double-flux gidroob'emno-mechanical transmission of car is offered for repair of neftegazovykh mining holes, with most KPD, on the base of undercarriage of car KrAZ-63221-02.

Key words: car, transmission, structural, kinematics, besstupenchataya.

УДК 629.113

М. А. ПОДРИГАЛО, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ, Харьков;
А. И. НАЗАРОВ, канд. техн. наук, доц., ХНАДУ;
Н. Е. СЕРГИЕНКО, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»;
И. А. НАЗАРОВ, студент, НТУ «ХПИ»

ОЦЕНКА ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СПОСОБНОСТИ РЕГУЛЯТОРОВ ТОРМОЗНЫХ СИЛ С «ВОСХОДЯЩЕЙ» ХАРАКТЕРИСТИКОЙ В СТЕНДОВЫХ УСЛОВИЯХ

В статье приведена методика оценки функциональной способности регуляторов тормозных сил с «восходящей» характеристикой, включенных в тормозные контуры автомобиля LANOS SENS, по результатам стендовых исследований.

Введение. В работе [1] рекомендуется закон распределения тормозных сил между осями автомобиля выбирать таким образом, чтобы обеспечивалась одинаковая энергонагруженность передних и задних тормозных механизмов. На этот же факт обращается внимание в работах [2, 3]. При рассмотрении влияния эксплуатационных факторов на тормозную динамику автомобиля, оборудованного регуляторами тормозных сил, предлагается учитывать то, что рациональность выбора способа регулирования тормозных сил следует оценивать не только по эффективности, но и по сохранению курсовой устойчивости автомобиля при торможении, что связано с функциональной способностью самих регуляторов и тормозных механизмов, включенных в тормозную систему автомобиля без учета этих особенностей.

Постановка проблемы. В работе [1] выявлены причины различия энергонагруженности разнотипных тормозных механизмов, которые заключаются в функциональной не способности задних барабанных тормозных механизмов эффективно реализовать управляющее воздействие главного тормозного цилиндра, исключая их опережающее блокирование, что в конечном счете приводит к потере курсовой устойчивости автомобиля. В результате, невозможность поглощения ними той, части кинетической энергии, которая, будучи в конечном счете рассеянной в воздух, приводит к превышению энергонагруженности передних дисковых тормозных механизмов, что приводит к снижению эффективности торможения.

Анализ последних исследований и публикаций. Процесс распределения тормозных сил между осями автомобиля не носит постоянный характер, а может существенно меняться в процессе эксплуатации [4]. Так в работе [5] указывается, что при испытаниях легковых автомобилей, использующих смешанную тормозную систему и оборудованных регуляторами тормозных сил, позволяющими осуществлять регулирование тормозных сил между осями, происходит значительное запаздывание срабатывания привода задних тормозов по сравнению с приводом передних. Это обстоятельство вызвано сохранением курсовой устойчивости автомобиля при торможении и определяется функциональной способностью (диапазоном настройки) регуляторов тормозных сил.

© М. А. Подригало, А. И. Назаров, Н. Е. Сергиенко, И. А. Назаров, 2012

Цель и постановка задачи. Оценка функциональной способности регуляторов тормозных сил автомобилей семейства LANOS SENS при распределении тормозных сил между осями по «восходящей» характеристике.

Изложение основного материала исследования. Стендовые экспериментальные исследования регуляторов тормозных сил по «восходящей» характеристике (рис.1) проводились с имитацией торможения рабочей тормозной системой автомобиля LANOS SENS в различном весовом состоянии.

Объектом испытаний на стенде является функциональная способность регуляторов тормозных сил с "восходящей" характеристикой (см. рис. 1). Для проведения испытаний использовался макет тормозной системы автомобиля LANOS SENS, оборудованный двумя образцами таких регуляторов.

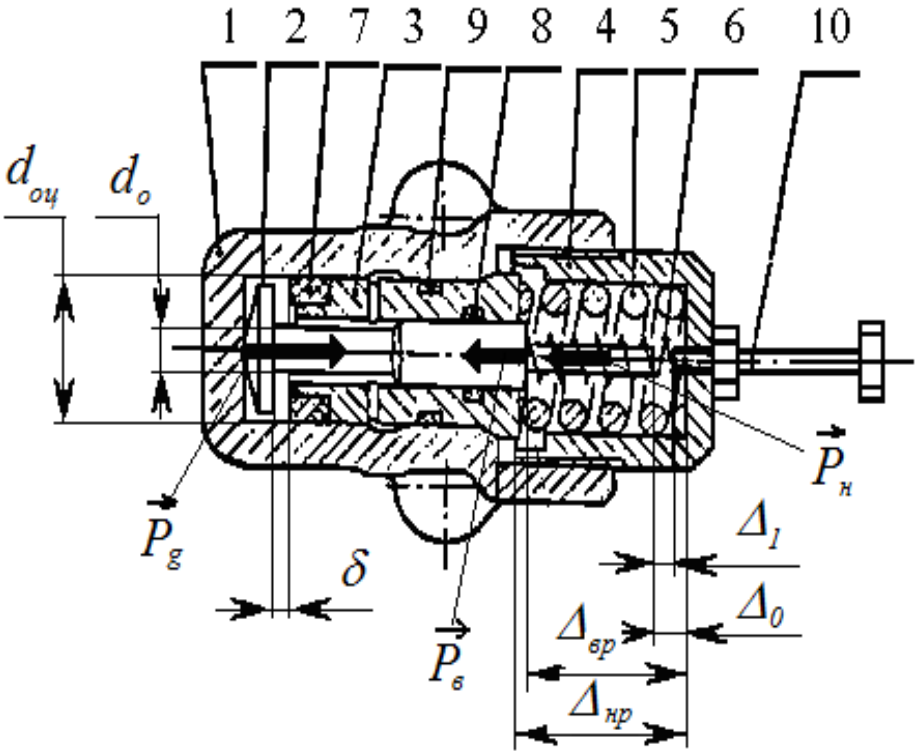


Рисунок 1 – Схема регулятора с «восходящей» характеристикой:
1 – корпус; 2 – клапан; 3 – седло клапана; 4 – пробка; 5, 6 – пружины;
7, 8, 9 – кольца уплотнительные; 10 – винт регулировочный

Целью стендовых испытаний является получение статических характеристик регуляторов тормозных сил при различных весовых состояниях автомобиля.

Программа и методика испытаний на стенде. Методикой стендовых испытаний предусматривалось проверка работоспособности и получение статических характеристик регуляторов (см. рис. 1), т.е. зависимостей давления на выходе (p_2) от давления на входе (p_1) при изменении последнего с шагом 0,5 МПа в интервале 0 – 9,0 МПа при всех выполняемых настройках (табл. 1).

Таблица – Значения геометрических параметров регулятора тормозных сил с "восходящей" характеристикой

№ настройки	Δ_1, м	$\Delta_{вр}$, м	$\Delta_{нр}$, м	δ, м	d_0, м	$d_{оц}$, м	Δ_0, м
1	0,004	0,0196	0,021	0,002	0,007	0,016	0
2	0,011	0,0266	0,028	0,002	0,007	0,016	0
3	0,0095	0,0346	0,036	0,002	0,007	0,016	0,0095

Работоспособность регуляторов тормозных сил оценивалась по герметичности уплотняемых поверхностей: клапан 2-седло 3, седло 3-внутренняя полость корпуса 1 и плотностью прилегания клапана 2 к уплотнительному кольцу 7 (см. рис.1).

Герметичность уплотняемых поверхностей между клапаном 2 и седлом 3, а также между седлом 3 и внутренней полостью корпуса 1 (см. рис.1) определялась по отсутствии течи рабочей жидкости через резьбовую часть пробки 4 и корпуса 1. Для этого при помощи поршневого устройства 1 (см. рис.2) создавалось давление 6 МПа на входе регулятора тормозных сил 2, контролируемое манометром 5. При этом на выходе регулятора 2 возникало давление 1 — 4,5 МПа (в зависимости от настройки), которое измерялось при помощи манометра 6.

Плотность прилегания клапана 2 к кольцу 7 (см. рис.1) оценивалась по значению давления на выходе регулятора, которое не должно увеличиваться при неизменном значении давления на входе. Для обеспечения выполнения различных настроек был установлен регулировочный винт 10, уменьшающий ход клапана 2 (см. рис.1). Путем изменения положения пробки 4 и винта 10 осуществлялись различные настройки регулятора, которым соответствовали определенные значения параметров представленные в табл.1.

Проверка функциональной способности регуляторов тормозных сил с "восходящей" характеристикой осуществлялась с помощью специального стенда, схема которого представлена на рис. 2.

Испытания регуляторов с "восходящей" характеристикой проводились на стенде (см. рис. 2) при каждой их настройке, где определялись:

– величина давления, создаваемого устройством 1 на поршень первой нагнетательной полости главного тормозного цилиндра 3 и контролируемого манометром 8;

– значения давлений в первой и во второй точках срабатывания, замеряемые при помощи манометров 6 и 9.

Давление срабатывания в первой точке (p_1) регулировалось путем изменения усилия предварительного сжатия пружины 6, а во второй точке (p_2) – пружин 5, 6 и ограничением хода клапана 2 при помощи винта 10 (см. рис.1).

Для определения значений давлений использовались манометры с пределом измерений 10,2 МПа.

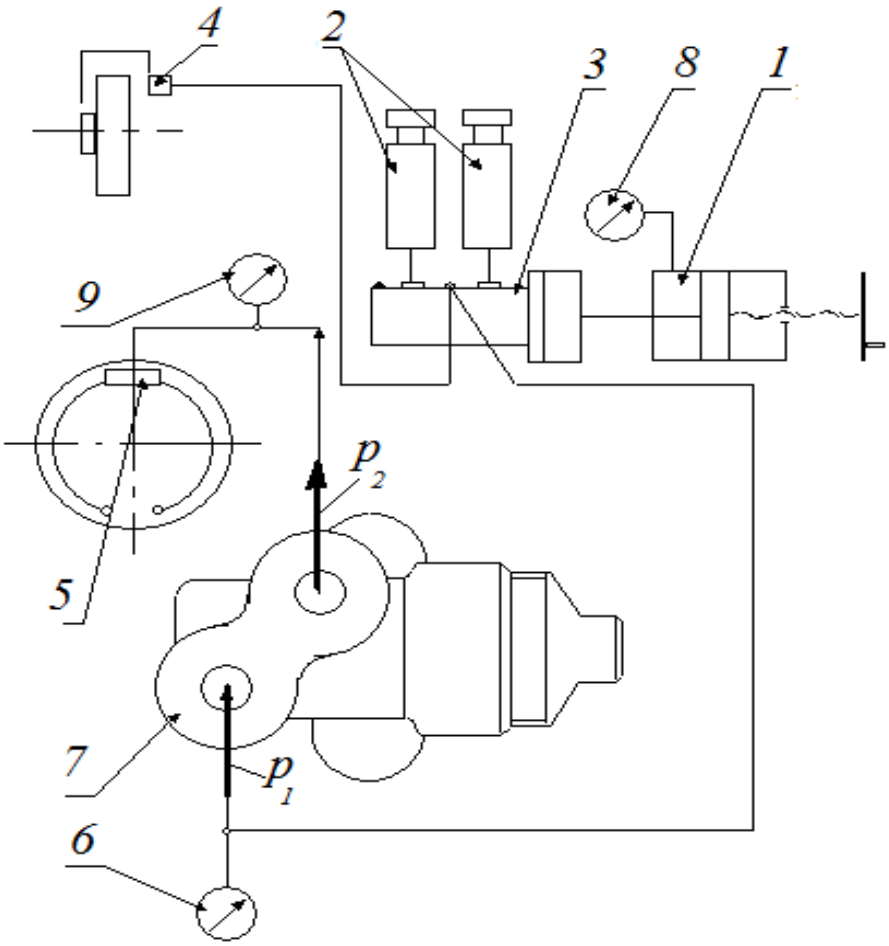


Рисунок 2 – Схема стенда для испытаний регулятора тормозных сил с "восходящей" характеристикой: 1 – поршневое устройство; 2 – бачек пополнительный; 3 – главный тормозной цилиндр с переходником; 4 – дисковый тормозной механизм; 5 – барабанный тормозной механизм; 6, 8, 9 – манометры; 7 – регулятор тормозных сил

Результаты испытаний на стенде. В процессе проведения испытаний регуляторов тормозных сил с "восходящей" характеристикой на стенде (см. рис.2) была определена их функциональная способность. Результаты проведенных стендовых испытаний подтвердили возможность получения "восходящей" характеристики регулирования и изменения ее в широких пределах по давлению.

Во время проведения испытаний на стенде при различных настройках регуляторов были получены численные значения давлений в контурах задних тормозных механизмов, соответствующие определенным значениям приводного давления.

Согласно полученным данным были построены статические характеристики регуляторов тормозных сил с "восходящей" характеристикой (рис.3 – рис.5) при соответствующих настройках (см. табл.1).

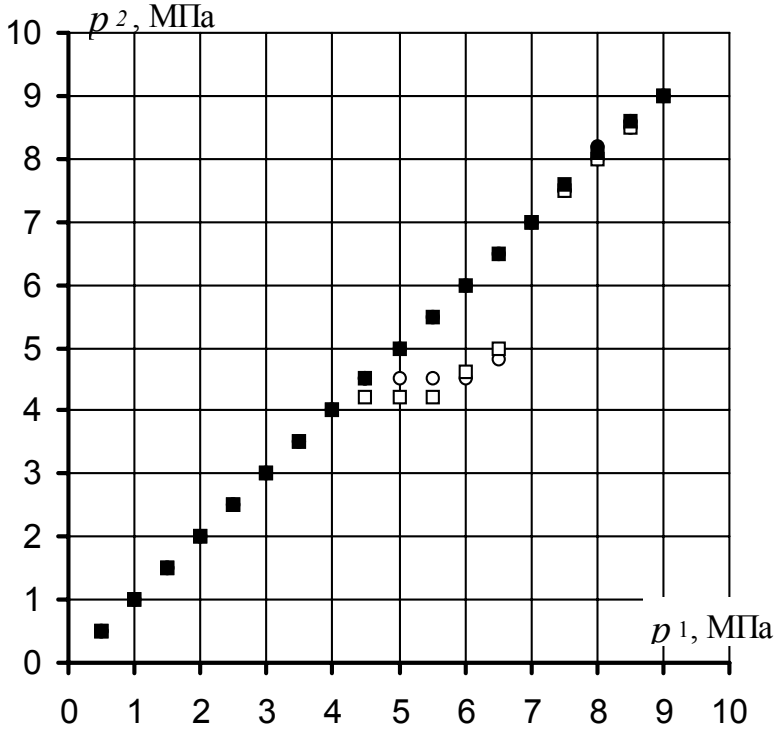


Рисунок 3 – Статические характеристики регуляторов тормозных сил с "восходящей" характеристикой при первой настройке

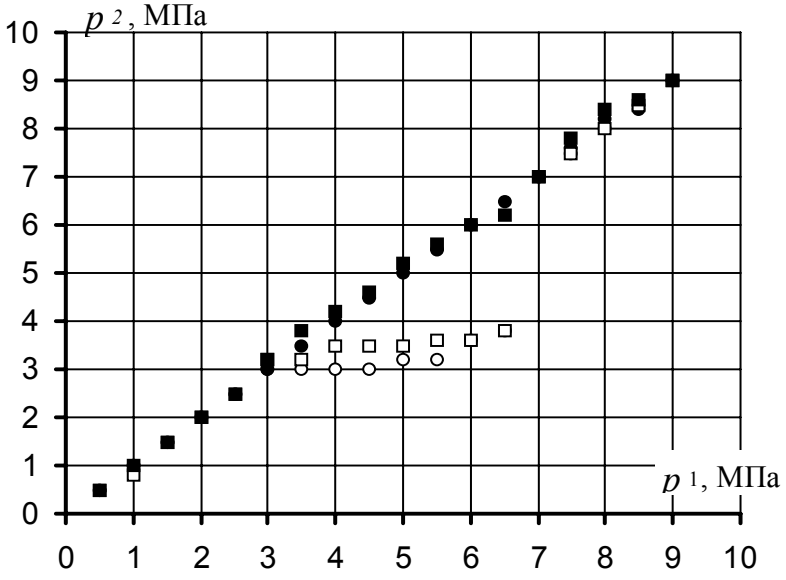


Рисунок 4 – Статические характеристики регуляторов тормозных сил с "восходящей" характеристикой при второй настройке

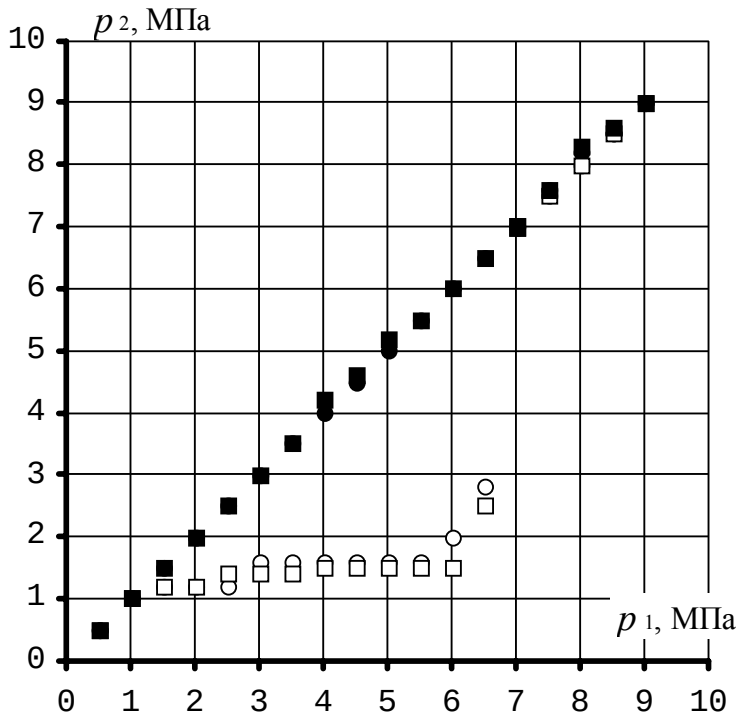


Рисунок 5 – Статические характеристики регуляторов тормозных сил с "восходящей" характеристикой при третьей настройке

Анализ результатов стендовых испытаний. Статические характеристики исследуемых регуляторов тормозных сил (см. рис. 3–5) представляют собой зависимости давлений в контурах задних тормозных механизмов от величины приводного давления.

Анализ полученных статических характеристик показывает, что возможным является получение кроме "восходящей" характеристики, также и ограничительную.

Уравнение равновесия клапана 2 (см. рис.1) при давлении в контурах задних тормозных механизмов менее величины давления в первой точке срабатывания запишется в виде

$$P_g = P_в, \tag{1}$$

где P_g – усилие, действующее на клапан при нарастании давления в приводе;
$P_в$ – усилие предварительного сжатия внутренней пружины.
С учетом геометрических параметров клапана и внутренней пружины получим

$$\frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot p_1}{4} = \Delta_в \cdot C_в, \tag{2}$$

где d_0 – диаметр сечения клапана;
p_1 – величина приводного давления;

$\Delta_в$ – предварительная деформация внутренней пружины;
$C_в$ – жесткость внутренней пружины.
Величина деформации внутренней пружины определяется из выражения

$$\Delta_в = \Delta_{в0} - \Delta_{вр} + \delta, \tag{3}$$

где $\Delta_{в0}$ – длина пружины в свободном состоянии;
$\Delta_{вр}$ – длина пружины в рабочем состоянии;
δ – зазор между шляпкой клапана и уплотнительным кольцом седла.
Из уравнения (2) с учетом (3) определяем величину приводного давления

$$p_1 = \frac{4 \cdot C_{\text{в}} \cdot \left(\Delta_{в0} - \Delta_{вр} + \delta\right)}{\pi \cdot d_0^2}. \tag{4}$$

При значении приводного давления в контуре, превышающему величину давления срабатывания в первой точке, уравнение равновесия клапана (см. рис.1) запишется в виде

$$P_g = P_{\text{н}} + P_в, \tag{5}$$

где $P_н$ – усилие предварительного сжатия наружной пружины.

После преобразований с учетом геометрических параметров клапана, внутренней и наружной пружин величина приводного давления в таком случае определяется из выражения

$$p_2 = p_1 + \frac{C_н \cdot \left(\Delta_{н0} - \Delta_{нр} + \Delta_1\right)}{\pi \cdot d_{0\text{ц}}^2}, \tag{6}$$

где $C_н$ – жесткость наружной пружины;
$\Delta_{н0}$ – длина наружной пружины в свободном состоянии;
$\Delta_{нр}$ – длина наружной пружины в рабочем состоянии;
Δ_1 – расстояние между хвостовиком клапана и регулировочным винтом;
$d_{оц}$ – диаметр цилиндра регулятора тормозных сил.

В отличие от регулятора-компенсатора, применяемого в тормозной системе автомобилей семейства ВАЗ, регулятор с "восходящей" характеристикой имеет постоянную точку срабатывания, что в ряде случаев приводит к снижению коэффициента использования сцепного веса на осях автомобиля. Однако, такой регулятор имеет более стабильную характеристику за счет исключения механической связи с подвеской. Он не подвержен попаданию грязи и влаги, так как сравнительно небольшой габарит позволяет размещать его в защищенных от этого местах (в моторном отсеке). Он не нуждается в регулировках в ходе эксплуатации и, поэтому не увеличивает трудоемкость технического обслуживания автомобиля. Простота конструкции обеспечивает больший ресурс по сравнению с существующими регуляторами.

Выводы

Полученные экспериментальные данные (см. табл.1) подтверждают возможность регулирования приводного давления в довольно широком интервале изменения давления в тормозном приводе (1,0–7,0 МПа) по «восходящей» характеристике.

Регулирование приводного давления по "восходящей" характеристике (см. рис. 3 – рис.5) приводит к изменению коэффициента распределения тормозных сил между осями по определенной закономерности, обеспечивая курсовую устойчивость и необходимую эффективность торможения автомобиля.

Недостатком регулятора с «восходящей» характеристикой является относительное снижение эффективности торможения автомобиля с полной массой по сравнению с автомобилей со снаряженной массой. Исключить этот недостаток можно, обеспечив компенсационную ветвь регулирования вместо ограничительной.

Список литературы: **1**. *Назаров А.И., Сергиенко Н.Е., Назаров И.А.* Оценка энергонагруженности тормозных механизмов легкового автомобиля / Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ», – 2011. – №56 . – С. 73-77. **2**. *Демьянюк В.А.* Регулирование тормозных сил автомобилей / *Демьянюк В.А.* - Львов: Высшая школа, 1978. – 79 с. **3**. *Гредескул А.Б.* Определение параметров тормозной системы с регулятором тормозных сил / *Гредескул А.Б., Федосов А.С, Скутнев В. М.* // Автомобильная промышленность. - 1975. - №6. - С. 24-26. **4**. *Генбом Б.Б.* Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / *Генбом Б.Б., Гудз Г.С., Демьянюк В.А.* - Львов: Высшая школа, 1974. – 234 с. **5**. *Булавкин А.С.* Особенности совместного использования дисковых и барабанных тормозных механизмов на легковых автомобилях: дис. канд. техн. наук: 05.22.02 / *Александр Сергеевич Булавкин*. - Харьков, 1984. - С. 23-25.

Поступила в редколлегию 15.11.2012

УДК 629.113

Оцінка функціональної здатності регуляторів гальмівних сил із «висхідною» характеристикою в стендових умовах / М. А. Подригало, О. І. Назаров, М. Є. Сергієнко, І. О. Назаров // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 112–119. – Бібліогр.: 5 назв.

В статті приведено методику оцінки функціональної здатності регуляторів гальмівних сил із «висхідною» характеристикою, які включено у гальмівні контури автомобіля LANOS SENS, за результатами стендових досліджень.

Ключові слова: автомобіль, гальмо, регулятор, стенд, характеристика, дослідження.

The article describes a method of assessment of functional ability Brake Force with "ascending" feature included in the brake circuit car LANOS SENS, on the results of bench research.

Key words: vehicle, brake, regulator, stand, characteristics, study.

УДК 629.027, 629.3.014, 621.313

А. Н. СЕРГИЕНКО, аспирант НТУ «ХПИ»

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭЛЕКТРО-АМОРТИЗАТОРА НЕПОДРЕССОРЕННЫХ МАСС ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Разработана методика оценки силовых показателей электро-амортизатора неподрессоренных масс транспортного средства в современном пакете математических программ.

Ключевые слова: автомобиль, подвеска, электро-амортизатор преобразователь, неподрессоренные массы, электромеханическая характеристика

Введение. В настоящее время широкое распространение в конструкциях транспортных средств получают электромагнитные преобразователи (ЭМП) не только ротативного типа, но и линейного. Указанные ЭМП используются в силовых узлах автомобилей и многих других транспортных средств. Это объясняется конструктивными преимуществами этих устройств, возможностью управления их характеристиками и обратимостью машин, а также современными достижениями в этой области. На начальном этапе создания любой конструкции необходимо теоретически определить возможные показатели устройства при заданных геометрических размерах. Решение задачи определения параметров электромеханического амортизатора является актуальной задачей.

Анализ последних достижений и публикаций. Для математического описания процессов в электромеханических преобразователей различных типов сегодня используются различные подходы. Первый из них – использование уравнений обобщенного электромеханического преобразователя (ЭМП) энергии [1]. В этом случае принимаются допущения о линейности магнитной системы, равномерности (гладкости) воздушного зазора. Эти допущения позволяют создавать модели систем с относительно слабыми нелинейностями. Учет локальных насыщений, таких как насыщения элементов магнитопровода, сложной геометрии магнитной системы, торцевых зон магнитного поля, которые свойственны современным ЭМП, при таком подходе невозможен. Поэтому результаты моделирования, полученные на этом принципе, имеют значительные погрешности. При этом главным достоинством их является возможность реализовать программно-ориентированные модели, позволяющие проводить расчеты динамических процессов достаточно оперативно, а при использовании современной техники в реальном масштабе времен. Это позволяет внедрять их в алгоритмы управления микропроцессорными системами автоматизированных устройств различных типов и приводов, в частности в подвесках автомобилей.

Другим подходом является составление «цепно-полевой» модели ЭМП [2, 3]. В этом случае параметры ЭМП определяются по результатам расчета магнитного поля. Обычно для этого используются численные методы, к примеру, метод конечных элементов. Полученные параметры магнитного поля (потокосцепления, собственные и взаимные индуктивности) идентифицируют математическую модель. Эти модели с большей точностью описывают процессы в ЭМП, однако машинное время для расчетов значительно увеличивается, так как используется большое количество нелинейных алгебраических уравнений, которые в свою очередь идентифицируют параметры дифференциальных уравнений.

© А. Н. Сергиенко, 2012

В работах [4, 5] проведено исследование изменение затрат энергии и мощности в автомобильной подвеске с различными ее характеристиками.

Цель работы оценка силовых показателей электро-амортизатора при внедрении в габариты элементов подвески легкового автомобиля.

Оценка изменения силовых показателей электро-амортизатора неподрессоренных масс автомобиля. В работе проработан вариант компоновки ЭМП-амортизатора в переднюю подвеску легкового автомобиля ВАЗ (рис. 1) при максимальном использовании пространства и сохранении серийного упругого элемента подвески – пружины. Амортизатор в этом случае размещается внутри пружины подвески автомобиля.

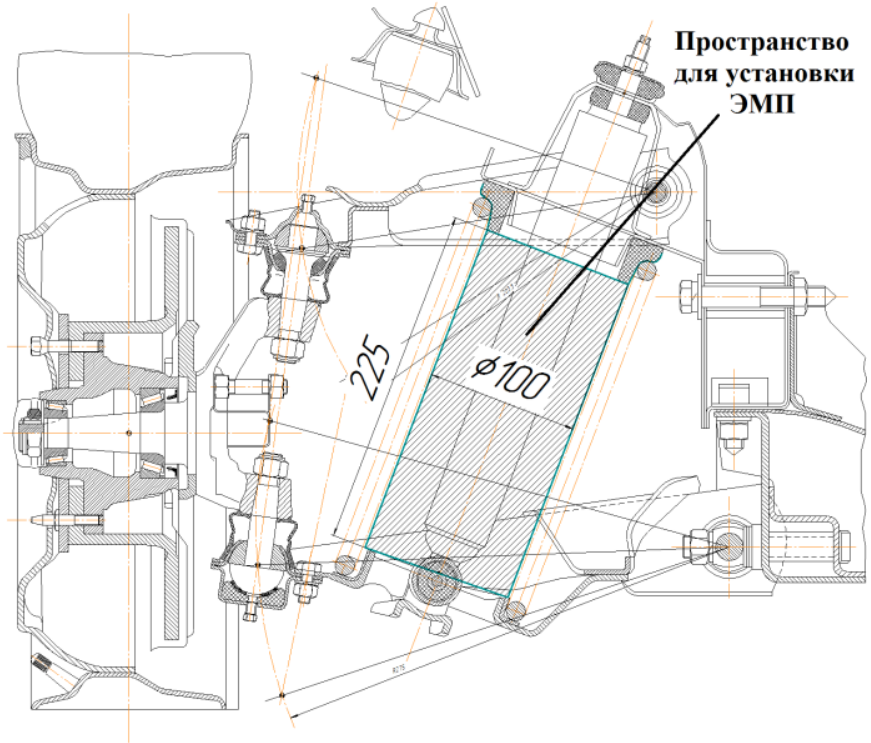


Рисунок 1 – ЭМП-амортизатор на автомобиле ВАЗ внутри пружины

По предварительным расчетам параметров ЭМП-амортизатора в заданных габаритах (диаметр ø101,5 мм, высота h=224 мм) геометрические ограничения существенно уменьшают силу взаимодействия элементов ЭМП и целесообразно размеры максимально увеличить.

Анализ конструкции подвески автомобиля ВАЗ показал, что рационально рассмотреть вариант применения торсионной подвески и тогда размеры ЭМП возрастут (до диаметра ø155мм, высоты h=290 мм) (рис. 2). В этом случае для рассматриваемой подвески автомобиля пространство для размещения ЭМП-амортизатора возможно увеличить в 1,9 раза.

Для определения характеристик при принятых габаритах, а также конструктивной проработки ЭМП-амортизатора, используя компоновочный эскиз подвески, разработана конструкция ЭМП-амортизатора. Для наглядности на базе сборочного чертежа разработана 3D-модель элементов подвески с ЭМП, которая представлена на рис. 3.

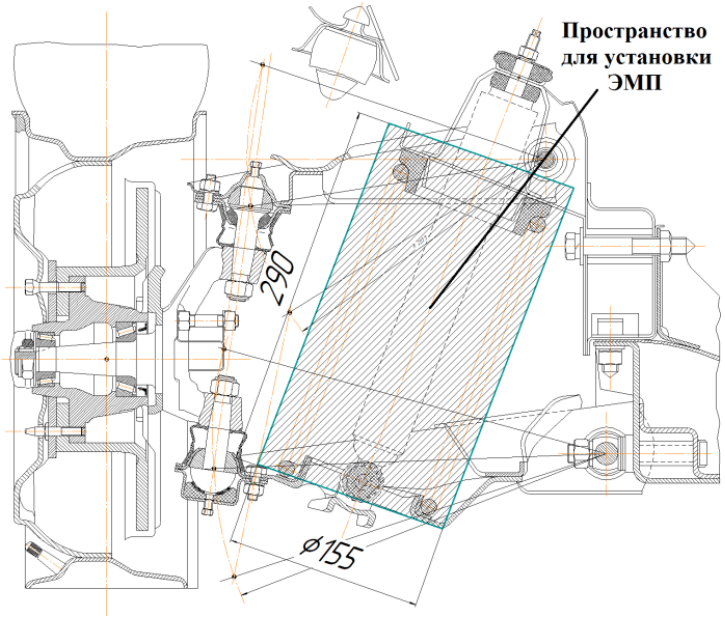


Рисунок 2 – Компоновка ЭМП-амортизатора на автомобиле ВАЗ при торсионной подвеске

Затем с использованием программного комплекса femm [6] можно провести цифровой эксперимент и получить значения потокосцеплений, величину магнитного поля и в конечном итоге определить значения силы взаимодействия ротора и статора ЭМП. Максимальные значения этой силы должны быть равны по величине силе демпфирования гидравлического амортизатора, широко используемого на автомобилях.

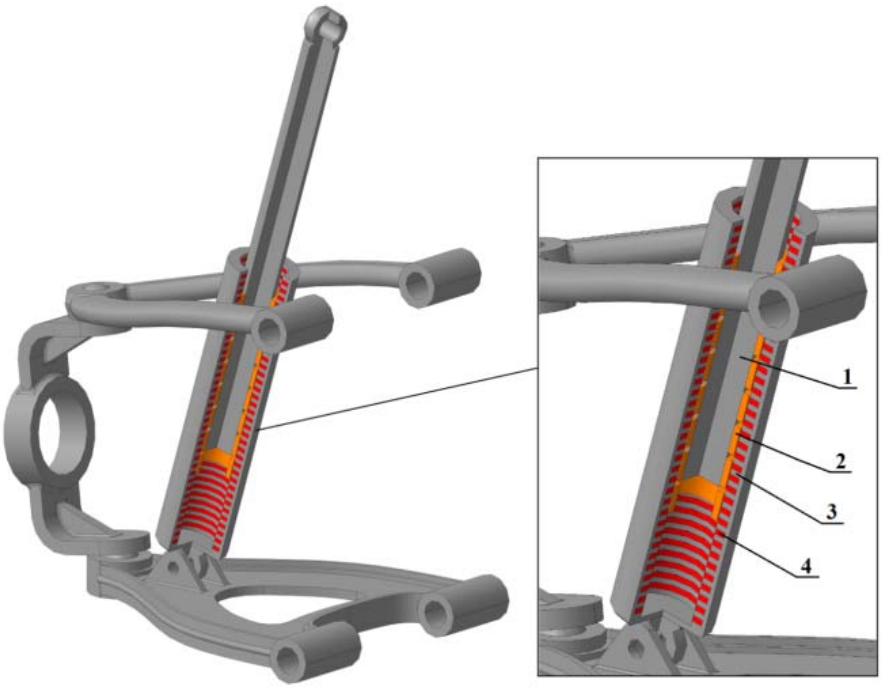


Рисунок 3 – 3D-модель элементов подвески автомобиля с ЭМП-амортизатором: 1 – ротор; 2 – постоянные магниты; 3 – корпус; 4 – катушки обмоток фаз

Сила взаимодействия элементов в ЭМП определяется потокосцеплением. Для теоретического определения значения потокосцеплений предлагается проводить расчет магнитного поля ЭМП в двумерной постановке с использованием метода конечных элементов для плоскопараллельной задачи. По результатам анализа магнитного поля можно определить значения потокосцеплений фаз трехфазного ЭМП-амортизатора (рис. 4) и значение электромагнитной силы.

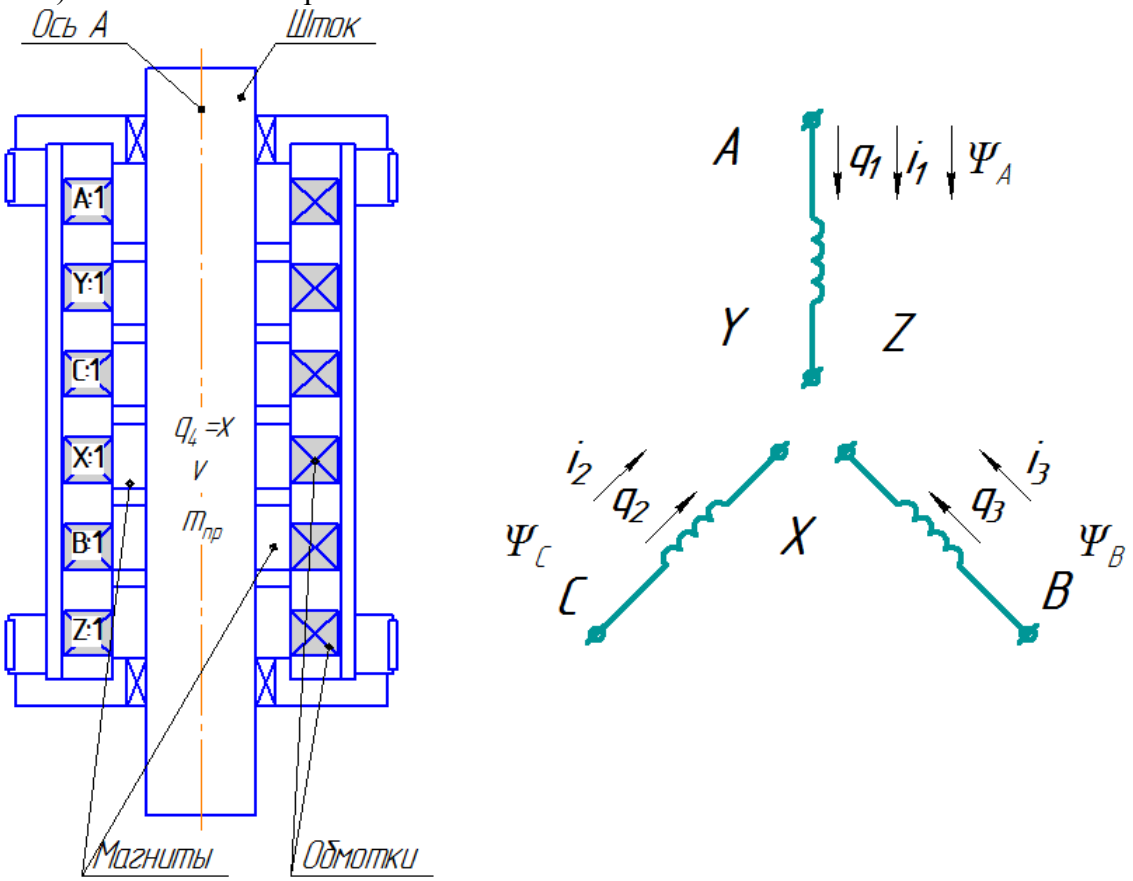


Рисунок 4 – Схема монтажа и включения элементов линейного ЭМП-амортизатора

Поиск зависимостей $\int_0^{i_1}\Psi_A(i_1,i_2,i_3,x), \int_0^{i_2}\Psi_B(i_1,i_2,i_3,x), \int_0^{i_3}\Psi_C(i_1,i_2,i_3,x), \mathbf{F_e}$ предлагается проводить с использованием комплекса цифровых экспериментов, представляющих собой расчет магнитного поля численными методами с последующей аппроксимацией результатов. На рис. 5 представлена расчетная область магнитного поля.

Приняты следующие допущения:

- магнитное поле в области линейного ЭМП принимается аксиально-симметричным относительно оси А;

- магнитное поле ограничено шарообразной областью которая при расчете магнитного поля представлена полуокружностью В (рис. 5).

Конечно-элементная сетка расчетной области модели представлена на рис. 6. Материал корпуса и якоря линейного ЭМП – электротехническая сталь 20-12, обмотки – электротехническая медь; вихревые токи и гистерезис в магнитопроводе не учитываются.

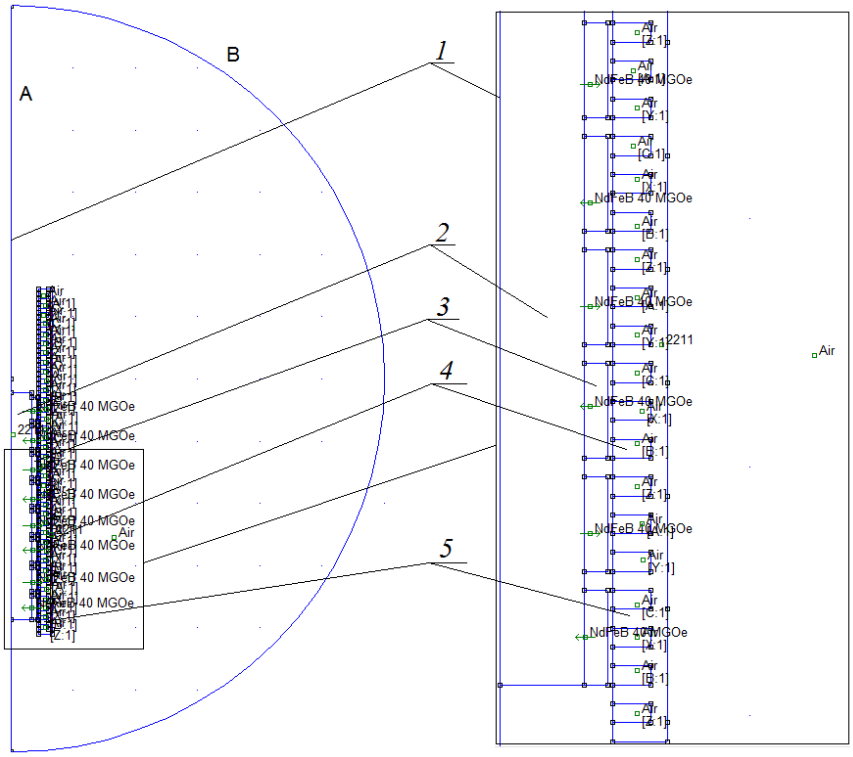


Рисунок 5 – Расчетная область Femm-модели ЭМП-амортизатора при расчете магнитного поля:1 – ось симметрии; 2 – ротор; 3 – постоянные магниты NdFeB 40 MGOe; 4 – обмотки (A, B, C) ; 5 – статор; Air – воздух.

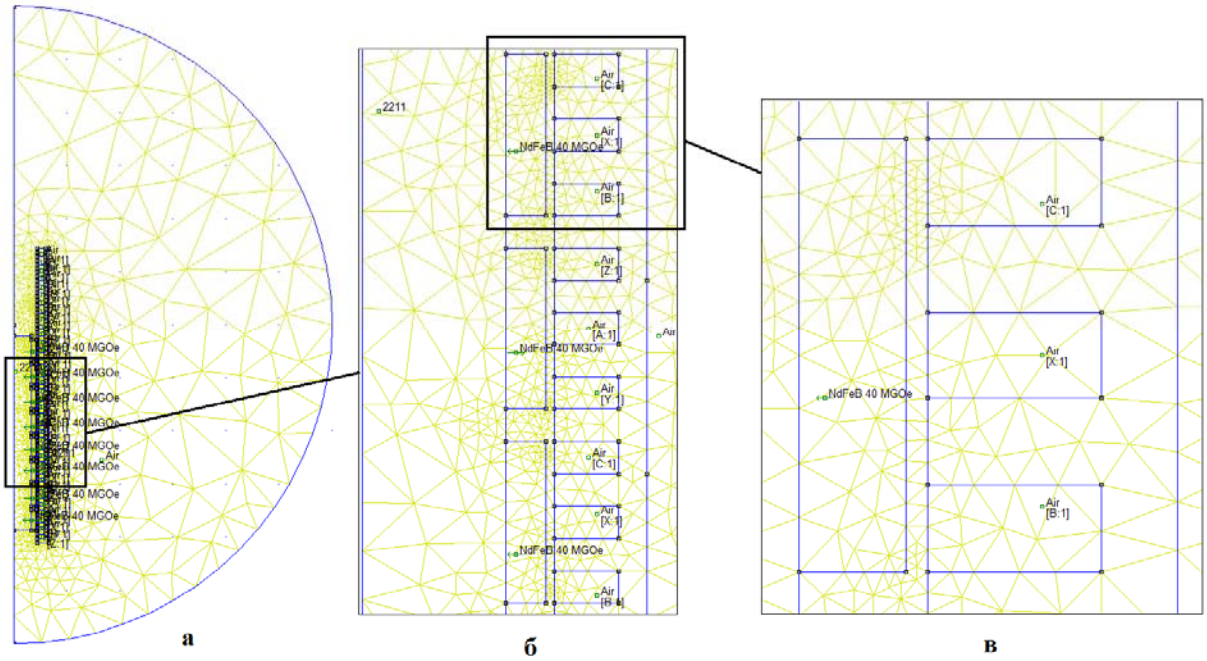


Рисунок 6 – Конечно-элементная сетка расчетной области Femm-модели ЭМП-амортизатора:
а – полная расчетная область; б – распределение сетки по зубцам;
в – распределение в зубцовой зоне

Для получения характеристик ЭМП-амортизатора, на языке lua была написана программа – скрипт, автоматически варьирующая перемещение ротора – координата x и МДС обмотки:

$$МДС = i\,w,$$

где w - число витков обмотки линейного ЭМП.

Для проводимого цифрового эксперимента число витков составляет 1000. Перемещение ротора x варьируется от 0 до 91,2 мм с шагом 1,52 мм, а величина тока в пределах от –560 А до 560А. Пределы варьирования выбираются исходя из предельных значений этих величин в исследуемой системе.

На каждом шаге решения задачи производился автоматический расчет электромагнитного поля линейного ЭМП (рис. 7), определялась величина силы ЭМП (см. рис. 8) и потокосцепления для текущих значений тока и зазора. Величина силы определялась путем интегрирования по контуру ротора ЭМП, а значение потокосцепления – по поперечному сечению его обмоток.

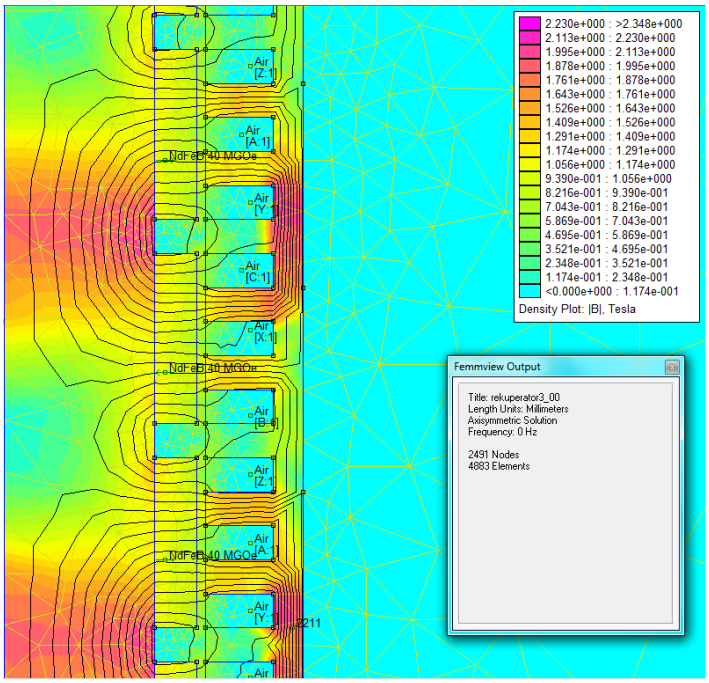


Рисунок 7 – Фрагмент расчетного магнитного поля ЭМП-амортизатора в зубцовой зоне

Выполненные расчеты позволили получить цифровую модель магнитного поля линейного ЭМП-амортизатора.

Выводы

1. ЭМП-амортизатор с постоянными магнитами может быть использован в конструкции подвесок автомобилей.

2. Внедрение в конструкцию легкового автомобиля электро-амортизатора в пределах габаритных размеров подвески позволяет получить силу в диапазоне от 2000 до 3000 Н, т.е. обеспечить диапазон усилий создаваемый гидравлическим амортизаторам.

3. Разработанная методика определения показателей ЭМП-амортизатора позволяет при заданных конструктивных параметрах оценить изменение силы для различных транспортных средств.

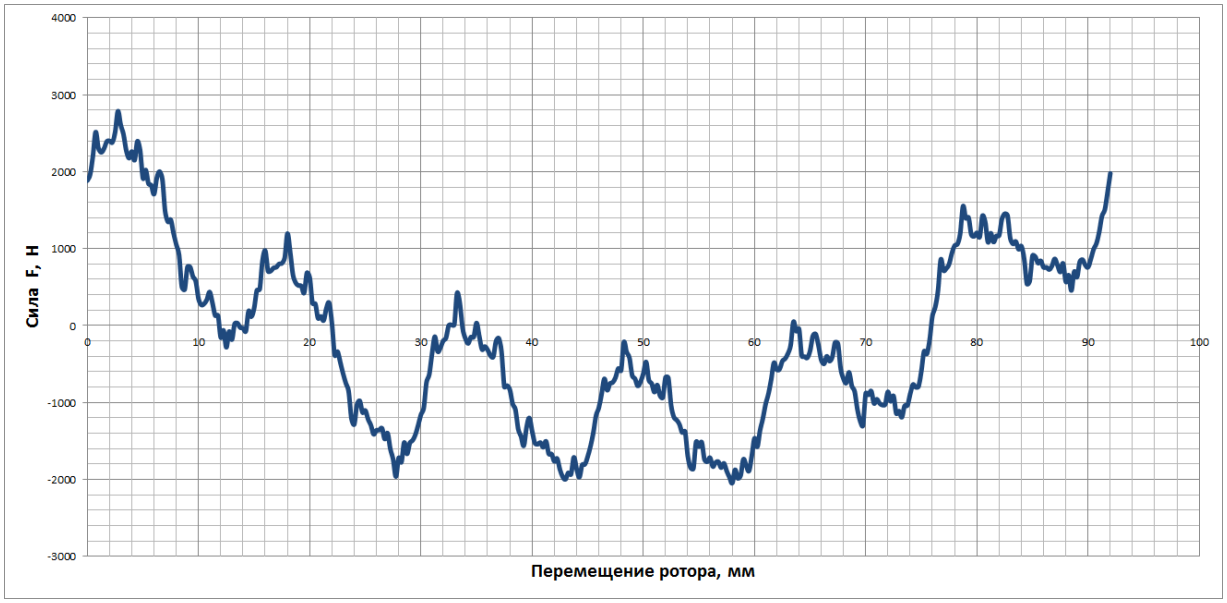


Рисунок 8 – Изменения величины силы в обмотках ЭМП-амортизатора в зависимости от перемещения ротора

4. Предложенная методика оценки силовых показателей ЭМП-амортизатора с использованием конечно-элементной модели позволяет на стадии проектирования определить характеристики устройства при варьировании конструктивных параметров.

Список литературы: **1.** *Уайт Д.* Электромеханическое преобразование энергии / *Д.Уайт, Г. Вудсон* – М.: Издательство «Энергия», 1964. – 528 с. **2.** *Рымша В.В.* Усовершенствованная цепно-полевая модель вентильно-реактивного двигателя / *В.В. Рымша, И.Н. Радимов, М.В. Гулый, П.А. Кравченко* // Електротехніка і електромеханіка.– 2010.– №5. – С.24–26. **3.** *Колпахчан П.Г.* Адаптивное управление асинхронным тяговым приводом магистральных электровозов. – Ростов н/Д.: «Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион», 2006. – 131с. **4.** *V. Liesionis, D. Markšaitis, V. Daniulaitis*. Analysis of energy dissipation of shock-absorber during random excitation. Mechanika. 2007. Nr.3(65). – P.42-45. **5.** *Liesionis, V., Daniulaitis, V., Samper, S.* Energy and power dissipation in the car's shock-absorber.-Proc. of 9-th int. conf. "Transport means".-Kaunas: Tech-nologija, 2005, p.186-190. **6.** Режим доступа: http://femm.berlios.de.

Поступила в редколлегию 30.10.2012

УДК 629.027, 629.3.014, 621.313

Оценка показателей электро-амортизатора неподрессоренных масс транспортного средства / А.Н. Сергиенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 120–126. – Бібліогр.: 6 назв.

Розроблена методика оцінки силових показників електро-амортизатора непідресорених мас транспортного засобу у сучасному пакеті математичних програм.

Ключеві слова: автомобіль, підвіска, електро-амортизатор перетворювач, непідресорені маси, електромеханічна характеристика.

The method for evaluation of power performance electro-shock unsprung mass of the vehicle in the modern mathematical software package.

Keywords: car, suspension, electro-shock transducer, the unsprung mass, the electromechanical response.

УДК 629.11.012.55

Ю. В. АРЕФІН, викладач ДІТ, Донецьк;
В. П. ВОЛКОВ, д-р техн. наук, завідувач кафедри, ХНАДУ, Харків;
О. О. ЛАРІН, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»;
О.М. ЛАРІН, д-р техн. наук, завідувач кафедри, НУЦЗУ, Харків

ПРОГНОЗУВАННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ВТОМИ ПНЕВМАТИЧНИХ ШИН ПО ЗМІНІ ВИБІГУ АВТОМОБІЛЯ

Представлено теоретичні дослідження по визначенню залежності опору кочення пневматичної шини від її швидкості із різними ступенями накопиченої втоми. Розглянуто математичне моделювання процесу вибігу автомобіля з урахуванням різного опору кочення колеса. Побудовано залежність між вибігом автомобіля та ступенем накопиченої втоми в шині, що може використовуватись як номограма для раннього діагностування цих дефектів.

Ключові слова: пневматична шина, ресурс, втома, момент опору кочення.

Вступ. В процесі експлуатації пневматичних шин в матеріалах її шарів і між шарами накопичуються мікропошкодження. Цей процес поступове зниження надійності експлуатації пневматичних шин. Ресурс шин легкового автомобіля, завдається заводом-виробником на основі статистичної інформації, що є в наявності по шинам-аналогам. Разом із тим експлуатаційні фактори здатні суттєво вливати на значення проектного ресурсу, тобто в залежності від умов експлуатації пневматичні шини можуть з більшою інтенсивністю відпрацьовувати свій ресурс [1].

Таким чином важливою науково-практичною задачею стає питання формування методик для діагностування фактичного технічного стану пневматичних шин в експлуатації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В літературі широко представлені результати досліджень експлуатаційних характеристик шин, аналіз їх міцності та довговічності, підходи та методи до діагностування пошкодженості в шинах. Аналіз даних, що наведені в літературі по статистиці відмов дозволяє визначити, що найбільш характерні причиною виходу пневматичних шин експлуатації [1-4]: це механічні пошкодження 20% (проколи, розриви тощо), знос (стирання) протектора 28% та втомленеві пошкодження у плечовій та бортовій зонах до 50%.

В сучасній практиці в якості задачі технічної діагностики, як правило, вирішується проблема ідентифікації «крупного» внутрішнього дефекту в шині [3,4]: розшарування, тріщина та інш. При цьому застосовуються методи рентгеноскопії, ультразвукової діагностики, методи аналізу нерівномірності теплового стану. В результаті за визначеними параметрами дефекту прогнозується час його росту до критичних розмірів. Такий підхід не може вважатись вдалим, оскільки за наявності «великого» дефекту, надійність визначається не тільки швидкістю його росту, але й ризиком миттєвих відмов на нестаціонарному режимі експлуатації. Крім того методи діагностики, які при цьому використовуються потребують унікального обладнання та, як правило, можуть бути реалізовані тільки в спеціалізованих лабораторіях [3-5].

Мета роботи. Дана робота має за мету теоретичні дослідження, що направлені на формування методики ранньої діагностики зародження в шинах внутрішніх дефектів в процесі експлуатації

Матеріали і результати дослідження. В даній роботі в основу діагностики покладені, визначені авторами у попередніх роботах [6], закономірності зміни характеру деформування пневматичний шин від ступеня деградації властивостей її матеріалів (при незмінному внутрішньому тиску та вертикальному навантаженні). Таким чином, за характером деформації можна встановити ступінь поточного технічного стану та діагностувати залишковий ресурс. Разом із тим, зміна деформації шини відбивається на процесі формування її моменту опору кочення. В роботі проведено відповідні дослідження та отримані закономірності між приростом моменту опору коченню та величиною накопиченої за час експлуатації в шині пошкоджуваності втоми. При цьому в роботі використовуються результати теоретичний підхід, що запропонований авторами у роботі [7] та дозволяє визначити опір коченню як функцію швидкості його лінійного руху. У роботі [7] запропоновано апроксимацію опору кочення від швидкості у вигляді експоненціального закону. Відповідна апроксимація наведена формулою (1), А самі залежності побудовані у вигляді графіків та представлені на рис. 1.

$$M_t = a \cdot e^{\alpha \cdot v}, \tag{1}$$

де M_t – момент опору кочення; a, α – параметри апроксимації v – лінійна швидкість руху (задана у км/год).

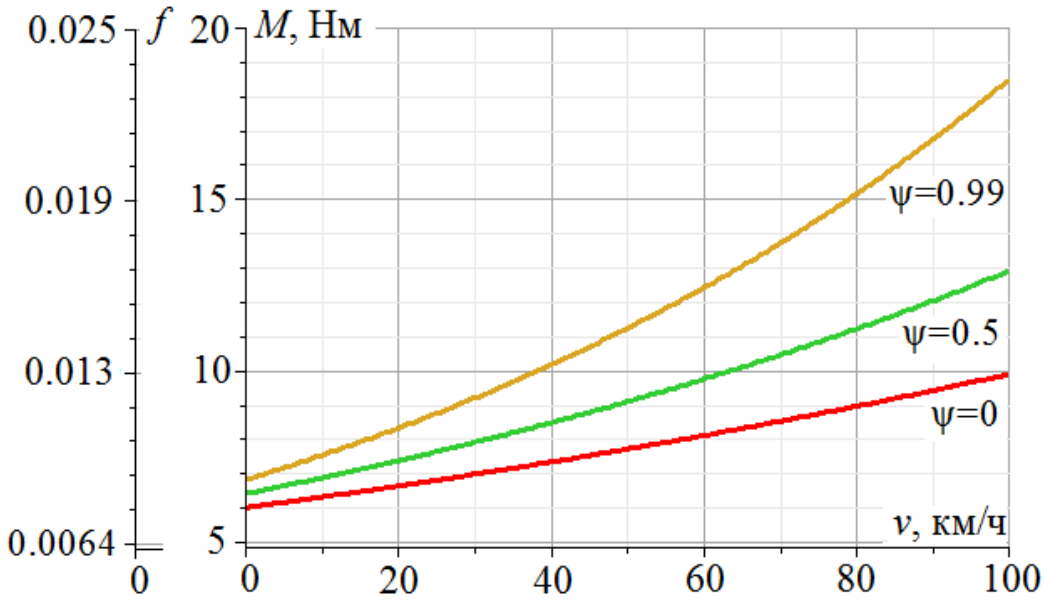


Рисунок 1 – Момент опору коченню M і (f - коефіцієнт опору коченню) шини з послабленою пошкоджуваністю втоми

Зміна опору кочення пневматичних шин суттєво впливає на динамічні та експлуатаційні характеристики транспортного засобу. Найбільш простим засобом діагностування зміни опору кочення в шинах на автомобілі в дорожніх умовах є визначення зміни вибігу автомобіля. Це режим прямолінійного руху по горизонтальній дорозі з вимкненим двигуном із заданої початкової швидкості до повної зупинки. На рисунку 2 представлено схеми сил, що діють на автомобіль під час його прямолінійного руху.

Відповідно до схеми рівняння руху визначаються у такий спосіб:

$$-m \cdot \frac{dV}{dt} = C_w \cdot F \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(V - V_w\right)^2 - \left(B + C \cdot V + D \cdot \left(V\right)^2 + G \cdot \left(V\right)^3\right) - 4\frac{a}{R} \cdot \exp\left(\alpha \cdot V\right), \quad (2)$$

де m – маса автомобіля; V – швидкість руху автомобіля.

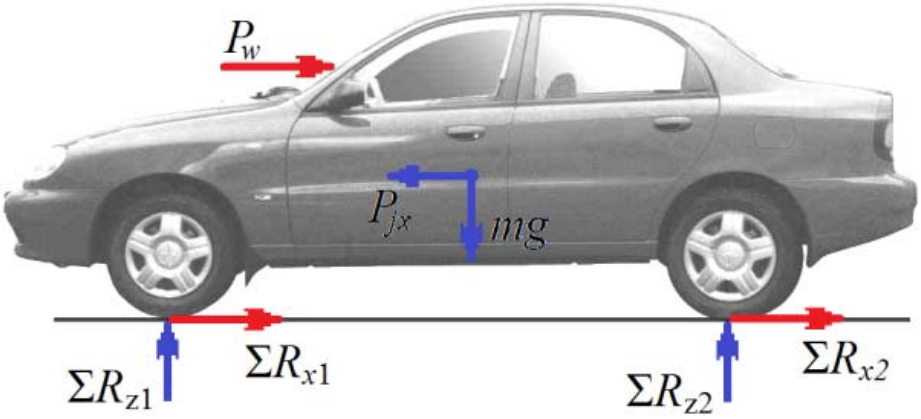


Рисунок 2 – Система сил та реакцій, які діють на автомобіль при вибігу

У формулі (2) враховувалось, що сила аеродинамічного попру визначається класично [1] пропорційно квадрату швидкості руху автомобіля:

$$F_{aero} = C_w \cdot F \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(V - V_w\right)^2, \quad (3)$$

де C_w та F – параметри апроксимації аеродинамічного опору (для автомобіля АвтоЗАЗ Сенс F=1.873 и C_w=0.3); ρ – густина повітря; V_w – швидкість зустрічного вітру (м/с).

Сили опору кочення за умов вибігу можна вважати однаковими по передньому та задньому мостах та визначити через момент опору кочення та радіус колеса R, а момент опору кочення складається з опору, що існує у трансмісії M^{trans} та моменту опору кочення шини M_t . В даній роботі для врахування моменту опору кочення шини використовувався вираз (1) із різними параметрами, що відображені на рис. 1, а для визначення опору трансмісії відома [1] кубічна залежність

$$M_r^{tran} = R \cdot \left(\left(B + C \cdot V + D \cdot \left(V\right)^2 + G \cdot \left(V\right)^3\right)\right), \quad (4)$$

де B та C – параметри апроксимації (для АвтоЗАЗ Сенс *B=1.72 и C=0.071*).

Для перевірки можливості оцінки опору коченню по вибігу автомобіля проводилися розрахунки процесу вибігу з шинами, що мають різну жорсткість. В якості способу зменшення жорсткості використовувалося зниження тиск повітря всередині шин. Порівняння відповідних теоретичних і експериментальних результатів приведено на рис. 3.

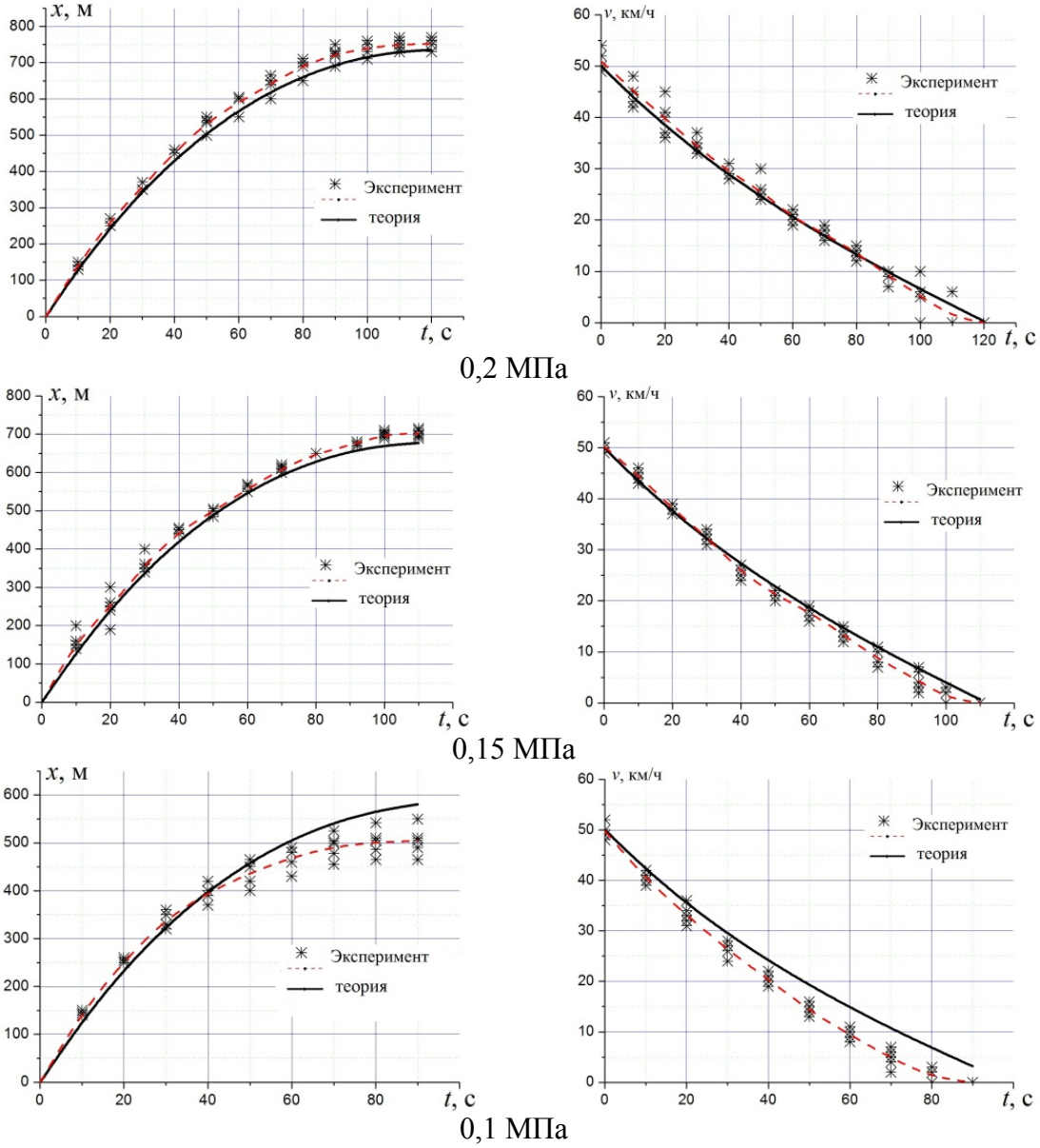


Рисунок 3 – Процес вибігу автомобіля з швидкості 50 км/год
для шин з різним внутрішнім тиском

Теоретично розглянуті процеси вибігу автомобіля з урахуванням різного опору кочення колеса має збіжність з аналогічними даними отриманими при дорожніх випробуваннях [8] в межах 3%.

Отримані в попередніх роботах [6] залежності по напруженому стану шини, що знаходяться під впливом експлуатаційних навантажень дозволяють оцінити ресурс шини по втомній міцності. Для даної оцінки в роботі використовується рівняння Веллера, яке пов'язує амплітуди напружень і число циклів деформації до зародження тріщини. З даного рівняння знаходиться пробіг шини до відмови

$$N = \tilde{N} \cdot 2\pi \cdot R = \frac{\sigma_{-1}^{m} \cdot N_0}{\sigma_a^m} \cdot 2\pi \cdot R, \qquad (5)$$

де σ_a – амплітуди напруження; N – пробіг шини до відмови; σ_{-1} – межа витривалості матеріалу; N_0 – базове число циклів до руйнування (10 млн.); m – показник кривої Веллера (для шинних матеріалів $m = 6$); R – статичний радіус колеса.

Слід зазначити, що накопичення втомних мікро-пошкоджень послаблює властивості матеріалу (модуль пружності). Вводячи параметр, що характеризує міру накопичених пошкоджень втоми ψ, знаходимо оцінку для ступеня деградації модуля пружності

$$\psi = \frac{\sigma_a^m}{\sigma_{-1}^m \cdot N_0 \cdot 2\pi \cdot R} \cdot n \qquad E_{eff}(n) = (1 - \psi(n)) \cdot E \quad . \tag{6}$$

Наведені положення дозволяють виявити закономірність між характером деформування пневматичної шини, які були отримані в попередніх роботах [6] для моделі шини з ослабленою бортовою і плечовою зоною і фактичним ресурсом (пробігом). Отже, можна вирішувати зворотну задачу тобто визначити ступінь накопиченої пошкоджуваності і по ній виявити ступінь відпрацьованого ресурсу у відносних величинах. Така інформація дозволить через пропорцію виявити залишковий ресурс шини.

Було проведено серію розрахункових досліджень, щодо визначення впливу накопиченої втоми в матеріалах шини на вибіг автомобіля. Внаслідок чого було отримано залежність відносного залишкового втомленевого ресурсу шини в залежності від величини вибігу автомобіля (рис. 4).

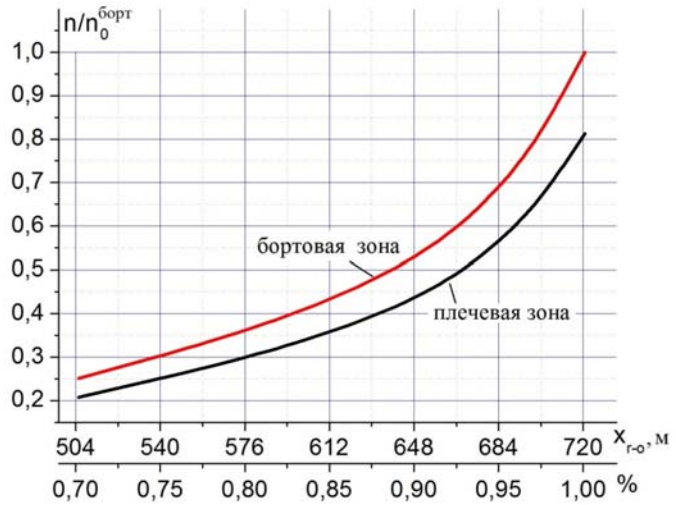


Рисунок 4 – Визначення залишкового відносного ресурсу по накопиченій втомленевої пошкоджуваності в залежності від величини вибігу автомобіля

Наведена залежність може використовуватись як діагностична діаграма. Так, наприклад, якщо радіальний прогин шини при незмінному внутрішньому тиску і зовнішній вертикальній силі збільшився на 40%, то це може свідчити про те, що шина відпрацювала близько 70% свого ресурсу до зародження втомної тріщини в плечовій зоні. Природно, що такий підхід є критерієм раннього діагностування і не може дати 100% рекомендації для списання шини. Проте отримана рекомендація повинна служити приводом для проведення детального обстеження шини на наявність внутрішнього прихованого дефекту.

Висновки

В роботі представлені результати розрахунків вибігу автомобіля, що оснащений шинами із різними характеристиками опору кочення. Теоретично встановлено залежність між ступеня відпрацьованого втомленевого ресурсу та величиною вибігу автомобіля.

Список літератури: **1.** *Бухин Б.Л.* Введение в механику пневматических шин / Б.Л. Бухин. – М.: Химимя, 1988. – 224с. **2.** *Сасов А.А.* Прогнозирование выходных характеристик шин сверх низкого давления для автомобилей и тракторов. Дис... канд. техн. наук.-Днепродзержинск, 2007.-210с. **3.** *Ларін О.М.* Теоретичні основи оцінки працездатності шин легкового автомобіля в експлуатації: Дис... докт. техн. наук: 05.22.20. – Харків, 2001. –312с. **4.** *Коханенко В.Б.* Розробка методів діагностики внутрішніх руйнувань автомобільних шин в умовах експлуатації. Дис... канд. техн. наук.-Харків, 2005.-216с. **5.** *Биргер И.А.* Техническая діагностика / И.А. Биргер. – М.: Маш-ние, 1974. 240с. **6.** *Ларин А.А.* Исследование закономерностей деформирования пневматических шин в контакте с дорогой у учетом наличия эксплуатационной деградации материала / А.А. Ларин, Ю.В. Арефин // Механіка та машинобудування, 2011.- №2. С.52-57. **7.** *Ларин А.А.* Исследование деформирования шины при ее стационарном прямолинейном качении по дороге / А.А. Ларин, Ю.В. Арефин // Вестник ХНАДУ - Х.: ХНАДУ, 2011. – Вып. 55. – С. 45-50 **8.** *Арефін Ю.В.* Експерементально-дорожні дослідження впливу внутрішнього тиску в пневматичних шинах на вибіг автомобілю / Арефін Ю.В., Ларін О.М., Ларін О.О., Субочев О.І. // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту, 2011, № 2(11), С. 54-58

Поступила в редколлегию 25.12.12

УДК 629.11.012.55

Прогнозування залишкового ресурсу втоми пневматичних шин по зміні вибігу автомобіля / Ю. В. Арефін, В. П. Волков, О. О. Ларін, О. М. Ларін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012. – № 60 (966). – С. 127–132. – Бібліогр.: 8 назв.

Представлены теоретические исследования по определению зависимости сопротивления качению пневматической шины от ее скорости с разными степенями накопленной усталости. Рассмотрено математическое моделирование процесса выбега автомобиля с учетом разного сопротивления качения колеса. Построена зависимость между выбегом автомобиля и степенью накопленной усталости в шине, которая может использоваться как номограмма для раннего диагностирования этих дефектов.

Ключевые слова: пневматическая шина, ресурс, усталость, момент сопротивления катания.

The theoretical studies are presented to determine the dependence of rolling resistance of pneumatic tires on its velocity, with varying of degrees of fatigue. Coasting car with a different rolling resistance of tires is carried out on the base of mathematic modelling. The relation between the coasting car tests results and the degree of fatigue has been obtained.

Keywords: pneumatic tire, life time, fatigue, rolling resistance of tires.

ЗМІСТ

ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

Самородов В. Б., Шуба С. А., Деркач О. И, Яловол И. В., Рябиченко Е. А. Бесступенчатая гидрообъемно-механическая трансмиссия колесного трактора классической компоновки 3
Самородов В. Б., Таран И. А. Анализ распределения потоков мощности с учетом кпд гидрообъемной передачи в двухпоточных бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссиях с дифференциалом на выходе 7
Артемов Н. П., Подригало Н. М. Алгоритмы экспериментального определения реализуемой мощности двигателя мобильной машины при выполнении технологических операций 17
Овсянников С. И. Силовое взаимодействие оператора при управлении мотоагрегатом 25
Самородов В. Б., Бондаренко А. І. Розподіл потоків потужності у гідрооб'ємно-механічних трансмісіях, що працюють за схемою «диференціал на вході» 31

АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

Туренко А. Н., Ужва А. В., Сергиенко А. В., Шаповаленко В. А. Состояние вопроса по созданию моделей систем пассивной безопасности спортивных автомобилей на стадии проектирования 42
Болдовский В. Н. Применение беспокрасочной технологии рихтовки для восстановления повреждений элементов кузова автомобиля 48
Лузан С. А., Горбачевская О. М. Определение зависимости массопереноса анода при электроискровом легировании стальной поверхности от времени обработки 53
Доля Г. Н., Мазанов В. Г., Надь О. А. Анализ структуры лазерного излучения рассеянного на световозвращающем покрытии для измерения скорости объекта 59
Леонтьев Д. Н., Серикова Е. А., Быкадоров А. В., Дон Е. Ю. Анализ и выбор принципов управления электропневматическими модуляторами рабочей тормозной системы автомобилей 67
Шеин В. С. Оценка доли энергии, поглощаемой тормозными механизмами легкового автомобиля в процессе торможения 73
Шуклинов С. Н., Власенко А. А. Выбор параметров статической характеристики вакуумного усилителя тормозного привода 78
Кондратенко А. Н. Моделирование тепло- и массообменных процессов в фильтре твердых частиц дизеля. Часть 3: вопросы использования цеолита в конструкции фильтрующего элемента 83
Тринев А. В., Сивых Д. Г., Обозный С. В., Синявский Е. В., Пилипенко О. Ю. Разработка системы автоматического регулирования теплового состояния клапанного узла автотракторного дизеля 90

Клец Д. М. Метод повышения точности обработки данных, полученных в ходе испытаний мобильных машин, с помощью фильтра Баттерворта 98
Самородов В. Б., Островерх А. О., Кожушко А. П. Разработка и анализ бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии по критерию наибольшего КПД, автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин..... 105
Подригало М. А., Назаров А. И., Сергиенко Н. Е., Назаров И. А. Оценка функциональной способности регуляторов тормозных сил с «восходящей» характеристикой в стендовых условиях 112
Сергиенко А. Н. Оценка показателей электро-амортизатора неподрессоренных масс транспортного средства 120
Арефін Ю. В., Волков В. П., Ларін О. О., Ларін О. М. Прогнозування залишкового ресурсу втоми пневматичних шин по зміні вибігу автомобіля 127

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Збірник наукових праць

Серія:
Автомобіле- та тракторобудування

№ 60 (966)

Науковий редактор В.Б. Самородов

Технічний редактор ст. викл. С.О. Шуба

Відповідальний за випуск канд. техн. наук І. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХПІ».
Кафедра «Автомобіле- та тракторобудування».
Тел.: (057) 707-64-64; e-mail: shubaserg@mail.ru

Обл.-вид № 89–12.

Підп. до друку 16.12.2012 р.

Підп. до друку 22.06.2012 р. Формат 60×90 1/8. Папір офсетний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 13,12. Облік.-вид. арк. 8,75.
Тираж 100 пр. Зам. № 23. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.
61002, Харків, віл Фрунзе, 21

Друкарня «ФОП Стеценко І. І.»
Свідоцтво про державну реєстрацію ХК № 82 від 22.04.2003 р.
61019, Харків, пр. Ілліча, 103а, кв. 21, тел. (057) 758-17-35