

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»

**ВІСНИК**  
**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**  
**«ХПІ»**

*Серія: Автомобіле- та тракторобудування*

№ 10 (1053) 2014

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків  
НТУ «ХПІ», 2014

**Вісник Національного технічного університету «ХПІ».** Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2014. – № 10 (1053). – 170 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. СПІФАНОВ, 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.

**Заступник відповідального редактора:** А. І. Бондаренко, канд. техн. наук, доц.

**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. Омеляненко, 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.

*У квітні 2014 р. Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Автомобіле- та тракторобудування», включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**.*

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».

Протокол № 4 від 4 квітня 2014 р.

© Національний технічний університет «ХПІ», 2014

УДК 621.83.062

**В. Б. САМОРОДОВ**, д-р. техн. наук, професор НТУ «ХП»;  
**А. І. БОНДАРЕНКО**, канд. техн. наук, докторант НТУ «ХП»;  
**А. П. КОЖУШКО**, аспірант НТУ «ХП»;  
**Є. С. ПЕЛИПЕНКО**, аспірант НТУ «ХП»;  
**М. О. МІТЦЕЛЬ**, аспірант НТУ «ХП»

## ПЕРСПЕКТИВНІ ТРАНСМІСІЇ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

В умовах ринкової економіки вибір оптимального типу трансмісії для тракторів різних потужностей, призначення і конкретних умов експлуатації є однією з найважливіших задач, що ставляться перед виробниками сільськогосподарської техніки. Саме тому в роботі розглянуті тенденції розвитку трансмісій колісних тракторів, наведені та проаналізовані перспективні трансмісії на прикладі ринків розвинених країн – західноєвропейських ринків, де застосовуються самі передові технології для обробки ґрунту. Встановлено, що на даний момент спостерігається: суттєве збільшення на тракторах безступінчастих трансмісій, зокрема гідрооб'ємно-механічних; збільшення на тракторах потужністю до 50 кВт безступінчастих трансмісій з механічним варіатором, які, як правило, не застосовуються на тракторах більшої потужності із-за підвищеного зносу контактних поверхонь варіатора; початок робіт зі створення зразків колісних тракторів з безступінчастими електромеханічними трансмісіями, проте, доки немає жодних даних по яких можна було б порівняти електромеханічні трансмісії з іншими типами трансмісій; збільшення потужностних діапазонів коробок передач, що перемикаються під навантаженням, запровадження системи автоводіння, запису типових операцій і автоматичного управління перемиканням передач.

**Ключові слова:** трактор, трансмісія, ступінчаста механічна трансмісія, безступінчаста трансмісія, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, Fendt.

**Вступ.** Розвиток конструкцій тракторів направлений на підвищення продуктивності машинно-тракторних агрегатів та поліпшення умов праці оператора-водія. Рішення даних задач досягається за рахунок автоматизації процесу керування, що на пряму може забезпечуватися використанням сучасних трансмісій, зокрема безступінчастих гідрооб'ємно-механічних (ГОМТ).

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідженню переваг та недоліків різноманітних типів трансмісій колісних тракторів, їх характеристик та показників, вибору оптимального типу трансмісій для тракторів різноманітних тягових класів, потужності та призначення присвячені чисельні праці: Айтцетмюллера Х., Башти Т.М., Борисюка М.Д., Васильченка В.О., Григорова О.В., Деркача О.І, Забелішинського З.Е., Завадського А.М., Каменова О.В., Кісточкіна Є.С., Ключнікова А.В., Комісарика С.Ф., Кононенка В.О., Курмаєва Р.Х., Петрова В.А., Пономаренка Ю.Ф., Пономарьова Є.П., Прокоф'єва В.М., Прочка Є.І., Рогова А.В., Самородова В.Б., Суковіна М.В., Філічкіна М.В., Monika M.I., Blake A.C., Kyle R.W., Weber M. та ін. [1 – 11].

Над удосконаленням трансмісій колісних тракторів ведуть роботи такі всесвітньо відомі корпорації, як «CNH», що об'єднує фірми «Case IH», «New Holland» (США) і «Steyr» (Австрія); «AGCO», що об'єднує фірми «Fendt» (Німеччина), «Massey Ferguson», «Challenger» (США) і «Valtra» (Фінляндія); «SDF», що об'єднує фірми «Same», «Lamborghini» (Італія) і «Deutz-Fahr» (Німеччина), а також двома найбільшими компаніями «John Deere» (США) і «Claas» (Німеччина).

**Мета дослідження, постановка задачі.** Метою даної роботи є аналіз тенденцій та перспектив розвитку трансмісій для колісних тракторів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- розглянути тенденції розвитку трансмісій колісних тракторів;
- навести та проаналізувати перспективні типи трансмісій;
- визначити на скільки доцільно використовувати ГОМТ на колісних тракторах.

**Перспективні трансмісії колісних тракторів.** Основна функція трансмісії трактора – ефективне узгодження роботи двигуна з рушіями (ведучими колесами) і з усіма видами відборів потужності на привід і управління агрегатами машин на всіх необхідних режимах: русі з місця, розгоні машинно-тракторного агрегату, гальмуванні та зупинці [1 – 2].

Перші тракторні трансмісії були механічні, ступінчасті з обмеженими узгоджувальними функціями – вузьким діапазоном швидкісного регулювання та мінімальними функціями відбору потужності. Розвивалися вони в напрямках збільшення діапазонів ступеневого регулювання, числа передач, забезпечення одночасної роботи приводів рушіїв та відбору потужності, збільшення числа місць відбору потужності, застосування немеханічних пристроїв безступінчастого регулювання (гідродинамічних, гідростатичних, електричних), а також за рахунок вдосконалення механізмів управління елементів трансмісії (зчеплення, коробки передач, диференціалів ведучих мостів, приводами відбору потужності, гальмівними механізмами). У результаті з'явилися нові типи трансмісії, що класифікуються за способом регулювання (безступінчасті, ступінчато-безступінчасті) і виду носіїв енергії (механічні, гідромеханічні, електромеханічні) (рис. 1) [1 – 2].

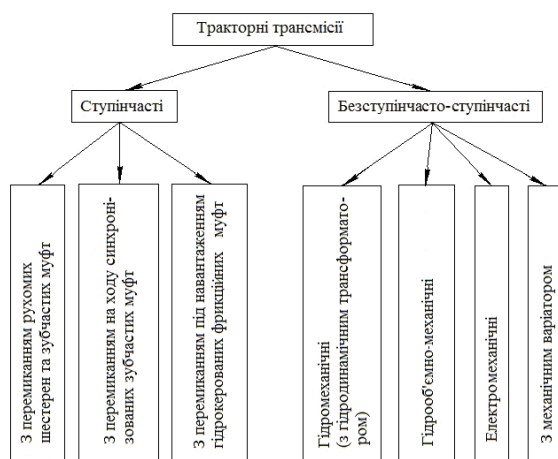


Рисунок 1 – Типи тракторних трансмісій

Типи трансмісії, що приведені на рис. 1 знаходяться на різних стадіях вживаності у тракторній промисловості. Механічні з перемиканням передач рухомими шестернями з зупинкою трактора завершили встановлювати в трансмісії і на нових моделях тракторів вже не застосовуються. Близькі до завершення життєвого циклу синхронізовані ступінчасті трансмісії, вони ще знаходять застосування на тракторах малої і середньої потужності. Завершують випускати трансмісії з перемиканням передач під навантаженням гідрокерованими фрикційними муфтами. На зміну їм енергійно увійшли трансмісії з гідрооб'ємно-механічними передачами, особливо на тракторах високої потужності [1].

В умовах ринкової економіки вибір оптимального типу трансмісії для тракторів різних потужностей, призначення і конкретних умов експлуатації визначається споживачем незалежно від пропозицій фірм-виробників. Тому всі тракторобудівні фірми прагнуть встановлювати на своїй продукції трансмісії таких типів і пропонувати такі їх альтернативні варіанти, які мають попит у споживача на ринку конкретного регіону. При цьому враховуються не тільки кон'юнктура ринку і пропозиції фірм-конкурентів, але і напрями господарської діяльності, природно-кліматичні, законодавчі (що стосуються, зокрема, обмежень транспортних швидкостей) та інші особливості цих країн, а також можлива платоспроможність потенційного споживача [1].

За останні десять років відбулося злиття низки виробників сільськогосподарської техніки в великі концерни («CNH», «AGCO», «SDF»). Така структурна реорганізація дозволила фінансувати масштабні дослідницькі проекти і запропонувати не окремі машини, а комплекс аграрних технологій для конкретних споживачів і регіонів. Паралельно йде процес постійного нарощування можливостей електронних компонентів з одночасним їх здешевленням. Наявність цих чинників дозволила провідним тракторним фірмам здійснювати перехід від механічних до мехатронних систем на тракторах, збільшуючи продуктивність машинно-тракторних агрегатів і покращуючи умови праці оператора.

Вказані обставини дозволяють на основі аналізу використання трансмісій різних типів на тракторах отримати достатньо чітке уявлення про найбільш пріоритетні з погляду споживача типи трансмісій для тракторів різних тягових класів і потужностей та оцінити тенденції розвитку в цій сфері.

Для оцінки найбільш перспективних технологій доцільно розглянути ринки розвинених країн. Найбільш показовим в даному випадку є західноєвропейський ринок, де застосовуються самі передові технології для обробки ґрунту. Якщо порівняти дані західноєвропейського ринку 2007 р. та 2013 р., то можна відзначити, що постійно зменшується пропозиція тракторів, обладнаних механічними ступінчастими коробками передач і збільшується, обладнаних безступінчастими трансмісіями (в 2007 р. тракторів з безступінчастими трансмісіями пропонувалося 16,5%, а в 2013 р. – 25,9%) [1].

Слід відмітити, що більш ніж в 2 рази за чотири роки (станом на 2013 р.) збільшилась кількість тракторів потужністю понад 110 кВт з безступінчастими трансмісіями на фоні практично незмінної кількості тракторів з трансмісіями інших типів.

Останніми роками все більшого поширення набувають безступінчасті двопотокові трансмісії. Причому, на тракторах потужністю 110 – 192 кВт їх частка в 2013 р. досягла майже 46 %, а на тракторах потужністю 192 – 295 кВт склала 50 %.

В результаті аналізу трансмісій 2013 р. в порівняння з 2007 р. були визначені наступні тенденції їх розвитку [1 – 2]:

- суттєве збільшення на тракторах великих і середніх потужностей (понад 110 кВт) безступінчастих трансмісій;
- збільшення потужностних діапазонів коробок передач, що перемикаються під навантаженням («Беларус», «John Deere», «Claas»), запровадження системи автоводіння, запису типових операцій і автоматичного управління перемиканням передач;
- збільшення номенклатури і потужностних діапазонів застосування безступінчастих трансмісій. Якщо в 2004 р. принципів схем у безступінчастих коробок передач, що серійно випускаються, було всього три (Ессом, S-Matic і Varigo), то в 2010 р. їх було вже дев'ять і ще близько п'яти заявлені як дослідні зразки, що проходять випробування (Easy Drive на передачу потужності 60 – 85 кВт від «New Holland», Ессом 3,0 і Ессом 5,0 від «ZF») або пропонуються як готовий продукт від виробників компонентів (VARYT від «Catpago», WSG і WSE від швейцарської фірми «MALL»);
- відмова деяких виробників від коробок передач, що перемикаються під навантаженням («Landini», «Claas», «New Holland», «Case»). Варто відзначити, що це відбувається після впровадження у виробництво тракторів, обладнаних безступінчастими трансмісіями як власної розробки (AutoCommand у «CNH»), так і виробництва незалежних компаній (S-Matic від «ZF» на тракторах «Claas Axlon», внаслідок чого більше не випускаються трактори серії Atles).

Останніми роками істотні зміни торкнулися лише сегменту високотехнологічних безступінчастих коробок передач. Безступінчаста трансмісія з гіперболічною залежністю між швидкістю руху трактора і вихідним моментом на колесі найкращим чином підходить для роботи на тракторі. На сучасному етапі вона

може бути створена шляхом застосування електричного варіатора або гідрооб'ємних машин.

Практично всі провідні компанії приступили до виробництва тракторів з безступінчастими трансмісіями. Основна їх частка приходить на діапазон потужності 110 – 185 кВт.

Популярність безступінчастих трансмісій безперервно росте, що стає очевидним з постійного збільшення об'ємів виробництва тракторів фірми «Fendt», яка є піонером в створенні подібних трансмісій в тракторобудуванні і на сьогоднішній день повністю перейшла на виробництво тракторів з безступінчастими трансмісіями – ГОМТ. У 2011 р. компанією було випущено 17,4 тис. тракторів, а в 2013 р. – 19,5 тис.

За результатами досліджень аналітиків концерну «CNH» з підрозділу «New Holland» було встановлено, що з 98 000 вироблених в Європі в 2013 р. тракторів потужністю понад 74 кВт приблизно половина обладнана безступінчастими трансмісіями.

В даний час спостерігаються дві тенденції у сфері виробництва подібних тракторів. Перша – розробка і виробництво власних оригінальних безступінчастих трансмісій, друга – це адаптація готових трансмісій під необхідне комплектування трактора.

Концерн «CNH» зусиллями фахівців своїх підрозділів «Case IH», «New Holland» і «Steyr» створив своє власне виробництво безступінчастих трансмісій, виділивши два напрями для роботи: розробка трансмісій EasyDrive з ланцюговим механічним варіатором для тракторів потужністю до 85 кВт (версія для тракторів потужністю 30 – 37 кВт вже запущена у виробництво і встановлюється на трактори New Holland серії 3000 Boomer) і розробка трансмісії з гідростатичним модулем для тракторів потужністю 110 – 185 кВт. Остання отримала назву Auto Command та покликана замінити встановлювану на тракторах концерну трансмісію S-Matic, що виробляється фірмою «ZF».

Компанія «John Deere» має три безступінчасті коробки передач для різних потужностних діапазонів. Серії 6030 Premium і 7030 Premium потужністю 95 – 123 кВт і 131 – 144 кВт відповідно оснащуються коробками передач Eссom виробництва «ZF». У той же час зібрані в США трактори серії 7030 оснащуються безступінчастою коробкою власного виробництва з подвійним зчепленням для плавного перемикання між чотирма діапазонами. Трактори серії 8030 потужністю 180 – 265 кВт виділені в серію 8R та комплектуються трансмісією власного виробництва Auto Powr.

Фірма «Fendt» – єдина на сьогоднішній день фірма, що відмовилася від виробництва ступінчастих коробок перемикання передач. Весь модельний ряд тракторів цієї фірми оснащується безступінчастими двопотоковими трансмісіями Varіo. Трансмісія, представлена фірмою «Fendt» ще в 1996 р., залишається єдиною, у якій зміна швидкості в діапазоні 0 – 60 км/год забезпечується тільки за рахунок гідравлічної складової потоку потужності, що можливо за рахунок використання спеціально розробленої спільно з фірмою «Sauer Danfoss» аксіально-поршневої гідромашини з кутами повороту 45<sup>0</sup> в обидва боки. Трансмісія має декілька виконань для застосування на тракторах різних потужностей і призначень, включаючи і однодіапазонну коробку для тракторів малої потужності.

Всі трансмісії тракторів Fendt потужністю 100 кВт і більше характеризуються сумісним керуванням двигуна і трансмісії завдяки оригінальному програмному забезпеченню і можуть управлятися тільки однією педаллю. Трансмісії Varіo виробляють на заводі концерну «AGCO» в Бельгії і встановлюються на трактори всіх марок, що входять в концерн «AGCO» («Massey Ferguson», «Fendt», «Valtra» і «Challenger»).

З незалежних виробників безступінчастих трансмісій варто виділити фірму «ZF», що виробляє декілька модельних рядів безступінчастих трансмісій для сільськогосподарських тракторів:

– трансмісії Essom серії 1,5; 1,8; 2,0 для тракторів з двигунами потужністю 74 – 155 кВт;

– трансмісії Essom серії 3,0 і 3,5 для тракторів рамної конструкції з двигунами потужністю 220 – 295 кВт;

– нова трансмісія Essom 5,0 на передачу потужності до 480 кВт. Першою фірмою, що встановила дану трансмісію на універсальний тягово-енергетичний засіб «Хегіон» потужністю 355 і 385 кВт, що має рамну конструкцію і однакові колеса, стала компанія «Claas». Також трансмісія встановлена на прототип трактора «Тегіон АТМ» класичної компоновки потужністю 255 – 295 кВт.

Безступінчасті трансмісії швейцарської фірми «MALI» представлені двома серіями: WSE для тракторів потужністю до 110 кВт і WSG для тракторів потужністю 118 – 405 кВт. У гідростатичному контурі передачі використані регульовані гідромашини з похилим блоком, що мають максимальний кут повороту  $45^{\circ}$  в обидва боки, аналогічні машинам «Sauer Danfoss», що використовуються в коробках Varіо концерну «AGCO». На дослідному зразку російського трактора «Кировец» потужністю 315 кВт була вперше встановлена трансмісія фірми «MALI».

Використання ГОМТ обумовлене плавним регулюванням передавального відношення від двигуна до ведучих коліс, підвищенням керованості, надійності роботи двигуна, підвищенням тягової динаміки та ергономічних властивостей при виконанні різноманітних технологічних операцій колісними тракторами і т.п.

До основних недоліків ГОМТ відноситься: нижчий коефіцієнт корисної дії (ККД) в порівнянні із ступінчастими механічними трансмісіями – в сучасних конструкціях ГОМТ їх ККД на 3 – 5% нижче; необхідна висока кваліфікація персоналу для проведення технічного обслуговування при експлуатації; вища вартість і складність виготовлення (на 20% дорожче за трактор зі звичайною механічною трансмісією) за рахунок, як правило, застосування гідромашин великого робочого об'єму.

При розгляді сучасних ГОМТ не можна не згадати про попередні моделі на базі яких, як правило, методом проб і помилок побудовані сучасні ГОМТ. На рис. 2 наведена схема Рено, створена в 1907 р. для легкового автомобіля. Вхідний вал від двигуна керувався аксіально-поршневым насосом, в той час як гідромотор фіксувався в шасі легкового автомобіля. Таким чином, потік потужності передавався гідростатичним шляхом і корпусом. У ході дослідження було з'ясовано, що чим вище швидкість автомобіля, тим менше потужність передавалася гідростатичною частиною і, отже, була вища ефективність.

Приблизно з 1940 р. ГОМТ в серійному виробництві застосовувалася в основному для військової техніки. Після Другої світової війни ГОМТ широко починає використовуватися в транспорті, призначеному для використання цивільним населенням.

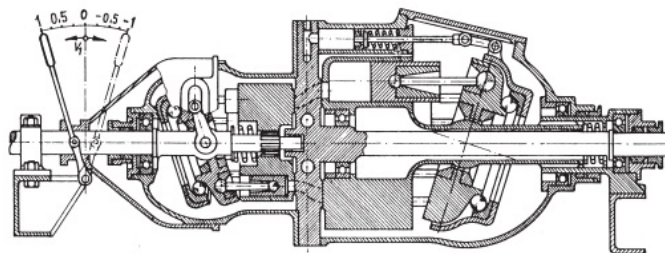


Рисунок 2 – ГОМТ Рено (1907 р.)

Перше дослідження в області гідростатичної трансмісії було виконано в Національному інституті сільськогосподарського машинобудування Великобританії, де розроблявся прототип на основі гідростатичного керування, який був представлений в 1954р. (рис. 3). Створена гідростатична передача керувалася за допомогою регульованого аксіально-поршневого насоса, що сполучався з радіально-поршневим мотором безпосередньо через трубопроводи.

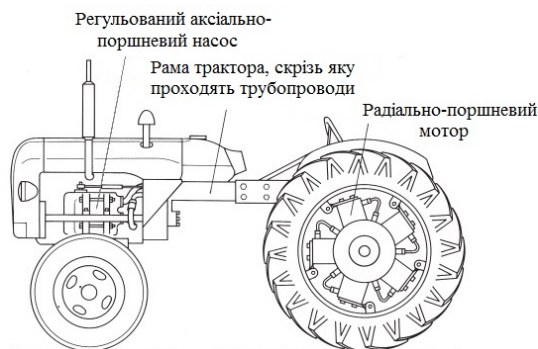


Рисунок 3 – Прототип на основі гідростатичного керування (Великобританія, 1954 р.)

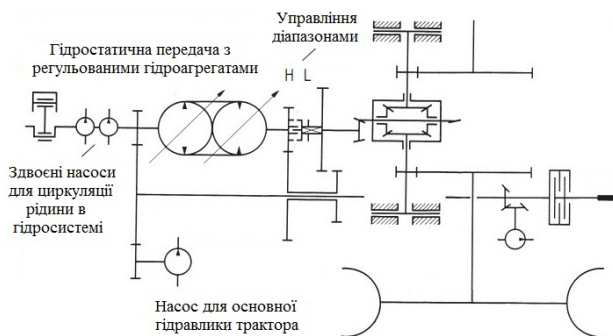


Рисунок 4 – Кінематична схема International Harvester (1967 р.)

Проект був виконаний, на думку багатьох експертів, на доброму рівні, але гідромашини, що використовувались в гідростатичній трансмісії, створювали високі втрати та високу собівартість порівняно зі ступінчастими трансмісіями.

У 1996 р. компанія «Fendt» представила ГОМТ типу Vario для найбільшого трактора Fendt 926 Vario (191 кВт). Це стало першою серійно виготовленою ГОМТ, яка встановлювалася на стандартні трактори. Її принцип був розширений для інших моделей Fendt, сформованих на той час. На даний час 6 сімейств тракторів Fendt: 200, 300, 400, 700, 800 і 900 обладнуються трансмісіями Vario, яка являє собою стандартне обладнання.

Трансмісія S-Matic фірми «Steyr», яка з 2000 р. входить в склад «ZF», була розроблена в 90-х роках. Перші роботи про дані гідростатичні передачі були опубліковані в 1994 р., а на початку 2000 р. було запущене серійне виробництво тракторів з ГОМТ «Steyr» S-Matic. До складу даної ГОМТ входило три планетарних механізми, один з яких використовувався для реверсивного руху трактора. Гідравлічна частина трансмісії складалася з одного регульованого і одного нерегульованого насосомотора, які працюють з будь-яким напрямком потоку. Синхронні зміни швидкості забезпечувалися за допомогою чотирьох діапазонів, використовуючи гідропідтискні муфти.

Розробка «ZF» Ессом була представлена на початку 1997 р. Гідравлічна частина трансмісії подібна трансмісії «Steyr» S-Matic, складалася з одного регульованого і



одного нерегульованого насос-мотора, які працювали з різними напрямками потоку рідини.

«John Deere» представив в 2001 р. розроблену ГОМТ для своїх тракторів серії 7710 і 7810. Гідравлічна система складалася з двох гідроагрегатів від «Sauer-Danfoss». Механічна частина трансмісії складалася з двох планетарних механізмів, один з яких служив для реверсивного руху трактора. Гідравлічна частина трансмісії була подібна трансмісіям «Steyr» S-Matic і «ZF» Essom, що складається з одного регульованого і одного нерегульованого насос-мотора. Перемикання передач відбувалося на ходу без розриву потоку потужності. Завдяки даній трансмісії трактор міг розвивати швидкість до 62 км/год.

**Висновки.** В результаті аналізу трансмісій колісних тракторів були визначені наступні тенденції їх розвитку:

- суттєве збільшення на тракторах безступінчастих трансмісій, зокрема ГОМТ;
- збільшення на тракторах потужністю до 50 кВт безступінчастих трансмісій з механічним варіатором, які, як правило, не застосовуються на тракторах більшої потужності із-за підвищеного зносу контактних поверхонь варіатора;
- початок робіт зі створення зразків колісних тракторів з безступінчастими електромеханічними трансмісіями. Проте, доки немає жодних даних по яких можна було б порівняти електромеханічні трансмісії з іншими типами трансмісій;
- збільшення потужностних діапазонів коробок передач, що перемикаються під навантаженням, запровадження системи автоводіння, запису типових операцій і автоматичного управління перемиканням передач.

Двопотоківі ГОМТ представляють зараз єдиний вид безступінчастих передач, серійно вживаних на колісних тракторах. Область їх використання росте як по числу моделей тракторів, так і по потужності, що передається. Конструкції ГОМТ розвиваються у бік збільшення частини потужності, що передається механічним шляхом і зменшення числа фрикційних багатодискових муфт.

Більш ніж п'ятнадцятирічний досвід експлуатації тракторів з ГОМТ, а також забезпечення плавності руху з місця, можливість забезпечення роботи двигуна в оптимальному режимі, підвищення середніх швидкостей руху по бездоріжжю, можливість гальмування гідрооб'ємною передачею дозволяють з упевненістю сказати, що відсоткове співвідношення тракторів з ГОМТ буде постійно збільшуватися, а ціни на них, із-за великих об'ємів виробництва, зменшаться.

**Список літератури:** 1. Ключников А. В. Тенденции развития трансмиссий колесных тракторов / А. В. Ключников // Техника и оборудование для села. – 2012. – № 1 (175). – С. 43 – 47. 2. Щельцын Н. А. Современные бесступенчатые трансмиссии с.-х. тракторов / Н. А. Щельцын, Л. А. Фрумкин, И. В. Иванов // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – № 11. – С. 18 – 26. 3. Самородов В. Б. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий / В. Б. Самородов, А. В. Рогов, М. Б. Бурлыга, Б. В. Самородов // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск: Автомобиле- и тракторостроение. – 2003. – № 4. – С. 3 – 19. 4. 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. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – 2012. – № 135. – С. 244 – 247. 5. Самородов В. Б. Тенденції та перспективи застосування в автомобіле- і тракторобудуванні безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко // Автомобильный транспорт. – 2012. – № 30. – С. 13 – 22. 6. 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. 7. Самородов В. Б. Выбор кинематических схем ГОМТ разных типов для сельскохозяйственного трактора класса 1,4 / В. Б. Самородов, О. И. Деркач, С. А. Шуба, А. В. Колодяжный // Вестник НТУ «ХПИ».

Тематический выпуск: Автомобиле- и тракторостроение. – 2011. – № 56, с. 3 – 8. **8.** *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. **9.** Пат. на кор. модель 66540 Україна, МПК F16H 47/00. Гідрооб'ємно-механічна трансмісія транспортного засобу / *С. В. Калінін, В. Б. Самородов, О. І. Деркач, З. Е. Забелішинський, С. О. Шуба, Ю. К. Шаповалов;* заявник та патентообладач НТУ «ХПІ» (Україна). – № у 2011 07114; заявл. 06.06.2011; опубл. 10.01.2012, Бюл. № 1. **10.** Пат. на кор. модель 66541 Україна, МПК F16H 47/00. Гідрооб'ємно-механічна трансмісія транспортного засобу / *С. В. Калінін, В. Б. Самородов, О. І. Деркач, З. Е. Забелішинський, С. О. Шуба, Г. А. Аврунін;* заявник та патентообладач НТУ «ХПІ» (Україна). – № у 2011 07120; заявл. 06.06.2011; опубл. 10.01.2012, Бюл. № 1. **11.** Пат. 101130 Україна, МПК F16H 47/00. Гідрооб'ємно-механічна трансмісія транспортного засобу / *В. Б. Самородов, О. І. Деркач, С. О. Шуба, М. В. Мірошніченко, І. В. Яловол, Є. О. Рябіченко;* заявник та патентообладач Приватне акціонерне товариство «У.П.Е.К.» (Україна). – № а 2012 04708; заявл. 17.04.2012; опубл. 25.02.2013, Бюл. № 4.

**Bibliography (transliterated):** **1.** *Klyuchnykov A. B.* Tendency of development of transmissions of the wheeled tractors / *A. B. Klyuchnikov* // *Technique and equipment for a village.* – 2012. – № 1 (175). – p. 43 – 47. **2.** *Scheltsy N. A.* Modern no step transmissions with agricultural tractors / *N. A. Scheltsy, L. A. Frumkyn, A. V. Ivanov* // *Tractor and agricultural machine.* – 2011. – № 11. – p. 18 - 26. **3.** *Samorodov V. B.* Critical review of works in area of tractors hydrostatic-mechanical transmissions / *V. B. Samorodov, A. V. Rogov, M. B. Burlyga, B. V. Samorodov* // *Bulletin of NTU «KhPI».* Thematic issue: Car- and tractorbuilding. – 2003. – № 4. – p. 3 – 19. **4.** *Samorodov V. B.* No step hydrostatic-mechanical transmissions of necessary element of modern tractor / *V. B. Samorodov, V. V. Epifanov, A. I. Bondarenko* // *Bulletin of SevNTU.* Series: Machine building and transport. – 2012. – № 135. – p. 244 – 247. **5.** *Samorodov V. B.* Tendency of prospects of the use in car- and tractorbuilding no step hydrostatic-mechanical transmissions / *V. B. Samorodov, A. I. Bondarenko* // *Motor transport.* – 2012. – № 30. – p. 13 – 22. **6.** *Ayttsetmyuller H.* Functional properties and economy of tractor and special technique with the transmissions of VDC / *H. Ayttsetmyuller* // *Mechanics of machines, mechanisms and materials.* – 2009. – № 1(6). – p. 20 – 24. **7.** *Samorodov V. B.* Find kinematics charts of gsmt different types for the agricultural tractor of class 1,4 / *V. B. Samorodov, O. I. Derkach, S. A. Shuba, A. V. Kolodygnyy* // *Bulletin of NTU «KhPI».* Thematic issue: Car- and tractorbuilding. – 2011. – № 56, p. 3 – 8. **8.** *Rogov A. V.* Develop of methods of calculation of the systems «engine is transmission» of cars and tractors: dis. on find of sciences. degree of kand. tekhn. sciences: special. 05.22.02 «cars and tractors» / *Rogov Andrey V.r.* – Kharkiv, 2006. – 168 p. **9.** Пат. на кор. model 66540 Ukraine, MPK F16H 47/00. Hydrostatic-mechanical transmissions of tractor / *S. V. Kalinin, V. B. Samorodov, O. I. Derkach, Z. E. Zabelishinskij, S. O. Shuba, Ju. K. Shapovalov;* zajavnik ta patentoobladach NTU «KhPI» (Ukraine). – № у 2011 07114; zajavl. 06.06.2011; opubl. 10.01.2012, Bjul. № 1. **10.** Пат. на кор. model 66541 Ukraine, MPK F16H 47/00. Hydrostatic-mechanical transmissions of tractor / *S. V. Kalinin, V. B. Samorodov, O. I. Derkach, Z. E. Zabelishinskij, S. O. Shuba, G. A. Avrunin;* zajavnik ta patentoobladach NTU «KhPI» (Ukraine). – № у 2011 07120; zajavl. 06.06.2011; opubl. 10.01.2012, Bjul. № 1. **11.** Пат. 101130 Ukraine, MPK F16H 47/00. Hydrostatic-mechanical transmissions of tractor / *V. B. Samorodov, O. I. Derkach, S. O. Shuba, M. V. Miroshnichenko, I. V. Jalovol, Є. О. Rjabichenko;* zajavnik ta patentoobladach Privatne akcionerne tovaristvo «U.P.E.K.» (Ukraine). – № а 2012 04708; zajavl. 17.04.2012; opubl. 25.02.2013, Bjul. № 4.

*Надійшла (received) 04.03.2014*

УДК 621.43.068.4

**С. О. ВАМБОЛЬ**, д-р техн. наук, доц., зав. кафедри прикладної механіки НУЦЗУ, Харків

**О. П. СТРОКОВ**, д-р техн. наук, проф., зав. відділу поршневих енергоустановок ІПМаш НАН України, Харків;

**О. М. КОНДРАТЕНКО**, пров. інж. відділу поршневих енергоустановок ІПМаш НАН України, Харків;

### **СТЕНДОВІ ВИПРОБУВАННЯ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ 2Ч10,5/12 ЗА СТАНДАРТИЗОВАНИМИ ЦИКЛАМИ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ФТЧ**

Проведено стендові випробування автотракторного дизеля 2Ч10,5/12, випускна система якого оснащена фільтром твердих частинок, розробленим у відділі ПЕУ ІПМаш НАНУ. Отримано характеристики токсичності відпрацьованих газів цього дизеля шляхом прямих вимірювань та із застосуванням відомої формули перерахунку. При аналізі результатів випробувань до них застосовано стандартизований підхід, що міститься у нормах токсичності автотранспортних засобів Європейської Спліки, які чинні і на території України та Російської Федерації.

**Ключові слова:** екологічна безпека, полютанти, фільтр твердих частинок, енергетичні установки, двигуни внутрішнього згоряння, норми токсичності.

**Вступ.** Екологічні показники поршневих ДВЗ взагалі, і дизелів зокрема, чинять значний вплив на показники екологічної безпеки життєдіяльності людини у світу і нашій країні. Це підтверджується тим, що у переліку основних задач, які комплексно вирішують спеціалісти у двигунобудівній галузі – поліпшення паливної економічності, екологічності, технологічності та надійності ДВЗ, а також специфічні (форсування і дефорсування, конверсія, багатопаливність, застосування альтернативних видів палива та ін.) – лише показники екологічності законодавчо закріплено, а рівень інших показників ДВЗ формується лише конкурентною боротьбою їх виробників.

**Аналіз літератури.** У країнах Європейської Спліки для дизелів наразі діють нор-ми Правил СЕК ООН № 49 (для легкових автотранспортних засобів (АТЗ)) і № 96 (для тракторів і спеціальної техніки) [1, 2] рівня EURO V. На території України діють такі самі норми рівня EURO III. У цих документах містяться не лише граничні значення середньоексплуатаційних викидів нормованих шкідливих речовин з відпрацьованими газами (ВГ) дизелів, але і методики проведення стендових випробувань й аналізу отриманих результатів, а також перелік режимів, на яких ці випробування мають проводи-тись (13 – для Правил № 49 і 8 – для Правил № 96), що разом утворюють випробуваль-ний цикл, який є моделлю експлуатації даного типу АТЗ. Такі цикли є стаціонарними, тобто вони не враховують роботу дизеля на перехідних режимах.

**Мета дослідження.** Метою дослідження є адаптація методики та експериментальне отримання показників токсичності, димності та масового викиду твердих частинок (ТЧ) автотракторного дизеля, а також показників роботи розробленого ФТЧ за стандартизованими циклами діючих норм токсичності ВГ. Задачі дослідження відповідають окремим пунктам мети.

**Матеріал дослідження.** У відділі поршневих енергоустановок (ПЕУ) Інституту проблем машинобудування ім. А.М.Підгорного НАН України (ІПМаш НАНУ) розроблено фільтруючий елемент (ФЕ) фільтра твердих частинок (ФТЧ) дизеля

модульної конструкції [3]. Лабораторія відділу містить моторний випробувальний стенд (МВС) [4] зі встановленим на нього автотракторним двоциліндровим чотиритактним двоклапанним дизелем повітряного охолодження 2Ч10,5/12 (Д21А1) з нерозділеною камерою згоряння у поршні та одноплунжерним ПНВТ розподільного типу та всережимним механічним регулятором, з робочим об'ємом 2,0 дм<sup>3</sup> та номінальною потужністю 21,3 кВт, виробництва Володимирського тракторного заводу [5]. Випускна система стенду обладнано конструктивними елементами для установки різних зразків ФТЧ (макетоутримуюча вставка (МВ)) та системою відбору проб ВГ на токсичність. При випробуваннях проводяться прямі та непрямі вимірювання режимних параметрів дизеля (частота обертання колінчастого валу (к.в.)  $n_{кв}$ , крутного моменту  $M_{кр}$ , масових витрат повітря  $G_{нов}$ , палива  $G_{нал}$  і ВГ  $G_{ВГ}$ , температури моторного мастила  $t_m$  і ВГ на виході з випускного колектора), параметрів навколишнього середовища (температура  $t_0$  і барометричний тиск  $B_0$ ), термодинамічних параметрів ВГ (температура на вході та виході з МВ  $t_{ФТЧвх}$  і  $t_{ФТЧвих}$  та перепади статичного тиску на МВ і всій випускній системі стенду  $\Delta P_{МВ}$  і  $\Delta P_{вун}$ ) а також об'ємні концентрації нормованих шкідливих речовин у ВГ (монооксиду вуглецю  $C_{CO}$ , %, незгорілих вуглеводнів палива і мастила  $C_{СНх}$ , млн<sup>-1</sup>, оксидів азоту  $C_{NOx}$ , млн<sup>-1</sup> – газоаналізатор п'ятикомпонентний АВТОТЕСТ02.03.П) і димності ВГ (коефіцієнт ослаблення світлового потоку  $N_D$ , % чи коефіцієнт поглинання світлового потоку  $K_D$ , м<sup>-1</sup> – димомір ІНФРАКАРД).

МВ з діючим макетним зразком розробленого ФТЧ розміщувалась на раціональній відстані від випускного колектора за довжиною випускного тракту МВС – 5 м, що досягнуто за допомогою подовження тракту набором гнучких жаростійких газопроводів. МВ розміщувалось у вертикальному положенні задля досягнення ущільнення насипки з природного цеоліту у сітчастих касетах фільтруючого елемента розробленого ФТЧ [3, 4]. Випускна система МВС містить систему відбору проб ВГ на токсичність і димність, схему якої наведено на рис. 1, а опис – у [3, 4].

Згаданими стандартами нормується середньоексплуатаційний масовий викид ТЧ з ВГ дизелів, що має визначатися за формулою (1) [1, 2], кг/(кВт·год):

$$\bar{g}_{ТЧ} = \bar{G}_{ТЧ} / \bar{N}_e, \quad (1)$$

де  $\bar{G}_{ТЧ}$  – середній за цикл випробування масовий викид ТЧ, кг/год;

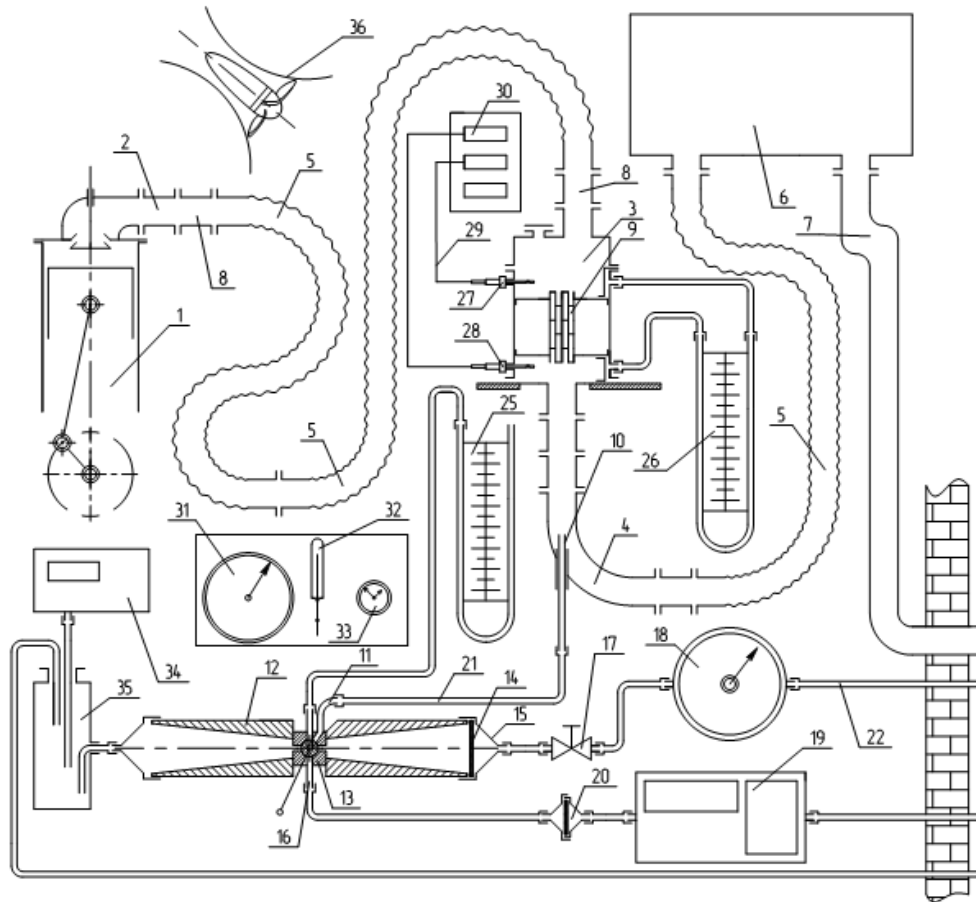
$\bar{N}_e$  – середня за цикл випробування ефективна потужність дизеля, кВт.

Величини  $\bar{G}_{ТЧ}$  і  $\bar{N}_e$  визначаються за наступними формулами:

$$\bar{G}_{ТЧ} = \sum_{i=1}^n \bar{G}_{ТЧi} = \sum_{i=1}^n WF_i \cdot G_{ТЧi}, \quad (2)$$

$$\bar{N}_e = \sum_{i=1}^n \bar{N}_{ei} = \sum_{i=1}^n WF_i \cdot N_{ei}, \quad (3)$$

де індексом  $i$  позначено величини, що визначені для певного режиму роботи дизеля,  $i = 1 \dots n$ ,  $n = 8$  чи  $13$ ;  $WF_i$  – ваговий фактор;  $G_{ТЧi}$  – масовий викид ТЧ з ВГ дизеля, кг/год;  $N_{ei}$  – ефективна потужність дизеля, кВт:



1, 2 – дизель 2Ч10,5/12 і його випускний колектор; 3, 9 – макетоутримуюча вставка і макет ФТЧ; 4, 5, 6, 7, 8 – кутовий і гнучкі газопроводи, глушник шуму, газовивідна труба і перехідники відповідно; 10, 21, 22, 23, 24 – пробовідбірний зонд і його з'єднувальний газопровід, вивідні газопроводи; 11, 12, 13, 14, 15, 16 – відповідно вхідний штуцер, конус, чотирьохходовий кран, змінний тефлоновий фільтр, ковпак та вихідний штуцер алонжа; 17 – регулюючий кран і вивідні трубопроводи; 18 – витратомір газу ГСБ-400; 19, 20 – п'ятикомпонентний газоаналізатор Автотест-02.03П і його захисний фільтр з тримачем; 25, 26 – дифманометри ДМ; 27, 28, 29 – датчики термометричні ТХА і їх дроти; 30 – прилади ОВЕН ТРМ 200; 31 – барометр-анероїд БАММ-1М; 32 – термометр ртутний ТЛ-4; 33 – секундомір СОСпр-26-2; 34 – димомір ІНФРАКАР-Д, 35 – вимірювальний ресивер (6,36 дм<sup>3</sup>); 36 – повітродувка

Рисунок 1 – Схема системи відбору проб ВГ на токсичність і димність МВС

Ефективна потужність дизеля, кВт:

$$N_{ei} = \frac{M_{крі} \cdot n_{кві}}{9550}, \quad (4)$$

де  $M_{кр}$  – крутний момент дизеля, Н·м;  
 $n_{кві}$  – частота обертання к.в. дизеля, хв<sup>-1</sup>.

Величина  $G_{ГЧ}$ , зазвичай має визначатися гравіметричним методом із застосуванням повно- чи частковопоточних тунелів, але зважаючи на обмежені можливості матеріальної бази лабораторії, визначається розрахунком за формулою, що розроблена для автотракторних дизелів проф. І.В. Парсадановим, та отримана на основі сертифікатційних випробувань дизеля СМД-31 на моторному стенді фірми Ricardo, що обладнаний повнопоточним тунелем [6]:

$$G_{TЧ} = \left( 2,3 \cdot 10^{-3} \cdot N_D + 5 \cdot 10^{-5} \cdot N_D^2 + 0,145 \cdot \frac{C_{CH} \cdot 4,78 \cdot 10^{-7} \cdot (G_{нов} + G_{нал})}{0,7734 \cdot G_{нов} + 0,7239 \cdot G_{нал}} \right) + 0,33 \cdot \left( \frac{C_{CH} \cdot 4,78 \cdot 10^{-7} \cdot (G_{нов} + G_{нал})}{0,7734 \cdot G_{нов} + 0,7239 \cdot G_{нал}} \right)^2 \cdot \frac{(0,7734 \cdot G_{нов} + 0,7239 \cdot G_{нал})}{1000}, \quad (5)$$

Як видно з аналізу формули (5), величина  $G_{TЧ}$  у всьому полі робочих режимів дизеля залежить здебільшого від величини  $N_D$ , а вплив на неї величини  $C_{CH}$  стає помітним лише з величин, більших за  $100 \text{ млн}^{-1}$ , що спостерігається на режимах роботи дизеля з нульовою чи малою ефективною потужністю.

Ефективність очищення ВГ дизеля від ТЧ для масового викиду ТЧ і для окремих параметрів їх токсичності, що, як видно з формули (5), впливають на величину масового викиду ТЧ, визначається коефіцієнтами ефективності очищення за наступними формулою, %:

$$K_{EO}(X) = (X_{ДВЗ} - X_{ФТЧ}) \cdot 100 / X_{ДВЗ}, \quad (6)$$

де індекси  $ДВЗ$  і  $ФТЧ$  – відносяться до випадків відсутності та наявності ФТЧ у випускній системі МВС;  $X$  – показник токсичності ВГ –  $G_{TЧ}$ ,  $C_{CH}$  чи  $N_D$ .

Також структура цієї формули має особливість, що зумовлена тим, що величина  $G_{TЧ}$  містить залежність від величин  $C_{CH}$  і  $N_D$  як у першому, так і у другому ступені. Тому лише за нульового значення величини  $C_{CH}$  величина  $K_{EO}(G_{TЧ})$  переважає величину  $K_{EO}(N_D)$  у всьому діапазоні значень  $N_D$ . При значеннях  $C_{CH} = 100 \text{ млн}^{-1}$   $K_{EO}(N_D)$  переважає  $K_{EO}(G_{TЧ})$  у діапазоні зміни  $N_D$  до 22 %, при  $C_{CH} = 500 \text{ млн}^{-1}$  – у діапазоні до 65 %, а при  $C_{CH} = 100 \text{ млн}^{-1}$  – взагалі у всьому діапазоні значень  $N_D$ . Оскільки у формулу (6) входять різниці і відношення величин  $G_{TЧ}$  і  $N_D$  й більшість методологічних та інструментальних похибок такого способу розрахункового визначення величини  $G_{TЧ}$  взаємоскорочуються, тоді застосування формули (5) для визначення масового викиду ТЧ слід визнати якісним індикатором рівня викиду ТЧ і коефіцієнтів ефективності очищення ФТЧ, що не претендує на високу точність. Перелік режимів у випробувальних циклах та параметрів дизеля, що їм відповідають, подано у табл. 1.

Робота дизеля на МВС на деяких режимах (з нульовою чи близькою до неї ефективною потужністю – режими №№ 2 і 12 у 13-режимному циклі) взагалі, та на всіх інших з достатньою точністю додержання режимних параметрів неможлива через відсутність електронного керування дизелем і стендом. Також для цих режимів характерне потрапляння значень досліджуваних параметрів роботи дизеля і ФТЧ у зони нижніх меж діапазонів вимірювання засобів вимірювальної техніки МВС, через що можливим стає вихід похибки прямих вимірювань цих величин за нормативно встановлені межі [7, 8]. Тому випробування проводились шляхом зняття наступних характеристик:

- зовнішньої швидкісної (з максимальними навантаженням і паливоподачою у діапазоні  $n_{кв} 900 - 1800 \text{ хв}^{-1}$ ),
- навантажувальної за  $n_{кв}$  режиму максимального крутного моменту (для дизеля 2Ч10,5/12 це  $1200 \text{ хв}^{-1}$ ),
- навантажувальної за  $n_{кв}$  режиму номінальної потужності (для дизеля 2Ч10,5/12 це  $1800 \text{ хв}^{-1}$ );

– характеристики холостого ходу (х.х.) (з нульовою ефективною потужністю у діапазоні  $n_{кв}$  800 – 1800 хв<sup>-1</sup>).

Таблиця 1 – Параметри режимів випробувальних циклів та їх значення для дизеля 2Ч10,5/12 [1, 2]

№ реж.	$n_{кв}$ , хв <sup>-1</sup>		$M_{кр}$ , Н·м		WF
	позн.	знач.	% $M_{кр}$	знач.	
13-ти режимний цикл					
1	х.х. <sub>min</sub>	800	0	0	0,25/3
2	$M_{крmax}$	1200	2	2,2	0,08
3	$M_{крmax}$	1200	25	27,5	0,08
4	$M_{крmax}$	1200	50	55	0,08
5	$M_{крmax}$	1200	75	82,5	0,08
6	$M_{крmax}$	1200	100	110	0,25
7	х.х. <sub>min</sub>	800	0	0	0,25/3
8	ном.	1800	100	95	0,10
9	ном.	1800	75	71,3	0,02
10	ном.	1800	50	47,5	0,02

11	ном.	1800	25	23,8	0,02
12	ном.	1800	2	1,9	0,02
13	х.х. <sub>min</sub>	800	0	0	0,25/3
8-ми режимний цикл					
1	ном.	1800	100	95	0,15
2	ном.	1800	75	71	0,15
3	ном.	1800	50	57,5	0,15
4	ном.	1800	10	9,5	0,10
5	пром.	1200	100	110	0,10
6	пром.	1200	75	82,5	0,10
7	пром.	1200	50	55	0,10
8	х.х. <sub>min</sub>	800	–	0	0,15

**Результати дослідження.** Отримані значення параметрів за цими характеристиками описано поліномами 2–4 ступеня методом лінійної регресії [9]. Параметри режимів у табл. 1 отримано з аналізу поліномів.

Поліноми, що описують залежності величин  $G_{Тч}$  і  $K_{EO}(G_{Тч})$  від режимних параметрів дизеля 2Ч10,5/12 мають наступний вигляд.

– Для зовнішньої швидкісної характеристики:

$$G_{Тч\_ДВС} = -5,25 \cdot 10^{-8} \cdot n_{кв}^2 + 1,424 \cdot 10^{-4} \cdot n_{кв} - 7,102 \cdot 10^{-2}, R^2 = 0,98833; \quad (7)$$

$$G_{Тч\_ФТч} = 7,14 \cdot 10^{-9} \cdot n_{кв}^2 - 1,109 \cdot 10^{-5} \cdot n_{кв} + 1,645 \cdot 10^{-2}, R^2 = 0,75957; \quad (8)$$

$$K_{EO}(G_{Тч}) = -1,36 \cdot 10^{-4} \cdot n_{кв}^2 + 0,356 \cdot n_{кв} - 156,1, R^2 = 0,97759. \quad (9)$$

– Для характеристики холостого ходу:

$$G_{Тч\_ДВС} = 4,15 \cdot 10^{-9} \cdot n_{кв}^2 + 1,252 \cdot 10^{-5} \cdot n_{кв} + 1,001 \cdot 10^{-2}, R^2 = 0,97919; \quad (10)$$

$$G_{Тч\_ФТч} = 2,87 \cdot 10^{-9} \cdot n_{кв}^2 - 8,561 \cdot 10^{-6} \cdot n_{кв} + 6,852 \cdot 10^{-3}, R^2 = 0,97328; \quad (11)$$

$$K_{EO}(G_{Тч}) = -1,196 \cdot 10^{-6} \cdot n_{кв}^2 + 1,411 \cdot 10^{-2} \cdot n_{кв} - 44,3, R^2 = 0,39843. \quad (12)$$

– Для навантажувальної характеристики з  $n_{кв} = 1200$  хв<sup>-1</sup> (у тому числі й режим максимального крутного моменту дизеля):

$$G_{Тч\_ДВС} = 5,39 \cdot 10^{-10} \cdot n_{кв}^4 - 7,749 \cdot 10^{-8} \cdot n_{кв}^3 + 4,433 \cdot 10^{-6} \cdot n_{кв}^2 - 5,943 \cdot 10^{-5} \cdot n_{кв} + 1,277 \cdot 10^{-3}, R^2 = 0,99880; \quad (13)$$

$$G_{Тч\_ФТч} = 3,10 \cdot 10^{-7} \cdot n_{кв}^2 + 9,906 \cdot 10^{-6} \cdot n_{кв} + 6,945 \cdot 10^{-4}, R^2 = 0,99735; \quad (14)$$

$$K_{EO}(G_{Тч}) = 5,4 \cdot 10^{-3} \cdot n_{кв}^2 - 0,207 \cdot n_{кв} + 34,5, R^2 = 0,99429. \quad (15)$$

– Для навантажувальної характеристики з  $n_{кв} = 1800$  хв<sup>-1</sup> (у тому числі й режим

номінальної потужності дизеля):

$$G_{TЧ\_ДВС} = 4,72 \cdot 10^{-10} \cdot n_{кв}^4 - 5,253 \cdot 10^{-8} \cdot n_{кв}^3 + 2,575 \cdot 10^{-6} \cdot n_{кв}^2 - 2,43 \cdot 10^{-5} \cdot n_{кв} + 1,024 \cdot 10^{-3}, R^2 = 0,99901; \quad (16)$$

$$G_{TЧ\_ФТЧ} = 1,213 \cdot 10^{-6} \cdot n_{кв}^2 + 3,80 \cdot 10^{-5} \cdot n_{кв} + 8,187 \cdot 10^{-4}, R^2 = 0,99021; \quad (17)$$

$$K_{EO}(G_{TЧ}) = 2,591 \cdot 10^{-3} \cdot n_{кв}^2 - 9,197 \cdot 10^{-2} \cdot n_{кв} + 28,7, R^2 = 0,80335. \quad (18)$$

Традиційна форма представлення таких результатів – графіки розподілу величин масового викиду ТЧ та коефіцієнту ефективності очищення ВГ від ТЧ по режимах випробувальних циклів – подана на рис. 2.

Для зовнішньої швидкісної характеристики величини  $N_D$  і  $G_{TЧ}$  у неочищеному потоці ВГ та у очищеному потоці (що пройшов крізь макетний зразок ФЕ) мають вид степеневі залежності від  $n_{кв}$ . Вони для неочищеного потоку ВГ досягають максимуму, рівного для  $N_D$  70,2 % і 24,1 г/год для  $G_{TЧ}$  на режимі максимального крутного моменту, та зменшується як з підвищенням (суттєво), так і зі зниженням (незначно)  $n_{кв}$ , досягаючи мінімуму, рівного 40,1 % і 15,3 г/год на номінальному режимі. Для очищеного потоку ВГ їх максимуми сягають 36,1 % і 7,0 г/год на режимі з мінімальною  $n_{кв}$ , а мінімуми – 25,2 % і 5,4 г/год на режимі максимального крутного моменту відповідно. Для величини  $C_{CH}$  ці залежності для очищеного і неочищеного потоків практично співпадають. Залежність коефіцієнта ефективності очищення ВГ від ТЧ для ФТЧ від  $n_{кв}$  має вид, степеневі залежності із максимумом 77,4 % на режимі максимального крутного моменту і мінімумом 45,0 % на номінальному режимі, а на режимі з мінімальною  $n_{кв}$  він приймає значення 52,6 %. Такий характер розподілу значень  $K_{EO}(G_{TЧ})$  по режимах зовнішньої швидкісної характеристики зумовлено тим, що на режимах з малою  $n_{кв}$  у структурі ТЧ переважають СН<sub>x</sub>, на режимі максимального крутного моменту спостерігається максимум  $G_{TЧ}$  та середнє значення  $G_{ВГ}$ , а на номінальному режимі  $G_{TЧ}$  зменшується, але досягається максимум  $G_{ВГ}$  і збільшується швидкість проходження потоку ВГ крізь експериментальний зразок.

За навантажувальними характеристиками величина  $G_{TЧ}$  для цього дизеля змінюється у функції крутного моменту дизеля  $M_{кр}$  (тобто у функції середнього ефективного тиску  $P_e$ ) нелінійно, монотонно зростаючи зі зростанням  $M_{кр}$  для неочищеного потоку з 1,86 до 24,41 г/год на режимі з  $n_{кв} = 1200 \text{ хв}^{-1}$  (глобальний максимум) і з 1,27 до 5,46 г/год для очищеного. При цьому  $K_{EO}(G_{TЧ})$  нелінійно змінюється зі зростанням  $M_{кр}$  з 31,6 до 77,4 %. Для навантажувальної характеристики з  $n_{кв} = 1800 \text{ хв}^{-1}$  ці величини наступні: для очищеного потоку  $G_{TЧ} = 1,5 - 15,38$  г/год, для очищеного  $G_{TЧ} = 1,0 - 8,47$  г/год,  $K_{EO}(G_{TЧ}) = 33,4 - 44,9$  % відповідно. Така форма залежностей зумовлена аналогічною формою залежності  $N_D$  від  $M_{кр}$ , що пояснюється зменшенням коефіцієнту надлишку повітря  $\alpha$  зі зростанням крутного моменту. Величина  $C_{CH}$  при цьому змінюється у функції  $M_{кр}$  також нелінійно, досягаючи мінімуму при середньому значенні аргументу та збільшуючись з його зменшенням (досягається максимум на режимі холостого ходу) і зростанням. Це пояснюється підвищеними витратами моторного мастила на угар та погіршенням умов згоряння паливо-повітряної суміші на цих режимах через погіршення температурного стану дизеля і зменшення  $\alpha$  відповідно. На ділянці значень аргументу 0 – 30 Н·м  $K_{EO}(G_{TЧ})$  поступається за величиною  $K_{EO}(N_D)$ .

Для характеристики холостого ходу дизеля 2Ч10,5/12 характер залежностей величин  $N_D$ ,  $C_{CH}$  и  $G_{TЧ}$  нелінійні та подібні до характеру таких залежностей для



зовнішньої швидкісної характеристики. Величина  $G_{TЧ}$  для неочищених ВГ досягає мінімуму 0,64 г/год при  $n_{кв} = 1600 \text{ мин}^{-1}$  та збільшується як зі збільшенням  $n_{кв}$  до 0,96 г/год, так і зі зменшенням до 2,81 г/год. Для очищених ВГ ці величини становлять 0,53, 0,70 і 1,92

г/год відповідно. Величина  $K_{ЭО}(G_{TЧ})$  при цьому практично лінійно змінюється у функції  $n_{кв}$ , зростаючи з її зменшенням з 27,4 до 31,7 %. Практично у всьому діапазоні зміни аргументу  $K_{ЭО}(G_{TЧ})$  поступається за величиною  $K_{ЭО}(N_D)$ .

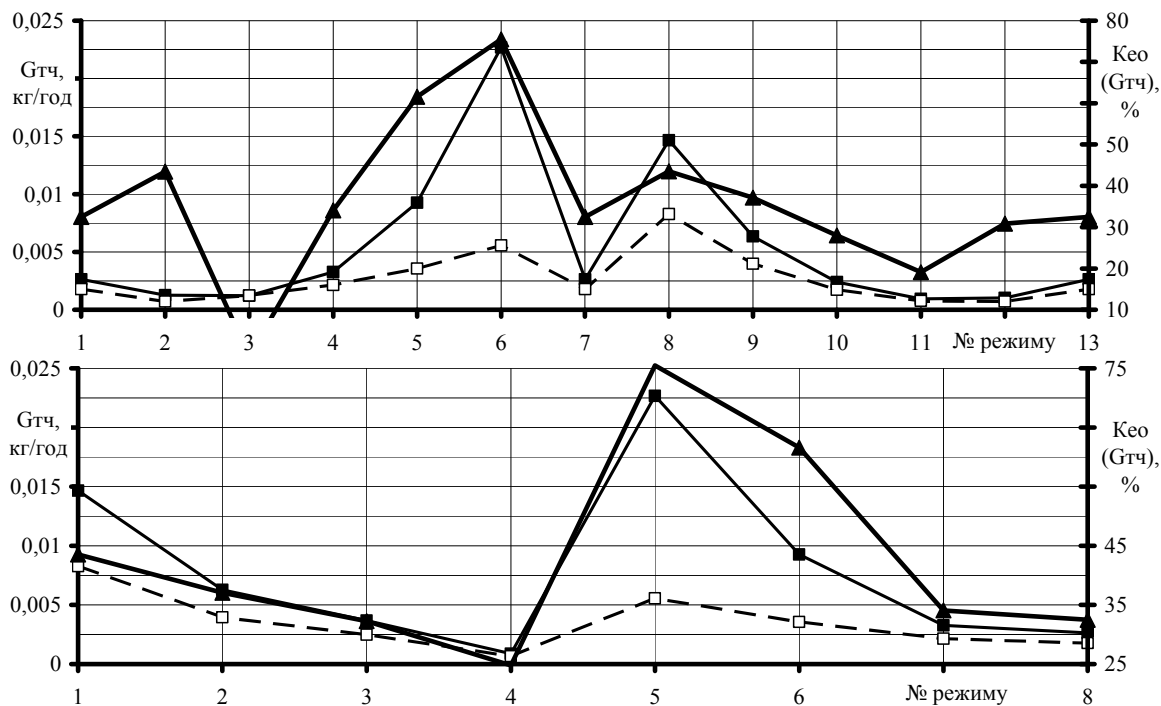


Рисунок 2 – Результати стендових випробувань дизеля 2Ч10,5/12 за 13-ти та 8-ми режимними циклами: ■ –  $G_{TЧ}$  без ФТЧ; □ –  $G_{TЧ}$  з ФТЧ; ▲ –  $K_{EO}$

**Висновки.** Таким чином, дизель 2Ч10,5/12, встановлений на МВС відділу ПЕУ ППМаш НАНУ, характеризується середньоексплуатаційним питомим викидом ТЧ, що визначений розрахунково для 13-режимного випробувального циклу, рівним 1,233 г/(кВт·год). Встановлення у його випускній системі діючого макетного зразка ФТЧ дозволило знизити цей показник до 0,457 г/(кВт·год), тобто на 62,9 %. Для 8-режимного циклу цей показник, визначений таким самим чином, знижується з 0,801 до 0,382 г/(кВт·год), тобто на 52,3 %.

**Список літератури:** 1. Regulation № 49. Revision 5. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positiveignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine. – United Nations Economic and Social Council Economics Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. – E/ECE/ /TRANS/505. – 4 May 2011. – 194 p. 2. Regulation № 96. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines to be installed in agricultural and forestry tractors with the regard to the emissions of pollutants by the engine. Geneva, 1995. – 109 p. 3. Кондратенко А.Н. Экспериментальное исследование действующего макета фильтрующего элемента фильтра твердых частиц

дизеля с насыпкой из природного цеолита. Часть 1 / *А.Н. Кондратенко, А.П. Строков, Н.М. Карасиченко* // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2013. – № 1. – С. 88– 92. **4.** *Кондратенко А.Н.* Экспериментальное исследование действующего макета фильтрующего элемента фильтра твердых частиц дизеля с насыпкой из природного цеолита. Часть 2 / *А.Н. Кондратенко, А.П. Строков, С.П. Хожжаинов* // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2013. – № 2. – С. 92– 97. **5.** Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода / *В.В. Эфрос* [и др.]. – М.: Машиностроение, 1976. – 277 с. **6.** *Парсаданов I.V.* Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію: Монографія. / *Парсаданов I.V.* – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2003. – 244 с. **7.** ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. – М. Издательство стандартов, 1988. – 78 с. **8.** ГОСТ 14846-87. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. – М. Издательство стандартов, 1987. – 42 с. **9.** *Эберт К.* Компьютеры. Применение в химии: Пер. с нем. / *К. Эберт, Х. Эдерер.* – М.: Мир, 1988. – 416 с.

**Bibliography (transliterated):** **1.** Regulation № 49. Revision 5. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine. – United Nations Economic and Social Council Economics Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. – E/ECE/TRANS/505. – 4 May 2011. – 194 p. **2.** Regulation № 96. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines to be installed in agricultural and forestry tractors with the regard to the emissions of pollutants by the engine. Geneva, 1995. – 109 p. **3.** *Kondratenko A.N.* Experimental study of the working layout of filter element of diesel particulate matter filter with bulk natural zeolite. Part 1 / *A.N. Kondratenko, A.P. Strokov, N.M. Karasichenko* // Internal combustion engines. – № 1. – 2013. – P. 88 – 92. **4.** *Kondratenko A.N.* Experimental study of the working layout of filter element of diesel particulate matter filter with bulk natural zeolite. Part 2 / *A.N. Kondratenko, A.P. Strokov, S.P. Khozhainov* // Internal combustion engines. – № 2. – 2013. – P. 92 – 97. **5.** Air-cooled diesel engines of Vladimir Tractor Plant / *V.V. Efros* [et al.] – М.: Mechanical Engineering, 1976. – 277 p. **6.** *Parsadanov I.V.* Improving the quality and competitiveness of diesel engines through an integrated fuel and ecological criteria Monograph. / *I.V. Parsadanov.* – Kharkov: Publish. Center of NTU "KPI", 2003. – 244 p. **7.** GOST 18509-88. Diesels of tractors and combines. Methods of bench tests. – М.: Publishing house of standards, 1988. – 78 p. **8.** GOST 14846-87. Automotive engines. Methods of bench tests. – М.: Publishing house of standards, 1987. – 42 p. **9.** *Ebert K.* Computers. Application in Chemistry: Tranl. from the Germ. / *K. Ebert, H. Ederer.* – М: Mir, 1988. – 416 p.

*Надійшла (received) 29.03.2014*

УДК 631.01

**В.А. ШЕВЧЕНКО**, канд. техн. наук, ХНАДУ, Харьков

**М. В. КРАСНОКУТСКИЙ**, гл. инж. Основьянской дистанции пути, ЮЖД, Харьков

## **ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ В ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ ДВИЖЕНИЯ**

Предложена динамическая модель на всех этапах рабочего цикла автогрейдера при работе с неустановившейся нагрузкой. Разработаны дифференциальные уравнения, которые описывают движение и работу ЗТМ. Описаны переходные процессы динамической характеристики двигателя ЗТМ при их работе. Определена зависимость между коэффициентом буксования и тяговым усилием ЗТМ.

**Ключевые слова:** землеройно-транспортные машины, переходные режимы работы, динамическая модель, двигатель, грунт, строительные и дорожные машины, коробка передач, неустановившейся характер нагружения, мощность, топливная экономичность, автогрейдер, резание, буксование, фрикционная муфта

**Введение.** Большая часть земляных работ, связанных с разработкой и перемещением грунта, выполняется землеройно-транспортными машинами (ЗТМ). Особенностью этой группы машин, является формирование рабочих усилий в зоне контакта ходового оборудования и опорной поверхности. Таким образом, движители обеспечивают не только выполнение рабочих операций, но и через трансмиссию влияют на поведение двигателя базовой машины. Для таких машин как бульдозеры, одноковшовые фронтальные погрузчики, автогрейдеры (на некоторых видах рабочих операций) характерно присутствие в рабочем цикле значительного количества разгонно-тормозных процессов, вызванных действием переменных внешних нагрузок и особенностями способов управления машинами, применяемых операторами. Такой неустановившейся характер внешнего нагружения оказывает существенное влияние на выходную мощность и топливную экономичность двигателя[5]; процессы, протекающие в отдельных узлах ЗТМ; формирование внутренних усилий[1].

**Анализ последних достижений и публикаций.** Анализ работы дизельных двигателей на строительных и дорожных машинах позволил ряду авторов [1] справедливо утверждать, что для переходных режимов работы необходимо использовать динамические характеристики двигателей, которые описываются дифференциальными уравнениями второго и третьего порядков. Как правило, в этих случаях двигатель[7] рассматривается как отдельный элемент, а воздействие со стороны трансмиссии представляется моментом сопротивления, определяемым на основе усредненной кривой нагрузочной диаграммы. Последняя описывается гладкими аналитическими функциями. Подобный подход не позволяет учесть особенности нагружения машины на работе в различных грунтовых условиях, а также динамические параметры самой ЗТМ.

Работы Холодова А.М., Назарова Л.В. и их учеников посвящены изучению динамики ЗТМ [2,3]. В соответствии с методикой, машина представляется в виде упрощенной динамической схемы, которая учитывает наиболее важные факторы, влияющие на поведение системы. Чаще всего модели машин являются нелинейными, а двигатель представляется в виде приведенной движущей силы, рассчитываемой на основании его статической внешней характеристики[7]. Подобный подход позволяет с достаточной точностью определять предельные уровни внешнего нагружения, но не

применим для описания процессов движения системы на продолжительных промежутках времени. С точки зрения анализа показателей топливной экономичности именно эти процессы и необходимо исследовать.

**Цель и постановка задачи.** Целью статьи является обоснование и разработка динамической модели ЗТМ, комплексно учитывающей как динамические ее характеристики, так и параметры разрабатываемого грунта.

**Основная часть.** Рабочий процесс ЗТМ при анализе неустановившихся режимов их движения целесообразно расчленить на несколько этапов [4]. На первом из них, до начала копания грунта или заполнения ковша материалом, в результате включения необходимой передачи коробки передач и замыкания муфты сцепления происходит разгон машины на холостом ходу. При этом на машину действует сила сопротивления перекачиванию  $W_f$  (рис. 1, а). На втором этапе движения рабочий орган машины вступает в контакт с разрабатываемой средой. Сопротивления перемещению ЗТМ возрастают по пути  $x$  в соответствии с полиномиальной зависимостью второй (отвал бульдозера, отвал автогрейdera) или третьей (ковш фронтального погрузчика) степени (рис. 1, а). В дальнейшем, если резание грунта выполняется стружкой постоянного поперечного сечения, общее суммарное сопротивление стабилизируется (автогрейдер), либо линейно возрастает по мере заполнения рабочего органа грунтом (бульдозер, скрепер)[8].

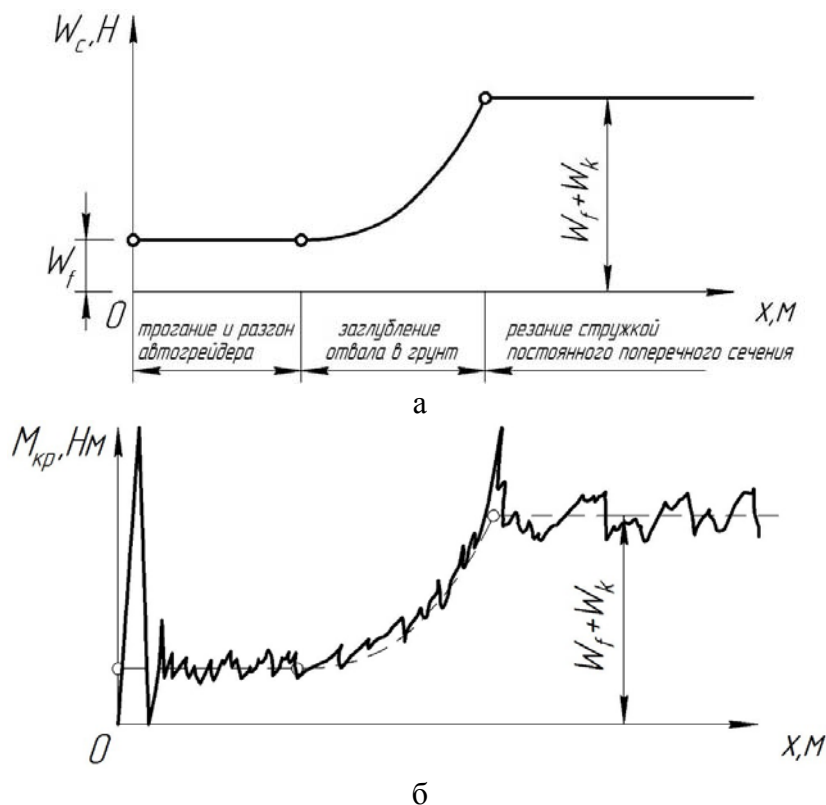


Рисунок 1 – Сопротивления, действующие на автогрейдер во время выполнения рабочей операции (а) и осциллограмма крутящего момента на центральной полуоси балансира (б).

Осциллограмма крутящего момента на центральной полуоси балансира автогрейдера среднего типа, соответствующая этапам его рабочего цикла (рис. 1, б), указывает на наличие явных переходных процессов в трансмиссии ЗТМ[10]. По крайней мере можно выделить разгон поступательно движущейся массы машины на этапе трогания с места и последующее ее торможение на этапе заглубления рабочего органа в разрабатываемую среду.

Для анализа поведения ЗТМ на всех этапах ее рабочего цикла целесообразно разработать ее динамическую модель. При составлении динамической схемы используем следующие допущения[3,6]:

- ЗТМ выполняет рабочие операции на горизонтальной площадке, бортовые ведущие устройства находятся в одинаковых условиях нагружения. Такое упрощение позволяет перейти к плоской расчетной схеме;

- поскольку рассматриваются разгонно-тормозные режимы движения ЗТМ, то упругими деформациями ходового оборудования, металлоконструкции рабочего органа и его подвески пренебрегаем;

- в динамической схеме учитываются все фрикционные элементы, а количество сосредоточенных масс на единицу больше общего числа этих элементов [3]. Например, для пневмоколенной ЗТМ с механической трансмиссией (автогрейдер, колесный бульдозер) характерным является наличие муфты сцепления и фрикционной связи между ведущими колесами и опорной поверхностью. В связи с этим, в состав динамической схемы машины входят три сосредоточенные массы (рис. 2).

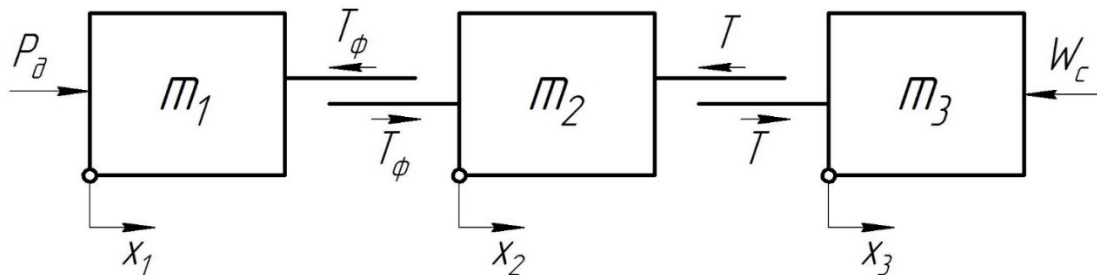


Рисунок 2 – Динамическая схема автогрейдера, оборудованного механической трансмиссией

На представленной схеме  $m_1$  - приведенная к поступательному движению масса маховика двигателя, на которую действует движущая сила  $P_o = f(\dot{x}_1)$  и сила со стороны муфты сцепления  $T_\phi = f(t)$ . Масса  $m_2$  объединяет в себе приведенные к поступательному движению вращающиеся массы трансмиссии и ходового оборудования. Движение этой массы определяется действием сил со стороны фрикционной муфты  $T_\phi = f(t)$  и тяговым усилием  $T = f(\dot{x}_2, \dot{x}_3)$ , действующим в зоне пятна контакта ведущих колес и опорной поверхности. Наконец, поступательно движущаяся масса всей ЗТМ испытывает воздействие тягового усилия  $T$  и силы рабочего сопротивления  $W_c = f(x_3)$ .

Движение модели ЗТМ, представленной на рис. 2, описывается системой дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = P_o - T_\phi, \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = T_\phi - T, \\ m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} = T - W_c. \end{cases} \quad (1)$$

где  $t$  - время;

$x_1, x_2, x_3$  - смещения соответствующих масс.

Система (1) является существенно нелинейной, так как все входящие в нее усилия имеют достаточно сложное аналитическое представление.

Поскольку в переходных процессах рекомендуется использовать динамическую характеристику двигателя, то в соответствии с [1]:

$$P_o = \begin{cases} \text{для регулируемого участка характеристики} \\ P \left( \frac{d^2 x_1}{dt^2} \right) + S \left( \frac{d^2 x_1}{dt^2} \right) \dot{x}_1; \\ \text{для корректорного участка характеристики} \\ a \left( \frac{d^2 x_1}{dt^2} \right) + b \left( \frac{d^2 x_1}{dt^2} \right) x_1 + c \left( \frac{d^2 x_1}{dt^2} \right) \dot{x}_1. \end{cases} \quad (2)$$

где  $P, S, a, b, c$  - коэффициенты, определяемые для конкретного двигателя, установленного на ЗТМ.

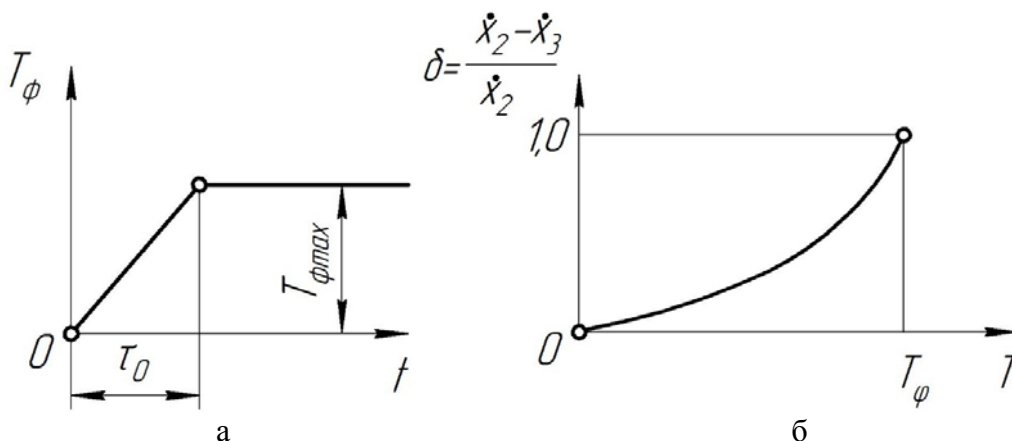


Рисунок 3 – Графическое представление усилия фрикционной муфты (а) и тягового усилия (б).

Характерным показателем фрикционной муфты является темп ее замыкания, определяемый промежутком времени  $\tau_0$  (рис. 3, а). После замыкания муфты, передаваемое предельное усилие не превышает  $T_{\phi \max}$

$$T_{\phi} = \begin{cases} \frac{T_{\phi \max}}{\tau_0} = t, & \text{при } 0 \leq t \leq \tau_0; \\ \tau_0 & \\ T_{\phi \max}, & \text{при } \tau_0 \leq t. \end{cases} \quad (3)$$

Колесные ЗТМ [11,12] в процессе выполнения рабочих операций испытывают интенсивное буксование. Зависимость между коэффициентом буксования  $\delta$  и тяговым усилием определяется полиномом 5-6 степени (рис. 3, б):

$$\frac{\dot{x}_2 - \dot{x}_3}{\dot{x}_2} = A \frac{T}{R} + B \left( \frac{T}{R} \right)^m \quad (4)$$

где  $A = 0,11 \dots 0,13$  - эмпирический коэффициент;

$R$  - опорная реакция на ведущих колесах;

$m = 5 \dots 6$  - показатель полиномиальной зависимости;

$B = \frac{1 - A\varphi_{сц}}{\varphi_{сц}^m}$  - эмпирический коэффициент;

$\varphi_{сц}$  - коэффициент сцепления.

Определить тяговое усилие  $T$  можно численно решив уравнение (4).

Соппротивление  $W_c$  определяется геометрическими параметрами рабочего оборудования, этапом выполняемого рабочего цикла, а также характеристиками разрабатываемого материала. Так, например, для автогрейдера при заглаблении в грунт одного угла отвала [9] (рис. 4)

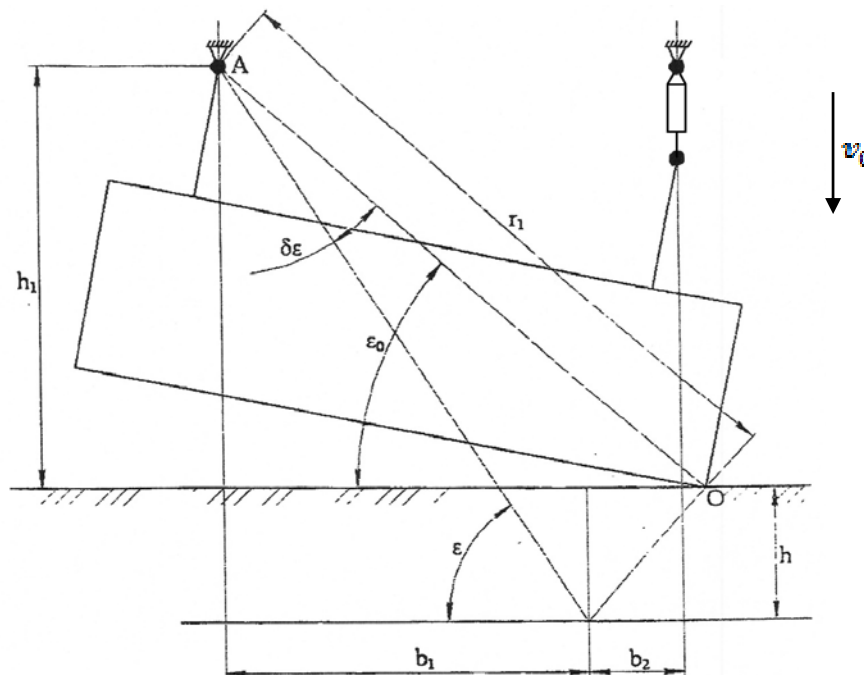


Рисунок 4 – Расположение отвала автогрейдера при зарезании одним углом

$$W_c = \begin{cases} \text{при трогании с места и разгоне} \\ m_3 \cdot g \cdot f; \\ \text{при заглоблении края отвала в грунт} \\ m_3 \cdot g \cdot f + K \cdot k_v^2 \cdot \frac{x_3^3}{\sin^2 \varepsilon} \cdot \sin \alpha; \\ \text{при резании грунта стружкой постоянного сечения} \\ m_3 \cdot g \cdot f + K \cdot F, \end{cases} \quad (5)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;  
 $f$  – сопротивление перекачиванию машины;  
 $K$  – удельное сопротивление грунта резанию;  
 $k_v = \frac{v_0}{\dot{x}_3}$  – скоростной коэффициент;  
 $v_0$  – угол захвата (угол установки отвала);  
 $\varepsilon$  – текущий угол перекоса отвала.

$$\varepsilon = \varepsilon_0 - \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{r_1^2 - h_1^2}}{h_1} + \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{r_1^2 - (h_1 + k_v x_3)^2}}{h_1 + k_v x_3}; \quad (6)$$

где  $F$  – площадь вырезаемой стружки грунта

Решение системы дифференциальных уравнений (1) совместно с дополнительными зависимостями (2), ..., (6) позволяет описать не только движение всех масс системы, но и перейти к определению удельного расхода топлива двигателя в переходных режимах с учетом его динамической характеристики.

#### Выводы:

1. Анализ разгонно-тормозных режимов движения ЗТМ в течение одного рабочего цикла показал, что машина может быть представлена в виде трехмассной модели. Движение машины описывается системой дифференциальных уравнений второй степени.

2. Движущие силы, усилия во фрикционных связях, а также силы рабочего сопротивления описываются нелинейными зависимостями, которые позволяют учесть не только характеристики разрабатываемого грунта, но и геометрические параметры рабочего оборудования, а также динамические характеристики самой ЗТМ.

3. Исследование режимов нагружения двигателя на разных этапах рабочего цикла с помощью предложенной динамической модели позволяет обосновать правомерность учета динамической характеристики двигателя, а также перейти к определению реальных значений удельного расхода топлива в зависимости от вида выполняемой рабочей операции и типа разрабатываемого грунта.



**Список література.** 1. Багіров Д. Д. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин / Д. Д. Багіров, А. В. Златопольский - М., Машиностроение, 1974.-137 с, 2. Назаров Л.В. Динамика пневмоколесных землеройно-транспортных машин. Дис. насоиск. уч. ст. докт. техн. наук, Харьков: 1997 г. – 409 с., 3. Шевченко В.О. Динаміка і міцність будівельних і дорожніх машин / В.О. Шевченко, О.В. Яришко, О.О. Резніков. – Харків. ХНАДУ, 2014. – 190 с., 4. Златопольский А. В. «Определение неустановившихся режимов загрузки двигателей землеройных машин и методика их исследования в стендовых условиях». Труды семинара по неустановившимся режимам работы двигателей внутреннего сгорания. НАМИ, 1965., 5. Антипин, В.П. Определение влияния характеристик двигателя на его экономичность в неустановившемся режиме / В.П. Антипин - М. - Двигателестроение. -1981. и 8. - с. 10-12., 6. Краснокутський, М. В. Математична модель динамічної характеристики двигунабудівельних і дорожніх машин / М. В. Краснокутський, В.О. Шевченко // Вісник харківського національного технічного університету сільського господарства. - 2012. - № 124, т. 2. - с.184-188., 7. Краснокутський, М. В. Влияние автогрейдера ДЗК-251 на показатели двигателя СМД-35 в условиях эксплуатации / М.В. Краснокутський // Тези доповіді міжнародної науково-практичної конференції Мікрокад. 2013. Харків, ХПІ, 2013. 211 с. 8. Шевченко В.О. Експериментальне дослідження коливальних процесів, що виникають під час роботи автогрейдерів / В.О. Шевченко, О.М. Чаплигіна // Збірник наукових праць Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво – Полтава, 2013. – Вип. №1 (36). – С. 22 – 26. 9. Шевченко В.А. Нагруженность гидропривода управления основным отвалом автогрейдера / В.А. Шевченко, Н.В. Розенфельд, В.Н. Рагулин // Міжнародна науково-практична конференція, присвячена 40-річчю кафедри будівельних, дорожніх машин і будівництва. Проблеми розвитку дорожньо-транспортного і будівельного комплексів. Збірник статей і тез доповідей. 3 – 5 жовтня 2013 р. – Кіровоград, 2013. – С. 151 – 156. 10. Воронович А.В. Совершенствование автогрейдеров массой 15...16 т компенсацией энергосиловыми модулями повышенной надежности. Дис. насоиск. уч. ст. канд. техн. наук. – Харьков: 2007. – 244 с. 11. Наукові основи створення високоефективних землеройно-транспортних машин / [Кириченко І.Г., Назаров Л.В., Нічке В.В. та ін.]; під ред. І.Г. Кириченка. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 588 с. 12. Машини для земляних робіт: навч. посіб. / [Хмара Л.А., Кравець С.В., Нічке В.В.]; під ред. проф. Л.А. Хмари та проф. С.В. Кравця. – Рівне – Дніпропетровськ – Харків, 2010. – 557 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Bagirov D. D. Internal combustion engines construction and road machinery / D.D. Bagirov, A.V.Zlatopolsky - M., Engineering , 1974.-137 with , 2. Nazarov L.V. Dynamics wheel type earthmoving machines. Dis. nasoisk . uch. Art. Doctor . tehn. Sciences, Kharkov: 1997 - 409 p., 3. Shevenko V.O. Dinamika i mitsnist budivelnih i dorozhnih machines / V.O. Shevchenko, O.V. Yarizhko, O.O. Reznikov. - Kharkiv . HNADU 2014. - 190 p., 4. Zlatopolsky A.V. "Defining the transient regimes download earthmoving machinery engines and methods of their research in stand conditions ." Trudy transient operation of internal combustion engines. U.S. , 1965. 5. Antipin V.P. Determination of the effect of engine performance at its economichnost transient operation / V.P. Antipin - Moscow - Engine building . -1981 . and 8. - With . 10-12. 6. Krasnokutsky M.V. model mathe dinamichnoї characteristics dvigunabudivelnih i dorozhnih machines / M. V. Krasnokutsky V.O. Shevchenko / / News harkivskogo natsionalnogo tehnicnogo universitetu silskogo gospodarstva . - 2012 . - № 124 , v. 2 . - P.184 -188. 7. Krasnokutsky M.V. Influence grader VCM -251 on engine performance SMD- 35 in service / MV Krasnokutsky / / Tesi dokladiv

mizhnarodnoï naukoyi praktichnoï konferentsii Mikrokad . 2013 . Kharkiv , KhPI , 2013 . 211 p. **8.** *Shevchenko V.O.* Eksperimental doslidzhennya kolivalnih protsesiv scho vinikayut pid hour robot avtogreyderiv / *V.O. Shevchenko, O.M. Chapligina* // Collection of scientific works Poltava natsionalnogo tehničnogo universitetu imeni Yuriya Kondratyuka . Seriya : Galuzeve machine-building , budivnitstvo - Poltava , 2013 . - Vip . Number 1 (36). - Pp. 22 - 26. **9.** *Shevchenko V.A.* Nagruzhennost hydraulic drive motor grader blade main control / *V.A. Shevchenko , N.V. Rosenfeld , V.N. Ragulin* // Mizhnarodna naukoyi - practical konferentsiya , prisvyachena 40 richchyu Departments budivelnih , i budivnitstva dorozhnih machines . Problemi rozvitku road traffic i budivelnogo kompleksiv . Zbirnik articles i mes dopovidey . 3 - 5 Zhovtnya 2013 p . - Kirovograd , 2013 . - Pp. 151 - 156. **10.** *Voronovich A.V.* Совершенствованиеавтогрейдеров weighing 15 ... 16 m compensation energy-power modules increased reliability . Dis. nasoisk . uch. Art. Candidate . tehn. Sciences . - Kharkov : 2007. - 244. **11.** Naukovi Bases stvorenniya visokoefektivnih Earthmovers / [ *I.G. Kirichenko , L.V. Nazarov, V.V. Nichke* that in . ] ; pid ed. *I.G. Kirichenko* . - H.: HNADU 2003 . - 588 p. **12.** Earth robot : navchposib . / [ *Hmara L.A., S.V. Kravets , Nichke V.V.* ] ; pid ed. prof. *L.A. Hmary* that prof. *SV Kravtsov* . - Rivne - Dnipropetrovs'k - Kharkov, 2010 . - 557 p.

*Поступила (received) 28.02.2014*

УДК 629.436

**О. В. ЗАХАРЧУК**, канд. техн. наук, ст. викладач, Луцький НТУ

## **ПОКРАЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА ВИКОРИСТАННЯМ ГАЗОВОГО ПАЛИВА**

З використанням математичної моделі проведено теоретичні дослідження екологічних показників колісного трактора на основі експериментальних стендових досліджень газового двигуна. Експериментальними дослідженнями колісного трактора МТЗ-80 з газовим двигуном перевірена адекватність математичної моделі. Зроблено висновки, що застосування газового палива дозволяє значно покращити екологічні показники колісного трактора з переобладнанням з дизеля газовим двигуном.

**Ключові слова:** математична модель, колісний трактор, газовий двигун, їздовий цикл, шкідливі викиди.

**Вступ.** Загальновідомо, що сільськогосподарська техніка обладнана дизелями, які мають хорошу паливну економічність, є невибагливими в експлуатації та обслуговуванні. Однак зростання вимог до екологічних показників транспортних машин, в тому числі сільськогосподарського призначення, потребує удосконалення їх конструкції, яке забезпечить суттєве зменшення викидів шкідливих речовин (ШР) з відпрацьованими газами (ВГ).

**Аналіз основних досягнень і літератури.** Як показали попередні наукові дослідження [1, 2, 3], одним із ефективних способів поліпшення екологічних показників колісних тракторів з дизелями є їх переобладнання для роботи на стиснутому природному газі (СПГ).

Переобладнанням та дослідженням дизельних двигунів під час роботи на СПГ тепер займаються провідні наукові, науково-дослідні та двигунобудівні організації і компанії. Проаналізовано показники та ефективність переобладнання з дизелів газових двигунів, таких компаній та організацій: MAN, Nissan, Scania, Mercedes-Benz, CUMMINS, Iveco, МАДИ, ВНИИГАЗ, НАМИ, ПМаш, ХНАДУ. Викиди шкідливих речовин переобладнаних газових двигунів знаходяться в межах норм Євро 2...Євро 5 [4, 5, 6, 7, 8, 9, 10].

**Мета дослідження, постановка задачі.** Метою роботи є покращення екологічних показників колісного трактора з переобладнанням з дизеля газовим двигуном під час виконання ним транспортної роботи.

**Матеріали досліджень.** Дослідження екологічних показників колісного трактора включали: експериментальні стендові дослідження газового двигуна, експериментальні дослідження колісного трактора МТЗ-80 з газовим двигуном та теоретичні дослідження з використанням математичної моделі.

В лабораторії автомобільних двигунів Луцького національного технічного університету було переобладнано дизель Д-240 в газовий двигун, який встановлюється на тракторі МТЗ-80.

Проведено експериментальні дослідження показників газового двигуна, переобладнаного з дизеля Д-240 (рис.1). Їх метою було здійснити найпростіше переобладнання, яке можна виконувати в умовах невеликих підприємств. Конвертація дизеля здійснена з мінімальними витратами коштів за рахунок використання серійного

© О. В. Захарчук, 2014

газового обладнання, серійної системи запалювання бензинового двигуна і невеликих змін в конструкції двигуна. Зокрема ступінь стискання був зменшений з 16 до 12 встановленням додаткових прокладок головки циліндрів. Тому є можливість відновлення роботи за дизельним процесом.

Стендові випробування газового двигуна проводились на електричному гальмівному стенді КИ-4893 ГОСНИТИ. Під час досліджень визначалися: ефективний крутний момент  $M_k$ , частота обертання колінчастого вала  $n_d$ , годинна витрата газу  $G_{газ}$ , годинна витрата повітря  $G_{пов}$ , розрідження у впускному колекторі  $\Delta p_k$ , кут випередження запалювання  $\theta$ , положення дросельних заслінок  $\varphi_{др}$ , газоповітряного змішувача, температура води в системі охолодження  $t_w$ , температура оливи  $t_{ол}$ , вміст у відпрацьованих газах оксиду вуглецю  $CO$ , вуглеводнів  $C_mH_n$  і оксидів азоту  $NO_x$ .

Експериментальні дослідження газового двигуна підтвердили його роботоздатність у всьому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів. На рис. 2 показані навантажувальні характеристики газового двигуна та дизеля для частоти обертання  $n_d = 1400 \text{ хв}^{-1}$ .



Рисунок 1 – Переобладнаний з дизеля Д-240 газовий двигун на випробувальному стенді

Аналіз характеристики показує, що під час роботи на СПГ потужність двигуна підвищилась з 40 кВт до 41,4 кВт (на 3,4 %). Деяке підвищення потужності пояснюється роботою двигуна при значеннях коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha = 0,99 \dots 1,1$ . Еквівалентна питома ефективна витрата палива (в МДж/(кВт·год)) газового двигуна в порівнянні з дизелем збільшилась на 16,8...25,6 %.

Для вимірювання концентрацій шкідливих речовин у ВГ за компонентами: оксид вуглецю  $CO$ , вуглеводні  $C_mH_n$  та оксиди азоту  $NO_x$  використовувався комплекс газоаналізуючої апаратури.

Вимірювання об'ємних часток оксиду вуглецю  $CO$  та вуглеводнів  $C_mH_n$  здійснювалося газоаналізатором SUN MGA 1500. Об'ємні частки оксидів азоту вимірювалися газоаналізатором 344ХЛ-011.

Концентрації  $CO$  у газового двигуна більші ніж у дизеля на холостому ходу та малих навантаженнях, і дещо менші при максимальному навантаженні. Така ж

закономірність характерна і для вуглеводнів  $C_mH_n$ , з яких переважну частину становить метан  $CH_4$ . Викиди  $NO_x$  у дизеля менші на середніх навантаженнях, але більші на максимальних. Також у ВГ газового двигуна відсутня сажа, викиди якої мають місце в дизеля.

Сумарна токсичність  $\Sigma CO$  відпрацьованих газів, зведена до оксиду вуглецю  $CO$ , газового двигуна та дизеля суттєво залежить від навантаження на двигун. Якщо при малих навантаженнях різниця в сумарній токсичності практично відсутня, то у разі збільшення навантаження, до максимальних значень сумарна токсичність газового двигуна зменшується до 55 % у порівнянні з дизелем (рис. 2).

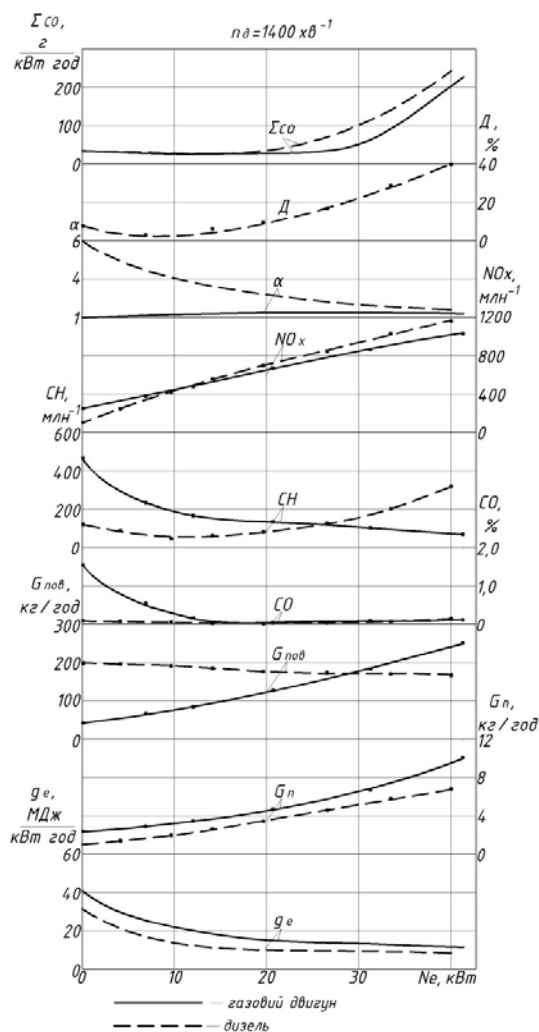


Рисунок 2 – Навантажувальні характеристики газового двигуна та базового дизеля Д-240

На основі методики правил R 49 ЄЕК ООН проводились порівняння паливної економічності та токсичності газового двигуна та дизеля. Викиди окремих ШР на деяких режимах роботи газового двигуна є більшими, ніж у дизеля, але сумарна токсичність  $\Sigma CO$  відпрацьованих газів, зведених до оксиду вуглецю  $CO$  газового двигуна складає 294,5, а в дизеля становить 578,3. У ВГ газового двигуна повністю відсутній вміст твердих частинок. Таким чином екологічні показники газового двигуна

в 1,96 рази є кращі, ніж у дизеля. Отримані значення показників енергетичних затрат під час роботи двигуна на різних паливах. При роботі двигуна на СПГ середні сумарні значення еквівалентної питомої ефективної витрати палива складають – 18,2 (МДж/кВт·год), а під час роботи двигуна на дизельному паливі – 14,8. Отже, газовий двигун споживає на 18,7 % більше палива, приведеного до єдиних енергетичних одиниць, ніж дизель.

Дорожні випробування проводились на тракторі МТЗ-80 з переобладнанням з дизеля

Д-240 газовим двигуном (з використанням того ж обладнання, що і під час виконання моторних досліджень), який був оснащений програмно-апаратним комплексом для запису поточного значення частоти обертання ведучого колеса трактора (перераховувалась у швидкість трактора), кута відкриття дросельних заслінок газоповітряного змішувача, абсолютного тиску у впускному трубопроводі, частоти обертання колінчастого вала та реєструючою апаратурою, в якості якої використано ноутбук з аналого-цифровим перетворювачем. Результати дорожніх випробувань використовувались для перевірки адекватності математичної моделі руху трактора.

В математичній моделі імітувався рух колісного трактора з причепом по дорозі, визначалися в кожний момент виконання циклу режими роботи його двигуна (частота обертання  $n_{\text{к}}$  колінчастого вала і розрідження  $\Delta p_{\text{к}}$  за дросельними заслінками), виходячи з яких за експериментально визначеними в роботі навантажувальними характеристиками з урахуванням особливостей роботи двигуна в неусталених режимах та виду палива, розраховувалась витрата палива, шкідливі викиди, тягово-швидкісні властивості колісного трактора на елементарній ділянці шляху, в цілому в режимі та за весь цикл руху трактора.

Реальні умови експлуатації колісного трактора описувались їздовим циклом, який включає роботу двигуна на малих обертах холостого ходу, розгін колісного трактора з переключенням передач, рух з постійною швидкістю та сповільнення [11] (рис. 3).

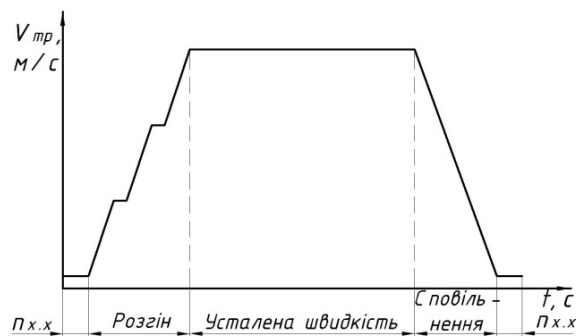


Рисунок 3 – Прийнятий їздовий цикл колісного трактора

**Результати досліджень.** Витрата палива та викиди ШР з відпрацьованими газами двигунів розраховувались на математичній моделі при відтворенні руху коліснотрактора МТЗ-80 під час роботи двигуна на різних видах палива.

На рис. 4 показано отримані шляхом розрахунку на математичній моделі в залежності від маси вантажу  $m_{\text{в}}$ : витрату палива  $g_{\text{п}}$  в енергетичних одиницях на 1 км пробігу колісного трактора з дизелем і газовим двигуном; питомі викиди оксиду вуглецю  $g_{\text{CO}}$ , вуглеводнів  $g_{\text{CH}}$ , оксидів азоту  $g_{\text{NOx}}$ , твердих часток  $g_{\text{с}}$  та сумарні питомі, приведені до оксиду вуглецю  $\Sigma \text{CO}$  викиди шкідливих речовин.

З цих залежностей видно, що колісний трактор з дизелем витрачає менше палива на 18,1...22,6 %, викиди  $CO$  у трактора з дизелем менші відповідно на 31,5...48,7 %,  $C_mH_n$  відповідно менше на 56,5...88,6 % ніж у колісного трактора з газовим двигуном. Це пояснюється тим, що газовий двигун на всіх режимах працює на більш багатих паливо-повітряних сумішах. Оксидів азоту  $NO_x$  трактор з дизелем викидає на 8,1 % більше. На відміну від трактора з газовим двигуном, трактор з дизелем викидає ще і тверді частки. Порівнюючи сумарні питомі приведені до оксиду вуглецю  $\Sigma CO$ , викиди шкідливих речовин, з урахуванням відносної агресивності, видно, що більш токсичним (на 31,5...39,5 %) є колісний трактор з дизелем.

На основі проведених розрахунково-теоретичних досліджень видно, що в прийнятному їздовому циклі у колісного трактора з дизелем, беззаперечно, краща паливна економічність в порівнянні з трактором, на якому встановлено газовий двигун. Щодо токсичності відпрацьованих газів, то колісний трактор з дизелем має гірші показники.

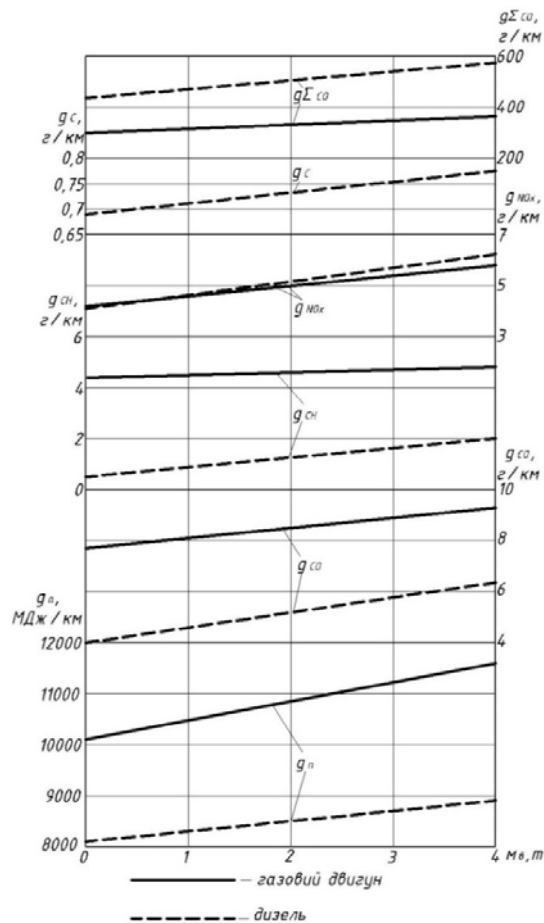


Рисунок 4 – Залежності витрати палива та викидів ШР від маси вантажу колісного трактора МТЗ-80 з газовим двигуном та дизелем

Визначено екологічний ефект від експлуатації колісного трактора з газовим двигуном. Податок за забруднення атмосфери відповідно до податкового кодексу України зменшиться на 17,1 %.

**Висновки.** Застосування газового палива дозволяє значно покращити екологічні показники колісного трактора з газовим двигуном переобладнаним з дизеля. Такий трактор можна успішно використовувати як технологічний транспорт для обслуговування закритих приміщень з обмеженим повітрообміном (теплиці, ферми, склади).

**Список літератури:** 1. *Льотко В.* Применение альтернативных топлив в ДВС / *В. Льотко, В.Н. Луканин, А.С.Хачиян.* – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 331 с. 2. *Гайворонский А.И.* Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях / *А.И. Гайворонский, В.А. Марков, Ю.В. Илатовский.* – ООО «ИРЦ Газпром», 2007. – 480 с. 3. *Матейчик В.П.* Методи оцінювання та способи підвищення екологічної безпеки дорожніх транспортних засобів: монографія / *В.П. Матейчик.* – К.: НТУ, 2006. – 216 с. 4. *Бганцев В.Н.* Газовый двигатель на базе четырёхтактного дизеля общего назначения / *В.Н. Бганцев, А.М. Левтеров, В.П. Мараховский* // Мир техники и технологий. – 2003. – №10. – С. 74–75. 5. *Богомолов В.А.* Особенности конструкции экспериментальной установки для проведения исследований газового двигателя 6Ч13/14 с искровым зажиганием / *В.А. Богомолов, Ф.И. Абрамчук, В.М. Манойло, А.И. Воронков, С.В. Салдаев, А.Н. Кабанов* // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Харьков: ХНАДУ, 2007. – № 37. – С. 43–47. 6. *Кутенёв В.Ф.* Разработка газового двигателя на базе дизеля ЯМЗ–236НЕ / *В.Ф. Кутенёв, В.А. Лукино* // Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт – 2007. 7. Газовые двигатели // Журнал «Автомастерня». – 2006. – № 12. – С. 30–32. 8. *Kamel M.* Cummins B5.9GNaturalGasEngine / *M.Kamel, V.Duggal* // NGV'94 International Conference. Toronto, Ontario, Canada. 9. *Yutaka T.* Development of an Urban Bus with a Turbocharger and Aftercooled Lean / *T. Yutaka, H. Matsuda, K.Iioka* // Burn CNG Engine for low Emissions. NGV'94 International Conference. Toronto, Ontario, Canada. 10. *Nylund N.* Pathways For Natural Gas Into Advanced Vehicles / *N.Nylund, J.Laurikko, M. Ikonen.* – Brussel. 11. *Гутаревич Ю.Ф.* Снижение вредных выбросов автомобиля в эксплуатационных условиях / *Ю.Ф. Гутаревич.* – К: Выща школа, 1991. – 179 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. *Notch V.* Prymenenye alternatyvnyh fuels in internal combustion engines / *V. Notch, VN Lukanyan, A.S.Hachyyan.* - Moscow: MADY (TU), 2000. - 331 p. 2. *Hayvoronskiy A.Y.* Yspolzovanye natural gas and other fuels in alternatyvnyh dyzelnyh the engine / *A.I. Hayvoronskiy, V.A. Markov, Yu.V. Ylatovskyy.* - ООО " Gazprom YRTS ", 2007. - 480 p. 3. *Mateichyk V.P.* Evaluation methods and ways to improve the environmental safety of road vehicles : monograph / *V. Mateichyk.* - K. : NTU, 2006. - 216 p. 4. *Bhantsev V.N.* Plates on the engine baze chetyreh'taktnoho diesel obshchego appointment / *V.N. Bhantsev, A.M. Levterov, V.P. Marahovskyy* // World Technics and Technology. - 2003. - № 10. - P. 74-75. 5. *Bogomolov V.A.* Osobennosty konstruksyy eksperymentalnoy settings for the Conduct of research of the gas with the engine 6CH13/14 uskrovyim ignition / *V.A. Bogomolov, F.I. Abramchuk, V.M. Manojlo, A.I. Voronkov, S. Saldaev, A.N. Kabanov* // Journal of Kharkiv National Automobile -road university. - Kharkov : HNADU, 2007. - № 37. - P. 43-47. 6. *Kutenëv V.F.* Razrabotka gas the engine on diesel baze JAMZ- 236NE / *V.F. Kutenëv, V.A. Luksha* // central scientific yssledovatel'skiy For car and avtomotornyy Institute - 2007. 7. *Nazovyedvyhately* // Journal " Automobile ". - 2006. - № 12. - С. 30-32. 8. *Kamel M.* Cummins B5.9GNaturalGasEngine / *M. Kamel, V. Duggal* // NGV'94 International Conference. Toronto, Ontario, Canada. 9. *Yutaka T.* Development of an Urban Bus with a Turbocharger and Aftercooled Lean / *T. Yutaka, H. Matsuda, K. Iioka* // Burn CNG Engine for low Emissions. NGV'94 International Conference. Toronto, Ontario, Canada. 10. *Nylund N.* Pathways For Natural Gas Into Advanced Vehicles / *N. Nylund, J. Laurikko, M. Ikonen.* - Brussel. 11. *Gutarevych Yu.F.* Snyzhenye vrednyh vybrosov cars in terms ekspluatatsyonnyh / *Y.F. Gutarevych.* - By: Vyshcha School, 1991. - 179 p.

*Надійшла (received) 04.02.2014*



УДК 629.114

**М. П. ХОЛОДОВ**, аспірант «ХНАДУ», Харків

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТОРМОЖЕНИЯ ТРАКТОРА С ОДНООСНЫМ ПРИЦЕПОМ БЕЗ БЛОКИРОВАНИЯ КОЛЕС**

Тракторные поезда являются основным транспортным средством в сельскохозяйственном производстве. Тормозные свойства тракторных поездов оказывают значительное влияние на безопасность движения, особенно на дорогах общего пользования при движении с автомобилями в одном транспортном потоке. Поэтому динамика торможения тракторных поездов посвящено значительное количество монографий, статей и диссертаций. Однако общим недостатком известных работ является ошибка в определении точки приложения тормозной силы к незаблокированному колесу.

Основываясь на своих ранее проведенных исследованиях, была получена математическая модель процесса торможения тракторного поезда (в составе колесного трактора и одноосного прицепа) на грани блокирования колес. Определены коэффициенты распределения общей тормозной силы тракторного поезда на переднюю, заднюю ось трактора, и ось прицепа; с учетом коэффициента устойчивости.

**Ключевые слова:** распределение тормозных сил, тракторный поезд, динамика, торможение, прицеп, трактор, устойчивость, коэффициент сцепления

**Введение.** Использование тракторных поездов на транспортных работах постоянно растет соответственно и их транспортные скорости тоже увеличиваются, что влечёт за собой ужесточение требований к тормозным свойствам этих машин. Поэтому вопросам исследования динамики торможения автомобильных и тракторных поездов посвящены значительное количество работ.

В настоящей статье, основываясь на своих ранее проведенных исследованиях, была получена математическая модель процесса торможения тракторного поезда (в составе колесного трактора и одноосного прицепа) на грани блокирования колес. Определены коэффициенты распределения общей тормозной силы тракторного поезда на переднюю, заднюю оси трактора, и ось прицепа, обеспечивающие устойчивость тракторного поезда.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Как показывают последние исследования [1,2,4], наиболее эффективное торможение реализуется, когда колеса не заблокированы либо находятся на грани блокирования. Также при выборе распределения тормозных сил между осями реализующие данные условия, следует учитывать курсовую устойчивость. [3,5].

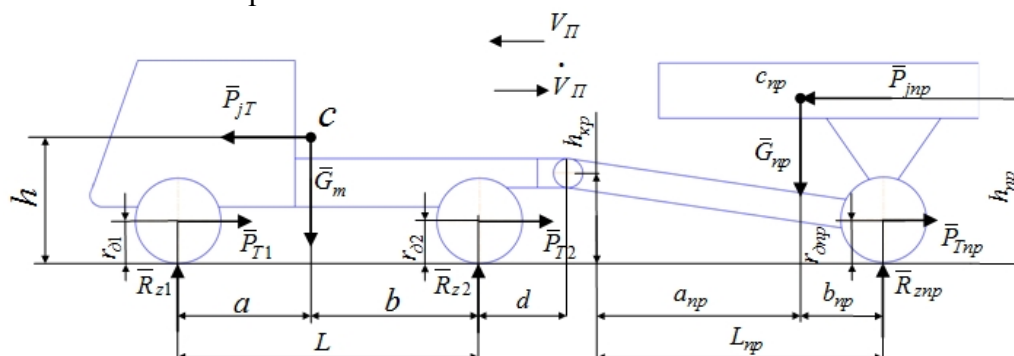
**Цель и постановка задачи.** Целью исследования является выбор рационального распределения тормозных сил между осями тракторного поезда (в составе колесного трактора и одноосного прицепа) с учетом обеспечения курсовой устойчивости, при торможении.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить влияние коэффициентов распределения тормозных сил на курсовую устойчивость тракторного поезда при торможении.
- провести расчет коэффициентов распределения тормозных сил между осями на примере колесного трактора ХТЗ – 17221 и одноосного прицепа – 1-ПТС 9, обеспечивающих торможение на пределе блокирования колес.

© М. П. Холодов, 2014

**Курсовая устойчивость трактора с двухосным прицепом при торможении.**  
 На рис. 1 показана расчетная схема сил, действующих на тракторный поезд при торможении с незаблокированными колесами.



$a, b, a_{np}, b_{np}$  - расстояние от передней и задней осей до проекции центра масс прицепа на горизонтальную плоскость;  $h_{np}$  - высота центра масс прицепа;  $L_{np}$  - продольная колесная база прицепа;  $R_{z1}, R_{z2}, R_{znp}$  - суммарные нормальные реакции дороги на передней, задней осях трактора, и оси прицепа;  $r_{\delta 1}, r_{\delta 2}, r_{\delta np}$  - динамические радиусы передних, задних колес трактора, и колес прицепа;  $h$  - высота центра масс трактора;  $L$  - продольная колесная база трактора;  $h_{кр}$  - высота соединительного шарнира звеньев тракторного поезда.  $G_T, G_{ПР}$  - общий вес трактора и прицепа, соответственно;  $d$  - горизонтальная координата положения соединительного шарнира звеньев тракторного поезда.

Рисунок 1 – Схема сил, действующих на тракторный поезд при торможении с незаблокированными колесами:

Для тракторного поезда коэффициент устойчивости при торможении будет равен:

$$K_{уст} = \frac{M_{стб}^{II}}{M_{возм}^{II}} = \frac{R\delta_2 b}{R\delta_1 a} \quad (1)$$

Боковые реакции дороги на колесах передней и задней осей трактора, и оси прицепа

$$R\delta_1 = \sqrt{\varphi^2 R_{z1}^2 - \beta_1^2 \frac{(G_{mp} + G_{np})^2}{g^2} \cdot j_{II}^2}; \quad (2)$$

$$R\delta_2 = \sqrt{\varphi^2 R_{z2}^2 - \beta_2^2 \frac{(G_{mp} + G_{np})^2}{g^2} \cdot j_{II}^2}; \quad (3)$$

$$R\delta_{np} = \sqrt{\varphi^2 R_{znp}^2 - \beta_{np}^2 \frac{(G_{mp} + G_{np})^2}{g^2} \cdot j_{II}^2}; \quad (4)$$

$\beta_1, \beta_2, \beta_{np1}$  - коэффициент распределения общей тормозной силы тракторного поезда на переднюю, заднюю ось трактора, и ось прицепа.

Вертикальные реакции дороги на передней и задней осях трактора, и задней оси прицепа (рис. 1)

$$R_{z1} = G_T \frac{b}{L} - G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \frac{d}{L} + P_{III} \left( \frac{h - h_{kp}}{1 + \frac{G_{np}}{G_T}} + \beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} - \frac{d}{L} \cdot \left( \frac{h_{np} - h_{kp}}{1 + \frac{G_T}{G_{np}}} + \beta_{np} \cdot \frac{h_{kp} - r_{\delta np}}{L_{np}} \right) \right); \quad (5)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{a}{L} + G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \left( 1 + \frac{d}{L} \right) - P_{III} \left( \frac{h - h_{kp}}{1 + \frac{G_{np}}{G_T}} + \beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\delta 1}}{L} - \left( 1 + \frac{d}{L} \right) \cdot \left( \frac{h_{np} - h_{kp}}{1 + \frac{G_T}{G_{np}}} + \beta_{np} \cdot \frac{h_{kp} - r_{\delta np}}{L_{np}} \right) \right); \quad (6)$$

$$R_{znp} = G_{np} \frac{a_{np}}{L_{np}} - P_{III} \left( \frac{h_{np} - h_{kp}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{kp} - r_{\delta np}}{L_{np}} \right); \quad (7)$$

Замедление тракторного поезда на пределе блокирования колес

$$j_{III} = \frac{g}{G_{III} + G_T} \cdot \frac{G_T \cdot \frac{b}{L} - G_{III} \frac{b_{III}}{L_{III}} \cdot \frac{d}{L}}{\varphi \cdot \left( 1 - \frac{1}{1 + \frac{G_{III}}{G_T}} - \beta_{np} \right) \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L} + \frac{G_T \cdot \frac{b}{L} - G_{III} \frac{b_{III}}{L_{III}} \cdot \frac{d}{L}}{\left( \frac{h_{np} - h_{kp}}{1 + \frac{G_T}{G_{III}}} + \beta_{np} \frac{h_{kp} - r_{\delta np}}{L_{np}} \right) \frac{d}{L} - \left( \frac{h - r_{\delta 2}}{1 + \frac{G_{III}}{G_T}} + \beta_1 \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} \right)}; \quad (8)$$

$$j_{II2} = \frac{g}{G_{IIIP} + G_T} \cdot \frac{G_T \cdot \frac{a}{L} + G_{IIIP} \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \left(1 + \frac{d}{L}\right)}{\frac{\beta_2}{\varphi} - \left(1 - \frac{1}{1 + \frac{G_{IIIP}}{G_T}} - \beta_{np}\right) \cdot \frac{h_{kp} - r_{\delta 2}}{L}} ; \quad (9)$$

$$\frac{G_T \cdot \frac{a}{L} + G_{IIIP} \frac{b_{np}}{L_{np}} \cdot \left(1 + \frac{d}{L}\right)}{- \left( \frac{\frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np}} + \beta_{np} \frac{h_{kp} - r_{\delta np}}{L_{np}}}{1 + \frac{G_T}{G_{IIIP}}} \right) \left(1 + \frac{d}{L}\right) + \left( \frac{\frac{h - r_{\delta 2}}{L}}{1 + \frac{G_{IIIP}}{G_T}} + \beta_1 \cdot \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} \right)}$$

$$j_{IIIP} = \frac{g}{G_{IIIP} + G_T} \cdot \frac{G_{IIIP} \cdot a_{np}}{\frac{\beta_{np1}}{\varphi} + \left( \beta_{np} \frac{h_{kp} - r_{\delta np}}{L_{np}} + \frac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np} \left(1 + \frac{G_T}{G_{IIIP}}\right)} \right)} . \quad (10)$$

$P_{III}$  - общая тормозная сила тракторного поезда,

$$P_{III} = \frac{G_T + G_{IIIP}}{g} \cdot j_{II} . \quad (11)$$

### Выбор рационального распределения тормозных сил трактора с одноосным прицепом



Рисунок 2 – а – трактор XТЗ-17221; б – прицеп 1 – ПТС 9

Таблица 1 – технические характеристики трактора ХТЗ-17221 и прицепа 1-ПТС9

Модель трактора	Шины		$r_{o_2} = r_{cm_2}, м$	$r_{o_1} = r_{cm_1}, м$	$h, м$	$b, м$	$L, м$
	задние	передние					
ХТЗ-17221	23,1R26	23,1R26	0,886	0,886	1,095	1,800	2,86
Модель прицепа	445/65R22.5		$r_{onp} = r_{cm}, м$		$h_{kp}, м$	$b_{np}, м$	$L_{np}, м$
1-ПТС 9			0,4				

Таблица 2 – Расчет значений коэффициента распределения тормозных сил между осями трактора ХТЗ-17221 с одноосным прицепом 1-ПТС 9

Модель трактора	$\beta$	$\varphi$							
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
ХТЗ-17221 (с одноосным прицепом без груза)	$\frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}$	0,588	0,587	0,585	0,584	0,584	0,581	0,579	0,576
	$\beta_1$	0,4	0,403	0,406	0,408	0,413	0,413	0,414	0,415
	$\beta_2$	0,28	0,283	0,287	0,29	0,293	0,294	0,301	0,305
	$\beta_{np}$	0,32	0,314	0,307	0,302	0,297	0,29	0,285	0,28
ХТЗ-17221 (с одноосным прицепом полностью груженный)	$\frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}$	0,551	0,543	0,536	0,527	0,521	0,513	0,504	0,499
	$\beta_1$	0,271	0,274	0,278	0,281	0,284	0,287	0,29	0,293
	$\beta_2$	0,154	0,151	0,148	0,145	0,142	0,138	0,135	0,132
	$\beta_{np}$	0,201	0,211	0,221	0,231	0,241	0,252	0,262	0,272

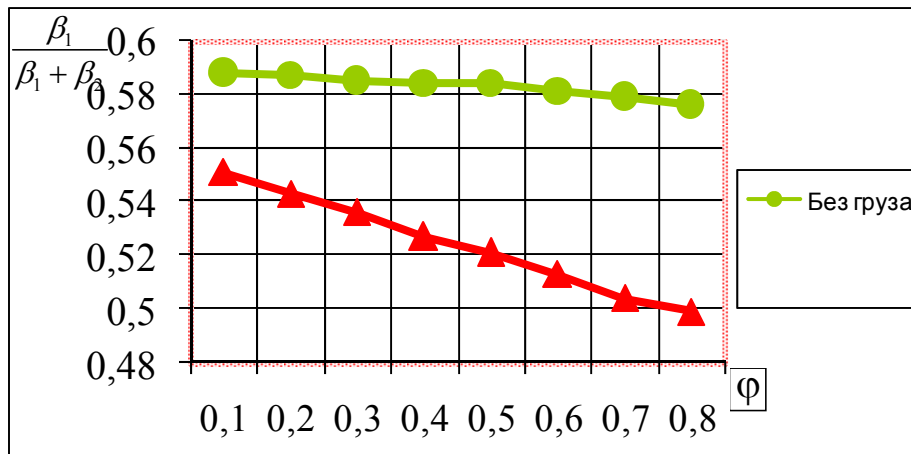


Рисунок 3 – Зависимость  $\frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}$  от коэффициента сцепления  $\varphi$  трактора ХТЗ-17221 с одноосным прицепом 1-ПТС 9.

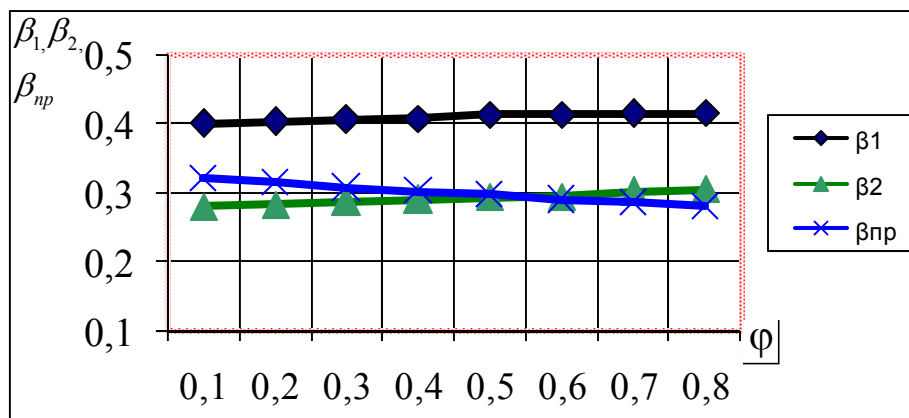


Рисунок 4 – Зависимость  $\beta_1, \beta_2, \beta_{np}$  от коэффициента сцепления  $\varphi$  тректора ХТЗ – 17221 с одноосным прицепом 1-ПТС 9 без груза.

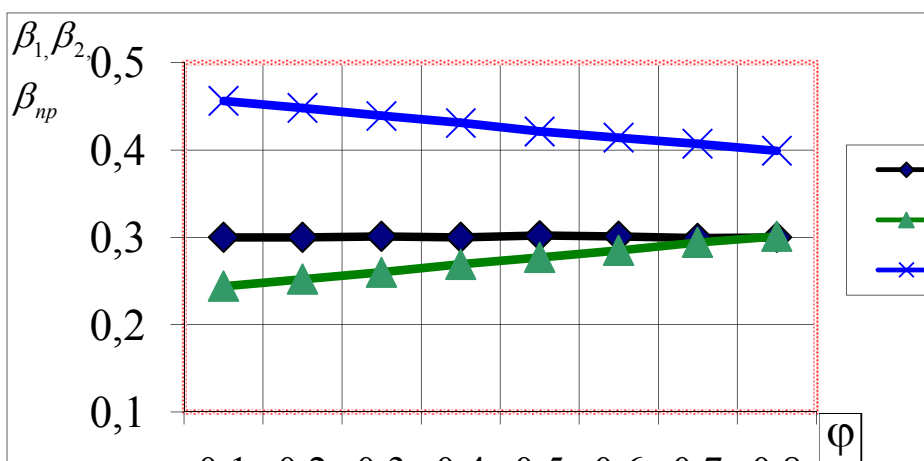


Рисунок 5 – Зависимость  $\beta_1, \beta_2, \beta_{np}$  от коэффициента сцепления  $\varphi$  тректора ХТЗ – 17221 с одноосным прицепом 1-ПТС 9 полностью груженым.

**Выводы.** Анализ графиков показывает, что доля тормозной силы приходящейся на переднюю ось тректора, характеризуемая соотношением  $\frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}$  при торможении с одноосным прицепом без груза измеряется в небольших пределах от 0,59 до 0,57 при изменении коэффициента сцепления колес с дорогой  $\varphi$  от 0,1 до 0,8 при полностью груженом прицепе это изменение составляет от 0,55 до 0,5. Доля тормозной силы приходящейся на прицеп  $\beta_{np}$  по условиям обеспечения наилучшей эффективности торможения должна составлять 0,3 от общей тормозной силы тракторного поезда.

Обычно наиболее опасным случаем, при котором может возникнуть, опережающее блокирование задних колес возникает на дороге с высоким коэффициентом сцепления, это позволяет сделать вывод о том, что принимая значения  $\frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2} = 0,58$ , мы обеспечиваем опережающее по отношению к задним колесам тректора блокирование передних колес во всем диапазоне коэффициента сцепления  $\varphi$  и загрузке прицепа.

**Список литературы: 1.** Подригало М.А. Влияние блокировки колес на эффективность торможения колесных тракторов классической компоновки. / М.А. Подригало, Б.В. Савченко, М.П. Холодов // Вісник Харківського національного технічного

університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки «Механізація сільськогосподарського виробництва». – 2011. – Вип.107. – с.22-30. **2** Исследование работы тракторного поезда в сельскохозяйственном производстве: [Сб. науч. трудов] – М.: ОНТИ – НАТИ, 1993 – № 175. – 128 с. **3.** *Подригало М.А., Клец Д.М.* Определение устойчивости автомобиля против заноса при движении в тяговом режиме // Вісник НТУ «ХПІ». – Вип. 12 «Автомобіле- та тракторобудування», 2007. – с. 127-136. **4.** *Бендас И.М.* О распределении тормозных сил между осями автомобильного поезда / *И.М. Бендас* // Автомобильный транспорт. – К.: техника, – 1970. – № 7. – с. 62 – 69. **5.** *Волков В.П.* Сравнительная оценка устойчивости тракторного поезда в процессе торможения / *В.П. Волков, М.А. Подригало, А.А. Коряк* // Автомобильный транспорт. – Харьков, ХГАДТУ. – 1998. – № 1. – с. 8–12. **6.** *Подригало М.А.* Торможение трактора с двухосным прицепом без блокирования колес // *М.А. Подригало, М.П. Холодов, Е.М. Воронова* // Ученые записки Крымского инженерно – педагогического университета. Технические науки. – Симферополь, 2013, Вып. 23 – 28 с. **7.** *Туренко А.Н.* Анализ требований, предъявляемых к торможению тягача с прицепом (полуприцепом) // *А.Н. Туренко, В.И. Клименко, В.А. Богомолов* // Автомобильный транспорт. – Харьков, ХГАДТУ. – 1999. – №3. – с. 5–8. **8.** *Топалиди В.А.* Повышение тормозных свойств многосвязных автопоездов / *В.А. Топалиди* // Автомобильный транспорт. – Харьков, ХГАДТУ. – 2000. – № 4 – с. 10–13. **9.** *Гуськов А.В.* Устойчивость движения транспортного агрегата на базе мобильного энергетического средства в процессе торможения: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / *А.В. Гуськов*. – Минск, 1993. – 21 с. **10.** *Коряк О.О.* Удосконалення гальмівного управління тракторного поїзда на базі колісного трактора малого класу: автореф. дис. На здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02. “Автомобілі та трактори” / *О.О. Коряк*. – Харків. 1999. – 20 с. **11.** *Розанов В.Г.* Торможение автомобиля и автопоезда / *В.Г. Розанов*. – 1964. – 243 с. **12.** *Парфенов А.П.* Некоторые вопросы динамики торможения тракторных поездов: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук: спец. 05.195 “Автомобили и тракторы” / *А.П. Парфенов*. – М., 1964. – 20 с.

**Bibliography (transliterated):** **1.** *Podrigalo M. A.* Effect of wheel lock braking efficiency wheeled tractors classic layout . / *M. A. Podrigalo , B. V. Savchenko , M. P. Kholodov* // News Harkivskogo natsionalnogo tehnicnogo universitetu silskogo gospodarstva imeni Peter Vasilenko . Tehnichni science " Mehanizatsiya silskogospodarskogo virobnitstva ." - 2011 . - Vip.107 . - p.22- 30. **2** Investigation of tractor train in agricultural production [ Sat scientific . works ] - M: DSTI - NATI 1993 - № 175 . - 128 p. **3 .** *Podrigalo M. A., D. M. Klets* Determination of resistance against skidding car while driving under throttle // News NTU " KhPI ." - Vip . 12 " Avtomobile traktorobuduvannya -ta " , 2007 . - With . 127-136 . **4 .** *Bendas I. M.* On the distribution of braking forces between the axles car drive / *I. M. Bendas* // Road transport . - K.: technique - 1970 . - № 7. - With . 62 - 69. **5 .** *Volkov V. P.* Comparative evaluation of the stability of tractor train during braking / *V. P. Volkov, M. A. Podrigalo , A. A. Koryak* // Road transport . - Kharkov, HGADTU . - 1998 . - № 1. - With . 8-12 . **6.** *Podrigalo M. A.* Braking tractor axle trailer without locking wheels // *M. A. Podrigalo , M. P. Kholodov , E. M. Voronova* // Proceedings of the Crimean Engineering - Pedagogical University. Engineering. - Simferopol , 2013, Vol. 23 - 28 seconds. **7.** *A. N. Turenko* Analysis of the requirements for braking a trailer ( semi-trailer) // *A. N. Turenko , V. I. Klimenko, V. A. Bogomolov* // Road transport . - Kharkov, HGADTU. -1999. - № 3 . - With . 5-8 . **8.** *Topalidi V. A.* Increased brake properties multilink trains / *V. A. Topalidi* // Road transport . - Kharkov, HGADTU . - 2000 . - № 4 - с. 10-13 . **9.** *Andrei A.* Stability of a traffic unit on the basis of mobile energy during braking : Author. dis. on scientific . Ph.D. degree . tehn. Sciences : special. 05.05.03 " Car wash and tractors " / *AV Jibs* . - Minsk , 1993 . - 21 . **10 .** *Koryak O .O.* Udoskonalennya galmivnogo upravlinnya tractor poїzda on bazi kolisnogo small tractor Klas : Author. dis. On zdobuttya Sciences . Candidate stage . tehn. Sciences : special. 05.22.02 . " Avtomobili and tractors " / *O. O. Koryak* . - Harkiv . 1999 . - 20 . **11.** *Rozanov V.* Braking of the car and the train / *V. G. Rozanov* . - 1964 . - 243 p. **12.** *Parfenov A. P.* Some aspects of the dynamics of braking tractor trains : Author. dis. on scientific . Ph.D. degree . tehn. Sciences : special. 05,195 " Car wash and tractors " / *A. P. Parfenov* . - M. , 1964 . - 20.

Поступила (received) 14.03.2014

УДК 629.017:681.532.58

**С. Н. ШУКЛИНОВ**, д-р. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харків**АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ  
АВТОМОБИЛЯ И ПАРАМЕТРОВ ДВИЖЕНИЯ НА ОБЛАСТЬ  
УСТОЙЧИВОСТИ АДАПТИВНОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ  
ТОРМОЖЕНИЕМ**

Представлены результаты анализа влияния конструктивных параметров автомобиля и параметров движения на область устойчивости адаптивной автоматической и автоматизированной системы управления торможением. Рассмотрены адаптивные тормозные системы с автоматизированным и частично автоматизированным тормозными приводами, в случае адаптивного регулятора воздействующего на основной контур управления и в случае его интегрирования в основной контур управления.

**Ключевые слова:** автомобиль, торможение, адаптивная система, система управления, устойчивость, замедление, ошибка управления, корректирующее воздействие.

**Введение.** При эксплуатации автомобиля его параметры изменяются. При этом некоторые из них, например, степень загрузки автомобиля, коэффициенты эффективности тормозных механизмов, коэффициенты эффективности тормозных контуров и другие оказывают влияние на эффективность тормозного управления. Адаптивные системы управления торможением в этом случае позволяют повысить качество управления торможением и эргономические показатели тормозного управления и как следствие – безопасность движения машин.

Данная работа посвящена определению зависимости области, определяющей устойчивость адаптивной системы управления торможением автомобиля в режиме служебного торможения от конструктивных параметров автомобиля.

**Анализ публикаций.** Результаты многих исследований показывают, что характеристики тормозных систем изменяются в зависимости от режима [1, 2] и климатических условий [3] эксплуатации автомобилей. В работе [4] показано, что характеристика управления торможением изменяется от степени загрузки автомобиля. Автором работы [5] исследован вопрос влияния характеристики тормозной системы на управляемость замедлением автомобиля. В этой связи для повышения качества управления замедлением автомобиля при действии возмущающих факторов авторами работ [6, 7] предложено адаптивное управление торможением автомобиля и сформирован закон изменения управляющего воздействия тормозными колесами, обеспечивающий инвариантность тормозного управления, а также обоснован параметр оценки состояния системы управления. В работе [8] представлена методика оценки устойчивости системы управления адаптивного управления тормозами. Авторы [9] предложили схему электропневматического привода тормозов с адаптивным управлением. Результаты моделирования динамики торможения автомобиля [10] подтверждают инвариантность тормозного управления с адаптивным электропневматическим приводом тормозов.

Из анализа публикаций следует, что исследования адаптивного управления торможением актуальны, так как направлены на формирование характеристики тормозного управления, соответствующей эргономическим требованиям. При этом следует отметить, что выполненные исследования не отражают анализа влияния конструктивных параметров автомобиля на область устойчивости системы управления торможением.



**Цель и постановка задачи.** Целью настоящей работы является анализ влияния конструктивных параметров автомобиля и параметров движения на область устойчивости адаптивной системы управления торможением.

**Структурная схема адаптивной системы управления и алгоритм настройки регулятора.** Адаптивная система управления может быть частью автоматической или автоматизированной системы управления торможением. В первом случае задающее воздействие формируется автоматически на основе результатов обработки информации сигналов датчиков, оценивающих ситуацию при движении автомобиля. Во втором случае задающее воздействие формирует водитель в соответствии с определенной задачей управления. Структурная схема и алгоритм настройки регулятора определяется типом системы управления. Для адаптивной системы автоматической системы управления тормозами структурная схема имеет вид, представленный на рис. 1, а алгоритм настройки адаптивного регулятора описывается выражением (1).

$$\begin{aligned} \text{если } \dot{u}(x) > \frac{k_m}{k} \cdot \dot{q} - \frac{(a_{1m} - a_1)}{k} \cdot \dot{y}, \text{ то } \xi < B_0 \cdot y + B_1 \cdot \dot{y} + C_0 \cdot \delta + C_2 \cdot \dot{\epsilon}, \\ \text{если } \dot{u}(x) = \frac{k_m}{k} \cdot \dot{q} - \frac{(a_{1m} - a_1)}{k} \cdot \dot{y}, \text{ то } \xi = B_0 \cdot y + B_1 \cdot \dot{y} + C_0 \cdot \delta + C_2 \cdot \dot{\epsilon}, \\ \text{если } \dot{u}(x) < \frac{k_m}{k} \cdot \dot{q} - \frac{(a_{1m} - a_1)}{k} \cdot \dot{y}, \text{ то } \xi > B_0 \cdot y + B_1 \cdot \dot{y} + C_0 \cdot \delta + C_2 \cdot \dot{\epsilon}. \end{aligned} \quad (1)$$

где  $\dot{u}(x)$  – функция скорости изменения управляющего воздействия (например, скорость изменения давления воздуха или жидкости) от задающего воздействия  $x$ ;

$k, k_m$  – коэффициенты эффективности тормозного управления автомобиля и его эталонной модели;

$\dot{q}$  – скорость изменения управляющего воздействия эталонной модели;

$a, a_m, a_1, a_{1m}$  – коэффициенты, характеризующие нестационарность процесса торможения автомобиля и эталонной модели [7, 8];

$y, \dot{y}$  – скорость и замедление автомобиля;

$\xi$  – корректирующее воздействие регулятора;

$B_0 = \frac{a_m - a}{k \cdot \eta(x)}$ ;  $B_1 = \frac{k_m}{k^2 \cdot \eta(x)}$ ;  $C_0 = \frac{k_m}{k \cdot \eta(x)} - 1$ ;  $C_2 = \frac{1}{\lambda \cdot k \cdot \eta(x)}$  – коэффициенты

алгоритма управления;

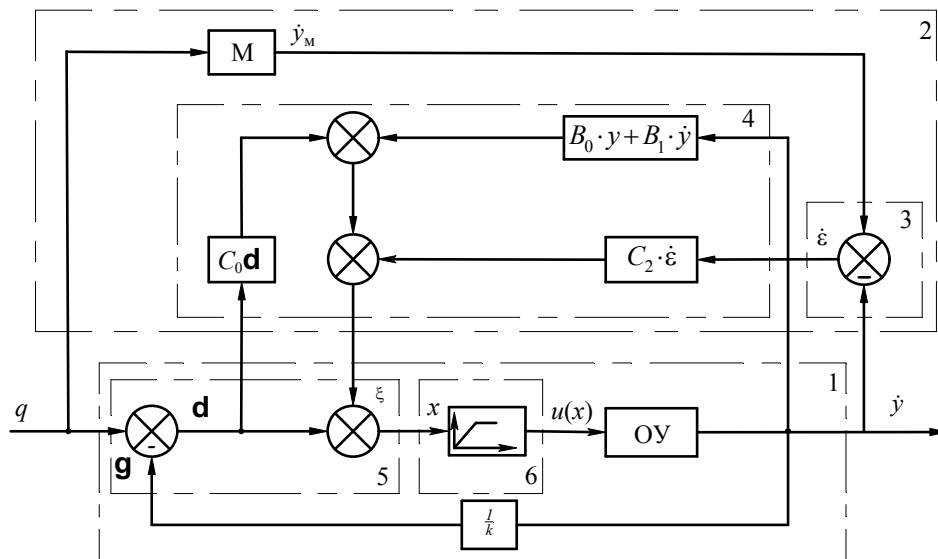
$\eta(x)$  – коэффициент передачи тормозного привода (коэффициент пропорциональности между входом и выходом функции  $u(\delta + \xi)$ );

$\delta$  – разница задающего сигнала и сигнала обратной связи;

$\dot{\epsilon} = \dot{y}_m - \dot{y}$  – отклонение замедления автомобиля от эталонных значений при действии возмущений (ошибка управления);

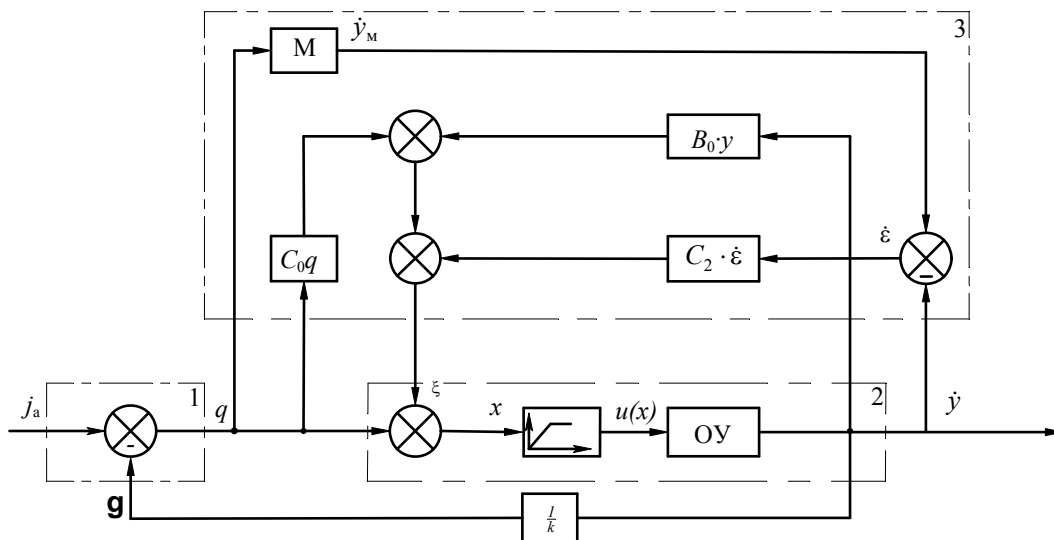
$\lambda$  – постоянный положительный коэффициент.

Адаптивная автоматизированная система управления тормозами автомобиля в отличие от автоматической не имеет обратной связи в основном контуре управления (рис. 2), так как задающее воздействие формирует водитель. При этом канал самонастройки может быть выполнен в основном контуре управления (рис. 3). В этом случае вычислительное устройство 5 канала самонастройки 4 формирует управляющее воздействие  $u(x)$ . В такой системе управления, задающее воздействие  $q$ , формируемое водителем, не имеет энергетической составляющей в формировании управляющего воздействия  $u(x)$ .



1 – основной контур управления; 2 – контур коррекции; 3 – устройство сравнения; 4 – канал коррекции; 5 – регулятор; 6 – устройство управления; ОУ – объект управления (автомобиль); М – эталонная модель торможения автомобиля;  $\gamma = \dot{y} \frac{1}{k}$  – сигнал обратной связи.

Рисунок 1 – Структурная схема адаптивной автоматической системы управления торможением автомобиля



1 – водитель; 2 – основной контур управления; 3 – блок самонастройки.

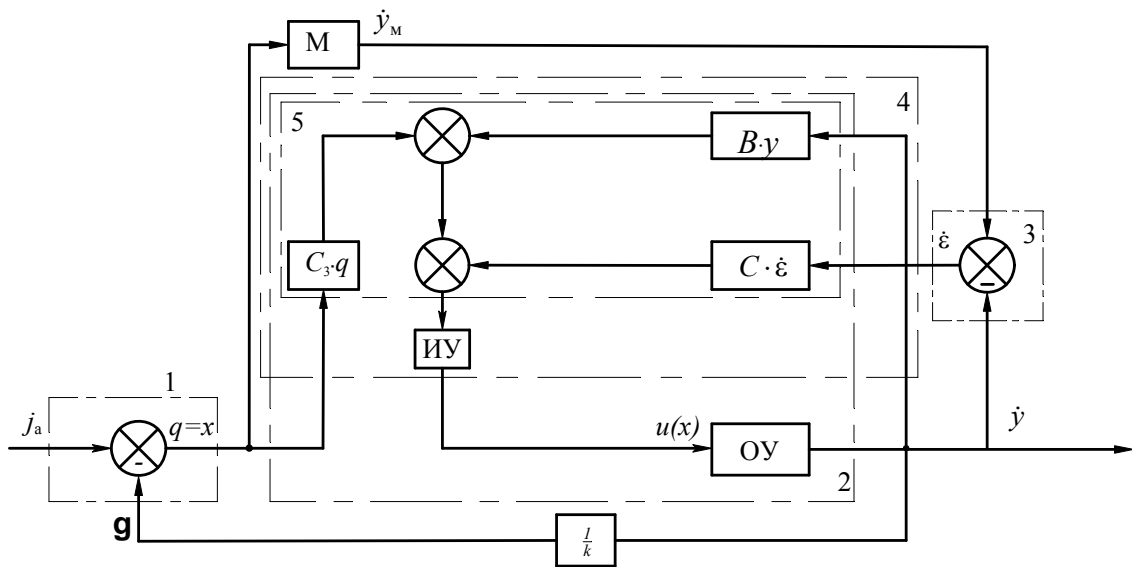
Рисунок 2 – Структурная схема адаптивной автоматизированной системы управления тормозами автомобиля без обратной связи в основном контуре

Алгоритм настройки (2) регулятора адаптивной автоматизированной системы управления тормозами определяет корректирующее воздействие  $\xi$ , которое компенсирует ошибку управления  $\dot{\epsilon}$ . В основном контуре управления задающее

воздействие  $q$  и корректирующее воздействие  $\xi$  формируют управляющее воздействие  $u(x)$ .

$$\begin{aligned} \text{если } \dot{u}(x) &> \frac{k_m}{k} \cdot \dot{q} - \frac{(a_{1m} - a_1)}{k} \cdot \dot{y}, \text{ то } \xi < C_0 \cdot q + C_2 \cdot \dot{\varepsilon} + B_0 \cdot y, \\ \text{если } \dot{u}(x) &= \frac{k_m}{k} \cdot \dot{q} - \frac{(a_{1m} - a_1)}{k} \cdot \dot{y}, \text{ то } \xi = C_0 \cdot q + C_2 \cdot \dot{\varepsilon} + B_0 \cdot y, \\ \text{если } \dot{u}(x) &< \frac{k_m}{k} \cdot \dot{q} - \frac{(a_{1m} - a_1)}{k} \cdot \dot{y}, \text{ то } \xi > C_0 \cdot q + C_2 \cdot \dot{\varepsilon} + B_0 \cdot y. \end{aligned} \quad (2)$$

Алгоритм настройки (3) адаптивной автоматизированной системы управления тормозами с каналом самонастройки в основном контуре определяет управляющее воздействие  $u(x)$ .



1 – водитель; 2 – основной контур управления; 3 – устройство сравнения; 4 – канал самонастройки; 5 – вычислительное устройство канала самонастройки; ИУ – исполнительное устройство канала самонастройки.

Рисунок 3 – Структурная схема адаптивной автоматизированной системы управления тормозами автомобиля с каналом самонастройки в основном контуре

$$\begin{aligned} \text{если } \dot{u}(x) &> \frac{k_m}{k} \cdot \dot{q} - \frac{(a_{1m} - a_1)}{k} \cdot \dot{y}, \text{ то } u(x) < C_3 \cdot q + B \cdot y + C \cdot \dot{\varepsilon}, \\ \text{если } \dot{u}(x) &= \frac{k_m}{k} \cdot \dot{q} - \frac{(a_{1m} - a_1)}{k} \cdot \dot{y}, \text{ то } u(x) = C_3 \cdot q + B \cdot y + C \cdot \dot{\varepsilon}, \\ \text{если } \dot{u}(x) &< \frac{k_m}{k} \cdot \dot{q} - \frac{(a_{1m} - a_1)}{k} \cdot \dot{y}, \text{ то } u(x) > C_3 \cdot q + B \cdot y + C \cdot \dot{\varepsilon}. \end{aligned} \quad (3)$$

где  $C_3 = \frac{k_m}{k}$ ,  $B = \frac{(a_m - a)}{k}$ ,  $C = \frac{1}{\lambda \cdot k}$  – коэффициенты алгоритма управления.

Область устойчивости адаптивной системы управления определяется алгоритмом настройки регулятора (1), (2) и (3) для соответствующей структурной схемы (см. рис. 1, 2 и 3) и ограничениями, накладываемыми на управляющее или

корректирующее воздействие регулятора и ошибку управления – отклонение замедления машины от эталонного значения.

В случае адаптивной автоматической системы управляющее воздействие регулятора  $\xi$  зависит от ошибки управления  $\dot{\varepsilon}$ , величины рассогласования  $\delta$ , параметров движения  $y, \dot{y}$ , конструктивных параметров автомобиля  $k, k_m, \eta(x)$  и постоянного положительного коэффициента  $\lambda$ . Настройка регулятора адаптивной автоматизированной системы также зависит от перечисленных параметров кроме координаты оценки состояния  $\dot{y}$ , так как в основном контуре отсутствует главная обратная связь (рис. 2). Адаптивная автоматизированная система управления с каналом самонастройки в основном контуре кроме этого не зависит от коэффициента  $\eta(x)$ , характеризующего связь между регулятором и объектом управления.

Значение постоянного положительного коэффициента  $\lambda$  в алгоритме управления определяется из условия обеспечения максимально допустимой ошибки управления  $[\dot{\varepsilon}]$ . Если изменение замедления не превышает разностный порог различия замедления  $j_n$  [11], то водитель не различает этого изменения. Поэтому рационально в качестве максимально допустимой ошибки управления  $[\dot{\varepsilon}]$  принять величину замедления не превышающую разностный порог различия замедления водителем.

В случае адаптивной автоматической системы, полагая, что предельное значение величины рассогласования  $\delta$  равно задающему сигналу  $q$ , корректирующее воздействие регулятора  $\xi$  достигло максимума  $\xi_{\max} = N$  и отклонение замедления  $\dot{\varepsilon}$  от эталонного значения равно допустимой ошибке  $[\dot{\varepsilon}]$  из алгоритма (1) после подстановки значений коэффициентов получим

$$\lambda = \frac{[\dot{\varepsilon}]}{N \cdot k \cdot \eta(x) - \frac{k_m}{k} \cdot \dot{y} - [k_m - k \cdot \eta(x)] \cdot q - (a_m - a) \cdot y}. \quad (4)$$

Соответственно для адаптивной автоматизированной системы с учетом (2) получим

$$\lambda = \frac{[\dot{\varepsilon}]}{\xi^{\max} \cdot k \cdot \eta(x) - [k_m - k \cdot \eta(x)] \cdot q - (a_m - a) \cdot y}, \quad (5)$$

где  $\xi^{\max}$  – максимальное воздействие, создаваемое исполнительным устройством цепи коррекции.

В адаптивной автоматизированной системе с каналом самонастройки в основном контуре формируется управляющий сигнал, на который накладывается ограничение  $u(x) \leq u(x)^{\max}$ . В этом случае постоянный положительный коэффициент  $\lambda$  определяется из алгоритма (3)

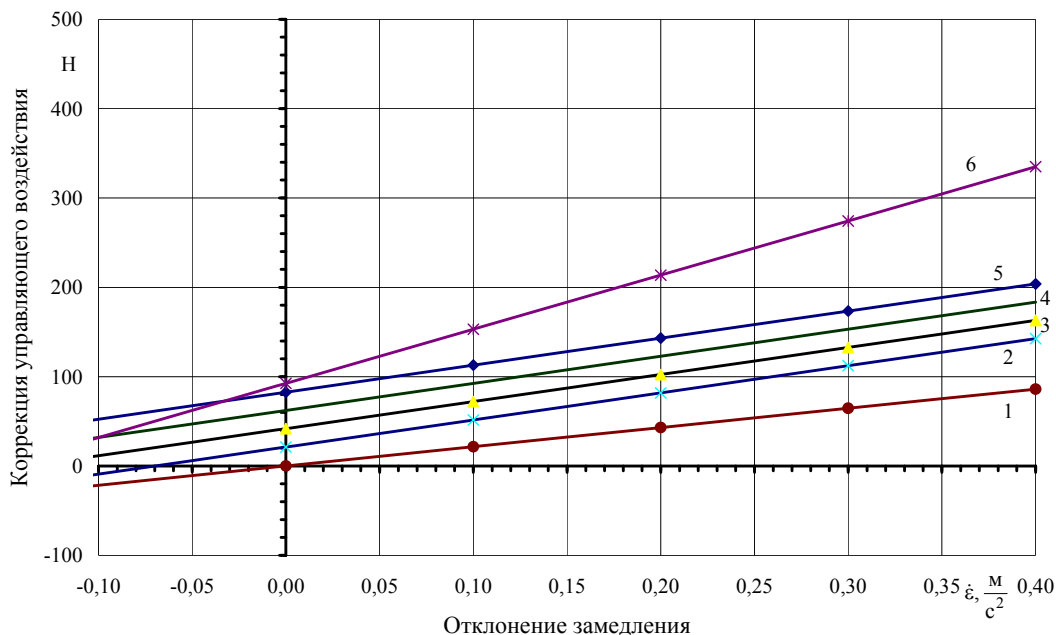
$$\lambda = \frac{[\dot{\varepsilon}]}{u(x)^{\max} \cdot k - (k_m - k) \cdot q - (a_m - a) \cdot y}. \quad (6)$$

В зависимости (1), (2), (3) входит скорость колесной машины  $y$ . При определении значения  $\lambda$  по указанным зависимостям следует использовать значение минимально устойчивой скорости  $y_{\min}$ , это обеспечивает минимальное значение  $\lambda$  и соответственно минимальное отклонение замедления машины от эталонного значения.

На рисунке 4 представлен пример изменения зоны устойчивости адаптивной системы при изменении конструктивных параметров автомобиля УАЗ-3151.

Зависимость 1 характеризует изменение корректирующего воздействия регулятора от ошибки управления для не груженого автомобиля. При отклонении замедления машины от эталонного на  $0,4 \text{ м/с}^2$  адаптивный регулятор должен создавать корректирующее воздействие  $86 \text{ Н}$ . После выравнивания значений замедлений автомобиля и эталонной модели адаптивный регулятор переходит в статический режим  $\xi = 0$ .

Графики 2, 3, 4 и 5 (см. рис. 4) отражают зависимость корректирующего воздействия регулятора от ошибки управления. При этом торможение автомобиля с полной массой происходит при нажатии водителем на педаль с усилием соответственно 50, 100, 150 и 200 Н.



1 – граница устойчивости тормозного управления снаряженного автомобиля; 2, 3, 4, 5 – границы устойчивости тормозного управления груженого автомобиля при различных усилиях на педали, соответственно 50, 100, 150 и 200 Н; 6 – граница устойчивости тормозного управления при отказе одного тормозного контура.

Рисунок 4 – Область устойчивости адаптивной автоматической системы тормозного управления автомобиля УАЗ-3151

В этом случае даже при отсутствии ошибки управления адаптивный регулятор формирует корректирующее воздействие, так при усилии на педали 200 Н корректирующее воздействие равно  $82,6 \text{ Н}$ . При ошибке управления отличной от нуля корректирующее воздействие регулятора увеличивается, причем быстрее, чем для автомобиля в снаряженном состоянии.

При отказе заднего тормозного контура коэффициент эффективности тормозного управления  $K_s$  автомобиля снижается, что соответственно вызывает сужение зоны устойчивости в соответствии с графиком 6 на рисунке 4. При этом регулятор в установившемся режиме развивает корректирующее усилие  $92,5 \text{ Н}$ , а при отклонении замедления  $0,4 \text{ м/с}^2$  должен развивать  $334,9 \text{ Н}$ .

**Выводы.** Установлено, что влияние конструктивных параметров автомобиля и параметров движения на область адаптивной системы управления торможением определяется структурой системы управления. В случае автоматической системы управления область устойчивости зависит от величины ошибки управления  $\dot{\epsilon}$ , конструктивных параметров автомобиля  $k, k_m, \eta(x)$  и параметров движения  $u, \dot{u}$ . Следует отметить, что область устойчивости автоматизированной системы управления не зависит от замедления автомобиля, так как в основном контуре управления обратная связь осуществляется по ошибке управления  $\dot{\epsilon}$ , а не по замедлению. При этом, для случая формирования канала самонастройки в основном контуре управления, область устойчивости системы не зависит от коэффициента  $\eta(x)$ , вследствие отсутствия связи между водителем и исполнительным устройством канала самонастройки.

Установлено, что в случае адаптивной автоматизированной системы управления область устойчивости уменьшается при увеличении массы автомобиля, снижении эффективности тормозной системы и увеличении задающего воздействия.

**Список литературы:** 1. *Генбом Б.Б.* Исследование выходных характеристик и стабильности основных типов колодочных тормозных механизмов / *Б.Б. Генбом, А.И. Гутта* // Автомобильная промышленность. – 1979. – № 8. – С. 16 – 17. 2. *Нагиев А.М.* О влиянии нагрева тормозных колодок на параметры торможения автомобилей / *А.М. Нагиев* // Автомобильная промышленность. – 1977. – № 10. – С. 19 – 20. 3. *Филатов П.Г.* Исследование работы гидропривода к автомобильным тормозам при низких температурах / *П.Г. Филатов* // Автомобильная промышленность. – 1967. – № 5. – С. 18 – 19. 4. *Савельев Б.В.* Обоснование статической характеристики тормозной системы автомобиля: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / *Б.В. Савельев*. – М., 1988. – 21 с. 5. *Савельев Б.В.* Влияние характеристик тормозной системы на управляемость замедлением автомобиля. Обзор / *Б.В. Савельев*. – Омск, 1981. – 30 с. – Деп. в НИИНавтопром 25.01.82, № Д688. 6. *Туренко А.Н.* Адаптивное тормозное управление колесных машин / *А. Н. Туренко, С.Н. Шуклинов* // Журнал автомобильных инженеров. – 2010. – № 5 (64). – С. 18 – 21. 7. *Туренко А.Н.* Замедление колесной машины как параметр оценки состояния системы адаптивного тормозного управления / *А. Н. Туренко, С.Н. Шуклинов, В.И. Вербицкий* // Сб. науч. тр. ХНАДУ „Автомобильный транспорт”. – Вып. 31. – Х., 2012. – С. 7 – 12. 8. *Туренко А.Н.* Оценка устойчивости системы адаптивного управления тормозами / *А.Н. Туренко, С.Н. Шуклинов, В.И. Вербицкий* // Сб. науч. тр. ХНАДУ „Автомобильный транспорт”. – Вып. 28. – Х., 2011. – С. 7 – 11. 9. *Туренко А.Н.* Электропневматический привод тормозов с адаптивным управлением / *А.Н. Туренко, С.Н. Шуклинов, Н.Г. Михалевич* // Изв. ВолгГТУ. Серия «Наземные транспортные системы», Вып. 4: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – № 12(85). – С. 51 – 53. 10. *Туренко А. Н.* Моделирование динамики колесной машины с адаптивным электропневматическим приводом тормозов / *Туренко А.Н., Шуклинов С.Н. Михалевич Н.Г.* // Вестник ХНАДУ. – 2012. – Вып. 56. – С. 66 – 74. 11. *Рокуэлл Т.Г.* Исследование предела выносливости человека к линейным ускорениям / *Т.Г. Рокуэлл, Д.Н. Сидер, Д.К. Биркимер* / ЭИ ВИНТИИ Автомобилестроение, 1969, № 33 реф. 194. – С. 1 – 6.

**Bibliography (transliterated):** 1. *Genbu B.B.* Research output characteristics and stability of the main types of shoe brakes / *B.B. Genbu, A.I. Gutta* // Automotive industry. - 1979. - № 8. - Pp. 16 - 17. 2. *Naghiyev A.M.* On the effect of heat on the brake pad braking vehicles

parameters / *A.M. Naghiyev* // Automotive industry. - 1977. - № 10. - Pp. 19 - 20. **3.** *Filatov P.G.* The study of the hydraulic actuator to the automobile brake at low temperatures / *P.G. Filatov* // Automotive industry. - 1967. - № 5. - Pp. 18 - 19. **4.** *Savelyev B.V.* Justification of the static characteristics of a brake system of a vehicle: Author. dis. for the degree of PhD. tehn. Sciences: special. 05.05.03 "Automobiles and Tractors" / *B.V. Saveliev*. - M., 1988. - 21. **5.** *Savelyev BV* Influence of characteristics of the brake system on the handling of the car slowing down . Overview / *B.V. Saveliev*. - Omsk , 1981. - 30 . - Dep. in NIINavtoprom 25.01.82, № D688 . **6.** *AN Turenko* Adaptive brake control wheel cars / *A.N. Turenko, S.N. Shuklinov* // Journal of Automotive Engineers. - 2010. - № 5 (64). - Pp. 18 - 21. **7.** *A.N. Turenko*. Slowing wheeled vehicle as a parameter assessment of adaptive brake control / *A.N. Turenko, S.N. Shuklinov, V.I. Verbitsky* // Proc. scientific. tr. HNADU "Road Transport" . - Issue. 31. - H., 2012. - Pp. 7 - 12. **8.** *A.N. Turenko*. Estimation of stability adaptive brake control / *A.N. Turenko, S.N. Shuklinov, V.I. Verbitsky* // Proc. scientific . tr. HNADU "Road Transport" . - Issue. 28. - H., 2011. - Pp. 7 - 11. **9.** *A.N. Turenko*. Electronic Brake with adaptive control / *A.N. Turenko, S.N. Shuklinov, N.G. Mihalevitch* // Math. VSTU . Series "Land transport systems", Vol. 4: Hi. Sat scientific. Art. / VSTU. - Volgograd, 2011. - № 12 (85). - Pp. 51 - 53. **10.** *Turenko A.N.* Modeling the dynamics of wheeled vehicles with adaptive Electronic Brake / *Turenko A.N., Shuklinov S.N., Mihalevitch N.G.* // Herald HNADU. - 2012. - Issue. 56. - S. 66 - 74. **11.** *Rockwell T.G.* The study of human endurance limit to linear accelerations / *T.G. Rockwell, D.N. Snyder, D.K. Birkimer* / EI Automotive VINITI , 1969, № 33 ref. 194. - S. 1 - 6.

*Надійшла (received) 04.02.2014*

УДК 629.7

**А. П. КРАВЧЕНКО**, д-р техн. наук, проф., заведуючий кафедрою автоники и управління на транспорті ВНУ ім. В. Даля, Луганськ;  
**В. А. КОСТРУБ**, канд. техн. наук, доц. ВНУ ім. В. Даля

### **АНАЛИЗ ТЕРМОКИНЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПЛЕТЕЛЬНО-ПУЛТРУЗИОННОГО ПРОЦЕССА ФОРМОВАНИЯ КОМПОЗИТНЫХ СТЕРЖНЕЙ ДЛЯ СИЛОВЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ**

Проведен анализ процесса полимеризации композитных стержневых сложноармированных элементов, применяемых в качестве элементов силового набора автомобильных конструкций. Приведены рекомендации по оптимальному выбору технологических параметров.

**Ключевые слова:** композитный стержень, полимеризация, техпроцесс, армирующее волокно, связующее, ролтрузия, степень наполнения.

**Введение.** Как известно, конструкции на основе композиционных материалов обладают целым рядом уникальных свойств, актуальных при создании агрегатов и конструкций автомобильной техники. Это и коррозионная стойкость, и ударопрочность, и высокая вибро- и энергоемкость. Широкое применение композиционных материалов в конструкциях различного назначения обуславливает создание более совершенных композитных структур и разработку технологических процессов для их реализации в конкретных изделиях. В этой связи значительный интерес представляют непрерывные процессы получения длинномерных стержневых изделий на основе волокнистых композитов.

**Анализ основных достижений и литературы.** Стержневые композитные профили находят применение в качестве силовых и подкрепляющих элементов автомобильных конструкций, причем характер их нагружения обуславливает действие нагрузки преимущественно в осевом направлении [1]. Такого рода стержневые элементы изготавливаются, в большинстве своем, методом пултрузии, позволяющем получать длинномерные изделия с высокими скоростями изготовления. Однако пултрузионные композитные профили, в силу однонаправленности армирования, обладают невысокими сдвиговыми и трансверсальными характеристиками и низкой прочностью при продольном сжатии, величину которых определяют параметры матрицы и адгезия между волокнами и связующим. Для устранения указанных недостатков целесообразно вводить один или несколько слоев вспомогательной трансверсальной арматуры путем спиральной обмотки, оплетки и т.п. Однако реализация такого вспомогательного армирования оказывается весьма затруднительной в сочетании с непрерывным процессом формования при пултрузировании [2, 3].

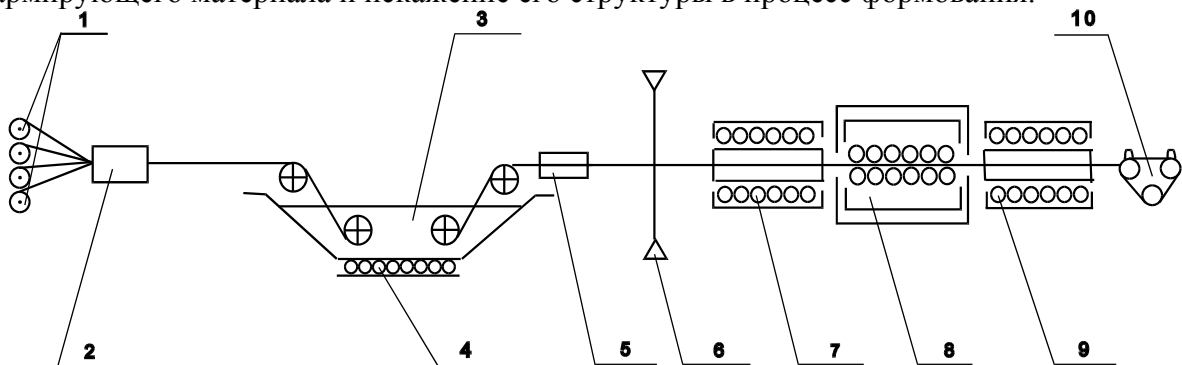
**Цель исследования, постановка задачи:** исследовать и разработать технологический процесс ролтрузии, позволяющий совместить пространственное армирование с непрерывным формованием длинномерных профилируемых стержней на основе волокнистых композитов для элементов силового набора автомобильных конструкций. Отличительными особенностями такого метода должно являться введение в технологический регламент операции нанесения вспомогательной арматуры, и также использование в качестве формирующего тракта приводных профилированных роликов (рис. 1).

Причем, синхронизация скорости протягивания со скоростью вращения формирующих роликов должна позволять значительно снизить деформативности

©А. П. Кравченко, В. А. Коструб, 2014



армирующего материала и искажение его структуры в процесс формования.



1 - шпулярник; 2 - распределительное устройство; 3 - пропиточная ванна; 4 - нагревательный элемент; 5 - отжимная фильера; 6 - обмоточный узел; 7 - термокамера предварительной обработки; 8 - формующие ролики; 9 - полимеризационная термокамера; 10 - протягивающее устройство

Рисунок 1 – Схема непрерывного технологического процесса формования профиля методом “ролтрузии”

Важнейшей стадией процесса ролтрузии наряду с нанесением вспомогательной арматуры, является прохождение пропитанного термореактивным связующим волокнистого материала через зону формования. Скорость процесса определяется в первую очередь скоростью полимеризации термореактивного связующего. Варьируемыми технологическими параметрами этой стадии процесса являются термокинетические параметры - распределение температурных полей в формующем роликовом тракте и скорость протягивания. В сочетании с длиной формующего тракта они определяют температурно-временные условия формования профильного стержневого изделия. Установление взаимосвязи этих факторов с целью оптимизации режимов формования (температурных полей формующего тракта, скорости и усилия протягивания) является чрезвычайно сложной задачей.

**Материалы исследований.** В формующем роликовом тракте происходит уплотнение армирующего наполнителя, перераспределение связующего в материале и его отверждение до степени, обеспечивающей формостабильность профильного изделия и допустимый уровень его физико-механических свойств. Связующее в результате реакции полимеризации претерпевает объемное расширение и усадку, а также релаксационные превращения при переходе из вязко-текучего состояния через гелеобразование в эластическое, а затем и в твердое стеклообразное состояние. При этом соотношение термокинетических параметров ролтрузионного процесса связано с мощностью нагревателей, длиной и теплоемкостью формующего тракта, а также с теплофизическими и адгезионными свойствами формируемого изделия и величиной экзотермического эффекта при отверждении.

Для описания взаимосвязи термокинетических параметров ролтрузионного процесса может быть использована упрощенная одномерная термокинетическая модель, основанная на решении связанной задачи теплопроводности и теплообмена в системе профиль-формирующий тракт с помощью общего уравнения Дамкелера для потока тепла в одном направлении [4, 5] и уравнения кинетики отверждения связующего

$$\frac{\partial \lambda}{\partial t} = F(\lambda) \cdot e^{-E(\lambda)/RT(t)}; \quad (1)$$

$$\rho C_p S \frac{\partial T}{\partial t} - \psi S \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \rho C_p S V_{пр} \frac{\partial T}{\partial x} + h\Pi(T - T_{CP}) - \rho Q_0 S \frac{\partial \lambda}{\partial t} = 0; \quad (2)$$

где  $\rho$  - плотность материала профиля;

$C_p$  - теплоёмкость материала профиля;

$S, \Pi$  - площадь и периметр поперечного сечения профиля, соответственно;

$\psi$  - коэффициент теплопроводности материала профиля;

$h$  - коэффициент теплопередачи системы профиль-среда;

$T_{CP}$  - температура среды;

$T(t)$  - температура профиля;

$t$  - время;

$Q_0$  - полный тепловой эффект реакции отверждения;

$\lambda$  - степень отверждения связующего.

Данная модель позволяет учитывать экзотермический характер реакции отверждения и изменения теплофизических свойств формуемого профиля, которые определяются экспериментально. Указанная модель позволяет определить тепловой режим формуемого материала при нагревании и охлаждении, а также промежуточную и конечную степень отверждения связующего. При этом должны учитываться следующие технологические параметры процесса ролтрузии: размеры и формы армирующего тракта, исходя из поперечного сечения профиля и длины тракта  $L_\phi$ ; скорость протягивания  $V_{пр}$ , температуру нагревателей формующего тракта  $T_\phi$ , предварительный подогрев профиля на входе в формующий тракт до температуры  $T_0$  и начальную степень отверждения связующего  $\lambda_0$ .

В связи с этим возникает необходимость экспериментального определения теплофизических характеристик профиля, распределения температурных полей в формующем тракте и формируемом материале, а также кинетических параметров изотермического отверждения связующего совместно с наполнителем.

**Результаты исследований.** Экспериментальные исследования указанных характеристик были проведены на действующей ролтрузионной установке при формировании прямоугольного профильного стержневого изделия на основе стекловолоконного армирующего наполнителя и эпоксидного связующего, модифицированного стеаратом цинка.

С этой целью отбирались образцы с учетом скорости, температуры и положения изделия в формующем тракте. Определение степени отверждения связующего проводилось методом экстракции растворителем фракции связующего, не связанного химически с полимерной сеткой, результаты представлены на рис. 2, 3, 4. Их анализ показывает, что при соответствующем подборе скорости протягивания и температуры в формующем тракте может быть получена требуемая степень отверждения связующего в изделии. Причем, увеличение температуры до  $250^{\circ}\text{C}$  не приводит к существенному повышению степени отверждения, а увеличение длины формующего тракта позволяет

повысить скорость протягивания, т.е. увеличить производительность процесса.

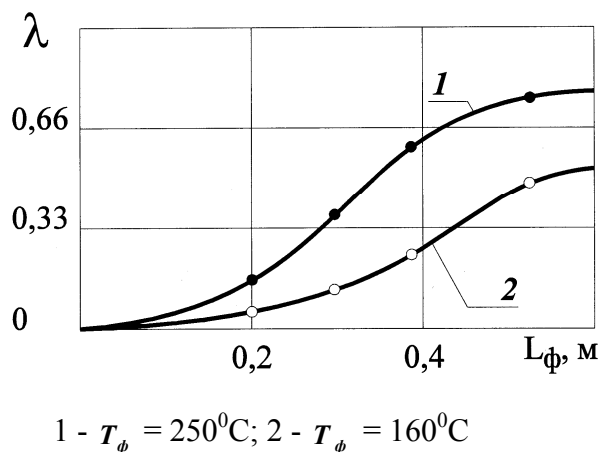


Рисунок 2 – Изменение степени отверждения стеклопластикового стержня по длине роллтризионного тракта в зависимости от температуры формования

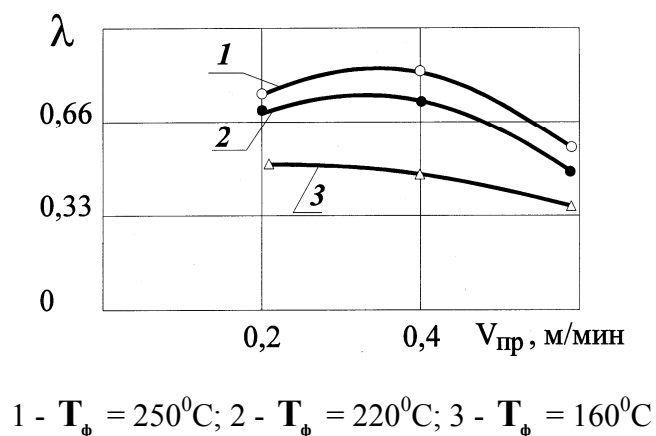


Рисунок 3 – Зависимость степени отверждения стеклопластикового стержня от скорости протягивания

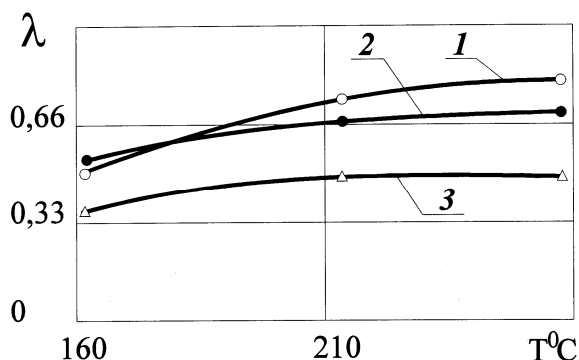


Рисунок 4 – Зависимость степени отверждения стеклопластикового стержня от температуры в формирующем тракте

Весьма важную роль в процессе отверждения изделия играет распределение

температурных полей по длине формующего тракта, направленное изменение которых позволяет регулировать степень отверждения связующего в изделии. С этой целью были проведены исследования изменений температуры в формующем тракте и в формуемом профильном изделии.

Эксперименты показали, что распределение температурного поля по длине формующего тракта носит параболический характер с небольшим плато и смещается при изменении положения нагревателей (рис. 5, 6, 7).

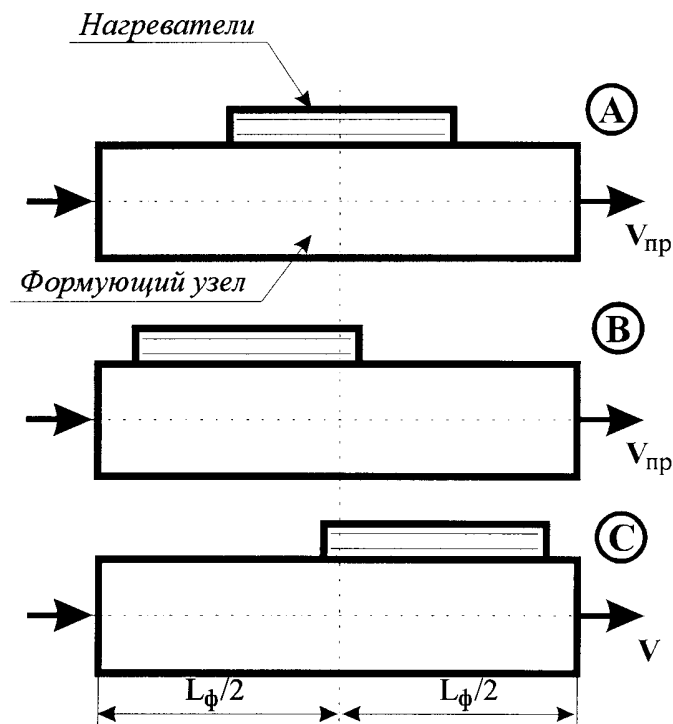


Рисунок 5 – Схема расположения нагревателей по длине формующего тракта

Влияние скорости протягивания на изменение температурного поля формующего тракта показано на рис. 8.

Как видно из представленных данных, по мере увеличения скорости протягивания пик температурного поля смещается к выходу из формующего узла, при этом несколько изменяется динамика процесса нарастания температуры, что говорит о целесообразности регулирования процесса полимеризации при определенной скорости протягивания. Было установлено, что максимальная температура материала на  $7 - 8^{\circ}\text{C}$  превышала температуру формующего узла, что связано, очевидно, с экзотермичностью процесса полимеризации.

С целью рационального выбора температурного режима процесса формования в образцах определялась степень отверждения связующего, результаты приведены на рис. 9. Как следует из полученных зависимостей, смещение нагревателей ко входу в формующий узел позволяет несколько увеличить степень полимеризации, причем с ростом скорости протягивания эта тенденция принимает более выраженный характер.

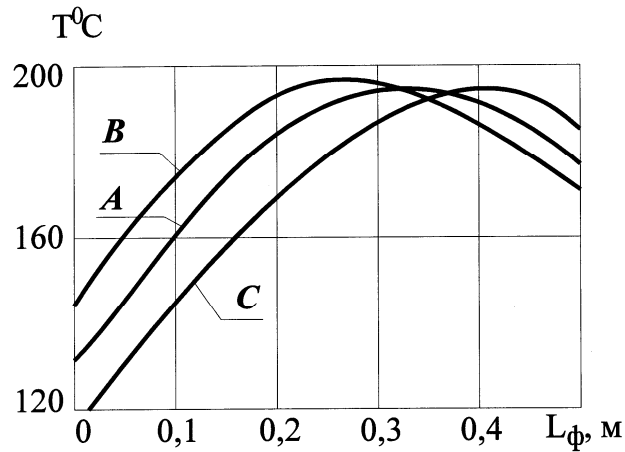


Рисунок 6 – Изменение температурного поля в формующем тракте при различных положениях нагревателей ( $T_{\phi} = 220^{\circ}\text{C}$ ;  $V_{\text{пр.}} = 0,4$  м/мин)

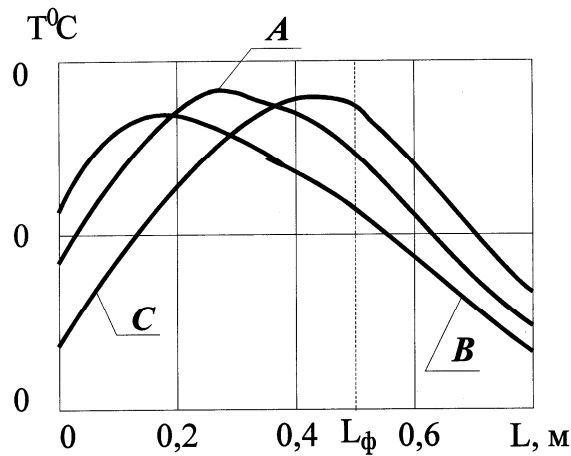


Рисунок 7 – Влияние расположения нагревателей по длине формующего узла на изменение температуры в композите ( $V_{\text{пр.}} - 0,4$  м/мин;  $T_{\phi} - 220^{\circ}\text{C}$ )

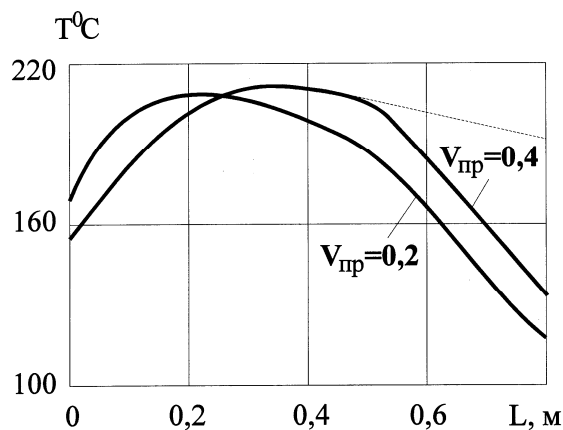


Рисунок 8 – Изменение температуры в композите при различной скорости протягивания (положение нагревателей А, температура нагревателей  $220^{\circ}\text{C}$ )

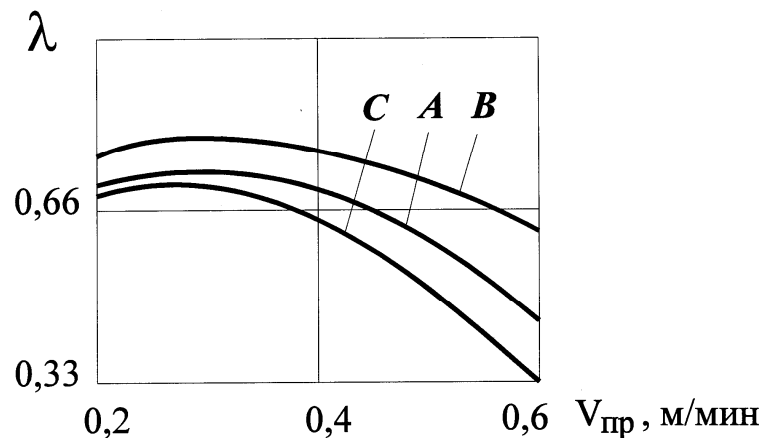


Рисунок 9 – Изменение степени полимеризации связующего в стеклопластиковых стержнях в зависимости от условий нагрева в формующем тракте и скорости протягивания

**Выводы.** Проведенные исследования режима термической обработки профильных стержневых изделий позволяют выбирать рациональное распределение температурных полей и оптимизировать скорость протягивания и длину формующего тракта при изготовлении стержневых композитных изделий методом ролтрузии.

**Список литературы:** 1. Бичков С.А. Технологія виробництва літальних апаратів із композиційних матеріалів / С.А. Бичков, О.В. Гайдайчук, В.С. Гайдайчук [та ін.]. - К. ІСДО: - 1995 - 376 с. 2. Коструб В.А. Исследование процесса формования композитов методом ролтрузии // Слоистые композиционные материалы-98: Сборник трудов конференции / Волгоград.гос.тех.ун-т, Волгоград, 1998, С.322-323. 3. Коструб В.А. Процесс ролтрузии как метод создания сложноармированных композиционных стержневых изделий // Композиционные материалы в промышленности (Славполиком-98): Тезисы докладов Международной конференции. Киев: АТМ Украины. - С. 87. 4. Сумм Б.Д.. Физико-химические основы смачивания и растекания / Б.Д. Сумм, Ю.В. Горюнов - М.: Химия - 1976. - 232 с. 5. Лыков А.В. Теплообмен. - М.: Энергия. - 1972. - 560 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Bychkov S.A. Technology of production aircraft with composite / S.A. Bychkov, A.V. Haydaychuk, V.S. Haydaychuk [et al.]. - K. ISDO: - 1995 - 376 p. 2. Kostrub V.A. Investigation of the process composites molding method roltruzii // Layered composite materials -98: Conference Proceedings / Volgograd.gos.teh.un -t, Volgograd, 1998, S.322 -323. 3. Kostrub V.A. Roltruzii process as a method for slozhnoarmirovannyh composite core products // Composite Materials Industry (Slavpolikom-98): Proceedings of the International Conference . Kiev: Ukraine ATM. - S. 87. 4. B.D. Summ. Physico-chemical basis of wetting and spreading / B.D. Summ, Y.V. Gorjunov - M.: Chemistry - 1976 . - 232 . 5. A.V. Lykov Heat and mass transfer. - Moscow: Energiya. - 1972. - 560.

Надійшла (received) 13.05.2013

УДК 621.43+621.43.016.4+681.518

**Ю. Ф. ГУТАРЕВИЧ**, д-р техн. наук, проф. НТУ, Київ;  
**І. В. ГРИЦУК**, канд. техн. наук, доц. ДонІЗТ УкрДАЗТ, Донецьк;  
**Д. С. АДРОВ**, асист. ДонІЗТ УкрДАЗТ, Донецьк;  
**А. П. КОМОВ**, асп. ХНАДУ, Харків;  
**Д. М. ТРИФОНОВ**, асп. НТУ, Київ

### **ОБҐРУНТУВАННЯ СТРУКТУРИ ВИМІРЮВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З СИСТЕМОЮ ПРОГРІВУ Й ТЕПЛОВИМ АКУМУЛЯТОРОМ В ПРОЦЕСІ ПУСКУ І ПРОГРІВУ**

У статті описано можливу структуру інформаційного комплексу для дослідження роботи двигуна внутрішнього згорання транспортного засобу з системою прогріву та тепловим акумулятором в процесі пуску і прогріву. Комплекс дозволяє проводити дистанційну оцінку параметрів роботи і теплової підготовки двигуна в структурі інтелектуальних транспортних систем.

**Ключові слова:** транспортний засіб, випробування, двигун внутрішнього згорання, вимірювальний комплекс, тепловий акумулятор, бортовий інтелектуальний діагностичний комплекс.

**Вступ.** Системи прогріву (СП) знайшли широке застосування в процесах передпускової підготовки і прогріву двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) транспортних засобів (ТЗ) і стаціонарних енергетичних установок [1, 2]. Особливістю роботи систем прогріву з тепловими акумуляторами (ТА) фазового переходу є взаємна участь в процесі передпускового і подальшого прогріву після пуску двигуна як системи керування, так і водія (оператора), що використовує покази відповідних приладів [2]. Ефективність СП з ТА напряду залежить від участі людини в процесі прогріву і в процесі моніторингу за параметрами роботи двигуна. Для забезпечення високої ефективності системи прогріву доцільно враховувати інформацію системи *OBD (On Board Diagnostic)*, зокрема інформацію, отриману скануванням пам'яті бортового комп'ютера ТЗ спеціальними технологічними засобами (за наявності) [3]. Аналіз літературних джерел показав, що дослідження щодо оцінки взаємодії водія (оператора) і системи прогріву ДВЗ з ТА фазового переходу в процесі передпускового і подальшого прогріву після пуску двигуна не проводились і, відповідно, не розроблявся для цього дослідження вимірювальний комплекс, який забезпечує дистанційний моніторинг в структурі інтелектуальних транспортних систем (*Intelligent Transport Systems (ITS)*) [4].

**Аналіз останніх досліджень.** Сучасні датчики дозволяють провести вимірювання практично всіх фізичних величин [5, 6]. Але найчастіше вони застосовуються як окремі елементи, що не зв'язані в єдиний комплекс оцінки ТЗ у взаємозв'язку джерел зовнішніх збурювань і внутрішнього стану системи. У роботах [7, 8] представлені конструктивні схеми елементів вимірювального комплексу для автоматичного управління теплонакопиченням та передпусковим прогрівом двигуна внутрішнього згорання, але їх застосування не дозволяє оцінити частку участі водія (оператора) в роботі системи прогріву. У роботі [9] описано інтелектуальний вимірювальний комплекс для дистанційного автоматизованого або автоматичного керування роботоздатністю ТЗ в умовах експлуатації, але для дослідження роботи ДВЗ ТЗ з СП і ТА в процесі пуску і прогріву за його використання - не проводились.

Відомі закордонні системи NaviFleet (Латвія, Geospars) [10], Dynafleet(Швеція, Volvo Group) [11], ruDi (Німеччина, Технічному інституті у м. Ахен спільно з компанією Fritz Rensmann Maschinenfabrik (Дортмунд)) [12] дозволяють здійснювати моніторинг, контроль і керування транспортними засобами, які пересуваються на всій території, де є мобільний зв'язок *GPRS/GSM*. Вище названі системи і більшість інших, менш розповсюджених, мають розвинений інтерфейс і дозволяють працювати з досить великими й складними мережами. Недоліком їх є відсутність оцінки спектра сучасних умов експлуатації транспорту, обмеженість функціональних можливостей складових компонентів, неможливість раціонального управління експлуатацією ТЗ з урахуванням дорожніх і експлуатаційних умов в оперативному режимі і неможливість враховувати особливості роботи з системами автоматичного управління теплонакопиченням та передпусковим прогрівом ДВЗ. Тому виникає важлива задача, що полягає в уточненні структури вимірювального комплексу для дослідження роботи двигуна внутрішнього згорання транспортного засобу з системою прогріву й тепловим акумулятором в процесі пуску і прогріву, що працюють в умовах *ITS*.

**Постановка задачі.** Метою роботи є обґрунтування і уточнення структури вимірювального комплексу для дослідження роботи двигуна внутрішнього згорання транспортного засобу з системою прогріву й тепловим акумулятором в процесі пуску і прогріву, а також оцінки фізичної участі водія (оператора) в процесі дослідження.

Для цього необхідно вирішити наступні завдання:

- обґрунтувати склад вимірювального комплексу для дослідження роботи двигуна внутрішнього згорання транспортного засобу з системою прогріву й тепловим акумулятором в процесі пуску і прогріву;
- обґрунтувати застосування датчиків в залежності від завдань досліджень;
- розробити схему інформаційного обміну між елементами вимірювального комплексу.

**Основний матеріал.** Для дослідження і оцінки роботи двигуна внутрішнього згорання транспортного засобу під час пуску і прогріву необхідно вимірювати щонайменше наступні параметри (при зупиненому транспортному засобі і в процесі руху): швидкість транспортного засобу, частоту обертання, витрату палива, коефіцієнт надлишку повітря, температуру охолоджуючої рідини, температуру каталізатора, напругу на датчиках  $O_2$  каталізатора, абсолютне значення навантаження двигуна; тиск у впускному колекторі, температуру повітря на впуску напругу бортової мережі - зарядки акумулятора і живлення системи керування приладів. У випадку дослідження параметрів двигуна, оснащеного системою прогріву й тепловим акумулятором в процесі пуску і прогріву додатково - температури теплоносіїв в ТА,  $t$ ,  $^{\circ}C$  ( $T$ ,  $K$ ).

Для вимірювання вказаних параметрів пропонується використовувати штатні датчики, що використовуються в системі керування двигуна і ТЗ. В тому випадку, якщо виникає потреба у вимірюванні додаткових параметрів двигуна і ТЗ то, відповідно, встановлюються додаткові спеціалізовані датчики.

Сучасним рішенням вказаної задачі в СП є застосування дистанційного моніторингу за процесами прогріву теплоносія двигуна при передпусковій підготовці, запуску двигуна і його прискореного прогрівання до температури не менше  $50^{\circ}C$  для забезпечення можливості прийняття зовнішнього навантаження. Запропоновано забезпечити СП двигуна [7, 8] можливістю і засобами дистанційного інформування водія (оператора) відомостями про поточний стан температури



теплоносіїв та відповідні процеси прогрівання ДВЗ, що здійснюються згідно спеціального алгоритму роботи СП двигуна. При цьому виконуються наступні функції: зчитування значень датчиків температури охолоджуючої рідини, порівняльний аналіз температурних характеристик з метою визначення стану теплоносіїв, відбувається керування системою прогріву, згідно з отриманою інформацією, а саме, здійснюється вибір режимів прогріву і відключення відповідних елементів СП в разі збільшення температур теплоносіїв вище встановленої норми.

Для того, щоб отримувати дистанційно під час пуску і прогріву двигуна ТЗ в режимі «*on-line*» необхідну інформацію про теплові процеси, запропоновано оснастити ДВЗ трекерами, а в плані функціональних доповнень, підключити ряд датчиків [9]. Період опитування трекером всіх підключених датчиків, необхідних для контролю теплових процесів двигуна (датчиків температури), є регульованим. Можливо виставляти його в залежності від необхідної точності, період вимірювань знаходиться в межах від 5 сек. до 30 хв. За відсутністю *GPS* або *GSM* зв'язку трекер забезпечує фіксацію отриманих даних у свій власний накопичувач протягом усього періоду вимірювань, а потім при відновленні зв'язку передає їх на сервер.

В якості датчика температури в СП двигуна використано цифровий термометр *DS18S20*. Температура деталей систем охолодження, мащення і паливної системи змінюється з низькою швидкістю, тому для контролю їх температури достатньо встановлення часу періоду опитування датчиків в межах 3...5 хв. У той же час температура деталей поршневої групи і підшипників ковзання колінчастого вала двигуна може змінюватись досить швидко, особливо на перехідних режимах, тому період їх опитування не повинен перевищувати 20...40 с. Значення вимірюваних параметрів відображаються на сервері і на будь-якому віддаленому комп'ютері.

Схема інформаційного обміну (рис. 1) між елементами вимірювального комплексу для дистанційного дослідження роботи ДВЗ транспортного засобу з СП й ТА в процесі пуску і прогріву показана на прикладі ВП ЕАТ «ХНАДУ-ТЭСА» [13] імістить ТЗ з ДВЗ, систему прогріву двигуна з ТА, штатні датчики, датчики, що встановлені додатково для вимірювання параметрів ТЗ, ДВЗ і СП (на прикладі датчиків СП:  $t_1^{\circ}\text{C}$ ,  $t_2^{\circ}\text{C}$ ,  $t_3^{\circ}\text{C}$  тощо), лінії системи стандарту *OBD-II*, адаптер (сканер) *OBD-II* [9], контролер сканер-комунікатор (трекер) [9], підключення до спряженого пристрою за допомогою *USB* або *Wi-Fi*, або *Bluetooth*, бортовий інтелектуальний діагностичний комплекс (ІДК), *GPS*, *a-GPS*, *ГЛОНАСС*, *SBAS*, *GPRS*, *Internet* або локальну мережу, *Web*-сервер, базу даних, необхідне програмне забезпечення, інтелектуальні програмні комплекси, а саме «Віртуальний механік «*HADI-12*»» і «*ServiceFuelEco «NTU-HADI-12*»» [14, 15], оперативну інформацію, отриману з (через) *Internet*, *GPS*, *ГЛОНАСС*, *SBAS* і (або) *GPRS*, учасників процесу випробування і дослідження ДВЗ і ТЗ, автоматизоване робоче місце внутрішньої мережі. Для полегшення формування і використання вимірювального комплексу ТЗ з ДВЗ, СП двигуна з ТА, датчики, лінії системи стандарту *OBD-II*, датчики, що встановлені додатково, утворюють сукупність внутрішніх мереж ТЗ - ВМ ТЗ (рис. 1).

Структура функціональних можливостей ІДК для проведення дослідження включає в себе: роботу з інформацією (при наявності різних протоколів), отриманою від датчиків ТЗ, поєднаними *K*, *LaboCAN* лініями; роботу з різними інтерфейсами програмних комплексів; ідентифікацію ТЗ в потоці ТЗ; передачу і обробку даних при одночасній взаємодії між основними функціями; експлуатацію ДВЗ і ТЗ з визначенням параметрів ДВЗ і ТЗ в роботі, ТО і ремонті та їх зміну, відхилень від нормативів роботоздатності, термінових (годинних) станів експлуатації ДВЗ і ТЗ, з формуванням

геозон щодо параметрів експлуатації ТЗ; безпеку ТЗ при виконанні функцій спостереження і фіксації (відео-, фото-, аудіо-); навігації при роботі з картами і сервісами; реєстрацію стану ДВЗ і ТЗ; вхід і вихід на програмні додатки сервера; допомогу водієві: з інформування про похибки і несправності в роботі, з усунення похибок і несправностей в роботі; з передачі інформації про похибки і несправності в роботі в зовнішнє сховище інформації, тощо. Для виконання покладених на нього функцій ІДК включає в себе складові елементи, що знаходяться між собою у постійній взаємодії: мікроконтролер / центральний програмований процесор; пристрій відображення інформації (дисплей, екран); пристрій керування і вводу-виводу інформації; оперативний запам'ятовуючий пристрій; постійний запам'ятовуючий пристрій; програмні комплекси і їх інтерфейси; зовнішній запам'ятовуючий пристрій; мережеві пристрої; пристрій обробки графічної інформації (відео-, фотокамера); пристрої *GSM*; пристрої геопозиціонування (*GPS*, *a-GPS*, *ГЛОНАСС* або *SBAS*); пристрій передачі даних: *Wi-Fi*, *GPRS*, *Bluetooth*; додаткові пристрої і функції, тощо. В якості бортового ІДК може використовуватись смартфон або планшет, після встановлення на ньому необхідного програмного забезпечення.

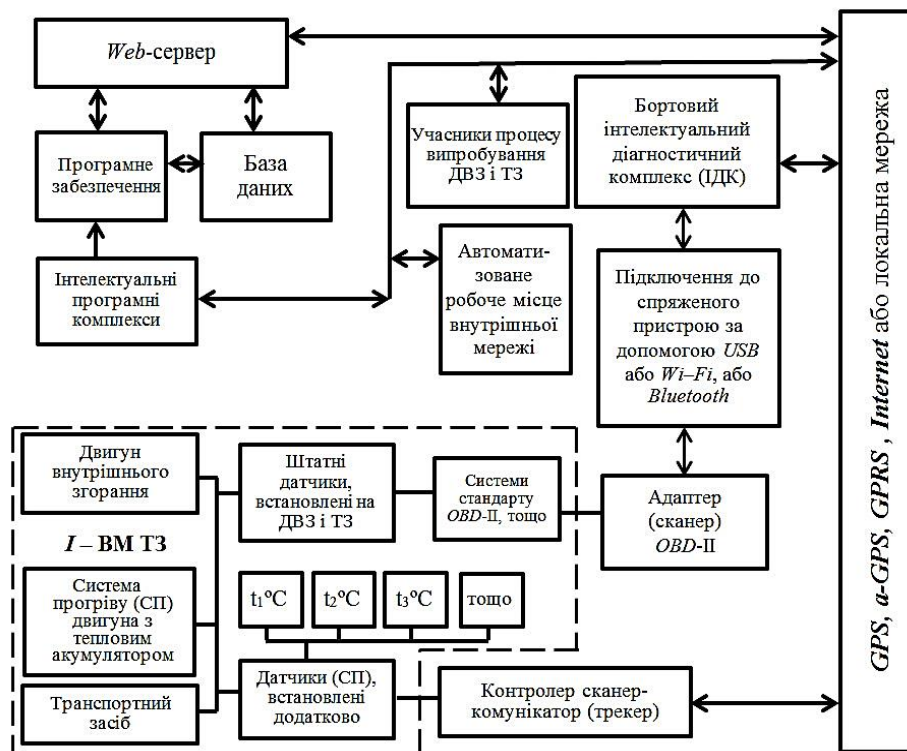


Рисунок 1 – Схема інформаційного обміну між елементами вимірювального комплексу для здійснення дистанційного дослідження роботи двигуна ТЗ з СП й ТА в процесі пуску і прогріву

За допомогою адаптера (сканера) *OBD-II* (для ТЗ, які обладнані системами стандарту *OBD-II*) для зчитування інформації про параметри ДВЗ, ТЗ, СП і ТА (рис.1) сукупності ВМ ТЗ з штатних датчиків, що встановлені на ДВЗ і ТЗ, через адаптер (сканер) *OBD-II*, отримана інформація, через підключення до спряженого пристрою, за допомогою *USB* або *Wi-Fi*, або *Bluetooth* і ІДК через *GPS*, *a-GPS*, *ГЛОНАСС*, *SBAS*,

*GPRS, Internet* або локальну мережу передається в *Web*-сервер і базу даних, в залежності від поставленої задачі, в процесі дослідження роботи двигуна ТЗ з СП і ТА – на автоматизоване робоче місце внутрішньої мережі.

За допомогою контролера сканера-комунікатора (трекера) (для ТЗ, які не обладнані системами стандарту *OBD-II*) для зчитування інформації про параметри ДВЗ, ТЗ, СП і ТА (рис. 1) сукупності ВМ ТЗ з датчиків, що встановлені додатково, через контролер сканер-комунікатор (трекер), отримана інформація через *GPS, a-GPS, ГЛОНАСС, SBAS, GPRS, Internet* або локальну мережу передається в *Web*-сервер, в базу даних і, в залежності від поставленої задачі в процесі дослідження роботи двигуна ТЗ з СП і ТА – на автоматизоване робоче місце внутрішньої мережі.

В залежності від підключення (відключення) в роботу автоматизованого робочого місця внутрішньої мережі вимірювальний комплекс для дистанційного дослідження роботи ДВЗ транспортного засобу з СП й ТА в процесі пуску і прогріву може працювати в автоматизованому і автоматичному режимах. Різниця полягає в тому, чи буде підключатись ІПК «*Віртуальний механік «HADI-12»*» і «*ServiceFuelEco «NTU-HADI-12»*» (рис. 1), чи буде здійснюватись коректування оцінки спектра умов експлуатації ТЗ, а також, чи буде відбуватись регулювання теплового стану ДВЗ в процесі експлуатації (в автоматичному, або ручному (автоматизованому) режимі) за допомогою СП з ТА. В цьому випадку з *Web*-сервера і бази даних отримана інформація передається в програмне забезпечення, а через *GPS, a-GPS, ГЛОНАСС, SBAS, GPRS, Internet* або локальну мережу в ІПК і до учасників процесу випробування і дослідження ДВЗ і ТЗ. Принцип роботи абонентського устаткування ВМ ТЗ, заснований на можливості визначення параметрів ДВЗ ТЗ з СП і ТА, точного визначення місця розташування і стану ТЗ і обміну цією інформацією з автоматизованим робочим місцем внутрішньої мережі. Визначення місця розташування і точного часу виконується *GPRS* приймачем за параметрами, прийнятими від навігаційних супутникових систем.

Для здійснення означених функцій бортовий ІДК в процесі взаємодії зі своїми складовими елементами виконує властиві тільки йому функції. Обмін інформацією в комплексі здійснюється через *GPS, a-GPS, ГЛОНАСС, SBAS, GPRS, Internet* або локальну мережу, що дозволяє передавати як цифрові і відео -, так і голосові дані. Бортовий ІДК є інтелектуальним пристроєм і може самостійно вирішувати задачі контролю технічних параметрів ТЗ в процесі руху. У пам'ять ІДК закладаються вихідні дані для роботи ІПК, в тому числі і параметри ТЗ, ДВЗ, СП й ТА. Порівняння даних про місце розташування ТЗ і заданих критеріїв роботи дозволяє ІДК самостійно приймати рішення про інформування як водія, так і оператора автоматизованого робочого місця внутрішньої мережі й учасників процесу випробування і дослідження ДВЗ і ТЗ про відхилення заданих параметрів. При цьому для зручності оперативного управління здійснюється двосторонній зв'язок. Загальний вигляд вимірювального комплексу для дослідження роботи двигуна ТЗ з СП і ТА в процесі пуску і прогріву показано на рис. 2, а зразок результатів пробних вимірювань у вигляді карти руху ТЗ і графіків зміни параметрів – на рис. 3.



Рисунок 2 – Загальний вигляд вимірювального комплексу для дослідження роботи двигуна ТЗ з СП і ТА в процесі пуску і прогріву

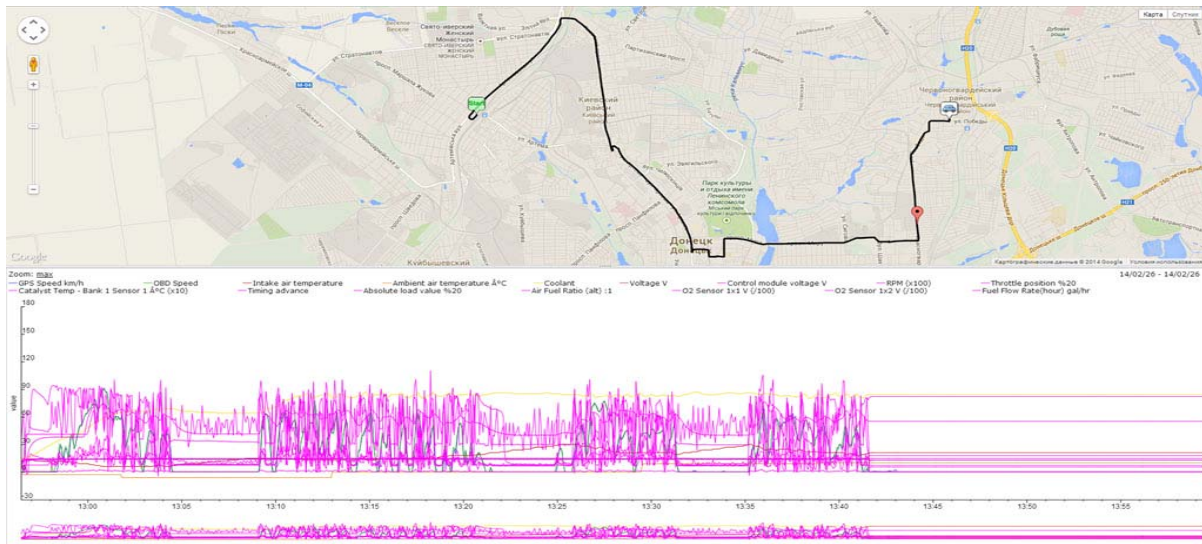


Рисунок 3 – Результати вимірювань параметрів роботи двигуна ТЗ з СП і ТА

**Висновок.** Обґрунтовано структуру сучасного інформаційно-вимірювального комплексу, який може використовуватись, за умови комплектування відповідними датчиками, для випробувань, досліджень і оцінювання різних параметрів при роботі двигунів внутрішнього згорання транспортних засобів з системою прогріву й тепловим акумулятором, а також стаціонарних енергетичних установок, в процесі пуску і прогріву, з можливістю дистанційної реєстрації і виводу отриманих результатів на віддалений комп'ютер в умовах інтелектуальних транспортних систем в процесі проведення експериментів.

**Список літератури:** 1. Белоусов И. С. Пуск тракторных дизелей / И. С. Белоусов, П. И. Федюнин / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инж. ин-т. - Новосибирск, 2007. - 120 с. 2. Шульгин В. В. Тепловые аккумуляторы транспортных средств / В. В. Шульгин / СПб.: Изд. Политехн. ун-та, 2005. - 268 с. 3. Правила експлуатації колісних транспортних засобів. Про затвердження Правил експлуатації колісних транспортних засобів. Наказ Міністерства інфраструктури України від 26.07.2013 № 550. 4. Информационные технологии на автомобильном транспорте / В. М. Власов, А. Б. Николаев,

*А. В. Постолит, В. М. Приходько; под общ.ред. В. М. Приходько; МАДИ (Гос. техн. ун-т). – М.: Наука, 2006. - 283 с. 5. Аш Ж. Датчики измерительных систем / Ж. Аш, П. Андре, Ж. Бофрон, П. Дегур и др. // В 2-х книгах. Кн. 1. Пер. с франц. - М.: Мир, 1992. - 480 с. 6. Овсянников С. И. Обоснование структуры измерительного комплекса для проведения тяговых испытаний мотоагрегатов / С. И. Овсянников // Сільськогосподарські машини: Зб. наук.ст. - Вип. 20. - Луцьк: Ред. - вид.відділ ЛНТУ, 2011 - С. 234 - 242. 7. Прилепський Ю. В. Автоматизація керування тепловими потоками в теплових накопичувачах ДВЗ будівельних машин / Ю. В. Прилепський, І. В. Грищук, І. Ф. Рыбалкоі др. // Техніка будівництва.-2011. - №26. – С. 47-51. 8. Прилепський Ю. В. Розробка системи автоматичного управління теплонакопиченням та передпусковим прогрівом двигуна внутрішнього згорання / Ю. В. Прилепський, І. В. Грищук, І. Ф. Рыбалко // Наукові праці ДонНТУ. Серія: «Обчислювальна техніка та автоматизація». - Донецьк: ДонНТУ, 2012– Випуск 23 (201), с. 43-48. 9. Волков В. П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем. Монография / Под редакцией Волкова В.П. / Волков В.П., Матейчик В.П., Никонов О.Я. і др. // Донецьк: Изд-во «Ноулідж», 2013.– 398 с. 10. Система мониторинга транспорта Navifleet [Электронный ресурс] // Geospars. - Режим доступа: <http://www.blackbug.lv/monitoring.php>. – 24.12.2013г. 11. Функционал телематических систем на примере Volvo [Электронный ресурс] // Автострада - последние автомобильные новости. – Режим доступа: <http://avtostrada.info/funkcional-telematicheskix-sistem-na-primere-volvo.html>. 24.12.2013г. 12. Тартаковский Э. Д. Методы оценки жизненного цикла тягового подвижного состава железных дорог: Монография / Э.Д. Тартаковский і др. // Луганск: Изд-во «Ноулідж», 2011. - 174 с. 13. Технічний регламент віртуального підприємства з експлуатації автомобільного транспорту «ХНАДУТЕСА» (основні положення) / Волков В. П. та інші. // Заявник і патентовласник Волков В. П і ХНАДУ. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 53291 от 24.01.2014. Заявка від 22.11.2013 №53603. 14. Технічний регламент програмного продукту «Віртуальний механік «НАДИ-12»» при реєстрації в ньому нового транспортного засобу / Волков В. П. та інші. // Заявник і патентовласник Волков В. П. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 47233 от 15.01.2013. Заявка від 15.11.2012 №47525. 15. Технічний регламент програмного продукту «Service Fuel Eco «NTU-НАДИ-12»» при звичайній роботі / Волков В. П. та інші. // Заявник і патентовласник Волков В. П і ХНАДУ. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 53292 от 24.01.2014. Заявка від 22.11.2013 №53604.*

**Bibliography (transliterated):** 1. *Belousov I.S. Start tractor diesel engines / I.S. Belousov, P.I. Fediunin / á. Reg. agrarian. Univ. Ing. Inst. - Novosibirsk, 2007. - 120. 2. V.V. Shulgin. Thermal Batteries vehicles / V.V. Shulgin / St. Petersburg.: Univ. Polytechnic. University Press, 2005. - 268. 3. Regulation for wheeled vehicles. On approval of rules operating motor vehicles . Order of the Ministry of Infrastructure of Ukraine of 26.07.2013 № 550. 4. Information Technology in Automobile transport / V.M. Vlasov, A.B. Nikolaev, A.V. Pryhodko V.M.; Under obsch.red . VM stranger ; MADY ( Hos. Engineering. Univ. ) - Moscow: Nauka, 2006. - 283 p. 5. Ash J. Sensors measuring systems / J. Ash , P. André , J. Bofron , P. Dehur et al / / in 2 books . Book. 1. Per. with France. - Moscow: Mir , 1992. - 480 p. 6. Ovseannicov S.I. Rationale for measuring complex structure for traction tests motoagregatov / S.I. Ovseannicov // Used : Coll. nauk.st. - Vol. 20. - Luck : Ed. - Vyd.viddil LNTU , 2011 - S. 234 - 242. 7. Prylepska V. Automation control heat flow in heat storage ICE Construction Machinery / Y. Prylepska , I.V. Hrytsuk , J.F. Rybalkoi etc. / / Technology budivnytstva.*

2011. - № 26. - P. 47-51. **8.** Prylepska V. Development of automatic control teplonakopychennyam and pre-warming the internal combustion engine / U.V. Prylepska , I.V. Hrytsuk , J.F. Rybalko // Proceedings of Donetsk National Technical University . Series: " Computing machinery and automation ." - Donetsk: Donetsk National Technical University , 2012 - Issue 23 (201 ), p. 43-48. **9.** Volkov V.P. Integration Tehnicheskoe operation of cars in structure and Processes yntellektualnyh transportnyh systems. Monohrafyya / Under the editors Volkov VP / Volkov V.P., V.P. Mateichyk, Nikonov O. etc. // Donetsk : Publishing House " Noulydzh ", 2013.-398 p. **10.**Systema Monitoring transportaNaviFleet [electronic resource] // Geospars. - Mode of access : <http://www.blackbug.lv/monitoring.php>. - 24.12.2013h . **11.** Funktsyonal telematics systems Liga Volvo [electronic resource] // Freeway - Latest News, For car . - Mode of access: <http://avtostrada.info/funkcional-telematicheskix-sistem-na-primere-volvo.html>. 24.12.2013h . **12.** Tartakovskyy E .D. Methods comments zhyznennoho cycle traction podvyzhnoho composition railways: Monohrafyya / E.D. Tartakovskyy etc. // Lugansk: Publishing House " Noulydzh ", 2011. - 174 p. **13.** Technical Regulations virtual enterprise with Road Transport " HNADUTESA " (fixed position ) / V. Volkov et al. // Patent Volkov V.P. and Current Events. Certificate of registration of copyright № 53291 from 01.24.2014 . Application from 22.11.2013 № 53603 . **14.** Technical Regulations of the software "Virtual engineer " NADI -12 " " in the registration of a new vehicle it / V.P. Volkov et al. // Patent Volkov V.P. Certificate of registration of copyright № 47233 from 01.15.2013 . Application from 15.11.2012 № 47 525. **15.** Technical Regulations of the software «Service Fuel Eco» NTU-HADI- 12 " " in normal operation / V.P. Volkov et al. // Patent Volkov V.P. and Current Events. Certificate of registration of copyright number 53292ot 01/24/2014 . Application from 22.11.2013 № 53604 .

*Надійшла (received) 04.03.2014*

УДК 656.13.002.3

**В. П. ВОЛКОВ**, д-р техн. наук, проф. ХНАДУ;  
**М. И. НАГЛЮК**, ассистент ХНАДУ

## **ОЦЕНКА СВОЙСТВ АНТИФРИЗОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ**

Приведены результаты изменения основных показателей качества антифризов в зависимости от количества израсходованного топлива и пробега при эксплуатации легковых автомобилей. При выполнении технического обслуживания по замене антифриза с помощью эндоскопа производилась оценка состояния поверхности деталей системы охлаждения.

**Ключевые слова:** антифриз, топливо, пробег, автомобиль, эксплуатация.

**Введение.** При стремительном развитии современных автомобилей к ним предъявляются достаточно высокие требования по вопросам надёжности, долговечности, снижения экологического ущерба наносимого окружающей среде, а также снижению расхода эксплуатационных материалов. Реализация ресурса заложенного в автомобиле, двигателе и его системах, возможна только при использовании эксплуатационных материалов современного поколения, полностью соответствующих по эксплуатационным свойствам их конструкционным особенностям и условиям эксплуатации.

Сегодня охлаждающие жидкости являются одним из основных функциональных элементов двигателя определяющим надёжность и эффективность его работы при эксплуатации автомобилей. Качество охлаждающих жидкостей и конструкция двигателя взаимосвязаны и дополняют друг друга. Постоянное совершенствование конструкции двигателей в направлении улучшения условий работы в них охлаждающих жидкостей и повышения качества антифризов, позволяет обеспечивать надёжную работу и снизить интенсивность изнашивания узлов и деталей двигателя.

Рекомендуемые сроки смены антифризов не всегда обоснованы ввиду применения двигателей различных моделей и модификаций, работающих в неодинаковых условиях эксплуатации. Они, как правило, к сроку замены не исчерпывают запаса своих эксплуатационных свойств и могут работать дольше без снижения надёжности работы систем двигателя. При достижении одним или несколькими показателями качества антифриза предельных значений происходит увеличение скорости кавитационно-коррозионного изнашивания деталей, повышение склонности охлаждающей жидкости к пенообразованию, образованию накипи и отложений в системе охлаждения двигателя, что в результате снижает надёжность, экономичность и экологичность автомобиля.

**Анализ исследований и публикаций.** В процессе эксплуатации автомобилей, при работе двигателя антифриз выполняет функции по отводу тепла и накопителя продуктов коррозионного изнашивания и загрязнений, а это приводит к изменению основных показателей качества антифриза. К основным видам загрязнений охлаждающих жидкостей в процессе их эксплуатации в двигателе можно отнести продукты химической и кавитационной коррозии, масляные и жировые отложения, частицы песка, накипи, грязи, силиконовых герметиков, продукты разложения антифризов (гели) и отработанные присадки [1].

Требования и рекомендации заводов-изготовителей судовых двигателей внутреннего сгорания к охлаждающим жидкостям устанавливают основные показатели

© В. П. Волков, М.И. Наглюк, 2014

качества (общее солесодержание, жесткость воды, водородный показатель, поверхностное натяжение, кинематическая вязкость, содержание сульфат и хлорид-ионов) и предельно-допустимые значения этих показателей [2].

Использование не качественного антифриза приводит к преждевременным отказам в работе системы охлаждения двигателя: выходу из строя радиатора, вследствие его коррозионного изнашивания или закупорки трубок; набухание резиновых шлангов приводит к утечкам; сильное вспенивание ухудшает охлаждение и приводит к перегреву теплонапряженных деталей двигателя.

Одним из показателей качества охлаждающей жидкости является электропроводность антифриза (тосола). Вопросы, связанные с электропроводностью жидкостей рассматриваются научной общественностью достаточно давно. Результаты измерений электропроводности стандартных растворов, при различных температурах, приведенные в литературе [3]. В работе [4] описаны исследования и приведены результаты изменения электропроводности чистых и отработанных образцов различных масел. Вопросами исследования электрической проводимости различных углеводородных жидкостей занимались авторы в работах [5, 6].

Для определения фактического состояния охлаждающей жидкости и ее замены, необходимо производить периодический контроль. Как правило, периодом является величина, которая измеряется в километрах пробега или времени (месяц, год). Однако, в таком случае не учитывается то, что при простое автомобиля с работающим двигателем (прогрев, движение на подъём, простой на светофоре и т.д.) охлаждающая жидкость продолжает работать и вырабатывать свой ресурс. В работе [7] рассматривается влияние охлаждающей жидкости на изменение расхода топлива.

Суммарный расход топлива является интегральным показателем и объективнее учитывает реальные условия эксплуатации автомобиля за каждый день её работы, нагрузку на агрегаты, квалификацию водителя, дорожные, транспортные, атмосферно-климатические условия, чем наработка в км или часах работы. Исследование изменения электропроводности антифризов отечественного и зарубежного производства при эксплуатации ее в автомобилях в зависимости от количества израсходованного топлива рассматривались в работе [8, 9].

**Цель статьи.** Целью статьи является исследование изменения основных показателей качества антифризов, различных производителей при работе в двигателе легковых автомобилей при эксплуатации.

**Материалы и результаты исследований.** Ресурс двигателей в первую очередь определяется изнашиванием деталей и узлов систем двигателя, составляющим 90% от всего количества факторов влияющих на снижение ресурса. Для снижения отказов узлов, деталей и систем двигателя, во время эксплуатации, необходимо своевременное обнаружение изменения основных показателей качества антифризов. Концентрация продуктов коррозионного изнашивания определялась с помощью фотоэлектрической установки МФС-7. Применение современных эндоскопов при диагностике позволяет произвести обследование состояния двигателя внутреннего сгорания и контроль состояния зубчатых передач агрегатов трансмиссии, осмотреть изнутри любой трубопровод и полость, своевременно обнаружить в нем отложения и трещины, диагностика состояния системы выпуска отработавших газов без демонтажа ее элементов. С помощью эндоскопа можно заглянуть в скрытые полости кузова и обнаружить не видимые снаружи трещины и следы коррозии. При выполнении



технического обслуживания по замене антифриза с помощью эндоскопа производилась оценка состояния поверхности деталей системы охлаждения.

В табл. 1 приведены результаты изменения основных показателей качества антифриза марки А-40, двух разных производителей, при работе в системе охлаждения двигателя автомобилей ВАЗ от пробега и количества израсходованного топлива.

Таблица 1 – Результаты изменения основных показателей качества антифриза А-40 при работе в системе охлаждения двигателя автомобиля ВАЗ-2115 и ВАЗ-21104

Наименование показателя	ВАЗ-2115		ВАЗ-21104	
	0 км	1615 км (128 л)	0 км	1534 км (111 л)
1. Плотность при 20°C, г/см <sup>3</sup>	1,118	1,105	1,12	1,115
2. Температура застывания, °C	< -29	< -29	< -29	< -29
3. Водородный показатель (рН)	7,82	7,31	7,21	7,25
4. Щелочность, см <sup>3</sup> , не менее	14,1	10,8	18,1	18,6
5. Электропроводность, Ом <sup>-1</sup> ·м <sup>-1</sup>	0,955·10 <sup>-6</sup>	0,664·10 <sup>-6</sup>	0,852·10 <sup>-6</sup>	0,635·10 <sup>-6</sup>
6. Коррозионное воздействие на металлы г/м <sup>2</sup> ·сут:				
– медь	0,007	0,006	0,018	0,012
– латунь	0,002	0,002	0,001	0,005
– алюминий	0,001	0,007	0,001	0,011
– сталь	0,01	0,026	0,08	0,019
– чугун	0,053	0,418	0,143	0,077
7. Концентрация продуктов коррозионного изнашивания, г/т				
Sn	-	<1	-	<1
Cu	-	<1	-	<1
Al	-	<1	-	<1
Fe	-	5	-	<1

Анализируя основные показатели качества антифризов (табл.1) нужно отметить, что даже при таком незначительном пробеге некоторые показатели претерпели значительные изменения. В автомобиле ВАЗ-2115 произошло значительное уменьшение щёлочности до 23,4% и электропроводности до 30,5%. Повысилась коррозионная агрессивность к чугунным деталям в 7,9 раза. В автомобиле ВАЗ-21104 произошло незначительное увеличение щёлочности антифриза и уменьшение электропроводности до 25,5%. В этом же автомобиле с помощью эндоскопа в нижних резиновых патрубках было зафиксировано небольшое количество мазеобразных отложений.

**Висновки.** Проводя моніторинг основних показателів якості антифриза працюючого в двигателі автомобіля з оцінкою технічного стану поверхневих деталей і вузлів системи охолодження можна з більшою достовірністю утверджувати про працездатності двигателя на цих охолоджуючих рідкоствах і термінах їх заміни.

**Список літератури:** 1. Драгомиров С. Г. Фільтри для очищення охолоджуючої рідини в автомобільних двигателях / С. Г. Драгомиров, М. Шкапцова, А. Глинкин // Актуальні проблеми експлуатації автотранспортних засобів: матеріали XIII міжнарод. науч.- практич. конф., 28 –29 жовтня 2009 г. – Владимир: ВлГУ, 2009. – С. 307–311. 2. Безюков О. К. Формалізація процесів старіння охолоджуючих рідин двигачів ДВС / О. К. Безюков, В. А. Жуков, О. В. Жукова // Двигатели внутреннего сгорания : науч.-техн. журнал. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 1989. – № 2. – С. 105–109. 3. Справочник химика / под ред. Никольского Б. П., 3 том, 2-е изд. доп. и пер. – М: Химия, 1964. – 1010 с. 4. Венцель Е. С. Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел / Е. С. Венцель, С. Г. Жалкин, Н. И. Данько. – Харьков: УкрГАЗТ, 2003. – 168 с. 5. Богородицкий Н. П. Электротехнические материалы / Н. П. Богородицкий, В. В. Пасынков, Б. М. Тареев. – Л.: «Энергия», 1977. – 352 с. 6. Белоусов А. И. Измерение удельной объемной электропроводности углеводородных жидкостей / А. И. Белоусов, И. В. Рожков, Е. М. Бушуева // Химия и технология топлив и масел. – 1985. – № 3. – С. 35–40. 7. Астапенков В. А. Охлаждающая жидкость экономит топливо / В. А. Астапенков // Автотранспортник Украины. –1994. – №2.– С.15–16. 8. Наглюк М. И. Изменение электропроводности антифризов от количества израсходованного топлива при эксплуатации / М. И. Наглюк // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. –2012. – Випуск 135/2012. – С. 157–59. 9. Наглюк М.И. Электропроводность антифриза и концентрация продуктов коррозии / М. И. Наглюк // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. –2009.– Випуск 25. – С. 21 – 23.

**Bibliography (transliterated):** 1. Dragomirow S.G. Filters for cooling liquid in automotive engines / S.G. Dragomirow, Shkaptsova M., A. Glinkin // Actual problems of operating a motor vehicle: Materials XIII Intern. scientific. - Practical. conf., 28 -29 October 2009 - Vladimir: Vladimir State University, 2009. - S. 307-311. 2. Bezyukov O.K. Formalizing aging engine coolants / O.K. Bezyukov, V.A. Zhukov, Zhukova O.V. // Internal combustion engines: scientific and engineering. magazine. - Kharkov: NTU "KPI". - 1989. - № 2. - S. 105-109. 3. Guides and nick - chemist / ed. B.P. Nikolsky, Volume 3, 2nd ed. ext. and lane. - M: Chemistry, 1964. - 1010. 4. Wenzel E.S. Improving the quality and service life of petroleum oils / E. S.Ventsel, S.G. Zhalkin, N.I. Danko. - Kharkov: UkrGAZhT, 2003 . - 168 . 5. Bogoroditsky N.P. Electrical materials / N.P. Bogoroditsky , V. Pa - sons, BM containers. - L: "Energy" , 1977. - 352. 6. Belousov AI measurement of the bulk conductivity of hydrocarbon fluids / A. Belousov , I.V. Rozhkov, E.M. Bushueva // Chemistry and technology of fuels and oils. - 1985. - № 3. - Pp. 35-40 . 7. Astapenkov V.A. coolant saves fuel / V.A. Astapenkov -ing // Avtodorozhnik Ukraine. -1994. - № 2. - P.15 -16. 8. Naglyuk MI Change antifreeze electrical conductivity of the fuel consumed in exploitation / M.I. Naglyuk // News SevNTU: ST. Sciences. etc. Seriya: Mashinopriladobuduvannya that transport. -2012 . - Preview Issue 135/2012. - S. 157-59. 9. Naglyuk M.I. Conductivity and antifreeze concentration of corrosion products / M.I. Naglyuk // Auto trans- port: Sat scientific. tr. -2009. - Issue 25. - Pp. 21 - 23.

Надійшла (received) 28.02.2014

УДК 629.3.016

**В.М. МЕЛЬНИК**, к.т.н., доц. ІФНТУНГ, Івано-Франківськ**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГІРСЬКИХ УМОВ НА ОСНОВНІ ТЕХНІКО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ДВИГУНА ЗМЗ-5234.10**

Пропонуються аналітичні дослідження основних техніко-експлуатаційних показників роботи двигуна ЗМЗ-5234.10 на газовому вуглеводневому паливі та бензині в умовах високогір'я та порівняльна оцінка аналогічних показників у звичайних умовах роботи двигуна. Зроблені висновки та аналіз отриманих результатів і створено базу для подальших лабораторних та експлуатаційних досліджень.

**Ключові слова:** гірські умови, тиск, температура, дослідження, техніко-експлуатаційні показники, оцінка

**Вступ.** Збільшення парку автомобільного транспорту сприятиме неухильному зростанню цін на моторне паливо. Сьогодні витрати на паливо становлять від 32 до 45 % собівартості автомобільних перевезень на транспортному ринку. Ціна на нафтопродукти буде збільшуватися за рахунок частки екологічної складової у вартості палива, транспортних зборів, податків та ін. У кінцевому підсумку будуть зростати тарифи на автомобільні перевезення і ціни на всі товари і послуги. У зв'язку з цим перевід автомобілів на газоподібне паливо, є одним з основних напрямків вирішення транспортних енергетичних проблем України.

Поряд з вирішенням юридично-правової бази виникає необхідність опрацювання технічних питань, до яких, в першу чергу, відносяться експлуатація автомобілів з газобалонними установками в гірських умовах, засоби технічного обслуговування, способи зберігання запасів газоподібного палива, технічний персонал та ін.

**Аналіз основних досягнень і літератури.** Питанню дослідження впливу гірських умов на показники роботи автотранспорту в Україні та світі приділяється дуже мало уваги, а дослідження їх експлуатації у даних умовах на газовому паливі майже не проводилося [1-3].

Аналіз літературних джерел дозволяє виділити наступні основні природнокліматичні чинники [1-5]:

- тиск повітря 22,4%;
- амплітуда коливань температури 21,7%;
- температура навколишнього повітря 21,4%;
- швидкість вітру 13,5%;
- вологість повітря та опади 12,8%;
- забрудненість повітря пилом 8,2%.

Дослідити вплив окремих параметрів навколишнього середовища (атмосферний тиск, температура навколишнього середовища, вологість повітря та ін.) у гірських районах на роботу двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), основні динамічні, техніко-експлуатаційні та екологічні показники важко. Всі ці параметри впливають на роботу ДВЗ по різному, а тому виникає необхідність провести аналітичні розрахунки з метою виявлення величини цього впливу та напрямок зміни основних динамічних, техніко-експлуатаційних та екологічних показників роботи автобусів у гірських умовах на газовому паливі.

**Мета досліджень, постановка задачі.** Метою роботи є аналітичне дослідження питання використання газового вуглеводневого палива на ДВЗ в умовах високогір'я. Для реалізації поставленої мети необхідно здійснити порівняльний аналіз основних

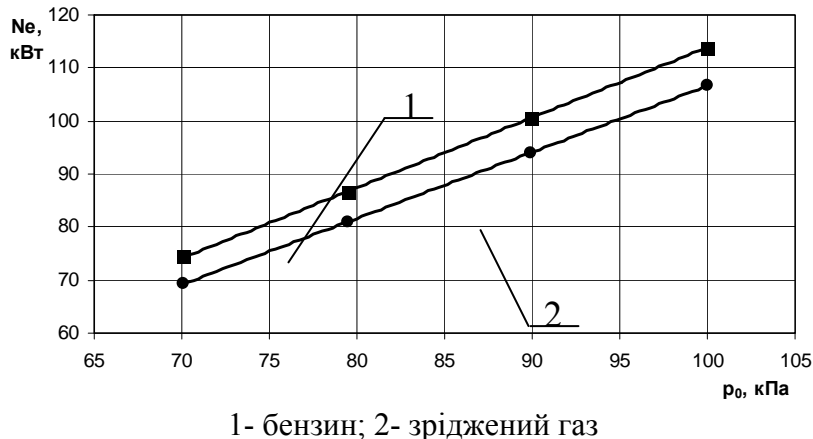
техніко-експлуатаційних показників роботи ДВЗ як у звичайних умовах так і на відповідній висоті над рівнем моря.

**Матеріали досліджень.** Згідно даних наведених у [5] існує така залежність між зміною атмосферного тиску та температури із висотою над рівнем моря табл. 1.

Таблиця 1 – Основні показники довкілля в залежності від висоти над рівнем моря

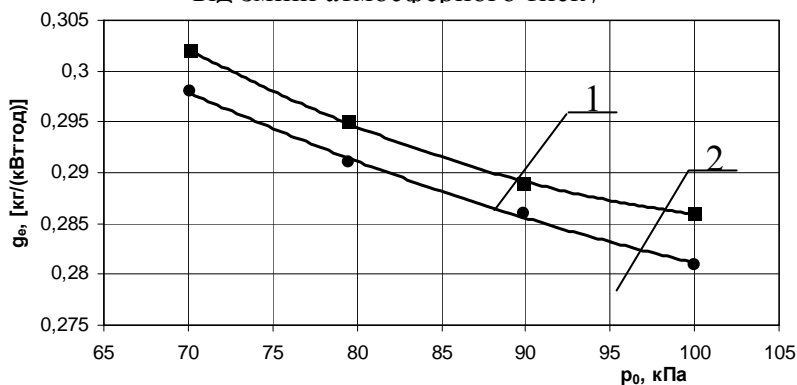
Поз.	Висота, м	Атмосферний тиск, кПа	Температура, °С
1	0	101,3	20
2	1000	89,9	13,5
3	2000	79,5	7
4	3000	70,1	0,5

За даними табл. 1 нами були проведені аналітичні розрахунки впливу атмосферного тиску (рис. 1-4) та температури довкілля (рис. 5-8) на основні техніко-експлуатаційні показники роботи двигуна ЗМЗ-5234.10 на бензині та рідкому газовому паливі. Під час виконання розрахунків нами було використано програмний комплекс для розрахунку та оптимізації ДВЗ “Дизель-РК” [6].



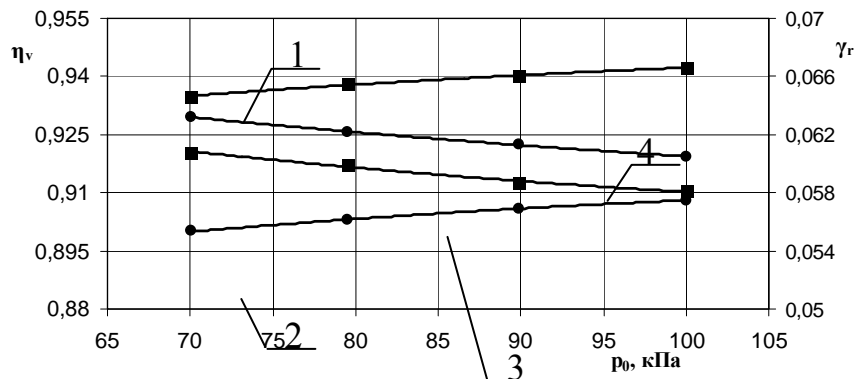
1- бензин; 2- зріджений газ

Рисунок 1 – Аналітична залежність зміни ефективної потужності двигуна ЗМЗ-5234.10 від зміни атмосферного тиску



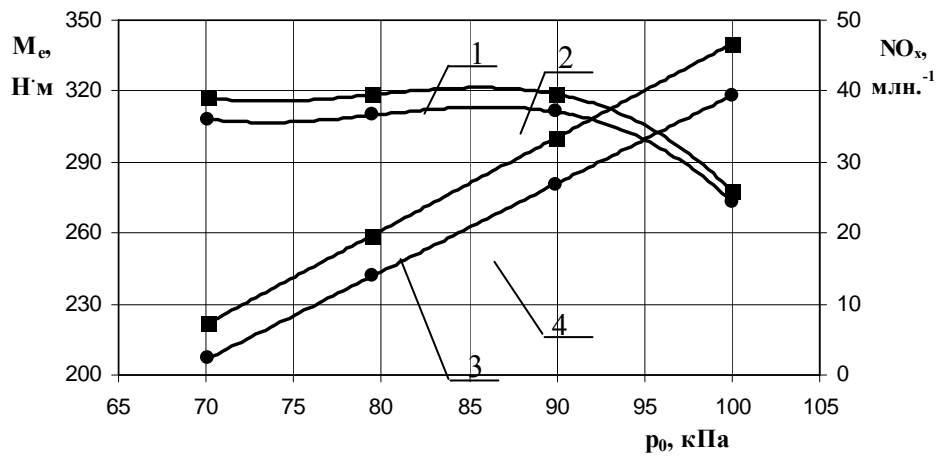
1- бензин; 2- зріджений газ

Рисунок 2 – Аналітична залежність зміни питомої ефективної витрати палива двигуна ЗМЗ-5234.10 від зміни атмосферного тиску



зміна коефіцієнта наповнення  $\eta_v$ : 1- бензин, 2- зріджений газ; зміна коефіцієнта залишкових газів  $\gamma_r$ : 3- бензин, 4- зріджений газ

Рисунок 3 – Аналітична залежність зміни коефіцієнта наповнення  $\eta_v$  та залишкових газів  $\gamma_r$  двигуна ЗМЗ-5234.10 від зміни атмосферного тиску



зміна ефективного крутного моменту  $M_e$ : 1- бензин, 2- зріджений газ; концентрація  $NO_x$ : 3- бензин, 4- зріджений газ

Рисунок 4 – Аналітична залежність зміни ефективного крутного моменту  $M_e$  та концентрації  $NO_x$  у відхідних газах двигуна ЗМЗ-5234.10 від зміни атмосферного тиску

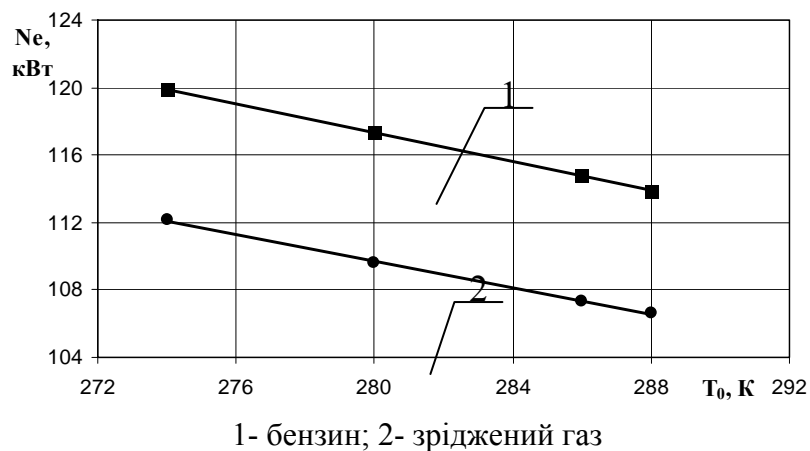
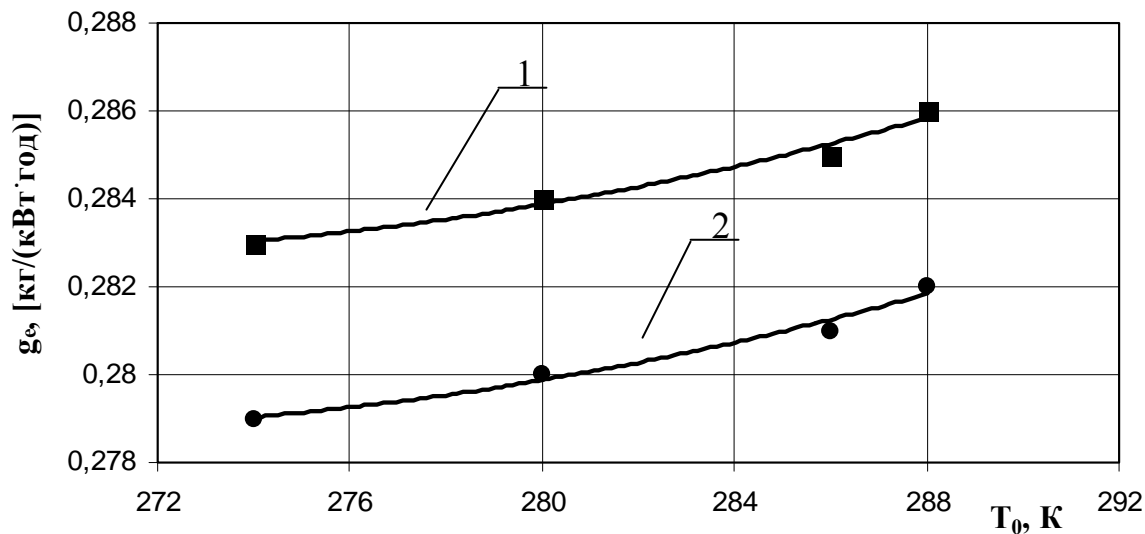


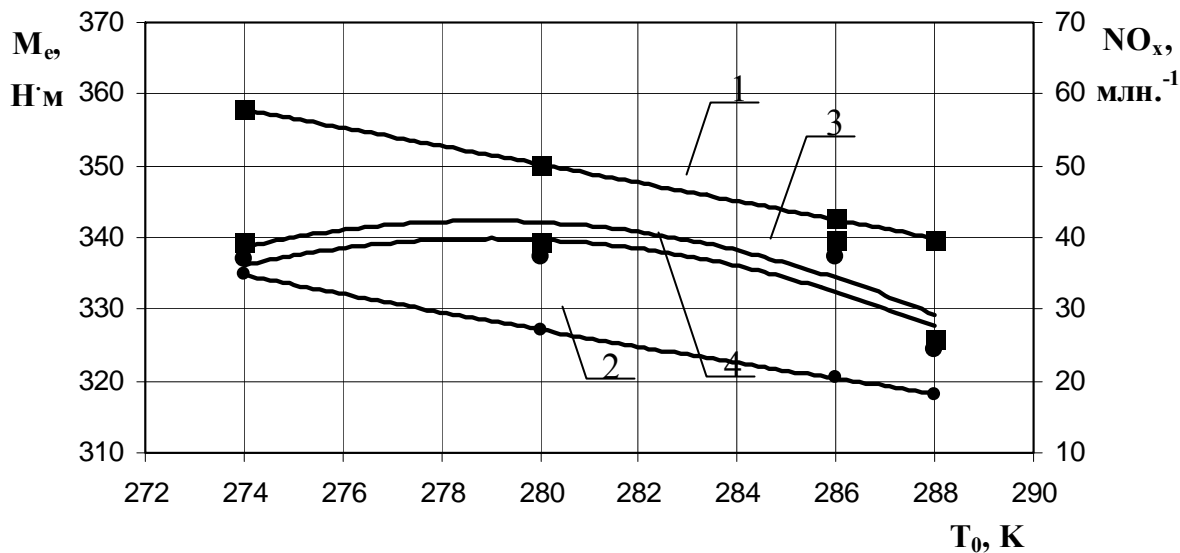
Рисунок 5 – Аналітична залежність зміни ефективної потужності

двигуна ЗМЗ-5234.10 від зміни температури довкілля



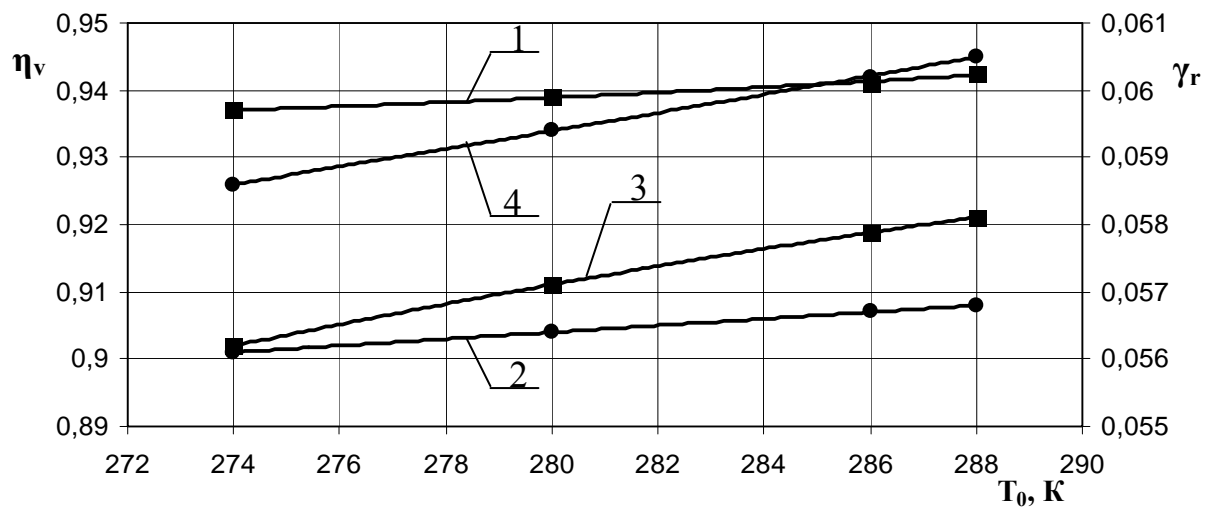
1- бензин; 2- зріджений газ

Рисунок 6 – Аналітична залежність зміни питомої ефективної витрати палива двигуна ЗМЗ-5234.10 від зміни температури довкілля



зміна ефективного крутного моменту  $M_e$ : 1- бензин, 2- зріджений газ; концентрація  $\text{NO}_x$ : 3- бензин, 4- зріджений газ

Рисунок 7 – Аналітична залежність зміни ефективного крутного моменту  $M_e$  та концентрації  $\text{NO}_x$  у відхідних газах двигуна ЗМЗ-5234.10 від зміни температури довкілля



зміна коефіцієнта наповнення  $\eta_v$ : 1- бензин, 2- зріджений газ; зміна коефіцієнта залишкових газів  $\gamma_r$ : 3- бензин, 4- зріджений газ

Рисунок 8 – Аналітична залежність зміни коефіцієнта наповнення  $\eta_v$  та залишкових газів  $\gamma_r$  двигуна ЗМЗ-5234.10 від зміни температури довкілля

**Результати досліджень.** Як видно із результатів розрахунку у процесі зниження атмосферного тиску від 100 до 70 кПа відбувається зменшення ефективної потужності двигуна до 35%, зростання питомої ефективної витрати палива до 6%, зменшення ефективного крутного моменту до 35%, зниження вмісту оксидів азоту у відхідних газах ДВЗ до 34%, зменшення коефіцієнта наповнення до 1% та збільшення коефіцієнта залишкових газів до 4,5%.

Під час зниження температури довкілля від 288 до 274 К за результатами розрахунків отримали збільшення ефективної потужності двигуна до 5%, зниження питомої ефективної витрати палива до 1%, зростання ефективного крутного моменту до 5%, зростання вмісту оксидів азоту у відхідних газах ДВЗ до 34%, зменшення коефіцієнта наповнення до 1% та зменшення коефіцієнта залишкових газів до 4%.

**Висновки.** Отже, проаналізувавши результати розрахунків основних параметрів двигуна ЗМЗ-5234.10 у процесі його роботи на бензині та зрідженому газовому паливі в гірських умовах знижується потужність та крутний момент до 30%, зростає питома ефективна витрата палива до 5%, зменшується коефіцієнт наповнення до 2%, а вміст оксидів азоту у відхідних газах ДВЗ і коефіцієнт залишкових газів практично не змінюються.

**Список літератури:** 1. International Energy Outlook 2001. U.S. Department of Energy, March 2001. (IEO 2001). 2. Стативко В.Л. "Состояние и перспектива использования газовых видов топлива на транспорте" / В.Л. Стативко, Е.Н. Пронин, В.А. Билоусенко. - М.: "Мосэкотранс", 2000. - 332 с. 3. Турсунов А.А. Управление работоспособностью автомобилей в горных условиях эксплуатации / А.А. Турсунов. - Душанбе, Маориф ва Фарханг, 2003. – 356 с. 4. Турсунов А.А. Влияние атмосферно - климатических условий и рельефа местности на эффективность работы автомобилей / А.А. Турсунов, М.А. Абдуллоев // Проблемы транспорта Дальнего Востока: Сб.- Владивосток, 2001. -С. 277-

279. **5.** *Турсунов А.А.* Применение газового топлива при эксплуатации автомобильного транспорта в горных условиях *А.А. Турсунов, М.А. Абдуллоев* // Проблемы эксплуатации и обслуживания транспортно-технологических машин. - Тюмень: ТюмГНГУ, 2009. – 420 с. **6.** *Кулешов А.С.* Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач / *А.С. Кулешов.* – М.: МГТУ им. Баумана, 2004. – 123 с.

**Bibliography (transliterated):** **1.** International Energy Outlook 2001 . U.S. Department of Energy, March 2001. (IEO 2001). **2.** *Stativko V.L.* "Status and prospects of using gas fuels for transport" / VL Stativko, EN Pronin, VA Bilousenko . - М.: " Mosekotrans " , 2000. - 332. **3.** *Tursunov A.A.* Manage workable vehicle in mountainous conditions / *A. A. Tursunov . - Dushanbe Maorif Farhang va* 2003. - 356. **4.** *Tursunov A.A.* Influence of atmospheric - climatic conditions and terrain on the efficiency of cars / *A.A. Tursunov, M.A. Abdulloev* // Transport Problems of the Far East : Sat - Vladivostok, 2001 . -С. 277-279. **5.** *Tursunov A.A.* Application of gas fuel in the operation of road transport in the mountains *A.A. Tursunov , M.A. Abdulloev* // Problems of operation and maintenance of transport and technological machines. - Tyumen TSOGU 2009. - 420. **6.** *Kuleshov A.S.* Program design and optimization of internal combustion engines DIESEL-RK . Description of mathematical models, the solution of optimization problems / *A.S. Kuleshov.* - М.: MSTU. Bauman, 2004. - 123 p.

*Надійшла (received) 03.03.2014*



УДК 629.017

**Ю.В. ДУДУКАЛОВ**, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харьков

**ПРИНЦИПЫ И УРОВНИ ФОРМИРОВАНИЯ  
ИНТЕЛЛЕКТУАЛИЗИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ  
ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА  
СРЕДСТВ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА**

В статье для обоснования принципов интеллектуализации выполнен структурно-функциональный анализ технологических систем технического обслуживания и ремонта средств автомобильного транспорта при эксплуатации с использованием системно-процессного моделирования и применения аппарата теории множеств. Установлены иерархические уровни и последовательные стадии интеллектуализации функций технологических систем, которые отражают иерархию уровней рабочего места до уровня автомобилестроительного предприятия или их региональных объединений включительно. Определены содержание частичной, полной и комплексной интеллектуализации, их математические модели с учетом триады триад функций для структурно-различимых слоев технологической системы. Предложены основные признаки сравнения различных отраслевых транспортных доктрин применительно для технологических систем технического обслуживания и ремонта при эксплуатации автомобилей. Обоснованы принципы формирования этих интеллектуализированных технологических систем, которые устанавливаются требованиями отраслевой транспортной доктрины развития транспортного комплекса Украины.

**Ключевые слова:** средства автомобильного транспорта, эксплуатация, техническое обслуживание, ремонт, интеллектуализация, принципы формирования, структурный уровень.

**Введение.** Повышение уровня конкурентоспособности автотранспортного комплекса может достигаться за счет развития средств автомобильного транспорта (САТ) и совершенствования транспортно-логистической инфраструктуры для обеспечения эффективной эксплуатации [1]. Современной инфраструктуре соответствует интеллектуально-интегрированный уровень управления подразделениями и отдельными частями транспортного комплекса, в том числе интеллектуализированной технологической системой технического обслуживания и ремонта (ИТС ТОиР) [2]. Предполагается создание единой информационной среды, широкого использования информационно-аналитических систем и технологий интеллектуального анализа данных. Существенно, что такая среда информационного взаимодействия включает процедуры мониторинга и аналитической обработки (моделирования и прогнозирования), как необходимые элементы интеллектуализации транспортного комплекса и его систем.

**Анализ основных достижений и литературы.** Современные средства автомобильного транспорта являются сложными, развивающимися, наукоёмкими изделиями. В настоящее время происходит активная интеллектуализация САТ, которая охватывает как основные процессы (движение, управление), так и множество вспомогательных функций (парковка, контроль технического состояния и т.д.). Автомобиль уже рассматривается как бионический объект [3] с признаками информационно-коммуникационно-го центра [4]. Закономерно, что это требует повышения технологического уровня в автомобилестроении [5] и на последующих эксплуатационных стадиях жизненного цикла САТ, связанных с ТОиР, особенно при капитальном ремонте, восстановлении ресурса деталей, узлов и агрегатов [6]. Необходимо обеспечить качественную технологическую подготовку и управление

производством, исключить появление «информационных разрывов» между стадиями жизненного цикла[7].

При интеллектуализации мехатронных технических средств, систем управления предприятиями рассматриваются множества функций (основных, вспомогательных, контрольных, подготовительных)[8, 9]. Отличительной особенностью для ремонтного производства является обязательная идентификация технического состояния изделий, поступающих в ТС ТОиР[7, 10, 11]. При идентификации в ходе технической диагностики, дефектации, технологических контрольных операций, испытаний устанавливаются соответствия эталонным описаниям, определяющим требования к состоянию САТ. Целесообразно использовать такие эталоны в виде компьютерных системно-множественных описаний – ремонтно-эксплуатационных эталонов (РЭЭ) [12], и на этой основе принимать решения компонентами искусственного интеллекта (ИИ) для управления во много уровневых ИТС ТОиР.

Таким образом, для дальнейшего совершенствование информационного обеспечения необходимо определить принципы системного формирования ИТС ТОиР при их структурно-функциональном построении с учетом тенденций развития конструкций и условий эксплуатации современных САТ.

**Цель исследований, постановка задач.** Цель данной статьи – установить уровни и принципы системного формирования ИТС ТОиР, которая обеспечит качественную и надежную эксплуатации САТ в реальных условий. Для этого необходимо на основе системно-процессного моделирования определить структурно-иерархические уровни и полное множество интеллектуализируемых функций и обосновать принципы формирования ИТС ТОиР, которые должны устанавливаться требованиями отраслевой транспортной доктрины развития транспортного комплекса Украины.

**Системно-процессное представление ТС ТОиР.** Традиционно модели сложных систем строятся с использованием аппарата теории множеств[2,5,6]. Множество считается заданным, если указаны атрибуты, которыми обладают элементы множества. Связи между элементами могут быть различными по степени влияния, и технические системы зачастую имеют нечеткие границы. Для описания технических систем в предметной области ТОиР предлагается использовать описания конечных четких множеств, элементы которых объективно и четко заданы и включены в состав множества.

Исходным пунктом анализа принята абстрактная модель доминирующего (целевого) многофункционального процесса в ТС ТОиР, который описывается ориентированным графом:  $C_{ij}$  – множество физических объектов САТ, поступающих в ТС ТОиР после в эксплуатации,  $ИС_{ijp}$  – множество информационных (знаковых) объектов для этих САТ,  $ПП_{ijp}$  – множество информационных объектов (семантика), описывающих алгоритмы ТОиР САТ,  $C_{ijpv}$  – множество физических объектов САТ, прошедших ремонтно-восстановительные операции ТОиР,  $ИС_{ijk}$  – множество информационных объектов (знаковых) для контроля качества объектов САТ, годных к дальнейшей эксплуатации,  $Q\{q\}$  – множество диагностических и дефектовочных признаков для ремонтно-эксплуатационных эталонов САТ,  $Al\{a\}$  – множество проектных решений для алгоритмов ТОиР осуществления технологических преобразований,  $ТП\{t_o\}$  – множество ремонтно-восстановительных операций ТС ТОиР,

$Q_k\{q_k\}$  - множество признаков контроля качества для ремонтно-эксплуатационных эталонов САТ (рис.1).

Каждый объект, поступающий в ТС ТОиР имеет иерархическую структуру. Так, для двумерного представления САТ («агрегат-деталь»), принятого на рис. 1, получим:  $i$  – порядковый номер иерархического уровня множества для объекта (агрегата),  $j$  – порядковый номер элемента (детали) на иерархическом уровне, при этом функции могут реализовываться в различных пространствах. Это связано с общей закономерностью создания искусственных объектов, предусматривающих последовательное выполнение мышления, знакового оформления его результатов (проектирование знаковых моделей), построения объекта по знаковой модели и других действий с ним.

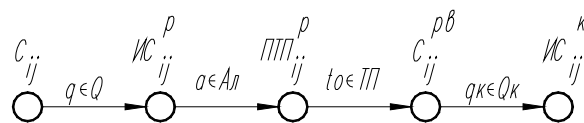


Рисунок 1 – Структурная модель целевого процесса ТС ТОиР

Этот процесс реализуется на предприятии ТОиР, технологическая система которого является субъектом взаимодействия и должна обладать соответствующими возможностями и свойствами. Условием реализации технологии является выполнение условия соответствия между объектом производства и средствами производства в ТС ТОиР[2]. Для  $САТ_i^{TOuP}$  и  $З_k^{TOuP}$  определяется операторсоответствия  $O_{З_k-САТ_i}^{TOuP}$  для способа  $З_k^{TOuP}$  объекту производства  $САТ_i^{TOuP}$ . Следовательно,

$$З_k^{vv} (САТ_i^{(xx)}) O_{З_k-А_i}^{TOuP} З_k^{ww} (САТ_i^{(yy)}). \quad (1)$$

где  $vv$  и  $xx$  – состояния  $З_k^{TOuP}$  и  $САТ_i^{TOuP}$ , которые соответствуют началу (до реализации технологий ТОиР), а  $yy$  и  $ww$  – завершению (после реализации технологических воздействий ТОиР).

При группировании множеств определяются структуры и состав основных параметров системного представления составных частей ТС ТОиР:

$$САТ_i^{TOuP} = \langle C_{ij}, IC_{ij}^{\rho}, ППП_{ij}^{\rho}, C_{ij}^{\rho\beta}, IC_{ij}^k \rangle, \quad (2)$$

$$З_k^{TOuP} = \langle TC_{pv} \{tc\}, TC_{иден} \{tc\}, TC_{контр} \{tc\}, TC_{упр} \{tc\} И \{ucn\} \rangle, \quad (3)$$

где:  $TC_{pv} \{tc\}$ ,  $TC_{иден} \{tc\}$ ,  $TC_{контр} \{tc\}$ ,  $TC_{упр} \{tc\}$  – множества функционально взаимосвязанных технических средств для ремонтно-восстановительных и обслуживающих операций, технической диагностики и идентификации, контроля качества, управления и информационного сопровождения процессов ТОиР соответственно;  $И \{ucn\}$  – операторы, исполнители соответствующих работ и функций.

Таким образом, в ТС происходят вещественно-энергетические и информационные преобразования. Системное представление ТС ТОиР должно отражать эти преобразования в виде многофункциональной, динамической, сложно

иерархической системы. Этим атрибутам соответствуют кортежи функциональных  $FUN$ , иерархических  $ST$  и динамических свойств  $T$ .

Совокупность функциональных, иерархических и динамических свойств моделируемой системы отражается в соответствующих четких множествах:

- функций для множеств основных  $\{F_{осн}\}$ , подготовительно-заключительных и вспомогательных  $\{F_{нз}\}$ , управления и информационного обеспечения  $\{F_{упр}\}$ .

$$FUN = \{\{F_{осн}\}, \{F_{нз}\}, \{F_{упр}\}\}, \quad (4)$$

- иерархических уровней вертикальной структуры ТС ТООиР

$$ST = \{st_1, \dots, st_k, \dots, st_n\}, \quad (5)$$

- динамических свойств(время эксплуатации, стадия жизненного цикла САТ)

$$T = \{t_1, \dots, t_j, \dots, t_m\}. \quad (6)$$

На рис.2 показана системно-процессная модель единичного модуля ТС ТООиР для произвольного иерархического уровня  $st_k$  в текущей временной фазе функционирования  $t_j$  в виде совокупности функциональных блоков, описывающихся множествами  $\{(st_k) F_{осн}^{t_j}\}$ ,  $\{(st_k) F_{нз}^{t_j}\}$  и  $\{(st_k) F_{упр}^{t_j}\}$ .

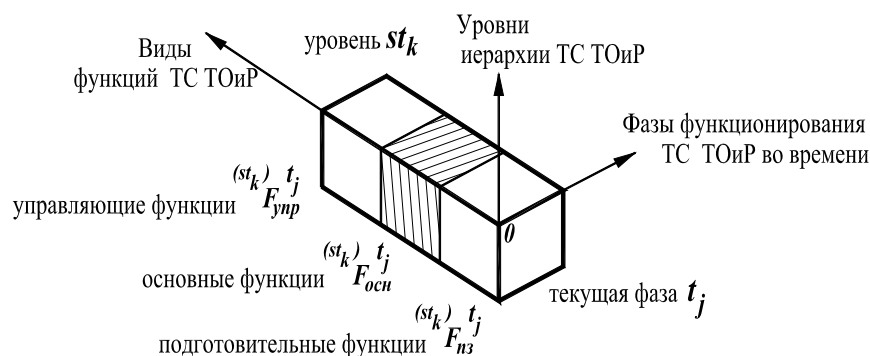


Рисунок 2 – Системно-процессная модель для единичного модуля ТС ТООиР

При подготовкесистемно-процессной модели для многофункциональных, динамических систем со сложной иерархиейнеобходимо учитывать, что реализуются функции, образующие триаду триад функций, а именно:

- функции триады полноты основного технологического цикла воздействий ТООиР, включающие основные, подготовительно-заключительные (вспомогательные) и управляющие (информационного сопровождения, измерительные) функции;

- функции триады временных циклов дляТООиР, включающие подготовительные (идентификация технического состояния САТ), основные (технологические воздействия ТООиР) и заключительные функции (контроль качества выполнения ТООиР);

- функции триады иерархии, например, включающие функции надсистемы (производственный процесс ремонтного предприятия, технического центра), системы (технологический процесс ТОиР) и подсистемы (технологическая операция ТОиР).

Графическое представление функциональных триад в системно-процессной модели показано на рис. 3. Функциональные блоки, образующие триады, изображены в виде шариков. Связи между функциональными блоками для единичных модулей ТС ТОиР обозначены сплошными отрезками, а связи по иерархическим уровням и во времени – штриховыми отрезками.

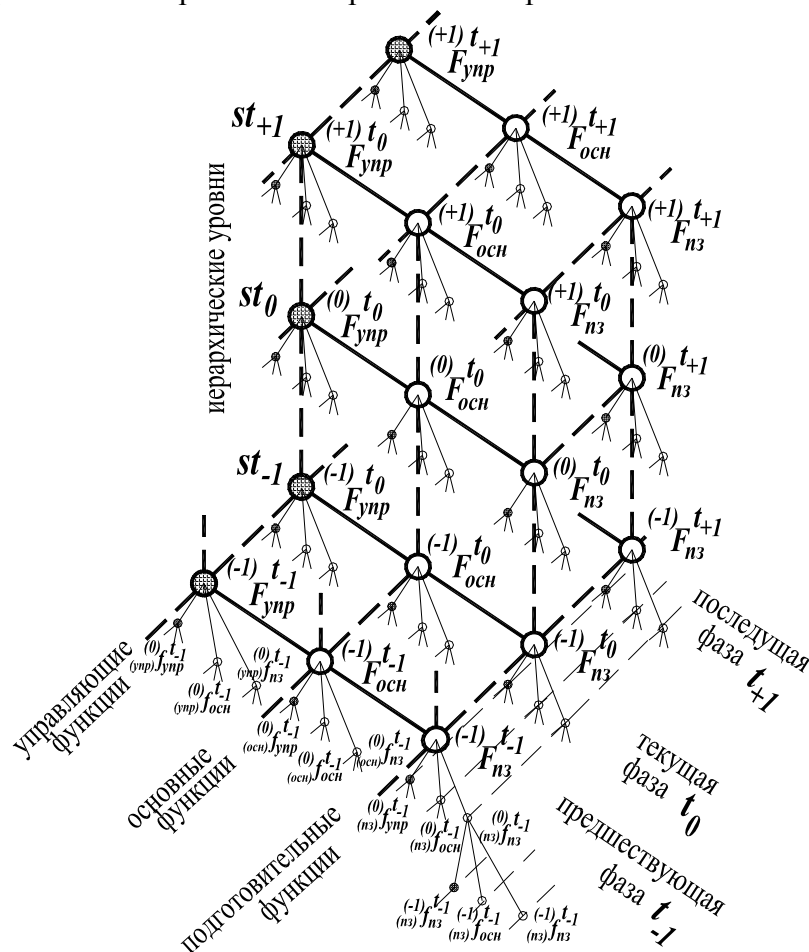


Рисунок 3 – Схема функциональных триад в системно-процессной модели

Существенно, что указанные связи образуют основную структуру. Внутренняя (вложенная) структура образуется для каждого функционального блока триадой функций. Эта внутренняя структура также образует связи по иерархическим уровням и во времени, которые показаны на рис.3 тонкими штриховыми отрезками. Укажем, что функциональные блоки управления, которые в наибольшей степени связаны с решением задач интеллектуализации, для основной  $\{F_{ynp}\}$  и внутренней  $\{f_{ynp}\}$  структур заштрихованы (рис. 3).

**Уровни интеллектуализации ТС ТОиР.** Известно [2], что множества общих структур ТС ТОиР, структур её составных частей и подразделений определяется

функціями, а відповідність між функціями і структурою є багатоваріантною. Структура функцій, реалізуємих системою або її окремими модулями і функціональними блоками, залежить від застосовуваних технологій, а структури модулів і функціональних блоків – від рівня їх технізації: ручні (м'язові) дії, механізовані операції, автоматизація процесів і інтелектуалізація функціонування.

В ТС ТОиР найбільшій ступені представлені перші два рівні технізації (ручне і механізоване виконання операцій). Автоматизація не знайшла широкого практичного застосування навіть на авторемонтних підприємствах з безлічними організаційними формами капітального ремонту САТ. На наш погляд, це пов'язано в першу чергу зі складністю організації ремонтного виробництва, необхідністю його спеціального інформаційного забезпечення і супроводження. Розв'язанням цих проблем може стати перехід на наступний рівень технізації і формування ІТС ТОиР.

При синтезі для кожної реалізуємої функції ІТС ТОиР можуть бути поставлені в відповідність елементи штучного інтелекту. Таким чином, можна отримати загальну ієрархічну структурно-елементну модель ІТС ТОиР і її окремих модулів і функціональних блоків. Модель відображає ієрархію ІТС ТОиР до рівня підприємств (або їх регіональних об'єднань) включительно. В межах кожного виду САТ функціональні структури, реалізуємих в ІТС ТОиР на кожному ієрархічному рівні загальної системи, будуть різними, що вимагає застосування і відповідних різних інтелектуальних платформ.

Так, для автотранспортних регіональних об'єднань основними діями інтелектуалізованої системи ТОиР автомобілів на рівні регіону є формування і реалізація відповідної регіональної політики в області безпеки руху САТ, узгодженої з державною політикою України. Тому інтелектуальна платформа цього рівня повинна містити системи (підсистеми) інтелектуальної підтримки приймаємих рішень в області формування мережі авторемонтних підприємств і станцій технічного обслуговування, підсистеми контролю за технічним станом засобів транспорту, підсистеми контролю якості виконання і відповідальності за виконання ТОиР, регулювання питань забезпечення якості ремонтно-експлуатаційних матеріалів і інші.

На рівні авторемонтних підприємств і станцій технічного обслуговування основні функції інтелектуалізованих ТС ТОиР включаються в забезпечення ефективного управління при технологічній підготовці і проведенні ТОиР. Тут можливо застосування інтелектуалізованих інформаційно-вимірних систем і комплексів, пов'язаних з автоматизованим проектуванням технологій або управлінням складними операціями ТОиР автотранспортними засобами. Крім того, інтелектуалізована допоміжна підсистема для засобів автомобільного транспорту повинна ефективно вирішувати задачі діагностики і ідентифікації технічного стану, матеріально-технічного забезпечення ремонтно-експлуатаційними матеріалами і інші. Тут можливо застосування спеціалізованих інформаційно-вимірних комплексів, інтелектуалізованих САПР ТП, САПР ТПП, а також засобів автоматизації виконання допоміжних функцій.

В залежності від повноти охоплення визначуємих рівнем технізації певної групи функцій традиційно розрізняють частинний і повний рівень, якщо

задействованы все группы – то указывается комплексный уровень. Следовательно, в зависимости от полноты охвата множества функций по формулам (4) - (6) могут быть установлены такие уровни интеллектуализации:

1) полная или частичная интеллектуализация на одном иерархическом уровне, охватывающая триаду функций полноты основного технологического цикла воздействий ТООР, включающие основные, вспомогательные и информационно-измерительные (управленческие) функции;

2) полная или частичная интеллектуализация на одном иерархическом уровне, охватывающая триаду функций временного цикла развития, включающие подготовительные, основные (целевые) и заключительные функции по времени ЖЦ ;

3) комплексная интеллектуализация на одном иерархическом уровне, охватывающая триаду функций полноты основного технологического цикла воздействий ТООР и охватывающая триаду функций временного цикла развития;

4) комплексно-интегрированная интеллектуализация, охватывающая комплексную интеллектуализацию на одном иерархическом уровне и триаду функций иерархии, включающие функции надсистемы, системы и подсистемы.

Так, для технологической операции, выполняемой на SMART-оборудовании ТООР, устанавливаются уровни интеллектуализации, представленные в табл. 2.

Таблица 2 - Уровни интеллектуализации для технических средств ИТСТОИР

Уровень	Интеллектуализируемые функции	Формула структуры
1) уровень (частичная)	Основного (целевого) цикла	$\{F_{осн}^{(0)}, f_{упр}^{(0)}\}$
2) уровень (частичная)	Вспомогательные по обслуживанию основного цикла (дополн.)	$\{F_{осн}^{(0)}, f_{упр}^{(0)}, F_{всп}^{(0)}, f_{упр}^{(0)}\}$
3) уровень (частичная)	Контроль состояния, управление, адаптация	$\{F_{осн}^{(0)}, f_{упр}^{(0)}, F_{всп}^{(0)}, f_{упр}^{(0)}, F_{упр}^{(0)}, f_{упр}^{(0)}\}$
4) уровень (полная)	Подготовительно-заключительные, переналадка, трансформация	$\{\{F_{осн}\}, \{F_{пз}\}, \{F_{упр}\}\}$
5) уровень (комплексная)	Интеллектуализированное проектирование технологий	$\{\{\{F_{осн}\}\}, \{\{F_{пз}\}\}, \{\{F_{упр}\}\}\}$
6) уровень (комплексно-интегрированная)	Интегрированный комплекс интеллектуализированной обработки, подготовки и управления	$\{\{\{F_{осн}\}\}, \{\{F_{пз}\}\}, \{\{F_{упр}\}\}\}$

В процессе функционирования реализуются функции интеллектуального управления (принятие решений, обучение, формирование РЭЭ). Так, РЭЭ минимально может включать на операциях дефектации геометрическую модель и технические условия годности детали, а для технологических операций восстановления и контроля – соответствующее для каждой из них электронное конструкторско-технологическое обеспечение процесса ремонта. Такое информационное сопровождение позволит

принять при идентификации правильные решения и обеспечит высокую эффективность технологий ТОиР.

**Принципы формирования ИТС ТОиР.** Исходя из представлений о направлениях развития транспортного комплекса, можно синтезировать признаки необходимой отраслевой транспортной доктрины в той части, которая имеет отношение к формированию ИТС ТОиР. В табл. 2 приведен вариант оценки признаков для отраслевых транспортных доктрин.

Таблица 2 - Основные признаки отраслевых транспортных доктрин Украины

Наименование признака	Отраслевая транспортная доктрина		
	Существовавшая (до 1990 г.)	Действующая (переходная)	Новая (перспективная)
1. Уровень определения цели	Отраслевые транспортные средства	Транспортные предприятия, сфера потребления	Социальная сфера
2. Цели деятельности	Обеспечить плановые показатели	Обеспечить прибыль, коммерческую выгоду	Обеспечить все виды безопасности при транспортировке
3. Правовое регулирование	Законодательство СССР, положения о ТО и ремонте	Законодательство Украины, правовые акты	Закон о транспорте, акты по безопасности жизнедеятельности
4. Инструментарий	Механизмы планового развития ТС	Механизмы рыночного развития ТС	Механизмы направленного развития
5. Основные субъекты ТОиР	АРЗ, АТП, СТО, фирменное обслуживание	Системы предприятий фирменного обслуживания, СТО	Система предприятий ТО, ремонта, модернизации и утилизации
6. Техническая оснащенность, уровень технизации	Механизация, автоматизация поточного ремонтного производства	Информатизация, механизация, программное управление	Интеллектуализация и автоматизация технических средств ТОиР
7. Качество информационного сопровождения	Фрагментарная, неформализованная, проблемно неориентированная	Фрагментарная, формализованная, проблемно неориентированная	Полная, обработанная и формализованная, проблемно ориентированная
8. Статус транспортного средства	Независимый субъект с непрогнозируемым состоянием	Субъект ТС с прогнозируемым состоянием	Предсказуемый, контролируемый субъект ТС



Признаки существовавшей и действующей доктрины определены на основе обобщения экспертных оценок (среди экспертов 3 доктора и 5 кандидатов наук) и анализа современного состояния отраслевой транспортной промышленности. Базовой идеей новой доктрины можно определить идею безопасной и надежной транспортировки грузов и пассажиров в нужных объемах и номенклатуре по заданным маршрутам с высокой скоростью «точно вовремя» с последовательным расширением технизации функций до уровня интеллектуализации, ориентацией на упреждающее развитие возможностей и согласованное с надсистемой саморазвитие в условиях интеграции и глобализации.

Основные структурные элементы транспортного комплекса Украины, которые будут формировать новое усовершенствованное транспортное пространство САТ: автотранспортные организации и предприятия, их институциональная структурированность; состав групп субъектов транспорта; содержание услуг, формы и методы функционирования ИТС ТОиР; транспортная архитектура и инженерия, технология ее работы. Сравнение доктрин по основным признакам, касающихся вопросов формирования ИТС ТОиР, представлено в табл.2.

Реализовать потенциальные возможности ИТС ТОиР возможно при учете требований надсистемы, которые следуют из анализа отраслевой транспортной доктрины (табл. 2). Для этого при формировании ИТС ТОиР необходимо соблюдать следующие принципы.

1) *Осуществимость* предполагает последовательность во времени степени интеллектуализации от «фрагментальной», частичной (внедрение компонентов ИИ) к полной, комплексной через создание ИТС ТОиР. При этом на различных иерархических уровнях ИТС ТОиР могут быть реализованы сочетания уровней технизации (ручной, механизированный, автоматизированный, интеллектуализированный) в режимах интерактивного (диалогового) управления функциями системы исходя из принципов комплексной оптимизации, но доминирующим направлением развития является создание ИТС. Механизм роста – рыночная самореализация общего технического прогресса и направленные действия по совершенствованию «узких» мест ИТС ТОиР.

2) *Комплексная оптимизация* заключается в формировании интеллектуализированных компонентов для обучения и принятия оптимальных решений на каждом иерархическом уровне ИТС ТОиР с учетом последовательных САЛС-циклов на основе комплекса единых критериев оптимальности (обеспечение надежности и безопасности САТ методами ТОиР, производительность ТС, экономическая и экологическая эффективность), оптимизация по уровню технизации, структуре и параметрам.

3) *Адекватность* обеспечивается соответствием специальных возможностей ИТС ТОиР атрибутам САТ как объекта идентификации для ТОиР, к числу которых относятся сфера применения, назначение, функции, эффекты, процессы, структура и параметры. Осуществляется созданием РЭЭ, которые в ИИ создают условия для выполнения задач достоверной идентификации в ИТС ТОиР, повышения эффективности технологических процессов.

5) *Комплементарность* отображает реальные связи объекта и субъекта в ИТС ТОиР, что определяет соответствие во сочетаниях «дефект-метод ремонта», запасные (заменяемые) детали в группах (например, входящих в одну размерную цепь);

6) *Информационной достаточности* – это означает, что существует минимальный уровень информации для ИИ, который определяет возможность эффективного проведения ТОиР.

7) *Множественности* задач для ИИ, т.к. базы знаний, обучаемые РЭЭ содержат информацию по реальным объектам ТОиР и составляют связанное множество, элементы которого определяются системным представлением объекта.

Эти принципы могут использоваться при формировании ИТС ТОиР на этапах их создания, функционирования, развития и дополнения, коммуникации, управления и ликвидации. Таким образом, используя системно-процессное представление ТС ТОиР можно подготовить концептуальную основу для формирования программ реформирования и организации деятельности транспортного комплекса синтетически-интегрированным уровнем управления системой ТОиР САТ.

**Выводы.** Полученные результаты определяют структурные уровни и принципы системно-процессного формирования ИТС ТОиР, атрибуты и целесообразность применения. Показано полное множество функций ИИ в ИТС ТОиР, выявлены их структурно-параметрические особенности, отражающие иерархию, функции и этапы жизненного цикла. Сложность организации ремонтного производства, необходимость его специального информационного обеспечения и сопровождения может быть преодолена при переходе на следующий уровень технизации и формирования ИТС ТОиР. Формирование ИТС ТОиР должно идти под влиянием двух механизмов: рыночной самореализации и целевых действий органов управления. Направленность самоорганизационных процессов обеспечивается макроэкономическими методами, соответствующим нормативно-правовым полем, регулированием состояний субъектов транспортных рынков и САТ. Полученные результаты могут составить основу для создания программ реформирования и организации деятельности транспортных систем нового поколения на всех иерархических уровнях транспортного комплекса. Таким образом, применение ИТС ТОиР должно повысить его эффективность, обеспечить качество ремонта и технического обслуживания различной техники.

**Список литературы:** 1. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку: монографія / Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут; за заг. ред. А.М. Редзюка. – К.: ДП «ДержавтотрансНДПроект», 2005. – 400 с. 2. Тернюк Н.Э. Структура системо-мыследеятельного комплекса для моделирования транспортных систем / Н.Э. Тернюк, Ю.В. Дудукалов, Н.Н. Гладкая, В.В. Федченко // Механіка та машинобудування. – 2011. - №1. – С. 141-148. 3. Никонов О.Я. Бионика автомобиля на основе гибридных нейрофаззи сетей / О.Я. Никонов, О.А. Подоляка, А.И. Середина // Механіка та машинобудування. - 2011- №1. – С. 118-123. 4. Алексеев В.О. Информационно-коммуникационный центр автомобиля / В.О. Алексеев // Механіка та машинобудування. – 2010, №2. – С. 184-188. 5. Информационные технологии в наукоемком машиностроении: Компьютерное обеспечение индустриального бизнеса / [под общ. ред. А.Г. Братухина]. – К.: Техніка, 2001. – 728 с. 6. Соломенцев Ю.М. Информационно-вычислительные системы в машиностроении. CALS-технологии / Ю.М. Соломенцев, В.Г. Митрофанов, В.В. Павлов, А.В. Рыбаков – М.: Наука, 2003. – 292 с. 7. Дудукалов Ю.В. Обеспечение качества технического обслуживания и ремонта машин при внедрении CALS-технологий / Ю.В. Дудукалов, С.А. Торяник // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Вип. 69 «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва» - Х., 2008. – С. 213- 216. 8. Семенченко А.К. Принципы создания проходческих комбайнов как

мехатронних систем. /Семенченко А.К., Шабает О.Е., Семенченко Д.А., Хищенко Н.В. // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Гірничо-електромеханічна. Випуск 113.- Донецьк, 2006. – С. 238-243. **9.** Володин Д.П. Архитектура распределенной информационной системы предприятия / Д.П. Володин, А.М. Марасанов, Т.А. Тихонова, Ф.М. Хасянов // Математическое моделирование. Том 14, номер 8, 2002. - С. 31-36. **10.** Цыпкин Я.З. Информационная теория идентификации / Цыпкин Яков Залманович. М.: Наука, 1995. – 336 с. **11.** Матейчик В.П. Інформаційні основи формування та оцінки сучасних виробництв технічного обслуговування і ремонту автомобілів / В.П. Матейчик, В.П. Волков, П.Б. Комов, Є.О. Комов // Вісник Національного транспортного університету. Випуск 27 – К.: НТУ – 2013. – С. 63-70. **12.** Дудукалов Ю.В. Формирование ремонтно-эксплуатационных эталонов для обеспечения эффективности капитального ремонта средств транспорта / Ю.В. Дудукалов, Н.Э. Тернюк // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – Вып. 23. - Х., 2011. – с. 203- 206.

**Bibliography (transliterated):** **1.** Avtomobilniy transport UkraYini: stan, problemi, perspektivi rozvitku: monografiya / Derzhavniy avtotransportniy naukovо-doslіdnyi I proektnyi Institut; zazag. red. A.M. Redzyuka. – K.: DP «Derzhavtotrans NDI proekt», 2005. – 400 s. **2.** Ternyuk N.E. Struktura sistemo-myisledeyatelnogo kompleksa dlya modelirovaniya transportnyih sistem / N.E. Ternyuk, Yu.V. Dudukalov, N.N. Gladkaya, V.V. Fedchenko // Mehanika ta mashinobuduvannya. – 2011. - #1. – S. 141-148. **3.** Nikonov O.Ya. Bionika avtomobilya na osnove gibridnyih neyrofazzisetey / O.Ya. Nikonov, O.A. Podolyaka, A.I. Seredina // Mehanikatamashinobuduvannya. - 2011 - #1. – S. 118-123. **4.** Alekseev V.O. Informatsionno-kommunikatsionniy tsentr avtomobilya / V.O. Alekseev // Mehanikatamashinobuduvannya. - 2010 - #2. – S. 184-188. **5.** Informatsionnye tehnologii v naukoemkom mashinostroenii: Kompyuternoe obespechenie industrialnogo biznesa / [podobsch. red. A.G. Bratuhina]. – K.: Tehnika, 2001. – 728 s. **6.** Solomentsev Yu.M. Informatsionno-vyichislitelnyiesistemyi v mashinostroenii. CALS-tehnologii / Yu.M. Solomentsev, V.G. Mitrofanov, V.V. Pavlov, A.V. Ryibakov – M.: Nauka, 2003. – 292 s. **7.** Dudukalov Yu.V. Obespechenie kachestva tehniceskogo obsluzhivaniya i remonta mashin pri vnedrenii CALS-tehnologiy / Yu.V. Dudukalov, S.A. Toryanik // Visnik Harkivskogo natsionalnogo tehnicnogouniversitetusliskogo gospodarstvalm. Petra Vasilenka. – Vip. 69 «Problem i nadlynosti mashin ta zasoblv mehanizatsiyi slisko gospodarского virobnitstva» - H., 2008. – S. 213 – 216. **8.** Semenchenko A.K. Printsipy i sozdaniya prohodcheskih kombaynov kak mehatronnyih sistem. / Semenchenko A.K., Shabaev O.E., Semenchenko D.A., Hischenko N.V. // Naukovipratsi Donetskogo natsionalnogo tehnicnogo universitetu. Seriya: Girnicho-elektromehanichna. Vpusk 113.- Donetsk, 2006. – S. 238 – 243. **9.** Volodin D.P. Arhitektura raspredelennoy informatsionnoy sistemyi predpriyatiya / D.P. Volodin, A.M. Marasanov, T.A. Tihonova, F.M. Hasyanov // Matematicheskoe modelirovanie. Tom 14, nomer 8, 2002. - S. 31-36. **10.** Tsyipkin Ya.Z. Informatsionnaya teoriya identifikatsii / Tsyipkin Yakov Zalmanovich. M.: Nauka, 1995. – 336 s. **11.** Mateychik V.P. InformatslynI osnovi formuvannya ta otslnki suchasnihi virobnitstv tehnicnogo obslugovuvannya I remontu avtomobiliv / V.P. Mateychik, V.P. Volkov, P.B. Komov, E.O. Komov // Visnik Natsionalnogotransportnogouniversitetu. Vipusk 27 – K.: NTU – 2013. – S. 63-70. **12.** Dudukalov Yu.V. Formirovanie remontno-ekspluatatsionnyih etalonov dlya obespecheniya effektivnosti kapitalnogo remonta sredstv transporta / Yu.V. Dudukalov, N.E. Ternyuk // Avtomobilniy transport. Sbornik nauchnyih trudov. – Vyip. 23. - H., 2011. – S. 203 – 206.

Надійшла (received) 01.03.2014

УДК 539.3:629.3.027.52

*А.А. ЛАРИН*, канд. техн. наук, доцент НТУ «ХПИ».

## **ПРОГНОЗИРОВАНИЕ УСТАЛОСТНОГО РЕСУРСА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН С УЧЕТОМ СТАРЕНИЯ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Работа посвящена созданию подхода к прогнозированию усталостного ресурса и процесса накопления нелокализованной повреждаемости в пневматических шинах, который учитывает случайную вариацию частоты цикла нагружения шины и естественные деградационные процессы в ее материалах (старение).

**Ключевые слова:** пневматическая шина, надежность, ресурс, усталость, старение резиноподобных материалов, эластомеры.

**Введение.** Безотказная работа пневматических шин является одним из определяющих показателей в надежности всего транспортного средства. Достоверный прогноз ресурса шин позволяет предотвратить их отказы в эксплуатации и, таким образом, повысить безопасность движения транспорта и уменьшить экономические затраты. Среди основных типов отказов пневматических шин следует отметить отказы которые реализуются в результате механических повреждений, износа элементов протектора и развития усталостных внутренних дефектов [1-3]. Последние являются постепенными отказами, формируются во время эксплуатации и являются не восстанавливаемыми.

Надежность шин определяется их конструкцией, физико-механическими характеристиками материалов и условиями эксплуатации [4-5]. В данной работе проведено изучение надежности пневматических шин по критериям усталости. Постепенные отказы (износ и усталость) формируются под влиянием напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов пневматической шины, которое реализуется в процессе ее работы. Таким образом, важными аспектами при моделировании работы шин и прогнозировании их безотказной работы является корректный учет нагрузок, действующих на шину в эксплуатации, и достоверное определение ее НДС.

Изучение закономерностей формирования НДС в элементах шин представляет сложную научно-практическую проблему вследствие целого ряда особенностей [6-8]: трехмерная геометрия, многослойная структура, большие прогибы при деформации, наличие контактного взаимодействия с дорожным покрытием, а также наличие криволинейной ортотропии свойств.

Отдельной проблемой в вопросах построения математических моделей шин и проведения на их основе расчетов является проблема учета неоднородной структуры ее отдельных слоев [8, 9]. Так, в шине присутствуют композиционные слои, а именно, каркас и брекер, которые в своём составе имеют металлический и текстильный корды.

Для корректного учета перечисленных особенностей в работе применяются подробные трёхмерные конечно-элементные (КЭ) модели.

Естественно, что определение НДС зависит не только от математического модели описывающей свойства и особенностей исследуемого объекта, но и от корректности моделирования нагрузок и других внешних факторов, которые действуют на шину. При этом следует отметить, что в процессе эксплуатации изменение параметров нагрузок носит случайный характер.

© А. А. Ларин, 2014

Кроме этого следует отметить, что резино-подобные материалы, которые лежат в основе структуры пневматической шины имеют достаточно незначительный срок активации процессов старения [10-11]. Так, прочностные свойства шинных материалов снижаются более чем в 3 раза за 4 года эксплуатации. Естественно, данное явление должно учитываться при анализе усталостной надежности и прогнозах ресурса.

**Цель работы.** Таким образом, разработка подхода к прогнозированию надежности пневматических шин на основе детальных КЭ моделей с учетом случайного изменения параметров нагружения, а также процесса деградации прочностных свойств резино-подобных материалов является актуальной научно-практической проблемой, определяющей цель данной статьи.

**Постановка задачи.** В данной работе рассматривается прогнозирование ресурса в результате отказов много-циклового усталости. Ресурс определяется по степени накопления нелокализованной повреждаемости. Применяется классический степенной закон кинетики накопления усталостной повреждаемости [12, 13] в рамках концепции эффективных напряжений Работнова-Качанова [13,14]:

$$\tilde{\sigma}_a = \frac{\sigma_a}{1-D}, \quad (1)$$

где  $\sigma_a$  – амплитудные напряжения цикла,  $D(t)$  – функция меры повреждаемости

Таким образом, кинетика роста повреждаемости описывается уравнением [12-15, 20,21]:

$$\frac{d}{dt}D = B(\tilde{\sigma}_a)^c = B\left(\frac{\sigma_a}{1-D}\right)^c, \quad (2)$$

где  $t$  – время,  $B$  и  $c$  – константы кинетического уравнения, которые определяются экспериментально и в общем случае зависят от усталостных свойств материала и могут быть выражены через параметры кривой Веллера [15]. При этом, уравнение (2) может быть выписано в виде

$$\frac{d}{dt}D = \left(\frac{\sigma_a}{1-D}\right)^m \cdot \frac{\omega}{N_0 \cdot \sigma_{-1}^m \cdot (m+1)}, \quad (3)$$

где  $\omega$  – частота цикла изменения напряжений (деформаций) во время работы шины,  $N_0$  – базовое число циклов до разрушения,  $m$  – параметр кривой Веллера,  $\sigma_{-1}$  – предел усталости.

Критерием отказа в рамках данного рассмотрения будет условие равенства единице параметра повреждаемости  $D(t)$ . Исходя из выражения (1) достижение граничного значения будет означать нарушение сплошности материала, т.е. возникновение макро трещины. Соответственно, ресурс в данной работе трактуется как время до зарождения в конструкции макроскопической усталостной трещины.

**Характеристики нагружения.** Уравнение (3) описывает накопление усталостной повреждаемости во времени при циклическом изменении напряжений.

Таким образом, важной составляющей в решении задачи определения ресурса шины, является определение параметров цикла изменения напряжений в конструкции шины, которые определяются: амплитудой напряжений ( $\sigma_a$ ) и частотой цикла ( $\omega$ ), формирующимися под действием эксплуатационных нагрузок.

Основной циклической нагрузкой на колесо является цикл изменения напряжений при обороте колеса во время движения, т.е. это напряжения возникающие при входе/выходе сечения шины в контакт с дорогой. Амплитуды этого цикла безусловно имеют некоторую вариацию, связанную с колебаниями и наездами на различные неровности дороги, тем не менее данная вариация на много меньше основного цикла связанного с деформированием шины при входе в контакт и определяющегося статическим уровнем обжатия шины вертикальной силой вызванной влиянием веса снаряженного автомобиля.

Частота цикла, естественно, зависит от скорости движения транспортного средства, и как следствие не может быть четко задана так как носит случайный характер. Будем предполагать, что скорость движения транспортного средства есть стационарный случайный процесс, т.е. вероятностные характеристики этого процесса не зависят от начала отсчета времени (от начала наблюдения за данным процессом). Вероятностные характеристики такого процесса следует определять из данных статистики по эксплуатации данной конструкции или ее прототипа. При этом необходимо знать математическое ожидание, дисперсию и корреляционную функцию частоты.

На рис. 1 приведено реализацию изменения скорости движения легкового транспортного средства, совершающего движение в городском цикле (город с миллионным населением) в течении 3х часов (данные в рамках европейского проекта FP5[16]). Статистические данные по исследованиям приведены в табл. 1

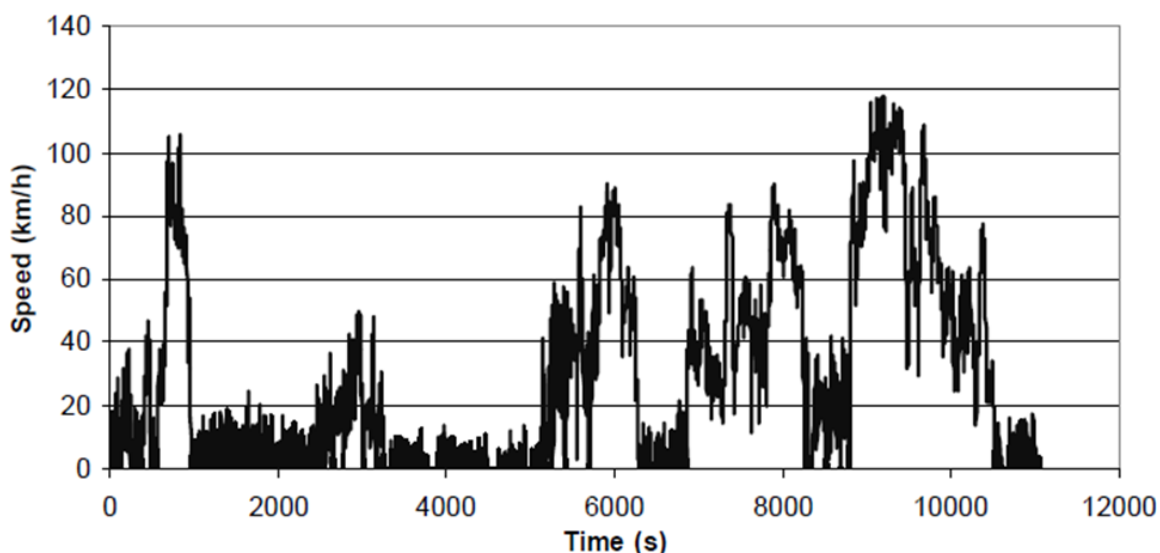


Рисунок 1 –Типичная реализация изменения скорости движения легкового транспортного средства в городском цикле (европейский город с миллионным населением)

Таблица 1 – Статистические данные по реализации изменения скорости движения легкового транспортного средства в городском цикле (европейский город с миллионным населением)

Статистический показатель	Значение
Пройденный путь	87270.37 км
Время в течении которого проводилось измерение	11061 с
Средняя скорость	28.4км/ч
Количество остановок	161
Среднее время движения между остановками	38.7 с
Средняя продолжительность остановки	12.67 с
Средняя скорость движения	34.83км/ч
Средне квадратичное отклонение скорости движения	30.72 км/ч
Среднее положительное ускорение	0.4 м/с <sup>2</sup>

Задание скорости движения транспортного средства, а затем и частоты изменения цикла напряжений в шине, как случайного стационарного процесса требует определения корреляционной функции. Достоверное определение последней достаточно затруднено поэтому на практике имеет смысл априорно постулировать вид корреляционной функции, и определять только ее параметры.

В данной работе предлагается воспользоваться в качестве такой аппроксимации экспоненциальным законом [15,17], параметрами которого являются дисперсия ( $\sigma_\omega^2$ ) и интенсивность ( $\lambda_\omega$ ) частоты возникновения опасного режима

$$K_\omega(t_1, t_2) = \sigma_\omega^2 \cdot \exp(-\lambda_\omega \cdot |t_2 - t_1|). \quad (4)$$

Параметр интенсивности определяется исходя из времени корреляции, т.е. промежутка времени за который предполагается исчезающим статистическое влияние частоты возникновения опасного режима имевшей место к моменту времени  $t_1$  на частоту возникновения этого режима к моменту времени  $t_2$ . Таким образом, время корреляции может быть задано исходя из особенностей эксплуатации конструкции или для стационарного случайного процесса вычислено по формуле [17]:

$$\tau_{ок} = \frac{1}{\sigma^2} \cdot \int_0^\infty K(\tau) d\tau, \quad \tau = t_2 - t_1. \quad (5)$$

Таким образом, задавшись временем корреляции для частоты возникновения опасного режима и учитывая принятый вид корреляционной функции, можно определить интенсивность частоты возникновения опасного режима:

$$\lambda_\omega = \frac{1}{\tau_{ок}}. \quad (6)$$

В данной работе при вычислениях время корреляции определялось как среднее значение времени между остановками транспортного средства, т.е. считается что статистическая связь (статистическое влияние) скорости движения исчезает после остановки транспортного средства (на пример на светофоре).

**Построение трехмерной КЭ модели шины и расчет ее НДС.** Для определения значений амплитуд напряжений цикла предлагается в данной работе воспользоваться КЭ моделированием. Построение модели проводилось в соответствии с методикой проектирования шин предложенной в работе [18]. При этом было построено плоский профиль шины (модель 215/55R16), которая учитывает ее внутреннюю структуру (слоя каркаса, брекера и боковины; бортовую зону; протектор и т.д.) и позволяет задавать различные свойства материалов для каждого структурного элемента. После чего было проведено «вытягивание» профиля шины вокруг оси, что привело к формированию трехмерной объемной КЭ модели. Геометрически данная модель является осесимметричной, что подразумевает некоторые упрощения в представлении протектора. Однако основное внимания в данной работе уделяется определению НДС во внутренних слоях шины и поэтому соответствующие упрощения являются вполне приемлемыми. Созданная математическая модель приведена на рис. 2. Модель построена на основе трехмерных изопараметрических 8-ми узловых КЭ преимущественно гексагональной формы.

Кроме элементов шины в модели также присутствуют диск и дорожное полотно. Данные элементы промоделированы упрощенно, так как их рассмотрение необходимо лишь в интегральном смысле: учета влияния на деформирование шины. Диск и шина предполагаются соединенными абсолютно жестко, а взаимодействие шины с дорогой реализовано, как контактное с учетом сил сухого трения, заданных по закону Кулона.

В качестве основных эксплуатационных нагрузок, действующих на шину принимаются: внутреннее давление (0,22 МПа) и вертикальная сила (5 кН) приложенная в центр диска колеса и моделирующая основную нагрузку от веса снаряженного автомобиля.

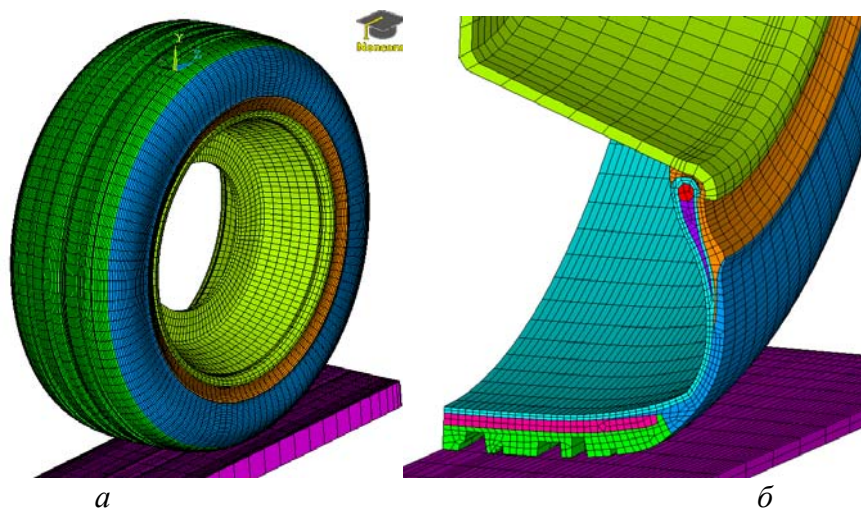


Рисунок 2– КЭ модель шины 215/55R16  
а – общий вид 3d модели; б – увеличенный сектор

Задача решалась в упругой постановке. Материал считался физически линейным, но модель предполагала наличие больших прогибов, т.е. постановка была геометрически нелинейной [6]. Свойства шинных материалов задавались в соответствии с обобщенным законом Гука и по рекомендациям [8,9].

Результаты расчетов приведены на рис. 3. Максимальные деформации наблюдаются в области бортовой зоны и достигают 19%. Отдельно следует отметить



наличие существенных уровней интенсивности деформации в плечевой области шины (15%). Аналогичным образом распределяются и эквивалентные напряжения.

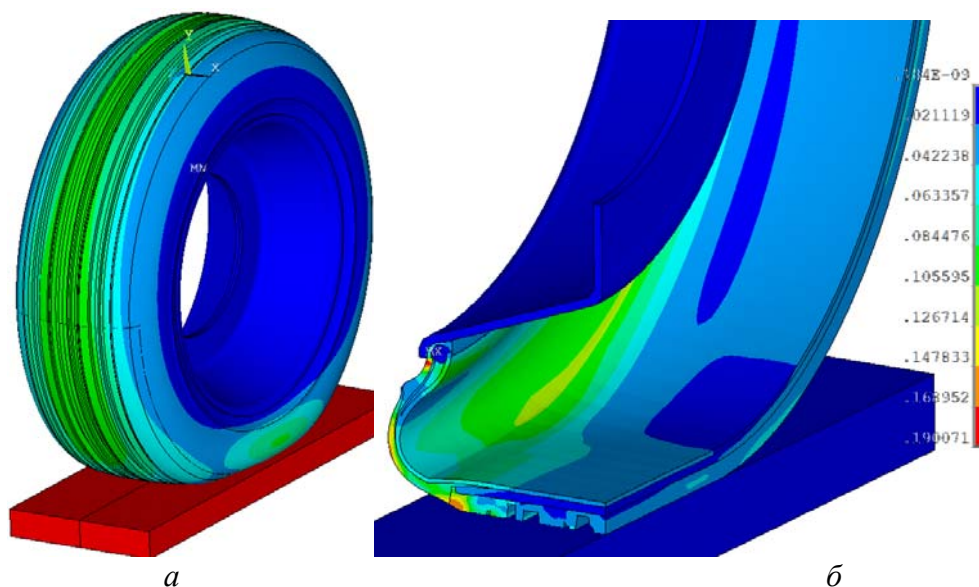


Рисунок 3 – Деформирование шины в контакте с дорогой  
а – общий вид прогиба; б – распределение интенсивности деформаций по слоям

**Моделирование деградации свойств материала в результате старения резины.** Прямое применение формулы (3) для средних значений частоты цикла и амплитуд напряжений приводит к завышенному по сравнению с имеющимися на практике статистическими данными значению ресурса. Последнее обстоятельство связано с не учетом процессов естественного старения резино-подобных материалов. Так, известно, что естественное старение резины в течении 4 лет приводит к уменьшению ее статической и усталостной прочности более чем в 3 раза [10, 11]. В литературе предлагается применять экспоненциальную или гиперболическую зависимость процесса снижения прочности. Отталкиваясь от экспериментальных данных приведенных в [10] в данной работе предлагается использовать зависимость вида:

$$\sigma_{-1}(t) = \sigma_{-1}^* \cdot \varphi(t), \quad \varphi(t) = \left[ \frac{1}{1 + \beta \cdot t} \right] \quad (7)$$

где  $\beta$  – параметр аппроксимации,  $\sigma_{-1}^*$  – предел усталостной прочности для не деградированного материала. График изменения предела усталости во времени представлен на рис. 4,а.

Следует отметить необходимость учета разброса в значениях предела усталости. Очевидно, что в процессе старения материала данная неопределенность сохраняется или даже увеличивается. Поэтому будем полагать, что предел усталости представляет собой произведение нормированной к единице функции времени, аппроксимирующей процесс деградации  $\varphi(t)$  и значения предела усталости в начальный момент времени являющейся случайной величиной, которая предполагается (согласно рекомендациям

работ [15,19-21]) подчиняющейся логарифмически-нормальному закону распределения плотности вероятности:

$$f_1(\sigma_{-1}^*) = \frac{1}{\sigma_{-1}^* s \sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{[\ln(\sigma_{-1}^*) - \mu]^2}{2s^2}\right), \quad (8)$$

где  $s$  и  $\mu$  – параметры распределения, которые определяются из значений математического ожидания и дисперсии или коэффициента вариации предела усталости

$$\langle \sigma_{-1}^* \rangle = \exp\left(\mu + \frac{s^2}{2}\right),$$

$$Var[\sigma_{-1}^*] = [\exp(s^2) - 1] \cdot \langle \sigma_{-1}^* \rangle^2, \quad V_{\sigma_{-1}^*} = \frac{\sqrt{Var[\sigma_{-1}^*]}}{\langle \sigma_{-1}^* \rangle} = [\exp(s^2) - 1]^{\frac{1}{2}}. \quad (9)$$

В формулах введено обозначения:  $\langle \dots \rangle$  – оператор математического ожидания,  $Var[\dots]$  – оператор взятия дисперсии,  $V_{\sigma_{-1}^*}$  – коэффициент вариации.

Таким образом, изменение предела усталости представляет собой случайный нестационарный процесс. Одномерная плотность вероятности этого процесса представляется, как линейное функциональное преобразование (7) случайной величины  $\sigma_{-1}$  и имеет вид:

$$f(\sigma_{-1}, t) = \frac{1}{\sigma_{-1} s \sqrt{2\pi}} \exp\left(-\left[\frac{\ln(\sigma_{-1}) - \mu - \ln \varphi(t)}{2s}\right]^2\right). \quad (10)$$

На рис.4,б графически представлена одномерная плотность вероятности случайного процесса падения предела усталостной прочности во времени.

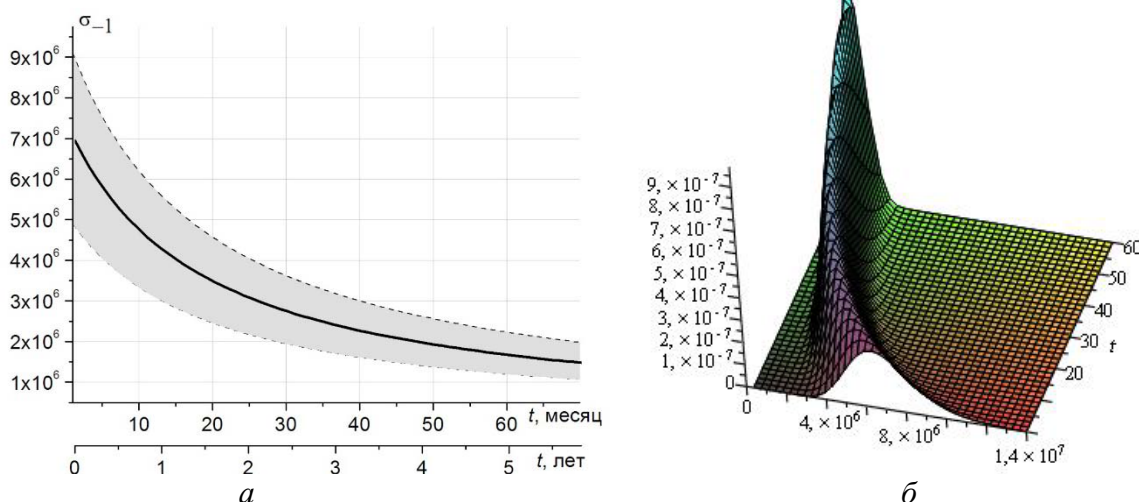


Рисунок 4 – Аппроксимации падения предела усталости в результате естественного старения (а) и график одномерной плотности вероятности предела усталости (б)

**Прогнозирование надежности пневматических шин.** Из выше отмеченного выходит, что процессы накопления усталостив пневматических шинах могут быть описаны уравнением (3) с учетом того, что частота цикла изменения напряжений и характеристики длительной прочности (предел усталости) изменяются во времени как случайные процессы. Таки образом, задача оценки ресурса сводится к проблеме определения вероятностных характеристик повреждаемости как случайной функции времени заданной дифференциальным уравнением со случайной правой частью:

$$\frac{d}{dt}D(t) = \left( \frac{\sigma_a}{1-D(t)} \right)^m \cdot \frac{\omega(t)}{N_0 \cdot \sigma_e^m(t) \cdot (m+1)}. \quad (11)$$

Решение данной математической задачи подробно описано в [15,21]. Результатом решения является одномерная плотность вероятности заданная как функция времени и повреждаемости следующим выражением

$$f_D(D,t) = \frac{(m+1)(1-D)^m}{\sqrt{2\pi Var[U(t)]}} \exp\left(-\frac{1-(1-D)^m - \langle U(t) \rangle}{Var[U(t)]}\right). \quad (12)$$

В котором присутствуют функции времени, являющиеся вероятностными характеристиками дополнительно введенной стационарной случайной функции  $U(t)$ : ее математическое ожидание  $\langle U(t) \rangle$  и среднеквадратичное отклонение  $Var[U(t)]$ . Данные характеристики имеют квадратурные формулы полученные в [15,20,21].

Так, среднее значение функции  $U(t)$  определяется по формуле:

$$\langle U(t) \rangle = \psi \cdot \langle \omega \rangle \cdot \langle \chi^{-m} \rangle \cdot \int_0^t \varphi^{-m}(t') dt', \quad (13)$$

где  $\langle \omega \rangle$  – средняя частота цикла изменения напряжений,  $\psi$  – детерминированный коэффициент, который определяется формулой (14), а  $\chi$  – случайная величина, которая подчиняется логнормальному закону и задается выражением (15).

$$\psi = \frac{\sigma_a^m}{N_0(m+1)}. \quad (14)$$

$$\chi = \frac{\sigma_{-1}^*}{\langle \sigma_{-1}^* \rangle}. \quad (15)$$

Среднеквадратичное отклонение функции  $U(t)$  определяется из ее корреляционной функции по определению корреляционной функции случайного процесса [17].

$$Var[U(t)] = K_U(t_1 = t, t_2 = t). \quad (16)$$

Подробности получения аналитического выражения для корреляционной функции от функции  $U(t)$  так же приведено в работах [15, 20,21], поэтому, не

останавливаясь на математических подробностях, достаточно указать ее вид в квадратурах:

$$K_U(t_1, t_2) = \psi^2 \cdot \int_0^{t_1} \int_0^{t_2} \frac{\langle \chi^{-2m} \rangle (K_\omega(t', t'') + \langle \omega \rangle^2) - \langle \omega \rangle^2 \langle \chi^{-m} \rangle^2}{\varphi^m(t') \cdot \varphi^m(t'')} dt' dt'' . \quad (17)$$

Используя известное из (12) выражение для плотности вероятности повреждаемости можно вычислить математическое ожидание и дисперсию повреждаемости как функций времени

$$\langle D(t) \rangle = \int_{-\infty}^{\infty} D \cdot f_D(D, t) dD, \quad Var[D(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} [D - \langle D(t) \rangle]^2 f_D(D, t) dD . \quad (18)$$

Полученные характеристики процесса накопления повреждаемости в шине для различных вариантов загруженности использования транспортного средства приведены на рис. 5. Результаты приведены для резины брекерной зоны шины. В качестве временной меры отмечены месяцы.

Проведено два расчета для оценки влияния характера использования (загрузки) транспортного средства на усталостный ресурс шины:

- транспортное средство используется частным лицом в некоммерческих целях (2 часа в день 6 дней в неделю)
- транспортное средство используется в коммерческих целях (8 часов 5 дней в неделю).

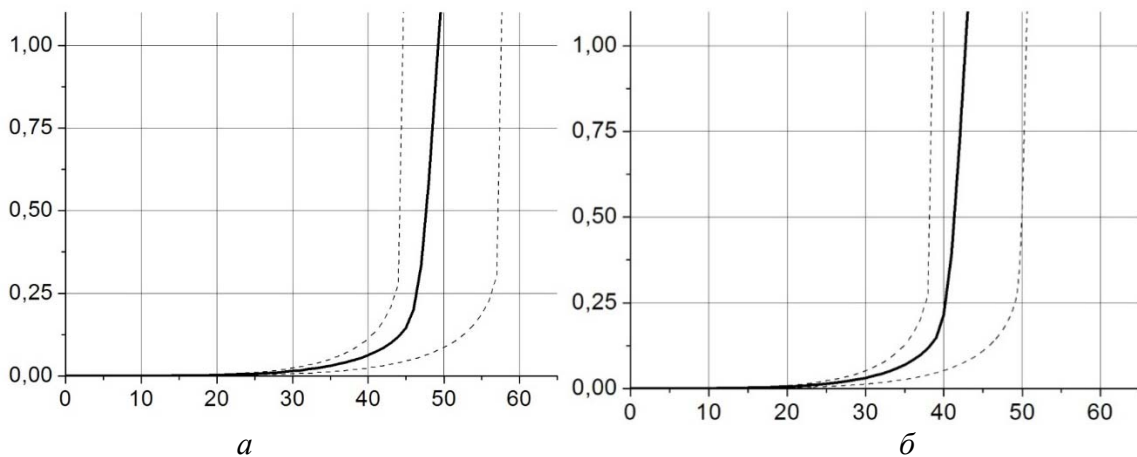


Рисунок 5 –Зависимости средней повреждаемости и ее доверительного интервала для брекерной зоны пневматической шины при малом (а) и загруженном (б) режимах использования транспортного

**Выводы.** Таким образом, в работе рассмотрен подход к прогнозированию усталостного ресурса и процесса накопления нелокализованной повреждаемости в пневматических шинах, который учитывает случайную вариацию частоты цикла нагружения шины и естественные деградационные процессы в материалах (старение).

**Список літератури:** 1. Бухин Б.Л. Введение в механику пневматических шин / Б.Л. Бухин. – М.: Химмия, 1988. – 224 с. 2. Сасов А.А. Прогнозирование выходных характеристик шин сверх низкого давления для автомобилей и тракторов. Дис... канд. техн. наук.- Днепропетровск, 2007.-210 с. 3. Clark S.K. The pneumatic tire / S.K. Clark (Chairman of Editorial Board) et al // National Highway Traffic Safety Administration. USA Dep. Of Transportation, 2006, Pp. 707. 4. Жовдак В.А. Прогнозирование надежности механических систем / В.А. Жовдак, Л.Ф. Тарасова.– Харьков: НТУ ХПИ, 2007.– 108 с. 5. Ларин А.А. Прогнозирование и анализ надежности машиностроительных конструкций / А.А. Ларин. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011.–128 с. 6. Ларин О.О. Моделирование контактной взаимодействия пневматических шин с дорожной поверхностью с учетом геометрической та физической нелинейности их деформирования / А.А. Кондрикова, О.О. Ларин // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наук. Праць. Тематичний випуск: Динаміка і міцність машин.– Харків: НТУ «ХПИ», 2011.– №52.– С. 94-101. 7. Pelc J. Towards realistic simulation of deformations and stresses in pneumatic tyres / J. Pelc // Applied Mathematical Modelling, 2007.– Vol 31. – Pp. 530–540. 8. Ларин О.О. Розробка багатошарової 3D комп'ютерної моделі пневматичної шини з урахуванням ортотропії її механічних властивостей / О.О. Ларин, Ю.В. Арефін, О.І. Субочев, О.М. Ларин // Вісник Севастопольського національного технічного університету, Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь: СевНТУ, 2011.– №121.– С. 102-105. 9. Larin O. Two-scale approach to modelling of pneumatic tyres / Mateichyk V., Petrova Yu., Larin O. // Systems and means of motor transport. Selected problems.– Monograph N 4. Seria: Transport. – Rzeszow: Politechnika Pzeszowska Im. Ignacego Lukasiewicza, 2013. –Pp. 123-128. 10. Baldwin J.M. Rubber aging in tires. Part 1: Field results / John M. Baldwin, David R. Bauer, Kevin R. Ellwood // Polymer Degradation and Stability. – № 92, 2007. – Pp. 104-109. 11. Roland C.M. Aging of natural rubber in air and sea water / P. H. Mott, C. M. Roland // Rubber Chemistry and Technology. – Vol. 74, 2007. – Pp. 79-88. 12. Lvov G.I. Theoretical and experimental study of fatigue strength of plain woven / epoxy composite. / Lvov G.I., Movavgar A. // Strojniskivestnik – Journal of Mechanical Engineering 58(2012)3, 2012, pp. 175-182. 13. Lemaitre J. Engineering damage mechanics: ductile, creep, fatigue and brittle failure / Lemaitre J., Desmorat R.. – Springer, New York., 2005. 14. Murakami S. Continuum Damage Mechanics “A Continuum Mechanics Approach to the Analysis of Damage and Fracture” / Murakami S.. – Springer, 2012. 15. Vodka O. O. The fatigue life-time propagation of the connection elements of long-term operated hydro turbines considering material degradation / O.O. Larin, O.I. Trubayev, O.O. Vodka // PNRPU Mechanics Bulletin. – Perm: Perm National Research Polytechnic University. – 2014.– №1. – С. 164–190. 16. Barlow T.J. A reference book of driven cycles for use in measurements of road vehicle emissions. Published project report PPR354 / T.J. Barlow, S. Latham, I.S. McCrae and P.G. Boulter. – TRL Limited, Ver. 3, 2009. 17. Свешников А.А. Прикладные методы теории случайных функций / Арам Арутюнович Свешников. – М. – Наука, 1968. – 464 с. 3. Baldwin J.M. Rubber aging in tires. Part 1: Field results / John M. Baldwin, David R. Bauer, Kevin R. Ellwood // Polymer Degradation and Stability. – № 92, 2007. – Pp. 104-109. 18. Ларин А.А. Компьютерное автоматизированное проектирование пневматических шин легковых автомобилей / А.А. Ларин, М.И. Лобас // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: сб. науч. тр. - Х.: Нац. аэрокосм. ун-т "ХАИ", 2011. – Вып. 50, 2011, 68-74 с. 19. Zako M. On stochastic evaluation of S-N data based on fatigue strength distribution / S. Hanaki, M. Yamashita, H. Uchida, M. Zako // International Journal of Fatigue, 2010; 32(3). 20. Vodka A. A. Прогнозирование ресурса конструкций при многоциклового усталости с учетом деградации свойств материала / А. А. Ларин, А. А. Водка // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПИ». – 2012. – №67. – С. 67–77. 21. Larin O.O. probability approach to the prediction of the high-cycle fatigue lifetime considering aging degradation of the material / O. Larin, O. Vodka // Proceedings of the Fourth International Conference «Nonlinear Dynamics – 2013» June 19-22, 2013, Sevastopol. – Kharkiv: Publ «Tochka», 2013. – P. 393-399.

**Bibliography (transliterated):** 1. *Buhin B.L.* Introduction to mehanikupnevmaticheskikh tires / *B.L. Bukhin*. - M. Himimya, 1988. - 224s. 2. *Sasov A.A.* Prediction of the output characteristics of tires over nizkogo pressure for cars and tractors . Discand. tehn. nauk. - Dniprodzerzhyn'sk, 2007. - 210c. 3. *Clark S.K.* The pneumatic tire / *S.K. Clark* (Chairman of Editorial Board) et al // National Highway Traffic Safety Administration. USA Dep. Of Transportation, 2006, Pp. 707. 4. *Zhovdak V.A.* Reliability prediction of mechanical systems / *V.A. Zhovdak, L.F. Tarasova*. - Kharkiv: NTU KPI, 2007. - 108. 5. *Larin A.A.* Forecasting and analiz reliability engineering constructions / *A.A. Larin*. - Kharkov: NTU "KPI", 2011.-128 with. 6. *Larin A.A.* Modelyuvannya kontaktnoi vzaemodii pnevmatichnih tires the way that s urahuvannyam geometrichnoi fizichnoi neliniynosti ih deformuvannya / *A.A. Kondrikova, A.A. Larin* // News Natsionalnogo tehnicnogo universitetu " Harkivsky politehnicny institut ." Zbirnik Sciences . Prace . Tematichee Preview Issue : Dinamika i mitsnist machines. - Kharkiv : NTU " KhPI ", 2011 . - № 52. - S. 94 -101. 7. *Pelc J.* Towards realistic simulation of deformations and stresses in pneumatic tyres / *J. Pelc* // Applied Mathematical Modelling, 2007. Vol 31. - Pp. 530-540 8. *Larin A.A.* Rozrobka bagato sharovoi 3D models komp'yuternoii pnevmatichnoi Shiney s urahuvannyam ortotropii ii mehanichnih vlastivostey / *A.A. Larin, Y. Arefin, O.I. Subochev, A.M. Larin* // News Sevastopol natsionalnogo tehnicnogo universitetu , sulfur : Mashinopriladobuduvannya that transport. - Sevastopol: SevNTU 2011. - № 121. - S. 102-105 9. *Larin A.A.* Two-scale approach to modelling of pneumatic tyres / *Mateichyk V., Petrova Yu., Larin A.* // Systems and means of motortransport. Selected problems. - Monographia N 4 . Seria: Transport. - Rzeszow: Politechnika Pzeszowska Im. Ignacego Lukaszewicza, 2013 .-Pp. 123-128 10. *Baldwin J.M.* Rubberagingintires. Part 1 : Fieldresults / *John M. Baldwin, David R. Bauer, Kevin R. Ellwood* // Polymer Degradation and Stability. - № 92 , 2007 . - Pp. 104-109 11. *Roland C.M.* Aging of natural rubberin air and sea water / *P.H. Mott, C.M. Roland* // Rubber Chemistry and Technology. - Vol. 74 , 2007 . - Pp. 79-88 12. *Lvov G.I.* Theoretical and experimental study of fatigue strength of plain woven / epoxycomposite. / *Lvov G.I., Movavgar A.* // Strojnikivestnik - JournalofmechanicalEngineering 58 ( 2012) 3, 2012 , pp. 175-182. 13. *Lemaitre J.* Engine ering damage mechanics: ductile, creep, fatigue and brittle failure / *Lemaitre J., Desmorat R.* - Springer, NewYork., 2005 . 14. *Murakami S.* Continuum Damage Mechanics "A Continuum Mechanics Approach to the Analysis of Damage and Fracture" / *Murakami S.* - Springer, 2012 . 15. *Vodka O.O.* The fatigue life-time propagation of the connection elements of long-term operated hydro turbines considering material degradation / *A.A. Larin, O.I. Trubayev, O.O. Vodka* // PNRPU Mechanics Bulletin. - Perm: Perm National Research Polytechnic University. - 2014. - № 1. - S. 164-190. 16. *Barlow T.J.* A reference book of driven cycles for use in measurements of road vehicle emissions. Published project report PPR354 / *T.J. Barlow, S. Latham, I.S. McCrae and P.G. Boulter*. - TRL Limited, Ver. 3, 2009 17. *Sveshnikov A.A.* Applied methods of the theory of random functions / *Aram H. Sveshnikov* . - M. - Science, 1968 . - 464 . 3 . *Baldwin J.M.* Rubberagingintires. Part 1 : Fieldresults / *John M. Baldwin, David R. Bauer, Kevin R. Ellwood* // Polymer Degradation and Stability. - № 92 , 2007 . - Pp. 104-109. 18. *Larin A.A.* Computer aided design of pneumatic passenger car tires / *A.A. Larin, M.I. Lobas* // public information and computer integrated technologies : Sat scientific . tr. - H.: Nat . Aerospace . Univ "HAI " 2011 . - Vol. 50, 2011 , 68-74 c. 19. *Zako M.* Onstochasticevaluationof SN data based on fatigue strength distribution / *S. Hanaki, M. Yamashita, H. Uchida, M. Zako* // International Journal of Fatigue, 2010 ; 32 ( 3 ) A. 20. *Vodka A.* Predicting resource structure with many cyclic fatigue taking into account the degradation of the material properties / *A. Larin, A.A. Vodka* // News Natsionalnogo tehnicnogo universitetu " Harkivsky politehnicny institut ." - Kharkiv : NTU " KhPI ." - 2012 . - № 67. - S. 67 77. 21. *Larin A.A.* probability approach to the prediction of the high-cycle fatigue lifetime considering aging degradation of the material / *A. Larin, O. Vodka* // Proceedings of the Fourth International Conference «Nonlinear Dynamics - 2013 » June 19-22, 2013 , Sevastopol. - Kharkiv: Publ «Tochka», 2013 . - P. 393-399.

Надійшла (received) 05.02.2013

УДК 629.3+504

*А. О. БОРИСЕНКО*, асп. ХНАДУ, Харків**ВПРОВАДЖЕННЯ КЛАСІВ ЕКОНОМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛІВ НА УКРАЇНІ**

В роботі проведено аналіз та дослідження існуючих класів економічності автомобілів. Проведено обґрунтування необхідності впровадження класів економічності автомобілів на Україні. Запропоновано застосування спеціальних стікерів, які інформують покупців автомобілів про реальну витрату палива і рівні викидів шкідливих речовин в повітря. Зроблені висновки щодо доцільності впровадження класів економічності автомобілів на Україні.

**Ключові слова** гібридний автомобіль, електромобіль, класи економічності, витрата палива, екологічна чистота, стікер.

**Вступ.** Приблизно до 60-х років минулого століття у всьому світі вироблялись автомобілі без належного обліку економічності. Паливо було недорогим, отже, не було стимулів його економії. В даний час заходи, що вживаються щодо збереження навколишнього середовища включають вимоги економії витрати палива і суворі обмеження на забруднення повітря відпрацьованими газами. Для того щоб покупець автомобіля мав уявлення наскільки його автомобіль економічний і екологічно чистий в США розроблена система тестування нових автомобілів. Застосування аналогічної системи на території України стає актуальним завданням .

**Аналіз основних досягнень і літератури.** Протягом багатьох років на території США та Європейського союзу проводять оцінку автомобілів та розділяють їх на класи. Система тестування нових автомобілів в США проводить Агентство з захисту навколишнього середовища EPA (Environmental Protection Agency) з 1972 року. До повноважень агентства входять штрафи, санкції та сертифікація всіх нових транспортних засоби по паливній економічності і оголошення результатів про витрату палива. Автовиробники не мають права використовувати в описі технічних даних і в рекламі результати власних або будь-яких інших сторонніх випробувань.

У Європі офіційні тести для визначення витрати палива автомобілів проводяться з 1970 р. Майже всі моделі автомобілів, які отримали дозвіл на продаж в країнах ЄС, проходять стандартні тести Європейського випробувального циклу NEFZ для визначення витрати палива та класу екологічності [1-2].

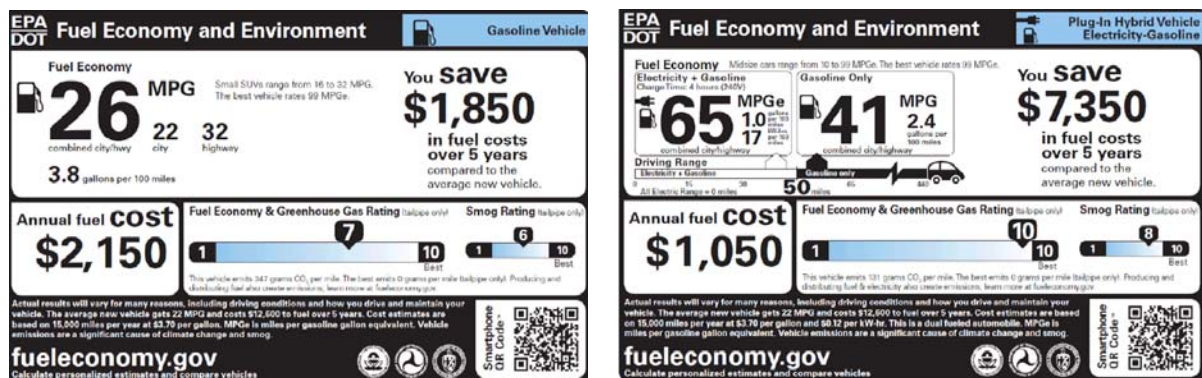
На Україні для випробувань автотранспортних засобів на паливну економічність діє ГОСТ 20306-90 «Государственный стандарт Союза ССР. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. Motor vehicles. Fuel economy. Test methods», але він не завжди застосовується для визначення паливної економічності автомобілів, що надходять на ринок України. Тому споживачі не отримують достовірну інформацію про витрату палива нових автомобілів [3-5].

**Мета дослідження, постановка задачі.** Дана робота має за мету обґрунтування необхідності впровадження класів економічності автомобілів на Україні. У зв'язку з цим аналіз, дослідження та впровадження класів економічності легкових автомобілів стає актуальним завданням. Справа в тому, що заявлені виробниками норми витрати палива та дальності пробігу на електричній тязі гібридних автомобілів та електромобілів не завжди збігаються з реальними умовами експлуатації. Покупцям

самостійно важко оцінити реальну паливну економічність автомобілів, що в зв'язку з високою вартістю на паливо є дуже важливою проблемою.

**Матеріали дослідження.** В систему тестування ЕРА на території США неодноразово вносились зміни. У травні 2011 року ЕРА спільно з Національною адміністрацією безпеки дорожнього руху (National Highway Traffic Safety Administration) завершили розробку нової системи маркування паливної економічності автомобілів. Вона введена в дію в 2012 році і охоплює всі види транспортних засобів, які використовують бензин, дизпаливо, стиснений природний газ, бензин - етанол, водень, а також гібридні автомобілі, електромобілі, а також автомобілі, які не ефективно використовують паливо (Gas Guzzler).

Нові стікери присвоюють автомобілю клас економічності та екологічності по 10-бальній системі. Так, найбільш економічні автомобілі (електромобілі, гібридні автомобілі) отримують 10 балів. Залежно від типу автомобіля, на наклейку наноситься додаткова інформація, наприклад, в описі електромобіля та гібридного автомобіля визначається час зарядки від електричної мережі, а також запас ходу на електричній тязі при повністю зарядженої акумуляторної батареї. На рис. 1, а-б представлені стікери, які кріпляться до лобового скла автомобілів з 2012 року, призначених для продажу на території США.



а

б

Рисунок 1 – Стікери для автомобілів: а – стікер для бензинових автомобілів; б – стікер для гібридних автомобілів, які можуть підзаряджатись від електричної мережі

Особливості тестування ЕРА полягає в можливості оцінки еквівалентної витрати палива високотехнологічними гібридними автомобілями та електромобілями в порівнянні зі звичайними бензиновими автомобілями. На стікерах наведена практична вигода, яку споживач може отримати протягом наступних п'яти років у порівнянні з середнім новим автомобілем аналогічного класу. Також приведені данні про паливну економічність, рівень шкідливих викидів і емісії парникових газів, про дальність пробігу і час зарядки для електромобілів та гібридних автомобілів, QR-код, що дозволяє за допомогою смартфона отримати через інтернет інформацію про порівняння різних моделей автомобілів за витратою палива, енергії та інших екологічних і енергозберігаючих показників.

В Європі з 1 січня 2001 р всі моделі автомобілі, які отримали дозвіл на продаж в країнах ЄС, проходять стандартні тести для визначення витрати палива. Тести проводяться незалежними організаціями або виробниками. Результати визнаються країнами в рамках договорів про взаємне визнання результатів тестування. Нова



методика тестування Європейського випробувального циклу NEFZ була схвалена на міжнародному рівні і вважається, що в порівнянні з попередніми, вона краще відображає середнє споживання палива в реальних умовах. Тест складається з двох етапів: міський (4 однакових цикли) та замський цикл.

Класифікація європейської економічної комісії орієнтована на сегментацію цільового ринку, а ні на опис конкретних економічних характеристик автомобілів. З іншого боку, ці сегменти використовуються виробниками для того, щоб визначити місце автомобіля на ринку, при цьому конкретні концепції автомобілів усередині одного сегмента можуть мати абсолютно різні характеристики, використовувати різні технології і набір опцій в залежності від виробника. Жорстке визначення набору характеристик може серйозно перешкоджати ефективному аналізу ринку. В цілому, ринок пасажирських автомобілів поділяється сегменти, які представлені в табл. 1

Таблиця 1 - Класифікація Європейської економічної комісії

Назва	Клас	Довжина	Ширина
Mini cars (мини)	A	до 3,6м	до 1,6м
Small cars (малий)	B	3,6 – 4,2м	1,5 – 1,7м
Medium cars (малий середній)	C	4,2 – 4,4м	1,6 – 1,75м
Larger cars (середній)	D	4,4 – 4,6м	1,7 – 1,8м
Executive cars (бізнес)	E	4,6 - 4,9м	більш 1,7м
Luxury cars (представницький)	F	більш 4,9м	більш 1,7м

**Результати дослідження.** На Україні ще недосконала та нестандартизована система оцінки паливної економічності і екологічної безпеки автомобілів. Для адекватної оцінки витрати палива автомобілів в різних режимах руху та визначення його функціональної наповненістю необхідно вводити стікери з додатковою інформацією про автотранспортний засіб. Серед обов'язкових показників, які повинні бути винесені на стікер пропонує наступні: класифікація легкових автомобілів згідно класів Європейської економічної комісії, вид пального (бензин, дизпаливо, стиснений природний газ, бензин - етанол, водень, електрична енергія), витрату палива або еквівалентну витрату палива у перерахунку на бензин у міському, замському та змішаному циклах, клас екологічної безпеки (Євро-3, Євро-4, Євро-5), об'єм, максимальну потужність та момент ДВЗ, рік випуску моделі і безпосередньо автомобіля та ін. Також необхідно зазначити основні технічні характеристики автомобіля: максимальну швидкість, час розгону (від 0 до 100 км/год.), споряджена маса та ін. Колір стікеру повинен відображати клас енергозбереження автомобіля: від електромобіля (зеленого кольору) до автомобілів типу Gas Guzzler (червоного кольору).

Окремо для українського споживача доцільно навести інформацію про функціональну комплектацію автомобіля: наявність систем активної та пасивної безпеки, систем комфорту, додаткового електроустаткування, засобів інформаційного інтерфейсу та ін. Це пов'язано з тим, що на український ринок виходять автомобілі, які не відповідають вимогам елементарної безпеки. Таким чином автомобілі одної моделі можуть отримувати різні стікери в залежності від його функціональної наповненості та характеристики ДВЗ.

Окремо для гібридних автомобілів та електромобілів необхідно на стікері відобразити технічні характеристики силової установки: енергетичну ємність акумуляторної батареї (кВт-год.) та її тип (літєва, нікель-метал-гідридна та ін.),

кількість та потужність тягових електричних двигунів (кВт), запас ходу на одній зарядці акумуляторних батарей (міському, заміському та змішаному циклах), час заряду від електричної мережі 220 В та від спеціального зарядного пристрою, еквівалентна витрата палива в перерахунку на бензин (л/100 км).

**Висновки.** Отримані результати підтверджують необхідність впровадження стікерів щодо класів економічності автомобілів, які виробляються та імпортується на територію України. Проведений аналіз та дослідження класів економічності та екологічності у США та країнах ЄС показали, що споживачів автомобілів доцільно інформувати щодо класу автомобілів, виду пального, витрату палива та інших основних технічних характеристик та функціональної наповненості автомобіля. Для гібридних автомобілів та електромобілів необхідно надавати додаткову інформацію щодо технічних характеристик силової установки та даних про запас ходу, час заряду, еквівалентну витрату палива в перерахунку на бензин (л/100 км). Впровадження таких стікерів дасть можливість покупцям реально оцінити практично всі особливості вибраного автомобіля.

**Список літератури:** 1. *Смирнов О.П.* Розрахунок еквівалентної витрати палива електромобілями у різних країнах / *О.П. Смирнов, О.Б. Богаєвський, А.О. Смирнова* // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2013. - № 29 (1002). – С. 114-119. 2. *Смирнова А.О.* Методика оцінки паливної економічності гібридних автомобілів / *А.О. Смирнова* // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2013. - № 30 (1003). – С. 114-120. включений у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA). 3. *Allen E.Fuhs.* Hybrid vehicles and the future of personal transportation / *Allen E.Fuhs.* – CRC Press, 2008. – 504 p. 4. *Бажинов О. В.* Синергетичний автомобіль. Теорія і практика / *О. В Бажинов, О. П. Смирнов, С. А. Серіков, В. Я. Двадненко.* – Х.: ХНАДУ, 2011. – 236 с. 5. *Бажинов О. В.* Гібридні автомобілі / *О. В Бажинов, О. П. Смирнов, С. А. Серіков, А. В. Гнатов, А.В. Колесніков.* – Х.: ХНАДУ, 2008. – 327 с. 6. *Бажинов А.В.* Разработка экологически чистых автотранспортных средств / *А.В. Бажинов, О.П. Смирнов, В.Я. Двадненко, М. Хаким* // Вісник ХНТУСГ. - 2012. – № 128 – С. 138-142. 7. *Говорущенко Н.Я.* Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте / *Н.Я. Говорущенко*// М.: Транспорт, 1990. – 135 с. 8. *Смирнов О.П.* Оцінка економічності електромобілів / *О.П. Смирнов* // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2012. – №9 (180) Частина 1 – С. 30-34. 9. *Смирнов О.П.* Аналіз схемних рішень побудови автомобіля з гібридною енергетичною установкою. / *О.П. Смирнов* // Вестник ХНАДУ. – 2006. – № 32. – С. 41–43. 10. Дорожні випробування й оцінка паливної економічності повнопривідних автомобілів на різних типах доріг / *П. П. Ткачук, М. Г. Грубель, Л.В. Крайник [та ін.]* // Автошляховик України. – 2007. – № 5. – С. 11-14.

**Bibliography (transliterated):** 1. *Smyrnov O.P.* Rozrakhunok ekvivalentnoyi vytraty palyva elektromobilyamy u riznykh krayinakh / *O.P. Smyrnov, O.B. Bohayevs'kyu, A.O. Smyrnova* // Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Zbirnyk naukovykh prats'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. – Kh.: NTU «KhPI». – 2013. - № 29 (1002). – S. 114-119. 2. *Smyrnova A.O.* Metodyka otsinky palyvnoyi ekonomichnosti hibrydnykh avtomobiliv

/ *A.O. Smyrnova* // Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Zbirnyk naukovykh prats'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. – Kh.: NTU «KhPI». – 2013. – № 30 (1003). – S. 114-120. **3.** *Allen E.Fuhs*. Hybrid vehitsles and the future of personal transportation / *Allen E.Fuhs*. – TsRTs Press, 2008. – 504 p. **4.** *Bazhynov O. V.* Synerhetychnyy avtomobil'. Teoriya i praktyka / *O.V. Bazhynov, O.P. Smyrnov, S.A. Syerikov, V.Ya. Dvadnenko*. – Kh.: KhNADU, 2011. – 236 s. **5.** *Bazhynov O.V.* Hibrydni avtomobili / *O.V. Bazhynov, O.P. Smyrnov, S.A. Syerikov, A.V. Hnatov, A.V. Kolyesnikov*. – Kh.: KhNADU, 2008. – 327 s. **6.** *Bazhynov A.V.* Development of clean vehicles / *A.V. Bazhynov, O.P. Smyrnov, V.Ya. Dvadnenko, M. Khakym* // Visnyk KhNTUS-H. - 2012. – № 128 – S. 138-142. **7.** *Hovorushchenko N.Ya* Saves fuel and reduces toxicity in road transport / *N.Ya. Hovorushchenko*// M.: Transport, 1990. – 135 s. **8.** *Smyrnov O.P.* Otsinka ekonomichnosti elektromobiliv / *O.P. Smyrnov* // Visnyk Skhidnoukrayins'koho natsional'noho universytetu imeni Volodymyra Dalya. – 2012. – №9 (180) Chastyna 1 – S. 30-34. **9.** *Smyrnov O.P.* Analysis of the circuit design of building a car with a hybrid power plant / *O.P. Smyrnov* // Vestnyk KhNADU. – 2006. – № 32. – S. 41–43. **10.** Road tests and evaluation of fuel efficiency drive vehicles on different types of roads / *P.P. Tkachuk, M.H. Hrubel, L.V. Kraynyk [ta in.]* // Avtoshlyakhovyk Ukrayiny. – 2007. – № 5. – S. 11-14.

*Надійшла (received) 04.03.2014*

УДК 629.33

*В. М. ШУЛЯКОВ*, аспірант ХНАДУ, Харків**ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА ОСНОВІ ВИКОРИСТАННЯ НЕЙРО-ФАЗЗИ РЕГУЛЯТОРІВ**

У статті розглянута задача підвищення якості та надійності адаптивної підвіски автомобіля в умовах експлуатації на основі використання нейро-фаззи регуляторів. Проведено огляд трьох видів адаптивних підвісок. В різних умовах експлуатації розглянуто використання адаптивних нейро-фаззи регуляторів у системі управління підвіскою. Використання нейро-фаззи регуляторів дозволило покращити якість перехідних процесів при регулюванні.

**Ключові слова:** адаптивна підвіска, автомобіль, експлуатація, нейро-фаззи регулятор, метод субтрактивної кластеризації, демпфування.

**Вступ.** В теперішній час використання електронного керування параметрами підвіски автомобіля – жорсткістю і коефіцієнтом демпфування амортизаторів, зміною дорожнього просвіту для оптимальної технічної експлуатації автомобілів є реальною необхідністю.

Такий тип системи підвіски зазвичай називають активним, але під час експлуатації мова йде лише про порівняно повільну адаптацію параметрів підвіски під дорожні умови, виходячи з цього доцільніше називати таку підвіску адаптивною.

Такі системи необхідні для транспортних засобів, які працюють в умовах інтенсивних навантажень, складних умов експлуатації і підвищеної відповідальності механізмів. Також спостерігається інтенсивний розвиток та практичне застосування нечітких систем для управління й регулювання різноманітних технічних об'єктів. Використання нової технології, нечіткого управління, обумовлена тенденцією збільшення складності математичних моделей реальних систем.

**Мета досліджень, постановка проблеми.** Автомобільний транспорт завжди вважався найбільш небезпечним видом транспорту. Значна увага приділяється проблемам комфорту та безпеки автомобілів. При цьому все більш високі вимоги пред'являються до якості та надійності роботи автомобільних підвісок. Підвіска, поряд з плавністю ходу, впливає на безпеку автомобіля, забезпечуючи контакт його коліс з дорогою. Вдосконалення підвіски автомобіля має важливе значення, тому що якість її роботи значно впливає на експлуатаційні показники автомобіля: такі, як стійкість, надійність, довговічність, прохідність, витрата палива і т.п.

Рішення задачі покращення експлуатаційних характеристик підвісок зазвичай шукалось на шляху демпфування коливань. Однак, якщо нещодавно підвищення ефективності демпфування в підвісці зв'язувалося з удосконалюванням її конструкції в цілому й окремих елементів зокрема, у теперішній час перспективним напрямком стало створення нейро-нечітких систем адаптивного керування підвіскою.

Метою роботи є підвищення якості та надійності адаптивної підвіски автомобіля в умовах експлуатації на основі використання нейро-фаззи регуляторів. Вдосконалення систем адаптивного керування підвіскою автомобіля дозволить підвищити плавності ходу та експлуатаційні показники автомобіля такі як стійкість, надійність, довговічність, прохідність.

**Аналіз останніх досліджень та літератури.** Підвіска автомобіля виконує одночасно декілька важливих функцій, від її конструкції і робочих характеристик залежать керованість, стійкість, плавність ходу та інші властивості автомобіля, що визначають його безпеку, комфортність, надійність і економічність. Так, на динамічність, стійкість і керованість автомобіля впливають кінематичні характеристики підвіски.

Надійність автомобіля багато в чому залежить від надійності коліс і підвіски, так як вони знаходяться найближче до дороги і піддаються найважчим умовам експлуатації. Від властивостей підвіски залежить фізіологічний та емоційний стан водія і пасажирів, оскільки вібрації, швидкі й різкі зміни положення тіла сильно стомлюють людину, втома безпосередньо залежить від змін прискорення і частоти коливань.

Властивості підвіски визначаються її характеристиками, основні з яких описують пружність пружини і в'язкість амортизатора в залежності від різних фаз їх руху. У більшості звичайних автомобілів характеристики підвіски вибираються в результаті пошуку компромісу між суперечливими вимогами стійкості, керованості і комфортності. Характеристики підвіски оптимізують з точки зору середньостатистичних умов, в яких працюватиме даний автомобіль. Характеристики таких підвісок не змінюються в процесі експлуатації автомобіля, якщо не враховувати змін, пов'язаних із зношуванням деталей підвіски.

Однак очевидно, що підвіска, оптимізована по всьому діапазону умов експлуатації автомобіля, виявляється неоптимальною в кожній з конкретних поточних дорожніх ситуацій, що відрізняються від розрахункової середньостатистичної. Є й багато інших факторів, від яких можуть залежати бажані оптимальні в поточних умовах характеристики підвіски - прискорення автомобіля, радіус повороту і т.п..

Вже давно з'явилися спроби конструювання таких підвісок, які дозволяли б управляти їх характеристиками вручну або автоматично. Наприклад, водієві надається можливість налаштувати підвіску перед виконанням конкретної поїздки відповідно до її запланованих властивостей. Так, в деяких автомобілях можна змінювати висоту дорожнього просвіту, або жорсткість підвіски, вибираючи з кількох варіантів – спортивна/жорстка підвіска або звичайна/м'яка підвіска. Іноді забезпечується можливість зміни характеристик підвіски вручну безпосередньо в процесі руху автомобіля. Однак такі маніпуляції можуть відволікати водія від керування автомобілем.

Спроби побудови підвісок, параметри яких змінювалися б адаптивно, залежно від деяких поточних умов, привели до появи різних ідей, які можна поділити на три види [1]. Перший вид представлений підвісками, у яких характеристики змінюються в результаті деяких технологічно-механічних рішень. Наприклад, спеціальний пристрій пружинно-листових амортизаторів Roadmaster робить підвіску тим жорсткішою, чим більше вага автомобіля або підвіска Monroe Kinetic, де гідравлічні діагональні зв'язки між підвісками кожного з чотирьох коліс, дозволяють без використання процесорів, датчиків і приводних механізмів «інформувати» кожне колесо про те, що відбувається з іншими, створюючи певне коригуюче зміщення коліс в різних ситуаціях, наприклад, під час поворотів або при наїзді одного колеса на перешкоду. Функціональна різноманітність дій таких підвісок не велика, при цьому потрібна установка додаткового складного технічного устаткування, яке робить машину важче, знижує її надійність.

До другого класу можна віднести підвіски, системи управління яких працюють на основі електронних схем або контролерів, що реалізують значення параметрів

підвіски по деякому детермінованому закону. Такі системи вимагають оснащення підвіски певними датчиками, і виконавчими пристроями. Контролер встановлює фіксоване відображення показників датчиків у заздалегідь визначені команди виконавчим пристроям, які реалізують вказані значення параметрів підвіски. Вочевидь, що таким чином можна реалізувати набагато складніші детерміновані закони управління, ніж за допомогою механічних і гідравлічних пристроїв. Такого роду системи можуть управляти підвіскою набагато більш динамічніше, ніж це може робити людина-водій, і можуть робити це більш точно. Основні проблеми цього класу систем пов'язані як із труднощами побудови точної математичної моделі автомобільної підвіски, так і з необхідністю створення спеціальних виконавчих пристроїв-актуаторів.

Оскільки автоматична система може управляти не тільки вибором з двох-трьох варіантів, але набагато більшим їх числом, то виникає потреба оснастити підвіску такими керованими елементами, які допускали б вибір між великим числом дискретних варіантів параметрів або змін їх континуальних значень. Прикладом таких керованих механізмів, які можна було б використовувати в якості виконавчих пристроїв - актуаторів в підвісці, є амортизатор із змінною в'язкістю. Демпфуюча властивість амортизатора досягається за рахунок того, що при стисненні або розтягуванні амортизатора в ньому здійснюється перекачування рідини з одного резервуара в інший через вузький клапан. Змінюючи діаметр пропускного отвору клапана, можна в широкому діапазоні змінювати характеристику амортизатора. Оскільки не становить великих труднощів зробити клапан з керованим отвором, то такий амортизатор є зручним актуатором. Швидкодія такого актуатора досить висока, вона обмежується можливостями перемикаючого механічного пристрою клапана.

До третього класу можна віднести адаптивні підвіски, управляючі системи яких будуються не на основі математичних моделей, а на основі підходів, характерних для задач аналізу «чорного ящика». Це системи нового покоління, засновані на ідеях автоматичної роботи зі знаннями, самонавчання, з адаптивними системами, що використовують нечітку логіку, нейромережі, гібридні системи і т.п. підходи. Роботи над такими адаптивними підвісками ведуться в даний час в ряді автомобільних компаній, але особливості технології, реалізовані в анонсованих зразках, як правило, не освітлюються.

Розробленню та дослідженню адаптивних регуляторів, побудованих з використанням нейро-фаззи технологій, присвячено ряд робіт [2-5]. В цих роботах показано, що використання нейро-фаззи технологій для управління таких електрогідравлічних систем як система підвіски автомобіля дозволяє підвищити точність та розширити області стійкості такої системи.

**Матеріали та результати досліджень.** Розглянемо електрогідравлічну слідкуючу систему що працює як за оптимальних так і за неоптимальних умов експлуатації [5-7] з використанням нечітких регуляторів, що описані в роботах [3-4].

За допомогою редактора ANFIS (Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System) середовища Matlab синтезовано нечіткій регулятор (рис. 1) для електрогідравлічної слідкуючої системи на основі адаптивної нейро-нечіткої гібридної технології. У експериментах використані наступні методи: метод ґрат з використанням трикутної функції належності, метод субтрактивної кластеризації.

Об'єктом дослідження є процеси функціонування електрогідравлічного слідкуючого приводу автомобіля з нейро-фаззи регулятором. Навчання проводиться гібридним методом, який поєднує метод зворотнього поширення помилки з методом

найменших квадратів. Нейро-фаззі модель розглядається як один з різновидів систем нечіткого логічного виведення типу Сугено. При цьому функції належності синтезованих систем налаштовано так, щоб мінімізувати відхилення між результатами нечіткого моделювання й експериментальних даних.

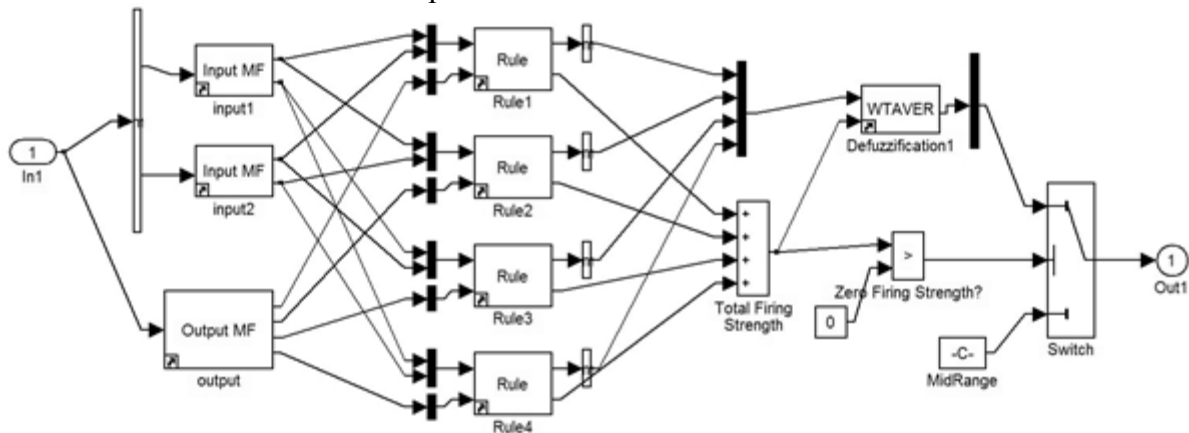


Рисунок 1 – Структурна схема нечіткого регулятора в середовищі MATLAB (Simulink)

В попередніх роботах [6-7] досліджено якість та надійність адаптивних нейро-фаззі регуляторів електрогідравлічних слідкуючих систем автомобіля в різноманітних умовах роботи. Синтезовано два нейро-фаззі регулятора. Перший регулятор створено з використанням трикутної функції належності, другий з використанням методу субтрактивної кластеризації.

Проведені експериментальні дослідження [3-7] підтвердили ефективність використання інтелектуальних систем управління в інтегрованих інформаційно-керуючих системах автомобіля. Застосування нейро-фаззі адаптивних регуляторів доцільно при проектуванні електронних систем управління агрегатами, механізмами та вузлами автомобілів, електромобілів, гібридних автомобілів, а також при розробці нових методів діагностування та прогнозування технічного стану засобів транспорту, що забезпечують високу ефективність їх використання та надійність роботи.

**Висновки.** В роботі досліджено підвищення якості та надійності адаптивної підвіски автомобіля в умовах експлуатації на основі використання нейро-фаззі регуляторів. Використання нейро-фаззі регуляторів в адаптивних системах електрогідравлічних слідкуючих приводів автомобіля дозволило покращити якість перехідних процесів при регулюванні, та час регулювання. Цих результатів вдалося досягти з використанням трикутної функції належності та методу субтрактивної кластеризації. Також введення до контуру системи нейро-фаззі регулятора дозволило розширити область стійкості системи, що в свою чергу дозволить підвищити якість та надійність системи. Вищенаведене дозволить в цілому підвищити надійність, енергоефективність, швидкодію, безвідмовність, довговічність, безпеку використання вузлів та агрегатів транспортних засобів, що надзвичайно важливо для автомобілів, а також швидкохідних транспортних засобів спеціального призначення.

**Список літератури:** 1. Жданов А.А. AdCAS - система автономного адаптивного управління активної підвіскою автомобіля / А.А. Жданов, Д.Б. Липкевич // Труды Института системного программирования РАН. Том 7. Новые подходы в нейророботике и основанных на знаниях системах. – М.: ИСП РАН. – 2004. – С. 119–

159. **2.** *Гостев В.И.* Проектирование нечетких регуляторов для систем автоматического управления / *В.И. Гостев.* – СПб.: БХВ-Петербург, 2011. – 416 с. **3.** *Ross T.J.* Fuzzy logic with engineering applications / *T.J. Ross.* – McGraw-Hill, 1995. – 600 p. **4.** *Рутковская Д.* Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы / *Д. Рутковская, М. Пилинский, Л. Рутковский.* – М.: Горячая линия-Телеком, 2004. – 452 с. **5.** *Гамынин Н.С.* Гидравлический привод систем управления / *Н.С. Гамынин.* – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с. **6.** *Никонов О.Я.* Розроблення інформаційно-структурної схеми електрогідравлічних слідкуючих приводів багатоцільових транспортних засобів / *О.Я. Ніконов, В.Ю. Улько* // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – № 57. – С. 214–220. **7.** *Никонов О.Я.* Параметричний синтез інформаційно-керуючої підсистеми електрогідравлічних слідкуючих приводів багатоцільових транспортних засобів / *О.Я. Ніконов* // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. – № 23. – С. 49–54. **8.** *Никонов О.Я.* Побудова нелінійної математичної моделі електрогідравлічних слідкуючих приводів багатоцільових транспортних засобів / *О.Я. Ніконов, В.Ю. Улько* // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. – № 9. – С. 108–113. **9.** *Шуляков В.М.* Аналіз використання методу субтрактивної кластеризації при створенні нечітких регуляторів електрогідравлічних слідкуючих приводів автомобілів / *В.М. Шуляков* // Вісник НТУ «ХПИ». Серія «Нові рішення в сучасних технологіях». – Харків: НТУ «ХПИ». – 2013. – № 4(978). – С. 69–73. **10.** *Никонов О.Я.* Дослідження надійності адаптивних нейро-фаззи регуляторів електрогідравлічних слідкуючих систем автомобіля в умовах експлуатації / *О.Я. Ніконов, В.М. Шуляков* // Вестник СевНТУ серія «Машиноприборостроение и транспорт». – Севастополь. – 2013. – № 143. – С. 45–48.

**Bibliography (transliterated):** **1.** Zhdanov, A.A., and D.B. Lipkevich "AdCAS - sistema avtonomnogo adaptivnogo upravlenija aktivnoj podveskoj avtomobilja." Trudy Instituta sistemnogo programmirovaniya RAN. Novye podhody v nejropodobnyh i osnovannyh na znanijah sistemah. № 7. 2004. 119–159. Print. **2.** *Gostev V.I.* Proektirovanie nechetkih reguljatorov dlja sistem avtomaticheskogo upravlenija. SPb.: BHV-Peterburg, 2011. Print. **3.** *Ross T.J.* Fuzzy logic with engineering applications. New York: McGraw-Hill, 1995. Print. **4.** *Rutkovskaja D. M. Pilin'skij and L. Rutkovskij.* Neural networks, genetic algorithms and fuzzy systems. Moscow: Gorjachaja linija-Telekom, 2004. Print. **5.** *Gamynin N.S.* Gidravlicheskij privod sistem upravlenija. Moscow.: Mashinostroenie, 1972. Print. **6.** *Nikonov O.J. and V.J. Ulko* "Rozroblennja informacijno-strukturnoj shemi elektrogidravlichnih slidkujuchih privodiv bagatoci-l'ovih transportnih zasobiv." Vestnik NTU "KhPI ". № 57. 2010. 214–220. Print. **7.** *Nikonov O.J.* "Parametrichnij sintez informacijno-kerujuchoj pidsistemi elektrogidravlichnih slidkujuchih privodiv bagatocil'ovih transportnih zasobiv." Vestnik NTU "KhPI". № 23. 2011. 49–54. Print. **8.** *Nikonov O.J., and V.J. Ulko* "Pobudova nelinijnoj matematichnoj modeli elektrogidravlichnih slidkujuchih privodiv bagatocil'ovih transportnih zasobiv." Vestnik NTU "KhPI". № 9. 2011. 108–113. Print. **9.** *Shuliakov V.M.* "Analiz vikoristannja metodu subtraktivnoj klasterizacii pri stvorenii nechetkih reguljatoriv elektrogidravlichnih slidkujuchih privodiv avtomobiliv." ". Serija "Novi rishennja v suchasnih tehnologijah". № 978.4. 2013. 69–73. Print. **10.** *Nikonov O.J. and V.M. Shuliakov* "Doslidzhennja nadijnosti adaptivnih nejro-fazzi reguljatoriv elektrogidravlichnih slidkujuchih sistem avtomobilja v umovah ekspluatacii." Vestnik SevNTU serija "Mashinopriborostroenie i transport". № 143. 2013. 45–48. Print.

*Надійшла (received) 03.03.2014*



УДК 621.83/.85; 62-585; 621.817

**О.Н. ЩЕБЕТУН**, аспірант ХНАДУ, Харків

## СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Отличием реального формообразования от номинального является наличие отклонений геометрии реальных профилей от номинальных. Управление невозможно без контроля. Модель процесса реального формообразования должна отражать факторы, обуславливающие погрешности, с учетом связей между ними. Основываясь на данных системах контроля, существуют возможности построения высокоточной системы контроля зубчатых колес, которая обеспечивала бы требуемые эксплуатационные показатели.

**Ключевые слова:** системы получения информации, поэлементный контроль, структура факторного контроля, технологическая система.

**Постановка проблемы.** Острота проблемы производства зубчатых колес определяется тем, что многие практические задачи точности не решаются комплексно на всех стадиях жизненного цикла, начиная от стадии проектирования и заканчивая эксплуатацией. Основная проблема обеспечения точности заключается в перевооружении машиностроения на основе микропроцессорной техники, роботизированных комплексов и гибких автоматизированных производств (ГАП).

**Формулировка цели статьи.** Целью исследования является выявление и описание возможных систем контроля точности зубчатых колес.

**Анализ основных достижений и литературы.** Понятие качества изготовления зубчатого колеса включает требования к его точности по нормам кинематической точности, плавности работы, контакта сопряженных поверхностей зубьев, регламентирует вид сопряжения и вид допуска на боковой зазор, а также предполагает создание определенных физико-механических свойств рабочих участков профилей (высота микронеровностей, твердость и глубина упрочненного поверхностного слоя, его структура и т.д.) [10]. Кроме перечисленных условий, понятие качества изготовления охватывает геометрическую и размерную точность и качество поверхностей технологических, измерительных баз зубчатых колес.

Управление технологическим процессом основано на различных формах активного контроля. Развитие последних привело к созданию систем активного контроля и автоматизированных систем адаптивного управления [1,3,4]. В области зубообработки разработаны системы адаптивного управления осевой подачей зубофрезерных станков [2,3,7], система стабилизации мощности резания [5,6]. Третьей разновидностью форм управления, широко распространенной в современном машиностроении, являются статистические методы управления и регулирования. Теоретические основы управления точностью обработки деталей машин в условиях автоматизации сбора, переработки информации и управления станками от ЭВМ разработаны в [8,9].

**Изложение основного материала.** Одной из важных задач повышения точности для зубчатых колес является настройка на размер. В последние годы начинают внедряться автоматические системы размерной настройки, но многие конструктивные,

технологические, схемные, методологические вопросы создания таких систем в практике до сих пор не решены.

Точная настройка на размер зубчатых колес дает возможность выявить кинематические параметры, и определить комплекс рациональных мероприятий по их метрологическому обеспечению[3].

При этом необходимо, чтобы система измерения гарантировала изготовление зубчатого колеса с необходимой точностью, т. е., чтобы после окончания обработки не требовалось бы измерять готовую деталь. Следовательно, средства измерения должны нести в себе качественно новую функцию - служить для предупреждения появления брака.

Традиционные системы контроля точности зубчатых колес базируются на двух способах:

- непосредственном (прямом), предусматривающем получение информации о точности детали путем измерения фактических погрешностей обработанного колеса;

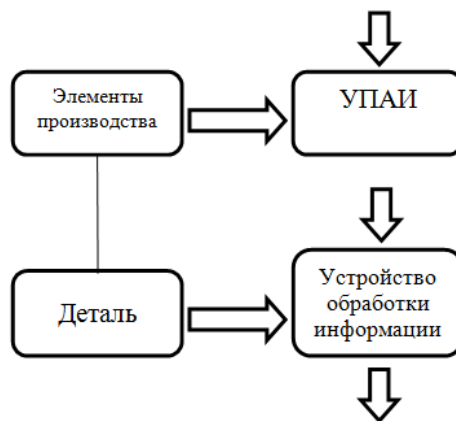


Рисунок 1– Схема получения информации при непосредственном способе контроля.

- косвенном, основанном на периодической проверке точности элементов технологической системы.

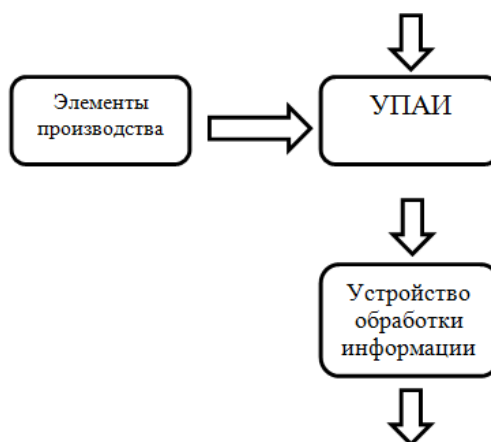


Рисунок 2– Схема получения информации при косвенном способе контроля.

Прямой поэлементный контроль зубчатых колес наиболее трудоемок. Для его осуществления требуется большое число наименований измерительных приборов.

Косвенный контроль заключается в контроле таких погрешностей станка, инструмента и приспособлений, по которым можно судить о точности зубчатых колес. При осуществлении косвенного контроля сокращается трудоемкость контрольных операций и потребность в измерительных средствах. Однако это достигается только при обоснованной системе контроля, охватывающей все элементы производства и устанавливающей виды контрольных проверок, методы, средства и периодичность их проведения [4].

Достоинствами систем контроля, основанных на первом способе, является высокая точность и достоверность полученной информации.

Однако имеются и существенные недостатки, заключающиеся в:

- затруднительности контроля непосредственно в момент обработки детали;
- необходимость введения специальных операций контроля, требующих дополнительной трудоемкости и применения множества сложных зубоизмерительных приборов, не всегда имеющих достаточную производительность и требуемый уровень автоматизации.

Системы, базирующиеся на втором способе получения информации, хотя и менее трудоемки, но не могут быть признаны оптимальными, так как часто не позволяют обеспечивать допустимую степень риска пропустить бракованную деталь, не позволяют получать информации о текущих значениях погрешностей и, следовательно, не могут быть применены в адаптивных системах управления точностью [3].

На основе проведенных исследований можно утверждать, что всего можно реализовать три принципиально различные способы контроля:

- непосредственный;
- поэлементный;
- факторный.

Трем перечисленным способам контроля, которые можно назвать простыми, соответствуют четыре комбинированных.

Информация о нормированных показателях точности должна состоять из отдельной информации о точности элементов технологической системы. Такой способ контроля называется поэлементным [1].

В его основе лежит процесс преобразования информации о фактических ошибках и приведение к геометрически-кинематическим параметрам технологической системы.

В соответствии с этим каждая приведенная первичная ошибка является следствием воздействия строго определенных факторов, параметры которых поддаются измерению. Зная и контролируя параметры факторов можно однозначно судить о точности колеса (рис.3).

Систему контроля, основанную на таком способе получения информации можно назвать поэлементной.

На рис. 3: Д - датчики линейных и угловых ускорений; П - преобразователи; БУ- блок управления; БВАИ- блок ввода априорной информации; РУ- регистрирующее устройство.

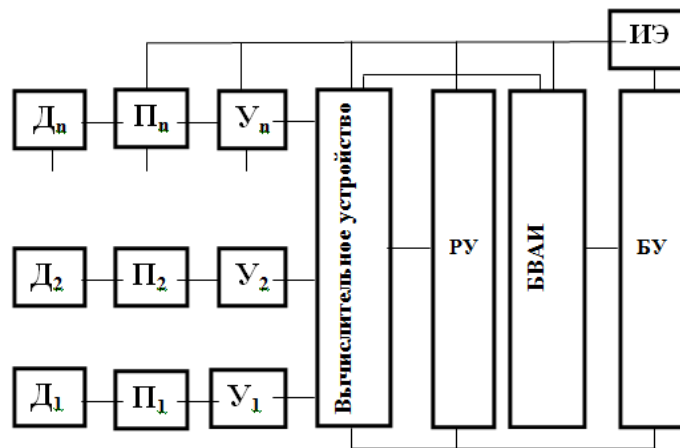


Рисунок 3 – Схема структуры получения информации при поэлементном способе контроля.

Существенным достоинством поэлементной системы контроля является возможность получения необходимой информации о точности зубчатого колеса непосредственно в момент обработки.

Факторные системы основаны на контроле параметров факторов, вызывающие погрешности. Контролю могут подвергаться либо все параметры, либо их отдельные группы.

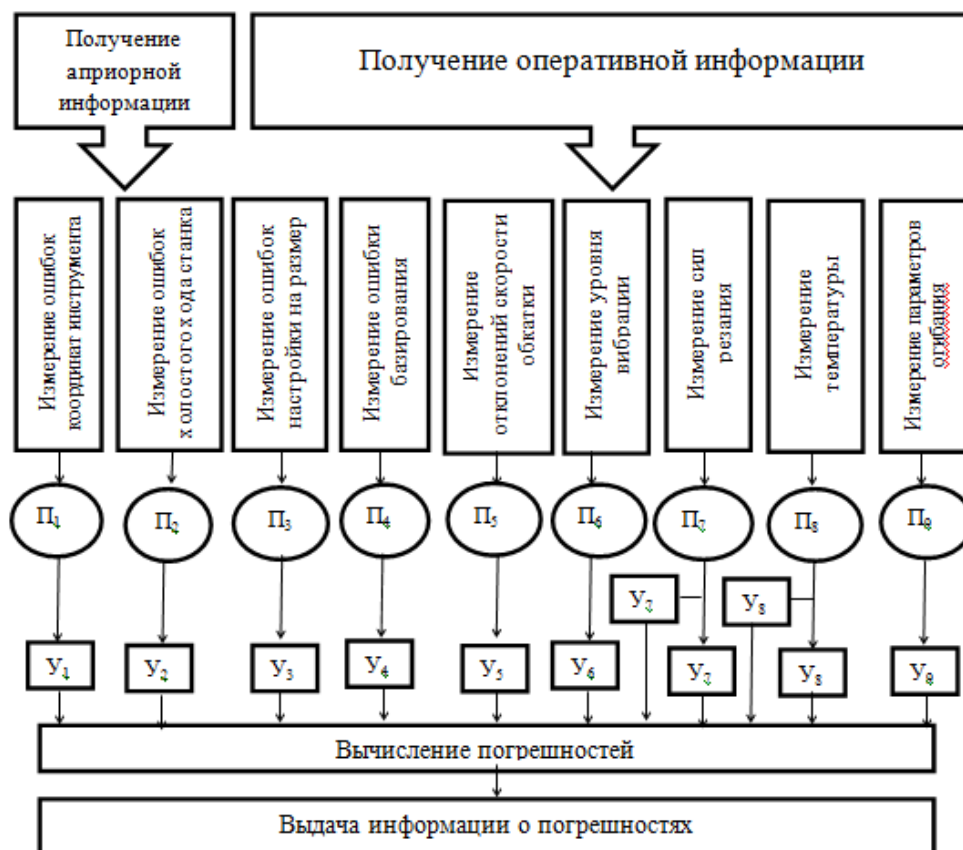


Рисунок 4 –Общая схема структуры получения информации при факторном способе контроля.

Выбор системы факторного контроля определяется особенностями процесса обработки; характером касания инструментальной поверхности и заготовки, тепло напряженностью процесса, величинами возникающих сил, сложностью кинематики движений, требованиями к точности колес.

Двух-, трех- и четырехфакторные системы контроля увеличивают объем получаемой информации о погрешностях зубчатых колес. Поэтому они увеличивают и достоверность оценки показателей точности.

Два последних способа контроля могут осуществляться непосредственно в момент формообразования зубьев.

Данные способы контроля позволяют измерять либо все, либо какую-то часть параметров, определяющих точность зубчатого колеса, а также проводить контроль зубчатого колеса.

Все это указывает на дальнейшее проведение исследований, направленных на комплексное решение вопроса обеспечения точности автоматизированного производства зубчатых передач, формируемых от стадии проектирования до окончательного изготовления является весьма важной и актуальной задачей.

#### **Выводы:**

1. Существуют три принципиально разные, не выводимые друг из друга виды систем контроля: непосредственный, поэлементный и факторный. Им соответствует четыре комбинированных видов контроля.

2. Поэлементный и факторный способы контроля могут давать информацию о погрешностях непосредственно в момент их возникновения, что позволяет их применять в системах автоматического регулирования качеством продукции в ГАП.

3. Комбинированные виды контроля могут давать избыточную информацию о погрешностях зубчатых колес. Основываясь на данных системах контроля, существует возможность построения высокоточной системы контроля зубчатых колес, которая обеспечивала бы требуемые эксплуатационные показатели.

**Список литературы:** 1. *Гаврилов В.А.* Расчет и испытание станков на точность. – Учебное пособие, Омск: Изд-во ОмГТУ, 2004.–91 с. 2. *Завистовский С.Э.* Оборудование механической обработки материалов, его эксплуатация и ремонт. – Учебно-методический комплекс. Новополюк: Полоцкий госуд. ун-т, 2008. – 392 с. 3. *Подлеснов В.Н.* Кинематика и настройка металлорежущих станков. – Учебное пособие – Волгоград: ВолгГТУ, 2002. – 89с. 4. *Схиртладзе А.Г.* Технологическое оборудование машиностроительных производств. – Учеб. для машиностроит. спец. вузов/ Под ред. Ю. М. Соломенцева. –2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2001. –407 с. 5. *Схиртладзе А.Г., Выходец В.И., Никифоров Н.И., Отений Я.Н.* Оборудование машиностроительных предприятий. – Учебник – Волгоград: ВолгГТУ, 2005. – 128 с. 6. *Григорьев С.Н., Маслов А.Р.* Инструментальная оснастка станков с ЧПУ: Справочник. –Под.общ. ред. А. Р. Маслова. –М.: Машиностроение, 2006. –544 с. 7. *Борискин О.И.* Комбинированная обработка зубьев цилиндрических зубчатых колес шевингованием –прикатыванием текст./ *О.И. Борискин, Е.Н. Валиков, В.А. Белякова.*– Тула: ТулГУ, 2005.–123 с. 8. *Валиков Е.Н.* Использование ЭВМ для разработки технологического процесса на изготовление шевера–прикатника текст.// *Е.Н. Валиков, В.А. Белякова.*–Изд. ТулГУ. Сер. Технология машиностроения. – 2004. –Вып. 2. –С. 142-145. 9. *Маликов А.А.* Типовые технологические процессы изготовления цилиндрических зубчатых колес текст./ *А.А. Маликов, А.В. Сидоркин* Тула: Изд-во ТулГУ, 2008. – 128 с. 10. *Тайц Б.А.* Точность и контроль зубчатых колес. М.: Машиностроение, 1972. 368 с.

**Bibliography (transliterated):** **1.** *Gavrilov V.A.* Calculation and testing machines for accuracy. - Tutorial, Omsk Univ OmSTU, 2004. -91 SE s. **2.** *Zavistovsky S.E.* Hardware machining materials, its maintenance and repairs . - Teaching Materials. Navapolack: Polotsk govt. University, 2008. - 392. **3.** *Podlesnov V.N.* Kinematics and adjustment of machine tools. - Tutorial - Volgograd Volgograd State Technical University, 2002. - 89s. **4.** *Shirtladze A.G.* Technological equipment engineering industries. - Studies. for building equipmen . specials. Universities / *Ed. M. Solomentseva.* - 2nd ed., Rev. and add. - M.: Higher. wk. 2001. -407 P. **5.** *Skhirtladze A.G., Vyhodec V.I., N.I. Nikiforov , Autun Y.N.* Equipment engineering enterprises . - Tutorial - Volgograd Volgograd State Technical University, 2005. - 128 p. **6.** *Grigorev S. Maslov, A.R.* Tooling CNC Handbook. - Pod.obsch . Ed. AR Maslov. -M.: Mechanical Engineering, 2006 . -544 With . **7.** *Boriskin O.I.* Combined treatment of tooth spur gears - shaving by rolling text. / *O. Boriskin , E.H. Rollers, V.A. Belyakov.* - Tula Tula State University , 2005.-123 with . **8.** *Valikov E.H.* The use of computers for process design for manufacturing shaver - prikatnika text. // *E.H. Rollers , V.A. Belyakova.* Izv. TSU. Ser. Engineering Technology. - 2004., Vol. 2 . -С . 142 145. **9.** *Malikov A.A.* Typical manufacturing processes spur gears text. / *A.A. Malikov , A.B. Sidorkin* Tula Univ TSU 2008 . - 128 s. **10.** *Tayts B.A.* Tochnost and control gears. M.: Engineering, 1972. 368.

*Надійшла (received) 28.02.2014*

УДК 629.1.032

**В. В. ДУЩЕНКО**, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХП»;

**О. М. АГАПОВ**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХП»

## ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ТОРСІОННОЇ ПІДВІСКИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Розглянуто особливості розрахунку параметрів торсіонної підвіски транспортних засобів, що до забезпечення максимального динамічного ходу, при заданій довжині торсіона, відповідно до необхідної приведені жорсткості підвіски. Методика дозволяє підвищити точність розрахунків параметрів торсіонної підвіски, що позитивно позначиться на плавності ходу транспортного засобу.

**Ключові слова:** транспортний засіб, власні частоти коливань, торсіонна підвіска, приведена жорсткість підвіски, довжина торсіона, діаметр торсіона.

**Вступ.** Торсіонна підвіска транспортних засобів дозволяє забезпечити високу енергоємність та підвищений динамічний хід підвіски, при цьому вона добре компонується у ходовій частині. Саме тому удосконаленню торсіонних підвісок та методик їх розрахунку приділяється велика увага.

**Аналіз останніх досліджень.** На цей час, при розрахунках торсіонних підвісок транспортних засобів використовуються або доволі спрощені методики [1,2], що не забезпечують вибір параметрів, з урахуванням особливостей підвіски, або складні математичні моделі, призначені для розрахунку оптимальної жорсткості підвіски, без визначення конкретної довжини та діаметра торсіона. [3,4].

**Постановка проблеми.** Розробити методику, що дозволить інженерам-конструкторам, без застосування складного математичного апарату, точно розраховувати параметрів торсіонної підвіски та забезпечувати максимальний динамічний хід, при заданій довжині торсіона, відповідно до необхідної приведені жорсткості, що забезпечить підвищення плавності ходу транспортного засобу.

**Результати досліджень.** Розглянемо приклад розрахунку торсіонної підвіски гусеничної машини (ГМ) з наступними вихідними даними: підресорена вага машини  $G_n = 42000$  кг, момент інерції підресореного корпусу машини відносно поперечної вісі, що проходить через ц.в.  $I_y = 16000$  кг·м·с<sup>2</sup>, число опорних котків одного борта  $N_K = 6$ , довжина опорної поверхні гусениці  $L = 4$  м, кліренс машини  $h_{кл} = 0,5$  м, радіус опорного котка  $R_k = 0,33$  м, висота вісі торсіона над днищем машини  $h_T = 0,05$  м.

Відповідно з сучасними вимогами до ГМ, при величині кліренсу  $h_{кл} = 0,45...0,5$  м, динамічний хід підвіски  $h_d$  повинен складати  $h_d = 0,7...0,8 h_{кл}$ , тобто  $0,3...0,35$  м.

Підвіску будемо вважати симетричною, виставку всіх котків однакової. Отже, у цьому випадку, приведені жорсткості підвісок  $C_{ni}$  також будуть однаковими і рівними  $C_n$ .

Неодхідно визначити:

- виставку підвіски, тобто кут  $\beta$  між балансиrom і горизонталлю в статичному положенні,  $R$  – радіус балансира та статичний хід підвіски  $h_{cm}$ ;

- довжину  $l_T$  та діаметр  $d_T$  торсіонів (відповідно і їх жорсткість), з урахуванням компоновки, які б забезпечували власні частоти коливань підресореного корпусу ГМ у необхідних, з ергономічних вимог, межах 0,8...2 Гц.

1. Використовуючи вираз (1), визначимо можливі межі зміни приведеної жорсткості підвіски  $C_n$  в статичному положенні та виберемо її попереднє значення, виходячи з припустимих меж зміни власних частот  $n_z$  і  $n_\phi$  вертикальних і повздожньо-кутових коливань корпусу ГМ. Попередньо визначимо припустимий діапазон кругових частот:

$$n_z, n_\phi = 0,8...2 \text{ Гц}; \Rightarrow \omega_z, \omega_\phi = 2\pi(0,8...2) = 5...12,6 \text{ с}^{-1}.$$

Оскільки, підвіска симетрична, відстань між котками буде дорівнювати  $L/(NK-1) = 4/(6-1) = 0,8$  м, а масив відстаней від ц.в. до вісей котків по горизонталі (значення береться з "+" до носа машини і з "-" до корми) буде мати такі значення:  $l_k$  (2,0, 1,2, 0,4, -0,4, -1,2, -2,0).

Тоді:

$$C_n = \frac{\omega_\phi^2 \cdot I_y}{2 \sum_{i=1}^{NK} l_{ki}^2} = \begin{cases} \text{при } \omega_\phi = 5 \text{ с}^{-1} \\ \frac{5^2 \cdot 16000 \cdot 9,81}{2(2 \cdot 2^2 + 2 \cdot 1,2^2 + 2 \cdot 0,4^2)} = 175,2 \frac{\text{кН}}{\text{м}}; \\ \text{при } \omega_\phi = 12,6 \text{ с}^{-1} \\ \frac{12,6^2 \cdot 16000 \cdot 9,81}{2(2 \cdot 2^2 + 2 \cdot 1,2^2 + 2 \cdot 0,4^2)} = 1112,4 \frac{\text{кН}}{\text{м}}; \end{cases} \quad (1)$$

з іншого боку:

$$C_n = \frac{\omega_z^2 \cdot m_n}{2 \cdot 6} = \begin{cases} \frac{5^2 \cdot 42000}{12} = 87,5 \frac{\text{кН}}{\text{м}}; \\ \frac{12,6^2 \cdot 42000}{12} = 555,7 \frac{\text{кН}}{\text{м}}. \end{cases}$$

Таким чином, приведена жорсткість підвіски в статичному положенні повинна перебувати в наступних межах:

$$175,2 \frac{\text{кН}}{\text{м}} < C_n < 555,7 \frac{\text{кН}}{\text{м}}. \quad (2)$$

У силу того, що необхідний динамічний хід достатньо великий, підвіску можна зробити порівняно "м'якої". Попередньо виберемо  $C_n = 250 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$ . Надалі, дана приведена жорсткість буде відкоректована відповідно до обраних діаметра та довжини торсіона.

2. Визначимо статичний хід підвіски  $h_{CT}$ , зневажаючи впливом її кінематики на зміну приведеної жорсткості при переміщенні котка з вивішеного стану в статичне положення.



$$N_{ZCT} = \frac{G_n}{2 \cdot NK} = 34,34 \text{ кН}; \quad h_{CT} = \frac{N_{ZCT}}{C_n} = 0,137 \text{ м.} \quad (3)$$

Вважається, що у випадку ГМ, реалізувати статичний хід більший за 0,13 м, у силу утримуючого зв'язку гусениці, практично неможливо. Оскільки надалі, отримана на даному етапі величина  $h_{CT}$  буде відкоректована, залишимо її без зміни. В іншому разі необхідно збільшити прийняту приведену жорсткість.

3. Визначимо кут  $\beta$  нахилу балансира до горизонталі і його радіус  $R$  (товщиною гусениці будемо зневажати, враховуючи її занурення в ґрунт).

З рис. 1 випливає, що:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{h_{кл} + h_T - R_k}{R}\right) = 35,35^\circ \quad (4)$$

Виходячи із заданих радіусів опорних котків і відстаней між ними, оберемо радіус балансира  $R = 0,38$  м.

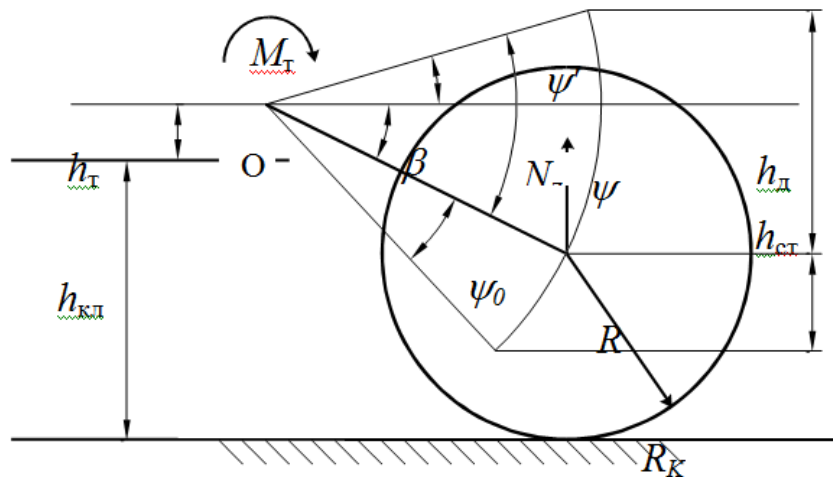


Рисунок 1 – Кінематика торсійної підвіски

4. Визначимо максимальний кут закрутки торсіона  $\psi_{max} = \psi_0 + \psi$ , де кути  $\psi_0$  и  $\psi$  відповідають статичному і динамічному ходам підвіски.

З рис. 1 випливає, що:

$$\psi_0 = \arcsin\left(\frac{h_{CT}}{R} + \sin \beta\right) - \beta = 34,65^\circ. \quad (5)$$

Якщо вираз у дужках перевищив одиницю, тобто балансір перейшов через вертикаль, необхідно відкоригувати його радіус  $R$  у бік збільшення, перевірити компоновку та перерахувати кут  $\beta$ .

$$\psi = \beta + \psi'; \quad \psi' = \arcsin\left(\frac{h_0}{R} - \sin \beta\right) = 20^\circ; \Rightarrow \psi = 55,35^\circ \Rightarrow \psi_{max} = 90^\circ.$$

5. Визначимо жорсткість торсіона  $C_T$ , використовуючи рівняння рівноваги балансира в статиці (рівняння рівності моментів відносно т. О):

$$C_T \cdot \psi_0 = N_{ZCT} \cdot R \cdot \cos \beta \Rightarrow C_T = \frac{N_{ZCT} \cdot R \cdot \cos \beta}{\psi_0} = 17,65 \frac{\kappa H \cdot m}{rad}. \quad (6)$$

6. Визначимо момент торсіона  $M_{Tmax}$  при максимальному куті його закрутки:

$$M_{Tmax} = C_T \cdot \psi_{max} = 17,65 \cdot 1,566 = 27,64 \kappa H \cdot m. \quad (7)$$

7. Визначимо припустимі дотичні напруження  $[\tau_m]$  в торсіоні. Нехай для його виготовлення застосовується сталь 45ХНМФА, яка має границю текучості  $\tau_s = 850$  МПа. Для незаневоленних торсіонів  $[\tau_m] \leq \tau_s$ , а для заневоленних  $[\tau_m] \leq \tau_s + \tau_o = 1350$  МПа, де  $\tau_o$  – залишкова напруга заневолювання торсіона.

При заневолюванні торсіон закручують у ту ж сторону, що й при прямому ході підвіски, але на більший кут, який визначають по виразу  $\gamma = \frac{\tau_s \cdot l_T}{G \cdot r_1}$ ; де:  $l_T$  – довжина

торсіона;  $G$  – модуль пружності 2-го роду, для сталі 45ХНМФА  $G = 8,2 \cdot 10^4$  МПа;  $r_1$  – радіус центральної частини перетину торсіона, яка працює в межах пружної деформації. Таке закручування торсіона викликає залишкову деформацію зрушення його зовнішніх шарів. У результаті, після звільнення торсіон являє собою попередньо напружену деталь: центральна частина перетину має напругу зрушення прямого знаку, а зовнішнє кільце – зворотного, що при роботі в підвісці забезпечить йому менші фактичні напруги.

8. Визначимо необхідні діаметр  $d_T$  і довжину  $l_T$  торсіона. Максимальні дотичні напруження для перетину вала будуть рівні:

$$\tau_{max} = \frac{M_{Tmax}}{W_p} = \frac{16 \cdot M_{Tmax}}{\pi \cdot d_T^3}, \quad (8)$$

тут  $W_p$  – полярний момент опору круглого перетину вала торсіона.

Тоді:

$$d_T \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_{Tmax}}{\pi \cdot [\tau_m]}} = \begin{cases} \text{для незаневоленого торсіона} \\ \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 27640}{3,14 \cdot 850 \cdot 10^6}} = 0,054 \text{ м; приймаємо } d_T = 0,055 \text{ м;} \\ \text{для заневоленого торсіона} \\ \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 27640}{3,14 \cdot 1350 \cdot 10^6}} = 0,047 \text{ м; приймаємо } d_T = 0,048 \text{ м.} \end{cases} \quad (9)$$

Для забезпечення кута закрутки  $\psi_{max}$  при заданому максимальному моменті  $M_{Tmax}$ , торсіон повинен мати довжину  $l_T$ , яка знаходиться по наступному виразу:

$$l_T = \frac{\psi_{max} \cdot G \cdot I_p}{M_{Tmax}}, \quad (10)$$

де  $I_p = \frac{\pi \cdot d_T^4}{32}$  – полярний момент інерції перетину вала.

Тоді, для незаневоленого торсіона:

$$l_T = \frac{1,566 \cdot 8,2 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,055^4}{27640 \cdot 32} = 4,13 \text{ м};$$

для заневоленого торсіона:

$$l_T = \frac{1,566 \cdot 8,2 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,048^4}{27640 \cdot 32} = 2,39 \text{ м}.$$

Як випливає з розрахунків, довжина незаневоленого торсіона повинна бути набагато більшою, ніж заневоленого.

Якщо  $l_T < \frac{B_K}{2}$ , де  $B_K$  – ширина корпусу машини, то підвіски лівих і правих бортів можна зробити співвісними одновальними; якщо  $B_K > l_T > \frac{B_K}{2}$ , то підвіски можна зробити одновальними, неспіввісними; якщо  $2B_K > l_T > B_K$  підвіски необхідно робити двувальними ( до яких відноситься і вал у трубі) неспіввісними; якщо ж  $l_T > 2B_K$ , той таке технічне рішення реалізовувати не доцільно і необхідно відкоригувати довжину торсіона.

9. Нехай, за умовами компоновання, потрібно відкоригувати довжину торсіона. У цьому випадку, необхідно розрахувати його новий діаметр і уточнити інші параметри (величину динамічного ходу, приведену жорсткість, максимальні дотичні напруження та ін.).

Очевидним, але не завжди прийнятним є наступний підхід. З одного боку, максимальний припустимий момент торсіона дорівнює:

$$[M_{Tmax}] = W_p \cdot [\tau_m] = \frac{\pi \cdot d_T^3 [\tau_m]}{16}. \quad (11)$$

З іншого боку:

$$M_{Tmax} = C_T \cdot \psi_{max} = C_T (\psi_0 + \psi) = M_{CT} + C_T \psi = M_{CT} + \frac{G \cdot \pi \cdot d_T^4}{32 l_T} \cdot \psi, \quad (12)$$

де:  $M_{CT} = C_T \cdot \psi_0 = N_{ZCT} \cdot R \cdot \cos \beta$  – момент торсіона в статичному положенні.

Використавши вираз (10), можна записати, що:

$$C_T = \frac{M_{Tmax}}{\psi_{max}} = \frac{G \cdot I_p}{l_T} = \frac{G \cdot \pi \cdot d_T^4}{32 l_T}. \quad (13)$$

Прирівнявши вирази (11) та (12), отримаємо:

$$\frac{\pi \cdot d_T^3 \cdot [\tau_m]}{16} = M_{CT} + \frac{G \cdot \pi \cdot d_T^4}{32l_T} \cdot \psi, \quad (14)$$

та, після перетворення:

$$d_T^4 + K_1 d_T^3 + K_2 = 0, \quad (15)$$

де:

$$K_1 = -\frac{2l_T [\tau_m]}{G \cdot \psi}, \quad K_2 = \frac{32l_T \cdot M_{CT}}{G \cdot \pi \cdot \psi}.$$

З рівняння (15) можна знайти новий діаметр торсіона, у випадку корегування його довжини, при збереженні вихідних значень виставки (кут  $\beta$ ) і динамічного ходу підвіски (кут  $\psi$ ). При цьому необхідно перевірити, чи перебуває нова приведена жорсткість у припустимих межах (2).

Однак, рішення даного рівняння представляє певні труднощі, до того ж для заданих  $[\tau_m]$  і  $\psi$  воно може не мати дійсного кореню, або не вдасться, при збереженні вихідної величини динамічного ходу підвіски, одержати приведену жорсткість у необхідних межах.

Розглянемо інший підхід. Постановка задачі: необхідно відкоригувати довжину торсіона і знайти новий його діаметр за умови забезпечення припустимих дотичних напружень, приведеної жорсткості підвіски в межах (2) і збереження необхідного динамічного ходу підвіски.

**а)** Нехай за умовами компоновки довжину заневоленого торсіона  $l_T$  необхідно зменшити з 2,39 м до 2,0 м.

Використовуючи вираз (14), можна записати:

$$\psi = \frac{2\pi \cdot l_T \cdot [\tau_m] \cdot d_T^3 - 32 \cdot l_T \cdot M_{CT}}{\pi \cdot G \cdot d_T^4} = \frac{a \cdot d_T^3 - b}{c \cdot d_T^4}, \quad (16)$$

де:

$$a = 2\pi \cdot l_T \cdot [\tau_m]; \quad b = 32 \cdot l_T \cdot M_{CT}; \quad c = \pi \cdot G.$$

Візьмемо похідну від виразу (16) по  $d_T$ :

$$\frac{d\psi}{dd_T} = \frac{3a \cdot d_T^2 \cdot c \cdot d_T^4 - 4c \cdot d_T^3 (a \cdot d_T^3 - b)}{(c \cdot d_T^4)^2}. \quad (17)$$

Прирівнявши даний вираз нулю, можна отримати:

$$3acd_T^6 - 4acd_T^6 + 4cbd_T^3 = 0; \Rightarrow d_T = \sqrt[3]{\frac{4b}{a}} = \sqrt[3]{\frac{64 \cdot M_{CT}}{\pi \cdot [\tau_m]}}. \quad (18)$$

Зміст виразу (18) полягає у наступному: при заданих моменті торсіона  $M_{CT}$  в статичному положенні та припустимих дотичних напруженнях, максимальний динамічний хід підвіски (характеризується кутом  $\psi$ ) буде мати місце при діаметрі торсіона, обчисленому по виразу (18).

Для розглянутого прикладу він дорівнює:

$$M_{CT} = N_{ZCT} \cdot R \cdot \cos\beta = 10641,6 \text{ н} \cdot \text{м};$$

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{64 \cdot 10641,6}{3,14 \cdot 1350 \cdot 10^6}} = 0,0544 \text{ м}.$$

Приймаємо  $d = 0,054 \text{ м}$ .

За допомогою виразу (16) визначимо кут  $\psi$ :

$$\psi = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 1350 \cdot 10^6 \cdot 0,054^3 - 32 \cdot 2 \cdot 10641,6}{3,14 \cdot 8,2 \cdot 10^{10} \cdot 0,054^4} = 0,9049 (52^\circ).$$

Приймаємо  $\psi = 0,9$  (зменшення  $\psi$  дає запас по дотичних напруженнях). Уточнимо жорсткість торсіона, використовуючи вираз (13):

$$C_T = \frac{8,2 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,054^4}{32 \cdot 2} = 34,19 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}}.$$

Визначимо статичний хід підвіски:

$$\psi_0 = \frac{M_{CT}}{C_T} = 0,3112 (17,9^\circ); \quad h_{CT} = R[\sin(\beta + \psi_0) - \sin(\beta)] = 0,084 \text{ м}.$$

Визначимо приведену жорсткість підвіски в статичному стані:

$$C_n = \frac{N_{ZCT}}{h_{CT}} = 408,8 \frac{\text{кН}}{\text{м}}.$$

Отже, приведена жорсткість за межі (2) не виходить.

Знайдемо величину динамічного ходу:

$$h_0 = R[\sin(\beta) + \sin(\psi')] = 0,33 \text{ м}; \quad \text{де } \psi' = \psi - \beta = 16,65^\circ.$$

Таким чином, при укорочуванні торсіона з 2,39 м до 2,0 м динамічний хід підвіски зменшився з 0,35 м до 0,33 м.

Оцінимо максимальні дотичні напруження:

$$\tau_{max} = \frac{16[M_{CT} + C_T \psi]}{\pi d_T^3} = 1340 \text{ МПа};$$

що не виходить за припустимі межі.

б) Нехай за умовами компоновки, довжину заневоленого торсіона  $l_T$  необхідно збільшити з 2,39 м до 2,5 м. При цьому, внаслідок зменшення його жорсткості  $C_T$ , а, отже, і максимального моменту  $M_{Tmax}$ , є можливість зменшити і його діаметр  $d_T$ .

Спробуємо зменшити діаметр  $d_T$  із 0,048 м до 0,046 м.

По формулі (11) визначимо припустимий максимальний момент торсіона:

$$[M_{Tmax}] = \frac{3,14 \cdot 1350 \cdot 10^6 \cdot 0,046^3}{16} = 25778,4 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

По формулі (12) визначимо діючий максимальний момент при повному куті закрутки торсіона:

$$M_{Tmax} = 10641,6 + \frac{8,2 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,046^4}{32 \cdot 2,5} \cdot 0,9631 = 24280,4 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Таким чином,  $M_{Tmax} < [M_{Tmax}]$ .

Визначимо приведену жорсткість підвіски  $C_n$ . По формулі (13) жорсткість торсіона буде дорівнювати:

$$C_T = \frac{8,2 \cdot 10^{10} \cdot 3,14 \cdot 0,046^4}{32 \cdot 2,5} = 14,16 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}}.$$

Тоді:

$$\psi_0 = \frac{M_{CT}}{C_T} = \frac{10641,6}{14160} = 43,2^\circ;$$

$$h_{CT} = R[\text{Sin}(\beta + \psi_0) - \text{Sin}(\beta)] = 0,152 \text{ м},$$

звідки випливає:

$$C_n = \frac{N_{ZCT}}{h_{CT}} = \frac{34,34}{0,152} = 225,9 \frac{\text{кН}}{\text{м}}.$$

Отримана величина задовольняє умові (2), однак, статичний хід підвіски вийшов за межі 0,13 м. Отже, необхідно або збільшити жорсткість торсіона, або залишити її без зміни, але в подальших розрахунках параметрів плавності ходу врахувати утримуючий зв'язок гусениці та враховувати на те, що в дійсності статичний хід не перевищить величину 0,13 м.

Оцінимо максимальні дотичні напруження:

$$\tau_{max} = \frac{16(M_{CT} + C_T \cdot \psi)}{\pi \cdot d_T^3} = 1271 \text{ МПа}.$$

Якщо оптимальна приведена жорсткість  $C_{n,опт}$  була визначена в процесі оптимізації параметрів підвіски, то за допомогою представлених вище залежностей

необхідно уточнити довжину та діаметр торсіона, а також кінематику підвіски, щоб забезпечити реалізацію зазначеної приведеної жорсткості.

**10.** Побудуємо пружну характеристику підвіски, яка представляє собою залежність вертикальної реакції ґрунту на котку  $N_z$  від вертикального ходу підвіски  $h_k$ . З рівняння рівноваги балансира випливає, що:

$$N_z = \frac{C_T \cdot \psi^*}{R \cdot \cos(\beta + \psi_0 - \psi^*)}, \quad (19)$$

де  $\psi^*$  – кут закрутки торсіона, що відлічується від вивішеного положення підвіски.

У той же час:

$$h_k = R [\sin(\beta + \psi_0) - \sin(\beta + \psi_0 - \psi^*)]. \quad (20)$$

Таким чином, задаючи з певним кроком значення  $\psi^*$ , можна побудувати графік залежності  $N_z = \Phi(h_k)$ .

Нехай вихідні дані підвіски відповідають пункту **9а**. Тоді:

$$C_T = 34,19 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{рад}}; \psi_0 = 0,3112; \beta = 0,6151; R = 0,38 \text{ м}; \psi_{\max} = 1,2112.$$

Задамо крок зміни  $\psi^*$ , рівним 0,1 рад та, використовуючи вираз (19), (20), побудуємо пружну характеристику підвіски, яка представлена на рис. 2.

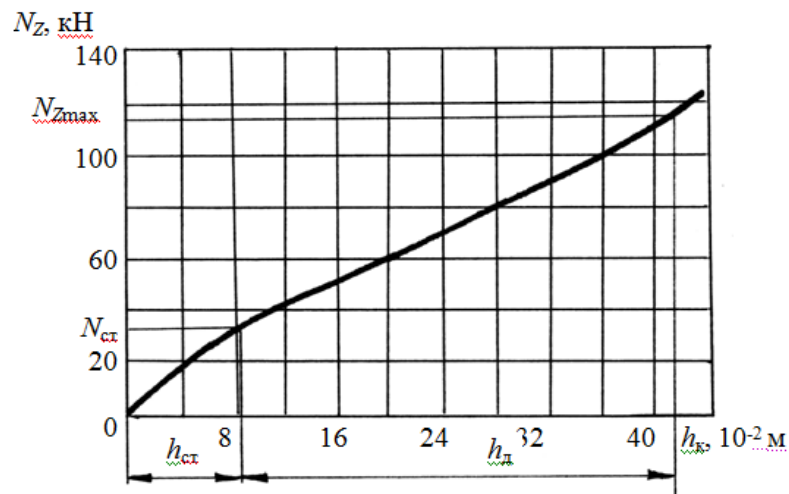


Рисунок 2 – Пружна характеристика торсіонної підвіски

Як випливає з даного малюнка, пружна характеристика розглянутої торсіонної підвіски практично лінійна. Отже, приведену жорсткість підвіски  $C_n$  можна вважати постійною, такою, що не залежить від переміщення опорного котка.

**Висновки.** Розроблено методику розрахунку параметрів торсіонної підвіски транспортних засобів, що забезпечує її максимальний динамічний хід, при заданій довжині торсіона, відповідно до необхідної приведеної жорсткості підвіски. Методика дозволяє підвищити точність розрахунків параметрів торсіонної підвіски, що позитивно позначиться на плавності ходу транспортного засобу. Також, у випадку подальшої параметричної оптимізації параметрів торсіонної підвіски, вона дозволить одержати

компоненти вихідного вектора проектних параметрів і визначити обмеження, що на них накладаються.

**Список літератури:** 1. Успенский И.Н. Проектирование подвески автомобиля / И.Н. Успенский, А.А. Мельников. – М.: Машиностроение, 1976. – 168 с. 2. Марецкий П.К. Влияние режимов движения танка на выбор характеристик системы поддресоривания / П.К. Марецкий, В.А. Селивановских, В.Я. Хасеневич // Вестник бронетанковой техники. – 1988. – №9. – С. 48–51. 3. Дмитриев А.А. Определение малых колебаний остова гусеничного трактора / А.А. Дмитриев, В.А. Савочкин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001. – №4. – С. 23–25. 4. Кузнецов В.А. Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля: учебное пособие / В.А. Кузнецов, И.Ф. Дьяков – Ульяновск: УлГТУ, 2003. – 64 с. 5. Жадан В.А. О совершенствовании системы поддресоривания, направленном на повышении подвижности танка / В.А. Жадан, В.А. Кононенко, В.М. Кудров [и др.] // Механіка та машинобудування. – 2004. – №2. – С. 148–153. 6. Жадан В.А. О модернизации систем поддресоривания военных гусеничных машин / В.А. Жадан, В.П. Подольский, И.Г. Радченко // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С. 135–140. 7. Ребров А.Ю. Математическая модель колебаний остова гусеничного трактора с учетом нелинейности характеристики подвески / А.Ю. Ребров, Т.В. Мирошниченко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2007. – №33. – С. 155–158. 8. Кувшинов В.В. Методы расчета многоцелевых гусеничных и колесных машин (расчет элементов системы поддресоривания): учебное пособие / В.В. Кувшинов ч.2. МАДИ(ГТУ). – М., 2009. – 25 с. 9. Дущенко В.В. Недостатки, причины их возникновения и противоречия развития известных физических принципов действия упругих элементов систем поддресоривания военных гусеничных и колесных машин / В.В. Дущенко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2007. – Вып.33. – С. 46–52. 10. Математическое моделирование процессов возмущенного движения агрегатов и систем бронетанковой техники / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.В. Дущенко [и др.]; – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. – 354 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Uspenskij I.N. Proektirovanie podveski avtomobilja / I.N. Uspenskij, A.A. Mel'nikov. – М.: Mashinostroenie, 1976. – 168 s. 2. Mareckij P.K. Vlijanie rezhimov dvizhenija tanka na vybor harakteristik sistemy podressorivanija / P.K. Mareckij, V.A. Selivanovskih, V.Ja. Hasenevich // Vestnik bronetankovoj tehniki. – 1988. – №9. – S. 48–51. 3. Dmitriev A.A. Opredelenie malyh kolebanij ostova gusenichnogo traktora / A.A. Dmitriev, V.A. Savochkin // Traktory i sel'skohozjajstvennyye mashiny. – 2001. – №4. – S. 23–25. 4. Kuznecov V.A., Konstruirovanie i raschet avtomobilja. Podveska avtomobilja: uchebnoe posobie / V.A. Kuznecov, I.F. D'jakov – Ul'janovsk: UIGTU, 2003. – 64 s. 5. Zhadan V.A. O sovershenstvovanii sistemy podressorivanija, napravlennom na povyshenii podvizhnosti tanka / V.A. Zhadan, V.A. Kononenko, V.M. Kudrov [i dr.] // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2004. – №2. – S. 148–153. 6. Zhadan V.A. O modernizacii sistem podressorivanija voennyh gusenichnih mashin / V.A. Zhadan, V.P. Podol'skij, I.G. Radchenko // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2006.– №1. – S. 135–140. 7. Rebrov A.Ju. Matematicheskaja model' kolebanij ostova gusenichnogo traktora s uchetov nelinejnosti harakteristiki podveski / A.Ju. Rebrov, T.V. Miroshnichenko // Vestnik NTU «HPI». – 2007. – №33. – S. 155–158. 8. Kuvshinov V.V. Metody rascheta mnogocelovyh gusenichnyh i kolesnyh mashin (raschet jelementov sistemy podressorivanija): uchebnoe posobie / V.V. Kuvshinov ch.2. MADI(GTU). – М., 2009. – 25 s. 9. Dushhenko V.V. Nedostatki, prichiny ih vznikovenija i protivorechija razvitija izvestnyh fizicheskikh principov dejstvija uprugih jelementov sistem podressorivanija voennyh gusenichnyh i kolesnyh mashin / V.V. Dushhenko // Vestnik NTU „HPI“. – 2007. – Vyp.33. – S. 46–52. 10. Matematicheskoe modelirovanie processov vozmushhennogo dvizhenija agregatov i sistem bronetankovoj tehniki / E.E.Aleksandrov, D.O. Voloncevich, V.V. Dushhenko [i dr.]; – Har'kov: NTU «HPI», 2012. – 354 s.

Надійшла (received) 01.04.2014



УДК 683.03

*Р. В. ЗІНЬКО*, канд. техн. наук, доц. НУ «Львівська політехніка»*І. С. ЛОЗОВИЙ*, канд. техн. наук, доц.*О. М. БАДЕЙНОВ*, інж. Львівський НДІСЕ**ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ЗЧІПНИХ ПРИСТРОЇВ РОЗЧЛЕНОВАНИХ  
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ГРАФІВ**

Запропоновано використання графів для побудови математичної моделі роботи розчленованих транспортних засобів із зчіпними пристроями різної конструкції. Розрахункова схема формується на основі графа структури конструктивної схеми розчленованої транспортної машини. Далі записується граф структури рівнів узагальнених координат математичної моделі. Це дозволяє побудувати математичну модель відповідної складності залежно до поставлених завдань досліджень.

**Ключові слова:** розчленовані транспортні засоби, зчіпні пристрої.

**Вступ.** Частка витрат, пов'язаних з транспортуванням вантажів, складає 25-40 % від загальної суми витрат на вироблювану продукцію. Ефективність транспортування можна покращити, використовуючи додаткові причіпні ланки.

Проте в процесі руху автопоїздів та технологічних машин спостерігається ряд небажаних явищ, зокрема, виникнення в точці зчеплення тягача і причепа змінного ударного навантаження, яке приводить до погіршення динамічних процесів руху транспортних засобів. До того ж при зростанні швидкостей руху погіршуються показники стійкості, керованості. Характеристики маневреності та надійності також залежать від конструкції зчіпних пристроїв (ЗП).

Тому актуальним є створення таких ТЗП, які б забезпечували оптимальні режими руху розчленованих транспортних засобів (РТЗ) в різних умовах експлуатації.

**Аналіз основних досягнень і літератури.** Дослідження РТЗ проводяться в напрямку покращення маневреності [1-3], курсової стійкості [4], надійності [5], керованості [6].

Математичні моделі функціонування РТЗ з ЗП їх основних елементів повинні відображати як основні характеристики РТЗ, так і чинники, що пов'язані з ефективністю їх функціонування. Поздовжні динамічні навантаження на основні елементи РТЗ з ЗП та їх вантажі залежать не тільки від зміни швидкості та траєкторії руху, а й від радіальної і тангенціальної жорсткості ведучих коліс [7], жорсткості підвіски мостів РТЗ [8], пружно-демпфувальних властивостей ЗП [9], профілю дороги [10].

При виборі розрахункової схеми необхідно враховувати конструктивні особливості машини, її умови функціонування, задачі дослідження тощо [11]. Тому можна стверджувати, що існує мінімальний рівень спрощення розрахункової схеми, після якого вона вже не буде відображати конструкцію машини. Рівень складності таких розрахункових схем можна задавати різними засобами, наприклад, розгалуженими структурами [12], графами [13], кінематичними парами [14].

Для полегшення праці конструкторів та дослідників розроблюються програмні середовища, які дозволяють швидше та ефективніше розв'язувати типові задачі проектування нових машин та обладнання. Разом з тим, у програмних середовищах можна досліджувати типові режими чи процеси. У випадку розробки нових зразків

техніки чи модернізації існуючих зразків не рідко виникає необхідність розв'язувати задачі, що не передбачено цими програмними середовищами. Ця проблема, як правило, вирішується за допомогою нових програм, написання яких потребує розробки нових математичних моделей здатних з необхідним та достатнім рівнем якості розв'язувати саме ці задачі. Розробка методів побудови таких математичних моделей залишається актуальною проблемою.

**Мета дослідження.** Показати можливість використання графів, що описують конструкцію розчленованих транспортних засобів і відповідним їм математичним моделям при дослідженні роботи зчепних пристроїв.

**Матеріали досліджень.** Побудуємо кінематичну схему РТЗ (рис. 1) з використанням графів його структури [13] (рис. 4). Під графом структури конструктивної схеми машини розуміємо такий граф, який показує зв'язки елементів машини з урахуванням її будови і зовнішніх впливів. Елемент схеми – жорстке інерційне тіло різноманітного конструктивного змісту – відображається кружком; жорсткий кінематичний зв'язок між двома елементами – прямою лінією, пружний зв'язок – хвилястою.

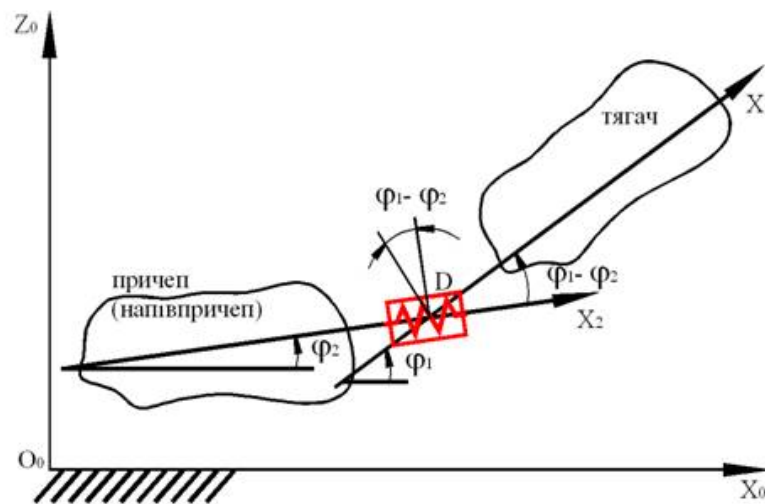


Рисунок 1 – Приклад КРТЗ «Автотягач - причеп (напівпричеп)» з ТЗП, що рухається у нерухомій вертикальній площині:  $X_0O_0Z_0$  – нерухома вертикальна поздовжня площина руху РТЗ; D – тягово-зчепний пристрій.

Для формування математичної моделі роботи РТЗ ТЗП саме такою, яка максимально пристосована для виконання поставлених завдань конкретного дослідження скористаємося графом структури рівнів узагальнених координат математичної моделі [13]. Під графом структури рівнів узагальнених координат математичної моделі розуміємо такий граф, який показує перелік узагальнених координат у математичній моделі і структуру їх рівнів. Для відображення структури рівнів узагальнених координат їх розміщують за рівнями і позначають ці рівні послідовно знизу вгору, починаючи з нульового; на одному рівні розташовані узагальнені координати однакового фізичного змісту.

Графи структури рівнів узагальнених координат, що наведені на рис. 5,

дозволяють побудувати математичні моделі роботи РТЗ, які мають заданий вид ТЗП з врахуванням зовнішніх механічних характеристик їх силових агрегатів, трансмісії, якості покриття та профілів доріг, якими вони рухаються.

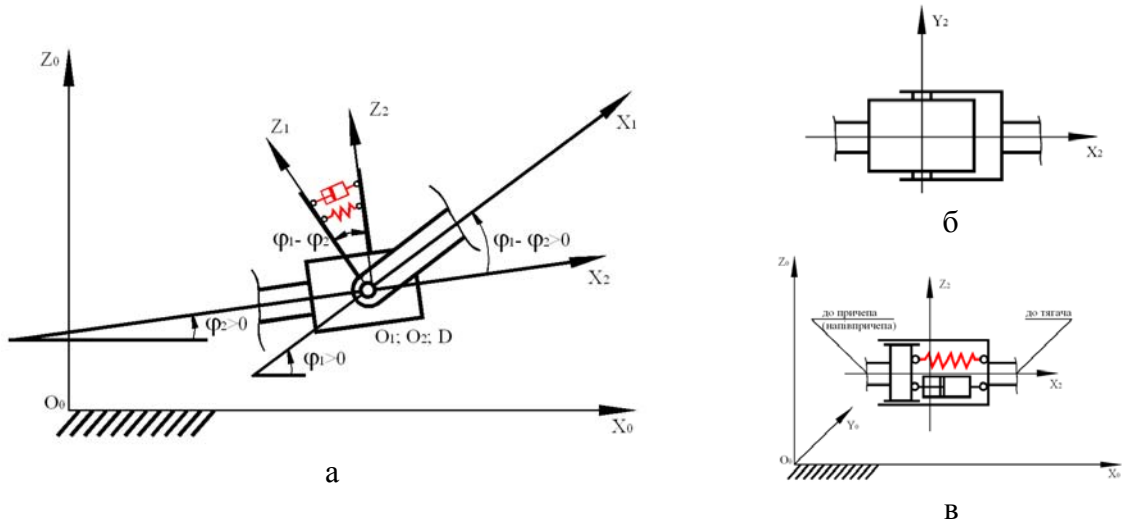


Рисунок 2 – Конструктивна схема загального випадку ТЗП при русі РТЗ у вертикальній поздовжній площині: а, б – проєкції ТЗП; в – повздовжнє січення ТЗП.

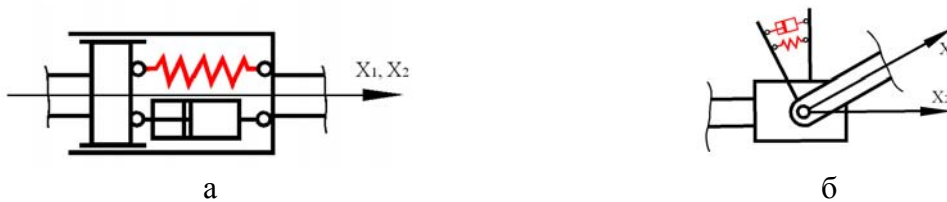


Рисунок 3 – Конструктивні схеми часткових випадків ТЗП при русі РТЗ у вертикальній поздовжній площині: а – поступальна пара; б – обертальна пара.

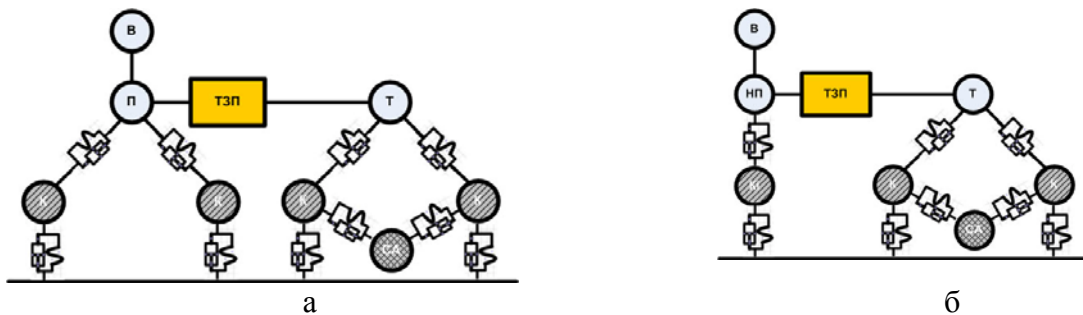
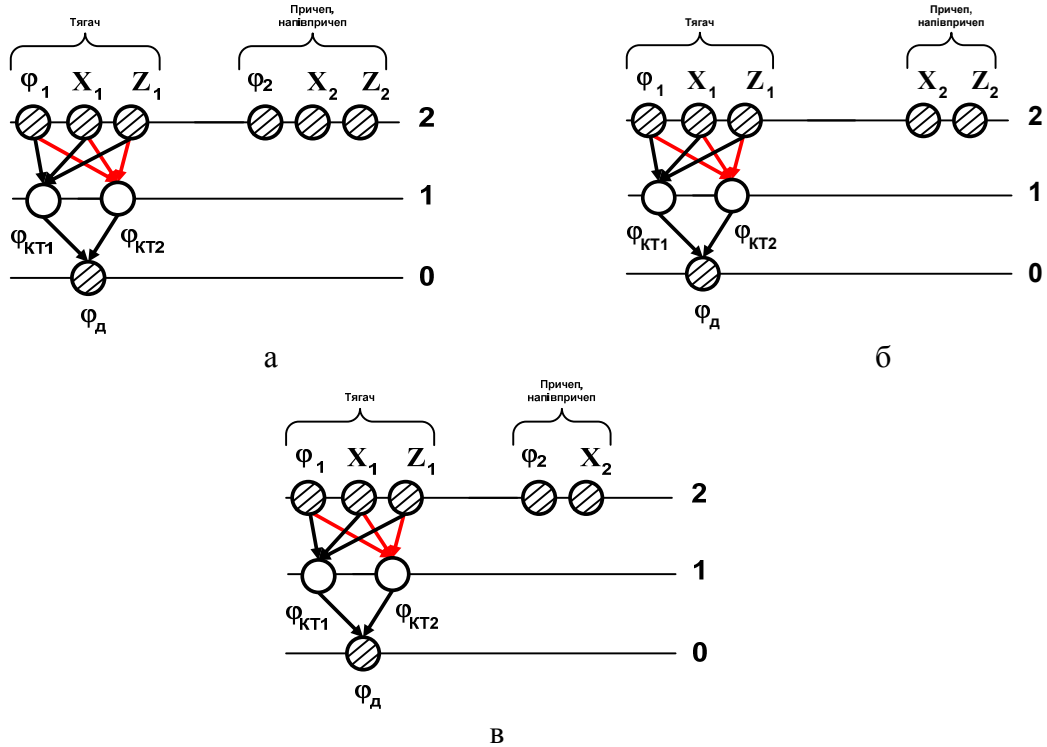


Рисунок 4 – Граф структури конструктивних схем РТЗ з причепом (а) і напівпричепом (б): Т – тягач; П – причеп; НП – напівпричеп; СА – силовий агрегат з трансмісією;

- пасивний жорсткий кінематичний зв'язок між елементами РТЗ;
- пасивний пружно-дисипативний кінематичний зв'язок між елементами РТЗ;
- елемент, на який діє зовнішнє кінематичне збурення (від профілю доріги);
- елемент, на який діє зовнішнє силове збурення (крутний момент, що діє на колінчастий вал двигуна).



$\varphi_d$  – кут повороту вихідного валу силового агрегату приведенного до півосі ведучого колеса тягача;  $\varphi_{КТ1}$ ,  $\varphi_{КТ2}$  – кути повороту півосей ведучих коліс тягача;  $X_i$ ,  $\varphi_i$ ,  $Z_i$ ,  $i = 1, 2$  – координати початків  $O_i$  систем координат  $X_i O_i Z_i$ , що жорстко пов’язані з корпусом тягача ( $i=1$ ) і рамою напівпричепа ( $i=2$ ); 0, 1, 2 - номери рівнів узагальнених координат математичної моделі РТЗ.

Рисунок 5 – Графи структури рівнів узагальнених координат математичної моделі роботи РТЗ з різними ТЗП у русі на певній, незмінній передачі коробки передач: а – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис. 2; б – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис. 3, а; в – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис. 3, б.

На основі загального рівняння динаміки механічної системи інерційних жорстких тіл записаного в узагальнених координатах [15] для РТЗ з графами структури конструктивних схем (рис.4), в яких використано ТЗП загального випадку (рис. 2) і яким відповідає граф структури рівнів узагальнених координат математичної моделі роботи цих РТЗ (рис. 5,а), можна побудувати саму математичну модель, яка у матричному запису має вигляд:

$$\begin{pmatrix} a_{11} & \dots & a_{19} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{91} & \dots & a_{99} \end{pmatrix} * \begin{pmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{Z}_1 \\ \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{X}_2 \\ \ddot{Z}_2 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_{КТ1} \\ \ddot{\varphi}_{КТ2} \\ \ddot{\varphi}_d \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Q_1 \\ \vdots \\ Q_9 \end{pmatrix} \quad (1)$$

Тобто математична модель роботи РТЗ, що побудована з використанням графів рис. 5,а, має дев'ять звичайних диференціальних рівнянь другого порядку. За допомогою цієї математичної моделі можна досліджувати вплив на ефективність роботи РТЗ:

- 1 – зовнішньої швидкісної характеристики двигуна, параметрів трансмісії.
- 2 – характеристик складових трансмісії, якості покриття та профілю дороги.
- 3 – вплив вагових та геометричних характеристик вантажу.
- 4 – пружно-демпфуючих характеристик підвіски тягача та причепа (напівпричепа).
- 5 – характеристик ТЗП.
- 6 – чинників, що впливають на паливну ощадливість.

Як видно з перелічених можливостей математичної моделі, що будується на графах структури рівнів узагальнених координат рисунку 5, вона достатньо потужна і має багато можливостей моделювати реальні процеси експлуатації РТЗ. Недоліком такої математичної моделі є її багатопараметричність та громіздкість.

У випадку, коли необхідно дослідити окремі сторони роботи РТЗ або роботу їх окремих складових, доцільно будувати математичні моделі на базі часткових випадків графів структури конструктивних схем РТЗ (рис. 4) та графів структури рівнів узагальнених координат математичної моделі роботи РТЗ (рис. 5). Так, коли не досліджується вплив трансмісії і двигуна РТЗ на його роботу, доцільно будувати математичної моделі роботи РТЗ з різними ТЗП на базі часткових випадків графів структури рівнів узагальнених координат, які представлені на рис. 5. Ці математичні моделі не спроможні моделювати рушання РТЗ та переключення передач коробки передач під час їх руху, але максимально пристосовані до виконання поставлених завдань конкретного дослідження, тобто вони простіші у користуванні при дослідженні роботи РТЗ у русі на певній, незмінній передачі коробки передач.

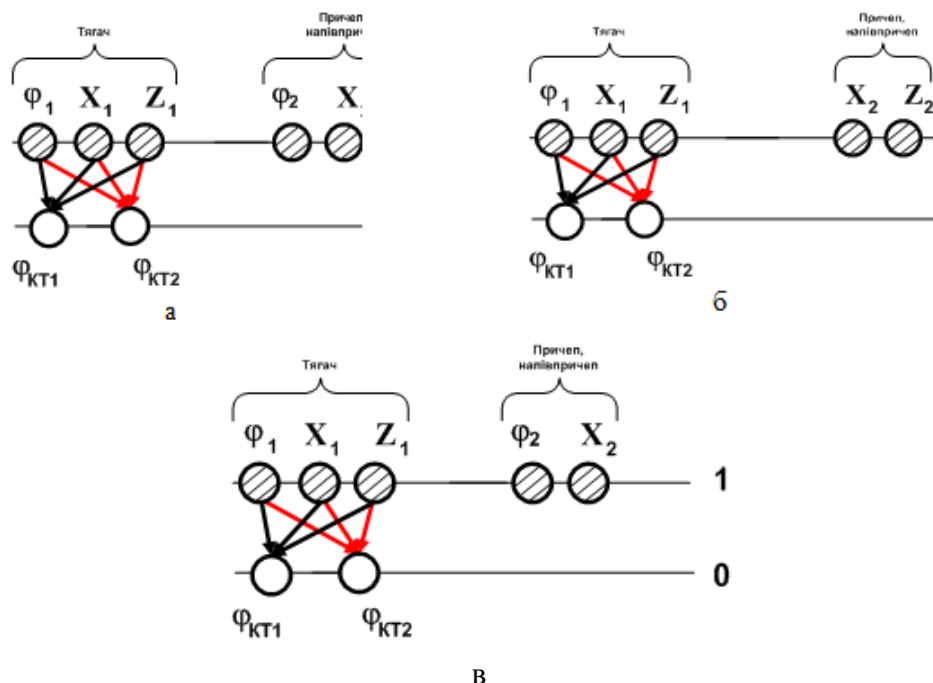


Рисунок 6 – Графи структури рівнів узагальнених координат математичної моделі роботи РТЗ з різними ТЗП у русі на певній, незмінній передачі коробки передач: а – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис. 2; б – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис. 3, а; в – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис. 3, б.

Дослідження роботи РТЗ з різними ТЗП при русі тягача з наперед заданою швидкістю доцільно проводити за допомогою математичних моделей, що побудовані на базі часткових випадків графів структури рівнів узагальнених координат, які представлені на рис. 6. Вони не спроможні моделювати вплив роботи двигуна та трансмісії тягача на рух РТЗ, але максимально пристосовані до виконання поставлених завдань конкретного дослідження.

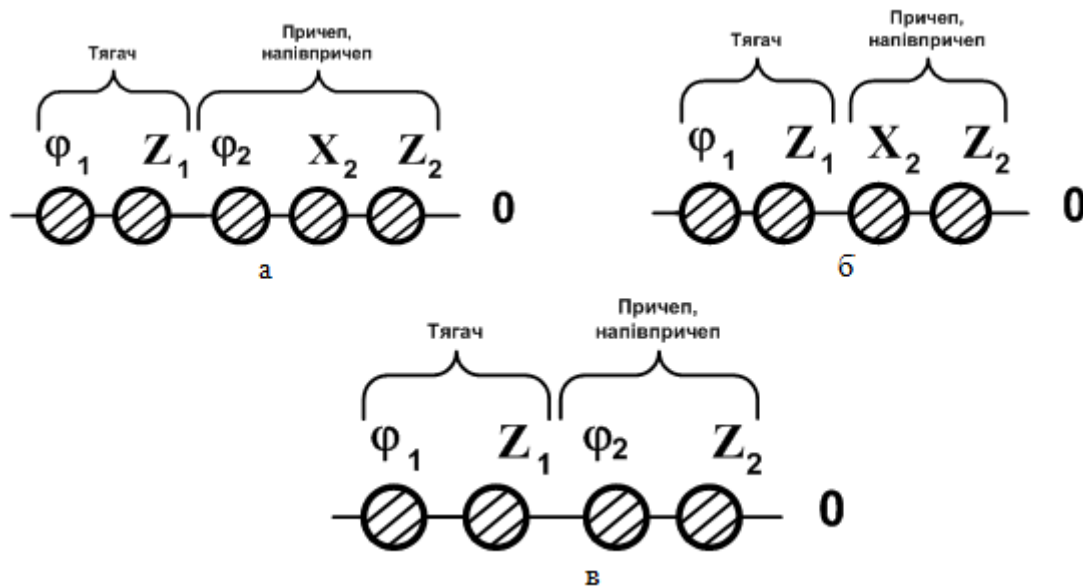


Рисунок 7 – Граф структури рівнів узагальнених координат математичної моделі роботи РТЗ з різними ТЗП при русі тягача з наперед заданою швидкістю :  
 а – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис. 2; б – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис. 3,а; в – відповідно до конструктивної схеми ТЗП рис. 3,б

Математична модель роботи КРТЗ при русі тягача з наперед заданою швидкістю з ТЗП конструктивної схеми (рис. 3,б), на основі графа структури рівнів узагальнених координат (рис. 6,в) матиме вигляд:

$$\begin{pmatrix} a_{22} & a_{23} & a_{25} & a_{26} \\ a_{32} & a_{33} & a_{35} & a_{36} \\ a_{52} & a_{53} & a_{55} & a_{56} \\ a_{62} & a_{63} & a_{63} & a_{66} \end{pmatrix} * \begin{pmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{z}_2 \\ \ddot{\phi}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Q_2 \\ Q_3 \\ Q_5 \\ Q_6 \end{pmatrix} \quad (2)$$

Дослідження автономної роботи тягача РТЗ (рис. 8) доцільно проводити за допомогою математичної моделі (3), що побудована на базі часткового випадку графа структури рівнів узагальнених координат, які представлені на рис. 5.

Ілюстрацією використання графів при побудові математичної моделі роботи РТЗ, яка максимально пристосована до виконання поставлених завдань конкретного дослідження може бути приклад дослідження роботи легкового автомобіля з напівпричепом[16], які мають ТЗП, представлений на рис.2.

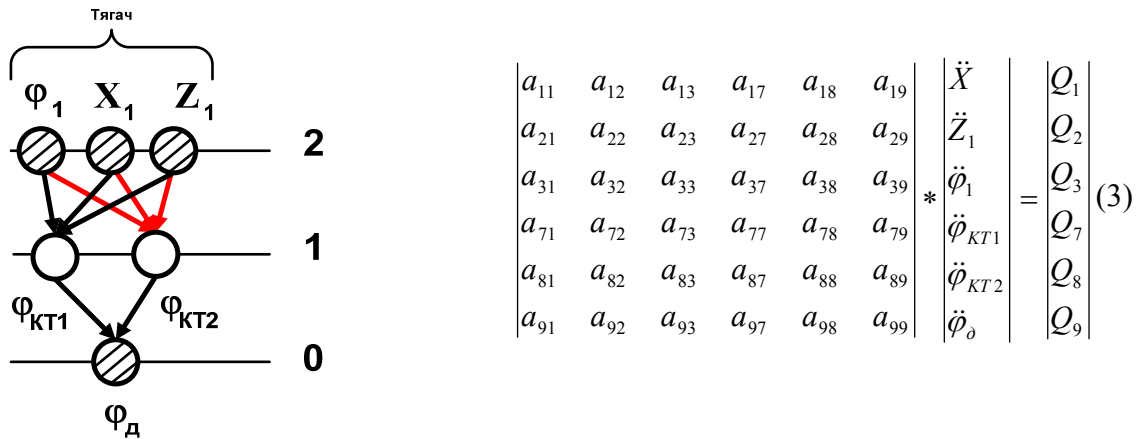


Рисунок 8 – Граф структури рівнів узагальнених координат та математична модель автономної роботи тягача РТЗ

**Висновки.** Запропонована методика створення математичних моделей з використанням графів необхідної складності дозволить швидко і якісно описувати фізичні процеси роботи розчленованих транспортних засобів із зчипними пристроями різної конструкції.

**Список літератури:** 1. Поляков В. М. Експериментальні дослідження маневреності автопоїзда з порушенням установки осей напівпричепа / В.М. Поляков, Г.М. Борисенко, М.І. Файчук // Вісник ЖДТУ. – 2011. – № 3 (58). – С.86–90. 2. Валекжанин А.И. Повышение маневренности движения мобильных машин / А.И. Валекжанин, В.И. Поддубный, А.С. Павлюк // Вестник Алтайского гос. аграр. ун-та. – 2009. – № 1 (51). – С. 52–55. 3. Лабзин В.А. Анализ криволинейного движения сочлененной гусеничной машины // В.А. Лабзин, В.Н. Невзоров, В.Н. Холопов // Вестник Красноярского гос. аграр. ун-та. – 2006. – №10. – С. 228–234. 4. Стельмащук В.В. Поліпшення показників керованості та стійкості триланкових автопоїздів: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.02 / Нац. трансп. ун-т – К., 2005. – 18 с. 5. Кравченко А.П. Влияние нарушений регулировки тормозных механизмов на эксплуатационную надежность автопоездов / А.П.Кравченко, А.В. Гогайзель, А.А. Глайборода // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля: Технічні науки. Серія Транспорт. Частина 2. – Луганськ: СХУ ім. В. Даля. – 2003. – № 9 (67). – С. 131–135. 6. Кравченко А.П. Экспериментальные исследования управляемости автопоезда / А.П. Кравченко, В.М.Поляков // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля; Науковий журнал. Частина 2. – Луганськ: СХУ ім. В. Даля. – 2004. – №8 (78). – С. 186–190. 7. Ясюкович Э. И. Моделирование курсового движения многозвенного автопоезда с жесткими колесами / Э. И.Ясюкович // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2010. – № 3(28). – С.24–32. 8. Дьяков И.Ф. АЧХ автомобиля с рессорной подвеской / И. Ф. Дьяков, Р. М. Садриев, С. Е. Миняков // Вестник Ульяновского гос. Техн. Ун-та. – 2002. – № 31. – С. 21–24. 9. Гамаюнов А. М. Улучшение динамики трогания и разгона тракторно-транспортного агрегата за счет совершенствования упруго-демпфирующего тягово-сцепного устройства. Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.20.03 / СаратовГУ. – Саратов: 2008.– 16 с. 10. Шустов А. В. Математическое моделирование движения малотоннажного автопоезда по участку дороги со случайным профилем / А. В. Шустов, С. В. Ганзин, Ю. Я. Комаров, Е. Ю.Липатов // Известия ВОЛГГТУ. – 2003. – № 2. – С.64–68. 11. Пожбелко В.И. Структурный синтез и анализ механических систем произвольной структуры заданного уровня сложности / В.И.Пожбелко // Известия вузов. – М.: Машиностроение. – 2000. – №5-6. – С. 13–25. 12. Вульфсон И.И. Виброактивность приводов машин разветвленной и кольцевой структуры / И.И. Вульфсон. Под ред. К.М.

Рагульска // М: Машиноведение. – 1986. – 99с. **13.** Зінко Р.В. Графи структуры зв'язків узагальнених координат для автовантажотранспортувальних машин та методика побудови математичних моделей / Р.В. Зінко, І.С.Лозовий // Вісник Технологічного університету Поділля. – 2001. – Випуск 1., – С. 29–33. **14.** Баженов Е. Е. Модульный принцип моделирования сочленённых машин двойного назначения. [Электронный ресурс] / Е. Е. Баженов // Наука и образование. – 2010. – №8. URL: <http://technomag.edu.ru/doc/160532.html>. **15.** Лурье А. И. Аналитическая механика / Лурье А. И. – М.: Физматгиз, 1961. – 824 с. **16.** Lejda K. The research of functioning of dismembered transport vehicles / K. Lejda, R. Zinko, I. Lozovyy, A. Jaworski // Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport. – Rzeszow: Politechnika Rzeszowska. – 2013, nr 4. – p. 105–116.

**Bibliography (transliterated):** **1.** Polyakov V.M. Experimental studies agility train in violation of the semtrailer axle setup / V.M. Polyakov, G.M. Borisenko, M.I. Faychuk // Bulletin ZSTU. - 2011. - № 3 ( 58). - P.86 -90. **2.** Valekzhanyan A.I. Povyshenye manevrennosti LVIV motion machines / A.I. Valekzhanyan, V.I. Poddubny, A.S. Pawluk // Journal of Altai State. agrarian. Zap. - 2009. - № 1 ( 51). - P. 52-55 . **3.** Labzyn VA Analysis kryvolynneynoho articulated motion husenychnoy mashyny // V.A. Labzyn, V.N. Nevzorov, V.N. Kholopov // Journal of Krasnoyarsk State. agrarian. Zap. - 2006. - № 10. - P. 228-234. **4.** Stelmaschuk V.V. Improvements in handling and stability of the three-tier trains: Author. di candidate. Sc. sciences: 05.22.02 / Nat. transp. Univ - K., 2005. - 18 p. **5.** Kravchenko A.P. Effect of violations tormoznyh Adjustment mechanisms for ekspluatatsyonnyu reliability of avtopoezdov / A.P. Kravchenko, A.V. Hohayzel, A.A. Hlayboroda // Journal of East-Ukrainian National University. Dal: Engineering. Transport Series. Part 2. - Lugansk: EUNU. Dal. - 2003. - № 9 (67). - P. 131-135. **6.** Kravchenko A.P. Experimental Studies upravlyaemosti avtopoezda / A.P. Kravchenko, V.M.mPolyakov // Journal of East-Ukrainian National University. Dal; Science magazine. Part 2. - Lugansk: EUNU. Dal. - 2004. - № 8 (78). - P. 186-190. **7.** Yasyukovych E.I. Modeling the course of motion mnohozvennoho avtopoezda with zhestkymy wheels / E.Y.Yasyukovych // Journal of Belarusian-Russian University. - 2010. - № 3 (28). - P.24 -32. **8.** Dyakov Y.F. АСНН cars with ressonoy pendant / I. F. Diakov, R.M. Sadryev, S.E. Mynyakov // Journal of Ulyanovsk State. Tekhnichna. Vestnik Moskov. - 2002. - № 31. - P. 21-24. **9.** Hamayunov A.M. Improvement speakers trohanyya and razhona tractor transport aggregate for Improvement Account elastic - dempfyruyusheho stepnoho traction device. Author. dicandidate. Sc. sciences: 05.20.03 / SaratovTU. - Saratov: 2008. - 16 p. **10.** Shustov A.V. Matematycheskoe modeling motion tonnage avtopoezda land on the road со sluchaunym Profiles / A. V. Shustov, S.V. Hanzyn , Y.Y. Komarov, E. Yu. Lypatov // Proceedings VOLHHTU . - 2003. - № 2. - P.64 -68. **11.** Pozhbelko V.I. Strukturnyy synthesis and analysis of an arbitrary structure mehanychnyh setting urovnja complexity / V.Y.Pozhbelko // Proceedings of universities. - Moscow: Mashinostroenie . - 2000. - № 5-6. - P. 13-25. **12.** Vulfson I.I. Vybroaktyvnost pryvodov machines razvetvlennoy and koltsevoy structure / II Vulfson . Ed. K.M. Rahulskysa // М: Mashynovedenye . - 1986. - 99s. **13.** Zinko R.V. Counts structure of relations of generalized coordinates for автовантажотранспортувальних machine and method of constructing mathematical models / RV Zinko , I.C.Lozyvy // Herald of the Technological University of skirts. - 2001. - Issue 1., - P. 29-33 . **14.** Bazhenov E.E. Modulnyy principle modeling sochlenённых cars double-purpose. [Electronic resource] / E.E. Bazhenov // Science and education. - 2010. - № 8. URL: <http://technomag.edu.ru/doc/160532.html>. **15.** Lurie A.I. Analytycheskaya mechanics / A.I. Lurie - Moscow: Fyzmathyz , 1961. - 824 s. **16.** Lejda K. The research of functioning of dismembered transport vehicles / K. Lejda, R. Zinko, I. Lozovyy, A. Jaworski // Systemy i srodki transportu samochodowego. Seria: Transport. - Rzeszow: Politechnika Rzeszowska. - 2013 , nr 4. - P. 105-116 .

Надійшла (received) 04.03.2014



УДК 621.436

*Н. Г. КУЦЬ*, канд. техн. наук, доц. Луцкий НТУ**ТРАНСПОРТ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ С ТЕПЛОВЫМИ НАСОСАМИ**

Разработана физико-математическая модель работы сложного открытого энергетического комплекса с применением теплового насоса. Показано, что наиболее эффективная работа теплового насоса реализуется при минимальной энергии активации и в резонансных условиях. Обоснован принцип работы парового двигателя в качестве теплового насоса. Показано, что вентилятор, компрессор, турбина, электромагнитный мотор-генератор и намагниченный феррит в продольном резонансе являются тепловыми насосами.

**Ключевые слова:** тепловой двигатель, электромагнитный двигатель, тепловой насос, транспорт.

**Введение.** В связи с ограниченностью энергоресурсов в настоящее время в передовых странах мира интенсивно ведутся разработки новых более экономичных преобразователей различных видов энергии со значительным уменьшением потерь. При этом ищут пути замены углеводородных топлив на другие виды топлива (ядерные источники, вода и др.). Создаются устройства, которые работают на возобновляемых источниках энергии. Максимально используются природные источники энергии (солнце, ветер, реки). Особое значение приобретает применение на всех видах транспорта тепловых насосов.

Развитие современного состояния энергетической базы на транспорте осуществляется по следующим направлениям [1,2]:

1. Двигатели на всех видах транспорта должны быть мощными и при этом обладать минимальной массой и минимальными габаритами.
2. Преобразование одного вида энергии в другой ее вид должно происходить с максимальным коэффициентом преобразования.
3. Экология окружающей среды не должна нарушаться.
4. Использование новых физических принципов преобразования энергий.

**Анализ исследований. 1.** Наиболее мощными, но с максимальными массогабаритными характеристиками являются поршневые тепловые двигатели. В настоящее время разработаны и внедряются на транспорте роторные и газотурбинные двигатели, у которых удельные мощности на единицу массы почти на порядок выше, чем в поршневых двигателях. Однако и это не предел. Если перейти от тепловых двигателей к электромагнитным мотор-генераторам, оснащенных тепловыми насосами, то удельные мощности можно поднять еще на порядок и более.

**2.** Применение тепловых двигателей на транспорте не позволяет получить коэффициент полезного действия более 35-45%. Во всех видах тепловых двигателей преобразуется в механическую работу только одна степень свободы поступательной тепловой энергии, что не позволяет получать КПД более 33%. Если применить роторы в качестве лопастей в турбине, то возможно преобразовывать две степени свободы поступательной тепловой энергии в механическую работу, и получать при этом предельный КПД 67%. Потери энергии, получаемой после полного сжигания топлива в тепловых двигателях, возникают вследствие следующих причин: 1 – разогрев корпуса двигателя в процессе конвективного теплообмена горючих газов при взаимодействии с внутренней поверхностью камеры сгорания; 2 – выброс разогретых горючих газов

© Н. Г. Куць, 2014

через выхлопную трубу в окружающую атмосферу; 3 – на обеспечение условий и организацию комфорта пассажирам транспортного средства.

**3.** Выхлопные газы после сжигания углеводородного топлива в тепловых, роторных и газотурбинных (особенно 5-го поколения) двигателях высокотоксичные вследствие образования  $\text{NO}_x$ . Чтобы снизить загрязнение окружающей среды, уменьшают температуру рабочего газа путем сокращения расхода топлива, а это приводит к уменьшению мощности двигателя, что не желательно. Поэтому предложено использовать воду в качестве топлива или чистый водород с кислородом воздуха. Более радикальный способ – это отказаться от углеводородного топлива и заменить тепловые двигатели на транспорте электродвигателями. Особенно перспективно применить на транспорте воздушные тепловые насосы [2,3].

**4.** Интенсивно ведутся поиски замены углеводородного на альтернативные виды топлива. Это, прежде всего, биотопливо, рапсовое и подсолнечное масло, вода, водород с кислородом или воздухом, тепло окружающего воздуха и, как более эффективное средство – переход на электротягу с применением воздушных тепловых насосов.

По всем четырем направлениям важно получить коэффициент преобразования больше единицы. Для этого весь бортовой энергоблок необходимо превратить в открытую систему, когда при обеспечении соответствующих условий вследствие взаимодействия с другими энергосистемами возникает дополнительный канал обмена энергиями. В настоящее время убедительно доказано, что тепловые насосы позволяют получать коэффициент преобразования одного вида энергии в другой больше единицы. Важно этот принцип реализовать на транспортных средствах. В этой связи создание гибридных энергосистем следует рассматривать как переходной период перевода всех транспортных средств на электротягу с использованием тепловых насосов.

**Постановка проблемы.** Провести анализ современного состояния, в каком направлении осуществляется развитие бортовых энергетических комплексов в транспорте, и наметить возможные пути совершенствования таких комплексов. Поставленная цель ставит следующие задачи: - выяснить на какой теоретической базе создаются тепловые и электрические моторы и генераторы; - разработать теоретическую базу, которая бы позволила осуществить компьютерное моделирование принципа работы и условий эксплуатации того или иного двигателя на новых физических принципах; - разработать теоретические основы работы тепловых двигателей и электрических мотор-генераторов; - рассмотреть возможные пути использования тепловых насосов в бортовых энергокомплексах транспортных средств.

**Основная часть.** Тепловой насос – это устройство, которое принудительно осуществляет переход тепловой энергии от более низкого, к более высокому энергетическому состоянию не только тепловой энергии, но и с преобразованием тепла в другие виды энергий путем создания такой разности энергетических состояний, когда самопроизвольно происходит переход энергии от одной энергосистемы к другой. Разность энергетических состояний создается естественным и искусственным путем.

На транспорте бортовая энергетика формируется тепловыми и электрическими двигателями. Каждый двигатель работает на разности энергетических уровней. В случае тепловых двигателей – это разность тепловых энергий, обусловленная наличием разных температур, а в случае электрических двигателей – это разность электрических потенциалов. Движущийся транспорт взаимодействует с окружающей средой и поэтому является открытой энергосистемой. Для открытых связанных энергосистем

следует учитывать такое взаимодействие, и использовать его для расширения возможностей бортовой энергетики. Схематически работа взаимодействующих энергосистем показана на рис. 1.

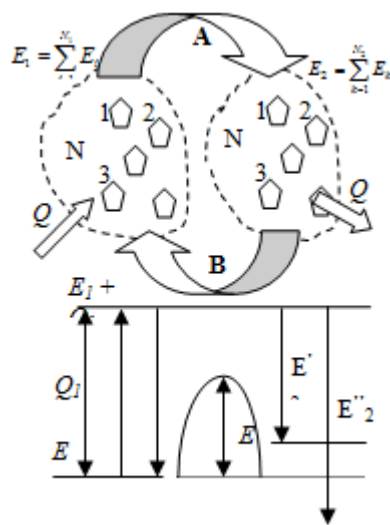


Рисунок 1 – Схематическое изображение превращения энергии в открытой энергосистеме

На этой схеме две сложные независимые энергетические системы, в составе которых содержится  $N_1$  и  $N_2$  независимых энергетических подсистем, взаимодействуют между собой. Пусть первой системе сообщается энергия  $Q_1$ , величина которой больше энергии активации  $E_a$ . Тогда возникнет неравновесное состояние с энергией  $(E_1 + Q_1)$  и обе системы начнут взаимодействовать друг с другом. Возникнет канал перехода энергии от первой системы ко второй по траектории, а, работа:

$$A = E_1 + Q_1 - E \quad (1)$$

Если вторая система находилась в состоянии  $E'_2$ , то  $E_1 > E_2$  и коэффициент передачи энергии по каналу А, определяемый как отношение полученной работы к затраченной, определится:

$$\eta = \frac{A}{Q_1} = 1 - \frac{E'_2 - E_1}{Q_1} \geq 1 \quad (2)$$

Вторая энергосистема приобретает от первой дополнительную энергию, и тогда коэффициент по формуле (2) больше или равен единице и он уже -- коэффициентом преобразования энергии в открытой системе. Если же вторая система находилась в состоянии  $E''_2 > E_1$ , то  $\eta \leq 1$ . В этом случае энергосистемы следует рассматривать как совместно замкнутые или консервативные. Для такой обобщенной системы  $\eta$  меньше или равен единице и является коэффициентом полезного действия, и применим закон сохранения энергии. При возникновении кругового процесса, часть энергии от второй системы к первой будет переходить по траектории В и работа равна  $A = Q_1 - Q_2$ . Когда обе энергосистемы открытые и обладают колебательными свойствами с собственной частотой колебаний  $\omega_0$ , то такую энергосистему можно привести в

резонансное состояние, используя периодическое возбуждение с малой энергией. Если возмущение осуществляется периодической функцией  $Q = Q_0 \cos(\omega t)$ , то энергия, приобретаемая открытой колебательной системой  $N_I$ , равна [8]:

$$Q_1 = \frac{CQ_0}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\beta^2\omega^2}}, \quad (3)$$

где  $C$  – размерный коэффициент пропорциональности.

В резонансе  $Q_1 = CQ_0 / 2\beta\omega_0$  при коэффициенте затухания  $\beta \rightarrow 0$  получаем  $Q_1 \rightarrow \infty$ . За некоторое время  $Q_1$  достигнет энергии активации  $E_a$ . Работа, которую может совершить объединенная система, равна разности  $E_1 - E_2$ , а коэффициент преобразования энергий в этом случае равен:

$$\eta = 1 + \frac{E_1 - E_2}{E_a}. \quad (4)$$

Получается, что при  $E_a \rightarrow 0$  коэффициент преобразования стремится к бесконечности. Таким образом, используя резонансные свойства открытых систем, коэффициент передачи энергий от одной энергосистемы ко второй может быть получен максимальный. Открытые резонансные системы имеют наилучшие возможности превращения энергий разных видов в сложных энергетических комплексах. В нестационарных условиях передача энергий по траекториям А и В (рис.1) изменяются со временем. Общий подход описать проблематично, поэтому в каждом конкретном случае необходимо разрабатывать свой подход и свою систему уравнений.

При наличии естественной разности энергетических состояний окружающая среда является активной и возникает канал перекачки энергии от окружающей среды к открытой системе в виде энергии  $Q_I$ . Коэффициент взаимного преобразования энергий разных видов регулируется и возможно реализовать взрывной механизм перекачки энергии [9]. Энергетическая открытая система с активной окружающей средой реализуется в естественных условиях при работе гидроэлектростанций, в ветроэнергетике, в процессе преобразования солнечной энергии, в шаровой молнии, а искусственно – при работе кондиционеров, воздушных винтов, вентиляторов, компрессоров, турбин и полетах самолетов.

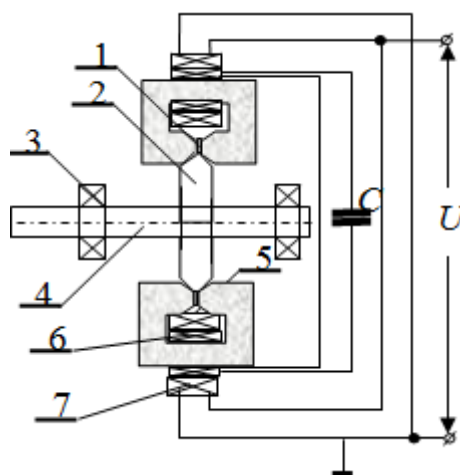
Особый интерес представляет открытая система для получения избыточной энергии путем организации работы теплового насоса. При работе теплового насоса осуществляются энергообменные процессы в разных контактах: - теплоперенос от нагретого твердого тела к твердому телу; от жидкости к твердому телу; от газа к жидкости и от газа к твердому телу; - теплоперенос при испарении жидкости; - теплоперенос при конденсации. Для каждого типа насоса вначале определяются тепловые контакты, а затем производится расчет теплопереноса во всех контактах.

В автомобильном транспорте наметилась тенденция применения теплового насоса не только для охлаждения работающего двигателя, но и для повышения температуры в зимних условиях [11] для снятия налета льда на наружном теплообменнике автомобиля, работающего на топливных элементах. Более эффективный способ охлаждения работающего теплового двигателя предложен в

работе [2], в которой рассмотрено применение двух тепловых насосов на основе двигателей Стирлинга для охлаждения корпуса двигателя и выхлопных газов.

Паровые двигатели также можно использовать в качестве тепловых насосов для охлаждения корпуса двигателя. Двухцилиндровый двухтактный паровой двигатель, в котором цилиндры работают в противофазе, выполняет функцию теплового насоса. В тепловом контакте с устройством водяного охлаждения находится испарительная камера, частично заполнена жидкостью с температурой испарения несколько меньше температуры корпуса работающего теплового двигателя. В качестве хладагента в тепловых двигателях можно применять сероуглерод или воду. Под действием избыточного давления, создаваемого насыщенными парами, поршень двигается и совершает работу. Чтобы мощность разогрева корпуса полностью скомпенсировать, необходимо применить балластный объем, чтобы при адиабатическом расширении температура не превышала порога, определяемой температурой плавления применяемого рабочего вещества в твердом состоянии.

Весьма перспективным является применение резонансного электрического мотор-генератора магнитодинамического типа в качестве теплового насоса, принципиальная схема которого приведена на рис.2. Такой мотор-генератор преобразует механическую энергию в электрическую в резонансном режиме и при этом реализуются большие мощности, и получает избыточную энергию вследствие конвективного теплообмена с окружающей средой.



1 – постоянный магнит; 2 – металлический диск ротора; 3 – подшипник; 4 – вал; 5 – сердечник; 6 – катушка индуктивности; 7 – обмотка трансформатора.

Рисунок 2 – Принципиальная схема резонансного магнитодинамического генератора переменного тока

Ротор представляет собой, металлический вал 4, на котором крепится металлический диск 2. На металлическом диске 2 по внешнему радиусу установлены плоские постоянные магниты 1. Форма и толщина плоского магнита может быть разной. Число постоянных магнитов должно быть четным и определяется механической мощностью, которую необходимо преобразовать в электрическую энергию, когда такое устройство работает как генератор. Металлический диск с постоянными магнитами вращается по часовой или против часовой стрелки, и при этом в индуктивностях  $L$  наводится ЭДС индукции. Число индукционных катушек должно

быть четным по отношению к числу постоянных магнитов. Сердечники катушек 5 имеют зазор, почти равный толщине постоянных магнитов. Постоянные магниты используются на основе ферритов-гранатов, которые расположены по окружности диска 2. Катушки индуктивности со своей электроемкостью и вращающийся металлический диск представляют собой замкнутую резонансную энергосистему. Мощность, вырабатываемая генератором, снимается с резонансного контура с помощью повышающего трансформатора 7. Выходная мощность определяется параметрами механического источника. По заданной выходной мощности и выходному напряжению оптимизируется работа магнитодинамического генератора путем выбора величины результирующей индуктивности, которая зависит от магнитных свойств ферритового сердечника 5, количества витков в намотке катушек индуктивности 6, количества магнитных катушек индуктивности и размеров сердечника каждой из катушек.

В резонансных условиях параллельный RLC-контур представляет собой замкнутую энергетическую систему по отношению к внешнему источнику переменного напряжения. Применительно к такой системе, в соответствии с законом превращения энергии, первое начало термодинамики, а именно:

$$dU_T + dA = 0 \quad (5)$$

Следовательно, в резонансных условиях энергия, запасенная в колебательном контуре, расходуется на все виды работ за счет внутренней энергии. Если нет притока энергии извне, то переменные потери на активном сопротивлении компенсируются запасенной электрической энергией в контуре, а постоянные потери в сердечнике, за счет гистерезиса зависимости магнитной индукции от напряженности магнитного поля, т.е., компенсируются за счет тепловой энергии, запасенной в магнитном сердечнике.

Таким образом, в резонансных условиях параллельный колебательный контур является открытой системой по отношению к теплообмену с окружающей средой, и выполняет роль воздушного теплового насоса. Кроме этого, такой резонансный контур является активной магнитной антенной, воспринимающей магнитные волны<sup>1</sup> и электромагнитные волны из окружающей среды.

Такая резонансная система потери на активном сопротивлении и при наличии существенного отбора энергии из системы на источники потребления восполняет свои потери путем конвективного теплообмена с окружающей средой и является генератором свободной энергии [12].

При наложении внешнего магнитного поля на феррит встроенные магнитные моменты кластеров, молекул, атомов выстраиваются вдоль направления приложенного магнитного поля. Только орбитальное движение валентных электронов свободных достаточно крупных частиц (молекул, кластеров) внутри твердого тела влияют на характер формирования внутреннего магнитного поля под действием внешнего поля. Свободные частицы, обладающие встроенным магнитным дипольным моментом, во внешнем магнитном поле будут испытывать со стороны поля действие момента силы:

$$\vec{M} = [\vec{p}_m \vec{B}]. \quad (6)$$

В результате свободные атомы, молекулы или кластеры, развернутся в магнитном поле так, что их магнитные моменты совпадут с направлением внешнего

магнитного поля. При распространении электромагнитной волны вдоль намагниченного феррита по мере приближения частоты падающей волны к частоте свободной прецессии феррита амплитуда положительной волны должна стремиться к бесконечности. На самом деле она достигает своего максимального значения. Намагниченный феррит в металлической оболочке является открытой антенной системой, которая из окружающей среды черпает энергию магнитного поля. Количество энергии определяется ее геометрическими параметрами. Это свойство феррита находит применение в гибридных энергокомплексах [2,3].

Если создать внутри феррита магнитное поле, обеспечивающего продольный резонанс, и поместить такую систему в металлическую оболочку, то электрическая составляющая падающей волны внутрь не пройдет, а магнитная составляющая беспрепятственно войдет и поглотится ферритом. В результате магнитная составляющая электромагнитной волны резко увеличит амплитуду волны внутри феррита и при этом возрастет ее энергия. Поток энергии волны из окружающей среды:

$$P = \sqrt{\frac{\mu}{\varepsilon}} H_{cp}^2 G + \Delta P_{cp}. \quad (7)$$

Здесь  $\sqrt{\mu/\varepsilon}$  - сопротивление феррита распространению электромагнитных волн;  $H_{cp}$  - амплитуда переменной составляющей магнитного поля окружающей среды (магнетизм Земли);  $G$  - коэффициент усиления ферритовой антенны и  $\Delta P_{cp}$  - поток магнитных волн из космоса и внутренних искусственных источников магнитных волн.

Очевидно, что рост энергии волны должен компенсироваться внутренней энергией, заключенной в феррите. Поэтому температура феррита должна падать, что приведет к конвективному теплообмену с окружающей средой. Если окружающая среда воздух, то конвективный теплообмен составит:

$$\dot{Q} = \frac{1}{4} \theta v_T n_{cp} k_B \Delta T, \quad (8)$$

где  $\theta = \frac{4Mm}{(M+m)^2}$  - доля передаваемой энергии при упругом столкновении молекул

воздуха со сводными молекулами или с кластерами феррита;  $v_T = \sqrt{\frac{8k_B T}{\pi m}}$  -

среднехаотическая скорость молекул воздуха;  $n_{cp}$  - концентрация молекул воздуха окружающей среды;  $\Delta T$  - разность температур между ферритом и окружающей средой. В условиях термодинамического равновесия:

$$\Delta T = \frac{4P}{\theta v_T n_{cp} k_B}. \quad (9)$$

Следовательно, в резонансных условиях охлаждение феррита достаточно заметное. Тогда такое устройство представляет собой вихревой тепловой насос [13].

**Выводы.** Такого вида електромагнітний тепловий насос може бути використаний на будь-якому виді транспорту. Він має достатньо малі масогабаритні характеристики, а теплообмін з оточуючим середовищем здійснюється всією площею рухомого транспортного засобу з набегаючим потоком повітря. Таким чином, впровадження теплових насосів на всіх видах транспорту є найважливішою задачею сучасного розвитку транспортних енергетичних комплексів.

**Список літератури:** 1. *Гречихин Л. И.* Двигатели внутреннего сгорания. Физические основы технической диагностики и оптимального управления. – Мн.: Навука і тэхніка, 1995. – 270 с. 2. *Гречихин Л.И., Куць Н.Г.* Энергетические комплексы на транспорте – Мн.: «Право и экономика», 2013. – 258 с. 3. *Grechihin L. I., Kuts N.G.* Heat Pump with the Mobius Screw / Proceedings: The fifth world Congress “Aviation in the XXI-st century” September 25-27, 2012. – Kyiv: NAU. 2012. V.1, P. 1.3.22 – 1.3.32. 4. *Амерханов Р.А.* Тепловые насосы. – М: Энергоатомиздат, 2005. – 160 с. 5. *Мазуров О.К., Кузнецов Н.В., Квакин С.Д.* Тепловые насосы и их эффективность для целей теплоснабжения и улучшения экологической обстановки. / Изв. Рост. гос. строит. у-та. 2006. № 10. С. 266-273. 6. *Васильев Г.П.* Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоев Земли. – М.: «Красная звезда», 2006. – 220 с. 7. *Володин В.И.* Влияние внутренних и внешних факторов на эффективность тепловых насосов. Препр. ИПЭ-22. – Мн: ИПЭАНБ, 1996. – 24 с. 8. *Гречихин Л. И.* Общие основы формирования и превращения энергетических полей разной природы / Известия ВУЗ и энергетических объединений СНГ. «Энергетика», 2006, № 3, с. 32-39. 9. *Латцевич А.А., Гречихин Л.И., Куць Н.Г.* Энергетическая база беспилотных летательных аппаратов. / Энергетика. Известия ВУЗ и энергетических объединений СНГ. - 2011, № 3. С. 64-78. 10. *Kim Sung Chul, Kim Min Soo, Hwang In Chul, Lim Tae Won.* Performance evaluation of CO<sub>2</sub> heat pump system for full cell vehicles considering the heat exchanger arrangements. / Ins. J. Refrig. 2007. 30. № 7. P. 1195-1206. 11. *Wang Zhiyi, Wang Xinmin, Dong Zhiming.* Defrost improvement by heat pump refrigerant charge compensating. / Appl. Energy 2008 85. № 11. P. 1050-1059. 12. *Роцин В. В., Годин С. М.* Экспериментальное исследование физических эффектов в динамической магнитной системе. // Международный конгресс – 2000. С.-Петербург, 2000, Т.1, №1, с.202-205. 13. *Бигель А. С., Гречихин Л.И., Рогожинский Ю.А., Шумский И. П.* Электромагнитный тепловой насос / Аграрная энергетика в XXI-м веке: Материалы Международной научно-технической конференции. (Минск, 25-26 сентября 2001 г.). Под ред. В. С. Котова. – Мн.: УП «Технопринт», 2001.

**Bibliography (transliterated):** 1. *Grechikhin L.I.* Internal combustion engines. Physical basis of technical diagnostics and optimal control. - Mn.: Navuka i tehnika, 1995. - 270. 2. *Grechikhin L.I., N.G. Kutz.* Energy complexes in transport - Mn. " Law and Economics ", 2013. - 258 p. 3. *Grechihin L.I., Kuts N.G.* Heat Pump with the Mobius Screw / Proceedings: The fifth world Congress "Aviation in the XXI-st century" September 25-27, 2012. - Kyiv: NAU. 2012 . V.1, P. 1.3.22 - 1.3.32. 4. *Amerhanov RA* Heat pumps. - M Energoatomizdat 2005. - 160. 5. *Mazur D.C., Kuznetsov N.V., S.D. Kvakina* Heat pumps and their efficiency for heating purposes and to improve the environmental situation. / Math. Growth. Reg. builds. in -ta . 2006. Number 10. Pp. 266-273. 6. *Vasiliev G.P.* Teplohladosnabzhenie buildings and structures using low-grade heat energy of the surface layers of the Earth. - M.: "Red Star ", 2006. - 220. 7. *Volodin V.I.* The influence of internal and external factors on the efficiency of



heat pumps. Preprint. IPE -22. - Madeline: IPEANB, 1996. - 24 s. **8.** *Grechikhin L.I.* General principles of formation and transformation of energy fields of different nature / News University and the CIS energy associations . "Energy" , 2006, № 3, p. 32-39 . **9.** *Laptsevich A.A. Grechikhin L.I., N.G. Kutz* Power base of UAVs. / Energy . Proceedings of the University and the CIS energy associations. - 2011, № 3. Pp. 64-78. **10.** Kim Sung Chul, Kim Min Soo, Hwang In Chul, Lim Tae Won. Performance evaluation of CO2 heat pump system for full cell vehicles considering the heat exchanger arrangements. / Ins. J. Refrig. 2007 . 30. Number 7. P. 1195-1206. **11.** *Wang Zhiyi, Wang Xinmin, Dong Zhiming.* Defrost improvement by heat pump refrigerant charge compensating. / Appl. Energy 2008 85 . Number 11. P. 1050-1059. **12.** *Roschin V.V., Godin S.M.* Experimental study of physical effects in dynamic magnetic system. // International Congress - 2000 . St. Petersburg , 2000 , Vol.1 , № 1, p.202 -205. **13.** *Biegel A.S., Grechikhin L.I., Rogozhinskiy Y.A., Shumsky I.P.* Electromagnetic heat pump / Agrarian power in the twenty-first century: Proceedings of the International Scientific and Technical Conference . (Minsk, 25-26 September 2001 ). Ed. *V.S. Kotova* . - Mn. : UE " Tekhnoprint " , 2001 .

*Надійшла (received) 05.03.2014*

УДК 621.436

*С. И. ТЫРЛОВОЙ*, канд. техн. наук, доц. ВНУ им. В. Даля, Луганск**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ**

Показан подход и некоторые результаты моделирования переходных и частичных режимов, включая холостой ход высокооборотного дизельного двигателя с системой газотурбинного наддува, что позволяет оценить путевой расход таких двигателей в составе транспортной установки в городском цикле или в иных условиях эксплуатации, в том числе при использовании различных агрегатов турбонаддува, топлив, типа и степеней износа топливной аппаратуры.

**Ключевые слова:** газотурбинный наддув, цикловая подача, переходные процессы дизелей, путевой расход топлива, топливный насос.

**Введение.** Для автомобильных ДВС газотурбинный наддув (ГТН) получил практически исключительное применение, поскольку он является более эффективным с позиций повышения КПД двигателя и технологически доведен до совершенства - по сравнению с альтернативными системами наддува. ГТН современных двигателей - обеспечивает высокий КПД турбокомпрессора (ТКР), повышение массового наполнения цилиндров и соответствующих значений крутящего момента двигателя.

Моделирование переходных процессов (ПП) дизеля с турбонаддувом должно выполняться в сочетании с моделированием параметров турбокомпрессора, рабочего процесса, систем регулирования и топливоподачи. Это позволяет определять динамические качества высокооборотного турбодизеля во взаимосвязи с оценкой расхода топлива за один или несколько переходных процессов с учетом технического состояния топливной аппаратуры и применяемого топлива.

Моделирование большого количества переходных процессов требует специальных подходов к их расчету. При этом расчетные модели ТКР, топливной аппаратуры (ТА), рабочего процесса ДВС и транспортной установки не должны быть чрезмерно сложными, что связано с необходимостью выполнять даже для одного ездового цикла счет большого числа переходных процессов, каждый из которых включает в себя множество рабочих циклов. На основе полученных результатов могут быть определены путевые расходы топлива в различных условиях эксплуатации транспортного средства с ДВС. Данных, содержащихся в технических характеристиках двигателей и установок с ними, совершенно недостаточно для решения поставленной задачи. Несмотря на то, что проблеме неустановившихся режимов дизелей посвящено множество работ, отсутствуют методики и результаты исследования переходных процессов высокооборотных дизелей с газотурбинным наддувом в условиях эксплуатации.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Переходные процессы автомобильных силовых установок составляют значительную долю общего времени их работы [1]. Кроме того, в эксплуатационных условиях работа транспортных двигателей внутреннего сгорания характеризуется наличием износа плунжерных пар, использованием альтернативных топлив [2]. Проблема неустановившихся режимов дизелей посвящено множество работ, например, [3-6] и другие. В работе [7] дана модель системы ДВС и ГТН применительно к двигателю автобуса ЛАЗ. В данных работах отсутствуют методики и результаты исследования переходных процессов

©С. И. Тырловой, 2014

высокооборотных дизелей. Здесь имеют место большие градиенты изменения кинетической энергии элементов регулятора, зависящие как от момента времени переходного процесса, так и от положения названных элементов. Процессы топливоподачи описаны в работах [6-8] и других, современное и универсальное моделирование выполнено в [9]. Прикладная программа расчета рабочего процесса «Дизель» (МВТУ им. Н.Э. Баумана) имеет широкие возможности. Однако, при моделировании переходных процессах, составляющих значительную часть ездовых циклов, приходится выполнять большое количество расчетов единичных ПП, что требует экономного подхода к методам счета. Кроме того, переходные процессы могут идти по-разному в зависимости от износа плунжерных пар, вида топлива [10] и от параметров ТКР.

**Цель статьи** – получить инструмент, позволяющий выполнять моделирование переходных процессов дизеля с турбонаддувом для оценки показателей ДВС с ГТН, в том числе в составе транспортной установки, при различных условиях эксплуатации широкого класса автомобильных двигателей, в том числе зарубежного производства.

**Материалы и результаты исследований.** Известные особенности гидравлических характеристик центробежного компрессора и центростремительной турбины, позволяющие получить высокую эффективность наддува в достаточно узком диапазоне режимов турбодизеля, заставляют повсеместно применять различные способы регулирования ГТН. При моделировании газотурбинного наддува необходимо учитывать вид регулирования наддува и конструктивные особенности перепускного клапана. В разработанной модели принято наиболее распространенное количественное регулирование турбины со сбросом газа в атмосферу (глушитель) по сигналу достижения давлением наддува максимального для данного ДВС значения (0,2 МПа).

Для моделирования ТКР необходимо математическое описание компрессора, турбины и системы перепуска отработавших газов из турбины в атмосферу, которая в подавляющем случае применяется на рассматриваемых установках для ограничения давления наддува ( $P_k$ ).

Математическое описание компрессора представляет собой аппроксимирующие выражения для КПД компрессора ( $\eta_k$ ) и степени повышения давления ( $\pi_k$ ), полученных на основе аппроксимации универсальной характеристики (рис. 1) для примененного центробежного компрессора в совокупности с известными термодинамическими зависимостями, используемыми при расчете центробежных компрессоров, а так же другие аппроксимирующие выражения, полученные на основе ранее выполненных работ кафедры ДВС ВНУ им. В. Даля [9,10] и других по моделированию ТА и рабочего процесса ДВС в переходных процессах.

Расход воздуха через компрессор, кг/с:

$$G_k = i \cdot z V_h \cdot \eta_v \cdot \varphi_a \cdot n \cdot P_s / (R_B \cdot 60 \cdot T_s),$$

где  $i$  – коэффициент тактности;  $z V_h$  – литраж двигателя;  $\eta_v$ ,  $\varphi_a$  – коэффициенты наполнения и продувки;  $P_s$ ,  $T_s$  – давление и температура во впускном ресивере;  $R_B$  – газовая постоянная для воздуха; при наличии холодильника воздуха  $P_s = P_k - \Delta P_{хол}$ ;  $n$  – частота вращения ДВС.

Коэффициент наполнения ДВС по результатам моделирования газообмена для двигателя 4СН91/95 Mitsubishi Pajero 2.5TD (далее числовые данные приведены для этого же двигателя):

$$\eta_v = (-6,6862 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 - 0,0000540 \cdot n + 0,9961) \cdot (-0,041 \cdot P_t / P_s + 1,03).$$

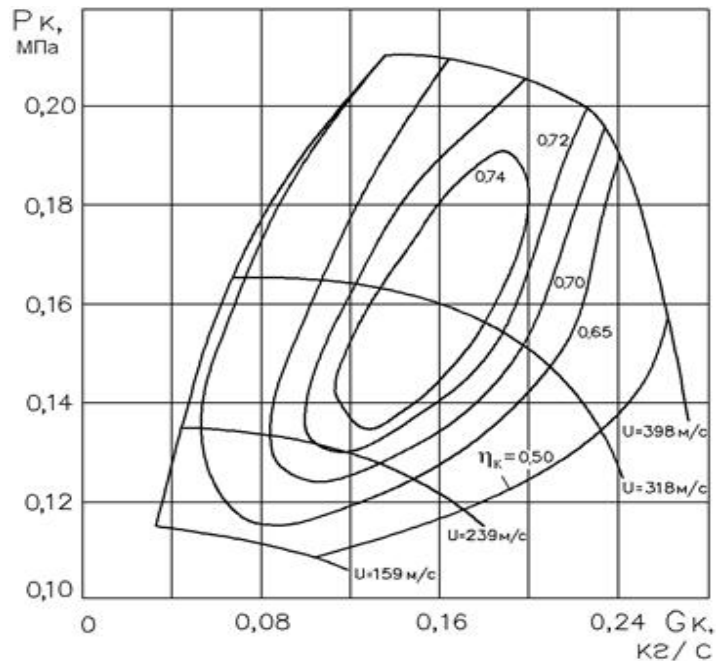


Рисунок 1 – Универсальная характеристика турбокомпрессора ТКР7Н-1

КПД компрессора  $\eta_k$  и степень повышения давления  $\pi_k$ :

$$\eta_k = (sg2 \cdot Gk^2 + sn2 \cdot Nk^2 + sgnk \cdot Gk \cdot Nk + sg \cdot Gk + sn \cdot Nk + s0),$$

$$\pi_k = (pg2 \cdot Gk^2 + pn2 \cdot Nk^2 + pgnk \cdot Gk \cdot Nk + pg \cdot Gk + pn \cdot Nk + pp0),$$

где  $Nk = n_{TK} / 1100$ ;  $n_{TK}$  – частота вращения ротора турбокомпрессора.

Так, например, для ТКР 5,5 значения коэффициентов аппроксимации:

$$sg2=0,71892; sn2=-0,00024; sgnk=0,06048; sg=-4,099; sn=0,01842; s0=0,467;$$

$$pg2=-9,533225; pn2=0,00026; pgnk=0,054535; pg=0,49634; pn=0,010075; pp0=0,77038.$$

Давление воздуха  $P_k$ , температура после компрессора  $T_k$  и холодильника  $T_s$ :

$$P_k = 100000 \cdot \pi_k, \quad T_k = 293 \cdot \pi_k^{(m-1)/m},$$

$$(m=1.65), \quad T_s = 0.5 \cdot (363 + T_k).$$

Теплоемкость и показатель адиабаты воздуха после компрессора:

$$mC_{pk} = 8.314 + 20.35 + 0.00104 \cdot T_k,$$

$$k = mC_{pk} / (mC_{pk} - 8.314).$$

Адиабатический и действительный теплоперепад в компрессоре:

$$h_{kad} = mC_{pk} \cdot 288/8314 \cdot 293 \cdot (\pi_K^{(k-1)/k} - 1),$$

$$h_k = h_{kad} / \eta_k.$$

Мощность, потребляемая компрессором и момент сопротивления на его колесе:

$$Nk = Gk \cdot h_k / \eta_K$$

$$Mk = Nk / \omega_{TK},$$

где  $\omega_{TK}$  - текущая угловая скорость ротора турбокомпрессора.

Скорость газа на входе в турбину:

$$Wt = (k1/(1k-1) \cdot 2 \cdot Rg \cdot T_T \cdot (1 - (P_1/Pt)^{(k1-1)/k1}))^{0.5},$$

где для реактивных турбин  $P_t = \sqrt{P_t \cdot P_{0t}}$ ;  $P_t$  и  $P_{0t}$  - давление газов перед и за турбиной; показатель адиабаты газов перед турбиной:  $k1 = mC_p / (mC_p - 8.314)$ .

Плотность газа перед турбиной:  $Rot = P_t / Rg / T_T$ .

Коэффициент расхода ( $\mu_t$ ) проходного сечения ( $F_t$ ) соплового аппарата турбины аппроксимировано в зависимости от частоты вращения ( $n_{TK}$ ) ротора.

$$\mu_t = (a2 \cdot n_{TK}^2 + a1 \cdot n_{TK} + a0).$$

Расход газа через турбину:

$$Gg = \mu_t \cdot F_t \cdot Wt \cdot Rot.$$

Расход газа через турбину  $G_{tur}$  при наличии перепуска:

$$G_{tur} = Gg - Kper \cdot 0.16 \cdot F_t \cdot Wtp \cdot Ro,$$

где  $Kper$  – коэффициент, учитывающий перепуск отработавших газов,  $Kper$  принимает значения 1 или 0 в зависимости от величины давления наддува;  $Wtp$  – скорость выхода газа через перепускной клапан.

Удельная адиабатическая работа турбины:

$$Lt = 0.001 \cdot k1 / (k1-1) \cdot Rg \cdot T_T \cdot (1 - (P_{0t} / Pt)^{(k-1)/k}).$$

Мощность и крутящий момент турбины

$$Nt = Lt \cdot G_{tur} \cdot \eta_T \cdot 0.96,$$

$$Mtur = Nt / \omega_{TK}.$$

КПД ( $\eta_T$ ) турбіни залежить від частоти обертання ротора, ступеня пониження тиску ( $\pi_T$ ) і температури ( $T_T$ ) перед турбіною. Для визначення потужного КПД турбіни виконана серія розрахунків її параметрів за методикою [11] при різних значеннях  $\pi_T$ ,  $T_T$  і  $n_t$  при обмеженні мінімальної величини відношення ( $u_1/C_{ad}$ ) окружної швидкості на колесі  $u_1$  до адиабатическої  $C_{ad}$  ( $(u_1/C_{ad})_{\min.}=0,3$ ). Значення потужного КПД турбіни пропорційно відношенню  $u_1/C_{ad}$  і може бути виражено рівнянням:  $\eta_T = 1.82476 \cdot (u_1/C_{ad})^{1,464}$ . На рис. 2 показана дана залежність.

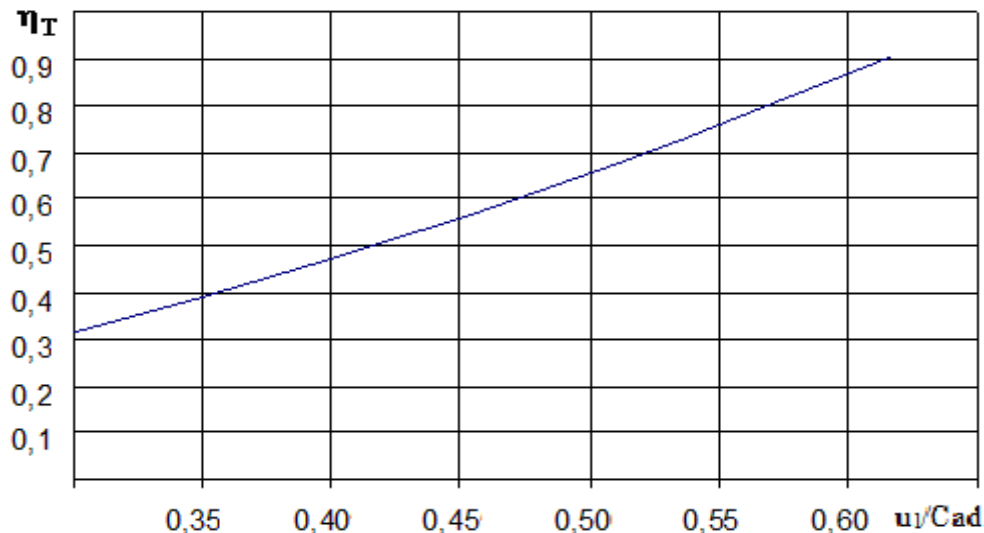


Рисунок 2 – Залежність потужного КПД турбіни від відношення  $u_1/C_{ad}$

Отримані дані можуть використовуватися і для отримання інших взаємозв'язків КПД турбіни з параметрами її робочого процесу.

Для моделювання роботи турбіни крім використання апроксимуючих виражень для її потужного КПД ( $\eta_T$ ), отриманого на основі серії розрахунків центробежної турбіни з застосуванням повнофакторного розрахункового експерименту, необхідно знати температуру газів перед турбіною. Остання залежить, в тому числі, від циклової подачі палива  $V_{ц}$ . Величина  $V_{ц}$  визначається режимом роботи ДВС, типом паливної апаратури, фізичними властивостями палива. Так, наприклад, в разі моделювання роботи розподільного ТНВД BOSCH з механічним або електронним регулюванням регресійна залежність для  $V_{ц}$  приведена нижче. Дане формула отримана для дизельного палива в'язкістю 4 сСт і нової плунжерної пари діаметром 9мм [10]:

$$V_{ц} = 17.7 \cdot H_{от}^2 - 8.33 \cdot H_{от} + 0.00605 \cdot n - 0.113 \cdot n^2 \cdot 10^{-4} + 0.0218 \cdot n \cdot H_{от} - 1.01,$$

де  $H_{от}$  - координата дозатора (мкм\*10),  $n_x = n/200$ ,  $n$  - частота обертання вала ДВС.

Координата дозатора встановлюється автоматичним регулятором частоти обертання [12] в залежності від режиму роботи ДВС. Зная  $V_{ц}$ , визначається поточний годинний витрата палива  $G_t$  і витрата в даному перехідному процесі  $G_{top}$ :

Витрата повітря через двигун в даний момент перехідного процесу апроксимовано за результатами серій розрахунків робочого циклу:

$$Gb = \pi_K \cdot (-0.000005746477 \cdot n^2 + 0.09481819 \cdot n - 6.709383) \cdot 0.9 .$$

Текущий в переходном процессе коэффициент избытка воздуха в цилиндре ( $\alpha$ ) и перед турбиной ( $\alpha_T$ ):  $\alpha = Gb/L_0/Gt$ ;  $\alpha_T = \alpha \cdot \varphi_a$ .

Зная эти параметры, определяется температура газов ( $T_T$ ) перед турбиной из квадратного уравнения внутреннего теплового баланса двигателя. (при линейной аппроксимации теплоемкости газов):

$$\alpha_T \cdot \beta_T \cdot M_0 \cdot \mu C_p \cdot T_T = Q_H \cdot (1 - \eta_i - W_{og}) + Q_S ,$$

где  $\beta_T$  – коэффициент молекулярного изменения газа перед турбиной;  $M_0$  – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг жидкого топлива;  $Q_H$  – низшая теплота сгорания 1 кг жидкого топлива;  $\eta_i$  – индикаторного КПД ДВС;  $Q_S$  – энтальпия воздуха на входе в двигатель.

Наибольшее влияние на  $T_T$  оказывает  $\alpha$  и  $\eta_i$ , определяемые на каждом шаге переходного процесса. Относительные потери в стенки приняты в переходном процессе разгона под нагрузкой (акселератор 100%) постоянными – 0,2. Величина  $\alpha$  определяется по текущим значениям расхода воздуха и топлива, индикаторный КПД аппроксимирован в зависимости от  $n$  и  $\alpha$  [13].

Давление газов в выхлопном коллекторе  $P_t$ , *при* объеме коллектора  $V_t$ :

$$dP_t = (Gb \cdot \varphi_a + G_t - G_{tur}) \cdot k \cdot P_t \cdot dt / (V_t \cdot Rot) ,$$

Текущая угловая скорость ротора турбокомпрессора ( $J_{TK}$  – его момент инерции):

$$\omega_{TK} = \omega_{TK} + (M_{tur} - M_k) \cdot dt / J_{TK} ,$$

Текущая угловая скорость коленчатого вала:

$$\omega = \omega + dt \cdot (M - M_c) / J_D ,$$

где  $J_D$  – приведенный к оси коленчатого вала момент инерции ДВС и установки;  $M_c$  – момент сопротивления вращению ведущего колеса, приведенный к оси коленчатого вала.

Для автомобиля  $J_D$  включает массу автомобиля  $M_a$ , кинетическую энергию вращающихся масс  $T$  и общее передаточное отношение  $i_s$  между валом двигателя и колесами радиусом  $R_k$ :

$$J_D = (1 + \beta) \cdot M_A \cdot \left(\frac{R_k}{i_s}\right)^2 ,$$

где  $\beta=1.2$  – коэффициент, учитывающий отношение кинетических энергий вращающихся и поступательно движущихся масс автомобиля.

Приведенные расчетные зависимости позволяют моделировать переходные процессы высокооборотного автомобильного дизеля с газотурбинным наддувом. На рис. 3 показан в качестве примера переходной процесс дизеля 4D56 (4Ч91/95) при использовании дизельного топлива и среднем износе ТА в режиме разгона под нагрузкой от 1000 до 3750 мин<sup>-1</sup>. (акселератор 100%).

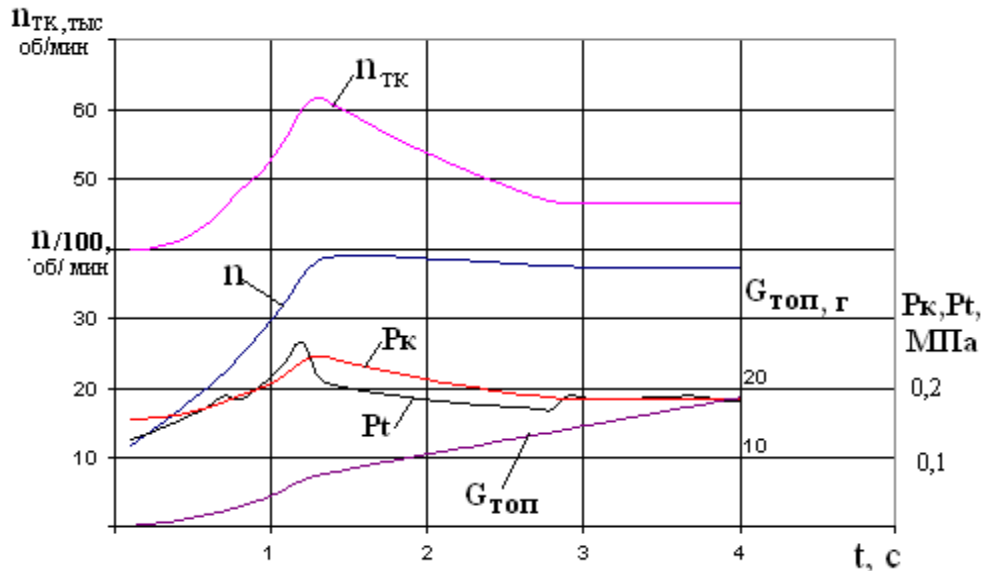


Рисунок 3 – Моделирование переходного процесса разгона дизеля 4ЧН91/95

**Выводы.** Выполненное моделирование неустойчивых режимов автомобильного дизеля с газотурбинным наддувом позволяет оценить расход различных топлив на один или серию переходных процессов с учетом параметров турбокомпрессора, технического состояния топливной аппаратуры, дает возможность установить взаимосвязь динамических показателей транспортной установки со стоимостью израсходованного топлива.

**Список литературы:** 1. Костин А. К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю. Ю. Кочинев. - Л. Машиностроение, 1989. - 284 с. 2. Семенов В. Г. Biodiesel. Фізико-хімічні показники та еколого-економічні характеристики роботи дизельного двигуна / В. Г. Семенов // НТУ "ХПІ". - Харків, 2002. - 143 с. 3. Парсаданов И. В. Исследования автомобильного дизеля при работе на альтернативных топливах. Тез. докл. первого республиканского научно-технического семинара по улучшению показателей тепловых двигателей и ресурсосбережению / И. В. Парсаданов, О. А. Кошевой. // ТГАТА. - Мелитополь, 1995 - с. 25-26. 4. Ключ О. В. Влияние добавок растительного масла на показатели дизеля и характеристики топливной аппаратуры. Международный сборник научных трудов «Повышение эффективности работы энергетических установок» / О. В. Ключ, С. И. Тырловой, И. П. Васильев // КГТУ. - Калининград, 2002. - с. 176-182. 5. M. G. Bannikov. Increase in the lifetime of a fuel pump of a diesel engine by fuel additives. GIK Institute of Engineering Sciences and Technology / M. G. Bannikov, A. J. Chattha, S. I. Tyrlovoy, I. P. Vasilev // Topi 23460, NWFP, ISBN 969-8122-16-8. - Islamabad, Pakistan, 2003. - pp. 298-300. 6. Голубков Л. Н. Топливные насосы высокого давления распределительного типа: Учебно-практическое пособие / Л. Н. Голубков, А. А. Савастенко, М. В. Эммиль. // "Легион-Автодата". - М., 2000. - 176 с. 7.



*Грехов Л. В.* Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина / *Л. В. Грехов Л. В.* // "Легион-Автodata", - М., 2001. – 176 с. **8.** *Крайнюк О. І.* Паливна апаратура автотракторних дизелів. Навчальний посібник / *О. І. Крайнюк, С. І. Тирловий* – Луганськ: Видавництво СНУ ім. В. Даля. – 2007. – 134 с. **9.** Программный комплекс «Впрыск» для исследований топливоподачи. // МГТУ им. Баумана. <http://energy.power.bmstu.ru/e02/inject/i00rus.htm>. **10.** *Тырловой С. И.* К определению цикловой подачи топлива ТНВД при неустановившихся режимах высокооборотного автомобильного дизеля / *С. И. Тырловой* // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. 2010. – № 1, с. 57-61. **11.** *Степанов Г. Ю.* Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей / *Г. Ю. Степанов* // Государственное научно-техническое изд-во машиностроительной литературы. - М., 1958. - 350 с. **12.** *Тырловой С. И.* Имитационная модель электронного регулятора частоты вращения автомобильного дизеля ТНВД / *С. И. Тырловой* // XVI КОНГРЕС двигунобудівників. Тези доповідей. – Харків, «ХАІ» 2011. –с. 70. **13.** *Тырловой С. И.* К моделированию эксплуатационных режимов высокооборотных дизелей / *С. И. Тырловой* // Вісник НТУ ХПІ «Автомобіле та тракторобудування» вып. 29 (1002). – Харьков, 2013. – с. 93 – 99.

**Bibliography (transliterated):** **1.** *Kostin A.K.* Job diesels in operation: Manual / *A.K. Kostin, B.P. Pugachev, Yu. Yu. Cochin.* - L. Mechanical Engineering, 1989. - 284. **2.** *Semenov V.G.* Biodiesel. Physico-chemical properties and environmental-economic characteristics of the diesel engine / *V.G. Semenov* // NTU " KhPI ." - Kharkov, 2002. . – 143. **3.** *Parsadanov I.V.* Research car diesel engine when operating on alternative fuels . Tez . of reports . the first national scientific and technical seminar to improve the performance of heat engines and resource / *I.V. Parsadanov, O.A. Kosh.* // TGATA. - Melitopol, 1995 - p. 25-26. **4.** *Klyus O.V.* Effect of vegetable oil supplementation on the performance and characteristics of diesel fuel injection equipment . International collection of scientific papers "Improving the efficiency of power plants " / *O.V. Klyus, S.I. Tyrlovoy , I.P. Vasiliev* // KSTU . - Kaliningrad, 2002. - With . 176-182. **5.** *M.G. Bannikov.* Increase in the lifetime of a fuel pump of a diesel engine by fuel additives. GIK Institute of Engineering Sciences and Technology / *M.G. Bannikov, A.J. Chattha, S.I. Tyrlovoy, I.P. Vasilev* // Topi 23460, NWFP, ISBN 969-8122-16-8. - Islamabad, Pakistan, 2003. - Pp. 298-300. **6.** *Golubkov L.N.* High pressure fuel pump camshaft type: Hands-on training manual / *L.N. Golubkov, A.A. Savastenko, M.V. Emmyl.* // " Legion Avtodata." - М., 2000. - 176. **7.** *Grehov L.V.* Fuel equipment electronically controlled diesel engines and engines with direct fuel injection / *L.V. Grehov* // " Legion Avtodata " - Moscow, 2001. - 176. **8.** *Kraynyuk O.I.* Palivna Autotractor dizeliv the outfit . Navchalna posibnik / *O.I. Kraynyuk, S. I. Tirlovoy* - Luhansk: NUS Vidavnitstvo IM . Dal. - 2007. - 134. **9.** The software package "injection" for fuel research. // MSTU. Bauman. <http://energy.power.bmstu.ru/e02/inject/i00rus.htm>. **10.** *Tyrlovoy S.I.* By definition cycle fuel injection pump at unsteady modes of high-speed automotive diesel / *S.I. Tyrlovoy* // Internal combustion engines. All-Ukrainian scientific and technical journal. 2010. - № 1, p. 57-61. **11.** *Stepanov G.Yu.* Fundamentals of the theory of blade machines , and combined gas turbine engines / *G. Yu Stepanov* // State Scientific and Technical Publishing House of the engineering literature. - М., 1958. - 350. **12.** *Tyrlovoy S.I.* simulation model of the electronic speed controller of automobile diesel fuel pump / *S.I. Tyrlovoy* // XVI CONGRESS dvigunobudivnikiv. Tesi dopovidey. - Kharkov, "HAI" 2011. -С. 70. **13.** *Tyrlovoy S.I.* To the simulation of high-speed diesel engines operating modes / *S.I. Tyrlovoy* // News NTU KhPI "Car- and tractorbuilding" MY. 29 (1002). - Kharkov, 2013. - With. 93 - 99.

*Надійшла (received) 01.03.2014*

УДК 629.113.014

**О. С. ЛИХОДІЙ**, асистент кафедри ЕРМ ДВНЗ «ПДАБА», Дніпропетровськ;**ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КЕРОВАНОЇ ОСІ НАПІВПРИЧЕПА**

В статті скомпоновані елементи керованої осі на базі існуючого напівпричепа Fliegl із подальшими рекомендаціями щодо переобладнання. Складені розрахункові схеми керованої осі та, як наслідок, її Simscare-модель.

Ключові слова: керована вісь, steer-by-wire, кермова трапеція.

**Вступ.** До теперішнього часу зберігається тенденція збільшення причіпної техніки з керованими осями за рахунок повороту коліс. Перехід до масового використання керованих осей як для причіпної техніки так і для вантажних автомобілів в якості керованих здійснюється не так давно і викликаний покращенням маневреності, безпеки руху, зменшенню енерговитрат, особливо для модульних автопоїздів із збільшеною кількістю ланок, де без підкерування дуже важко організувати маневрування. Вісі транспортних засобів у більшості випадків компонують виконуючими механізмами системи керування поворотом коліс (робочий циліндр, трапеція, блокувальний пристрій) з підвіскою типу MODUL, так як вона найбільш пристосована для реалізації цієї задачі, [1]. Але багато транспортних засобів використовують підвіску типу INTRA, в цьому випадку компонування обладнання для керування колесами ускладнюється.

Для віртуального дослідження руху автопоїзда на криволінійній траєкторії із максимальним врахуванням геометричних параметрів механізмів керування поворотом коліс напівпричепа необхідно скласти Simscare-модель цієї системи і приєднати її до Simulink-моделі автопоїзда. Надалі комплексна модель стане у нагоді при формуванні алгоритму для системи керування поворотом коліс. Першим кроком для вирішення цієї задачі є формування Simscare-моделі керованої вісі.

**Аналіз основних досягнень і літератури.** Дослідженням динаміки руху автопоїздів з керованими колесами напівпричепів займалися такі вчені як Я.Є. Фаробін, А.І. Гришкевич, М.І. Лисов, D. Sebon, C. Cheng, B.A. Lujnovich, B.П. Сахно та ін. У роботі [1] розглянуті можливі компоновки сучасних керованих осей причіпної техніки, цей матеріал стане у нагоді при компонуванні керованих осей для заданого напівпричепа. У спеціалізованій літературі [4, 5] ці питання не розглянуті, зосереджуючись на системі керування осями у цілому.

**Постановка задачі.** У попередніх статтях, [2], за об'єкт модернізації прийнято напівпричеп Fliegl, у конструкції якого використовуються некеровані вісі фірми SAF з підвіскою типу INTRA. Тому, планується скомпонувати механізми керування колесами напівпричепа Fliegl із незначною зміною базового варіанту напівпричепа. Скласти Simscare-модель спроектованої осі, виконати тест на спроможність подальшого використання у комплексній імітаційній моделі системи «steer-by-wire», [3].

**Основний матеріал.** На рис. 1 та 2 представлено відповідно базовий варіант напівпричепа та перетворений у напівпричеп з керованими осями. Для перетворення необхідно зробити наступні зміни базового варіанту: - лонжерони рами (1) на ділянці

переміщення коліс при повороті звзяти з 1417 мм до 900 мм (на 517 мм); - у кронштейні кріплення подовжного важеля (2) перенести місце кріплення амортизатора (4); - до подовжного важеля додати місця кріплення амортизатора та блокувального циліндру (7); - змінити конструкцію балки моста (9) на керовану, відповідно виготовити поворотні цапфи (10) з можливістю кріплення до них поперечної тяги трапеції (8) через кулькові опори; - на балку моста прикріпити кронштейни кріплення робочого циліндру (6) та блокувальних циліндрів; - змінити кут розташування кронштейнів кріплення супортів (5) гальмівних механізмів до балки моста.

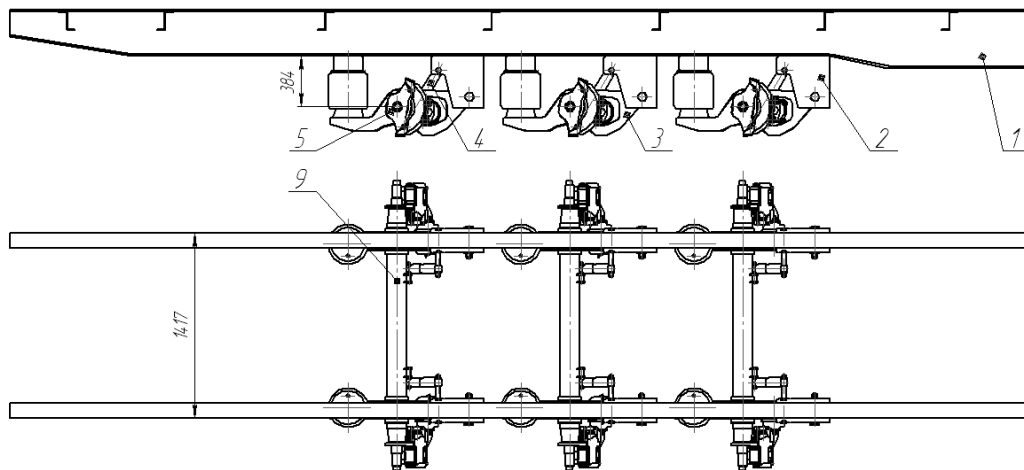


Рисунок 1 – Базовий варіант напівпричепи.

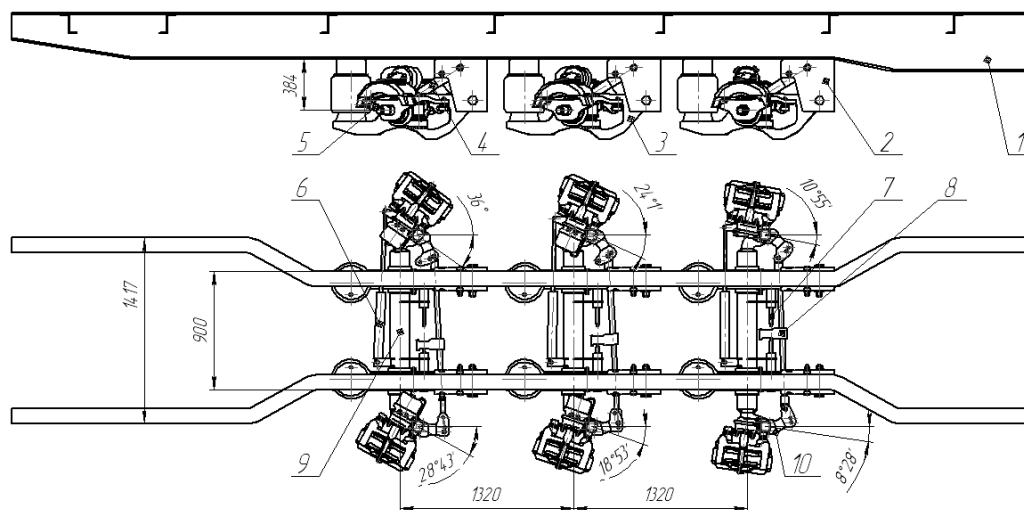


Рисунок 2 – Компонування керованих осей напівпричепи.

Наступним етапом визначимо кінематичні та динамічні параметри елементів керованої осі.

Під час розкладання гідроциліндру змінюється довжина сторони трикутника  $L_C$  (рис. 3) на величину ходу штоку  $h_p$  та кути  $\alpha$  і  $\gamma$ , тобто можна записати наступні вирази для швидкостей вузла  $O_2$ :

Equation Chapter 1 Section 1

$$V_R = \sqrt{V_{Rx}^2 + V_{Ry}^2}; \quad V_R = V_{Rx} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{d\gamma}{dL_c} \cdot L_c\right)^2}. \quad (1)$$

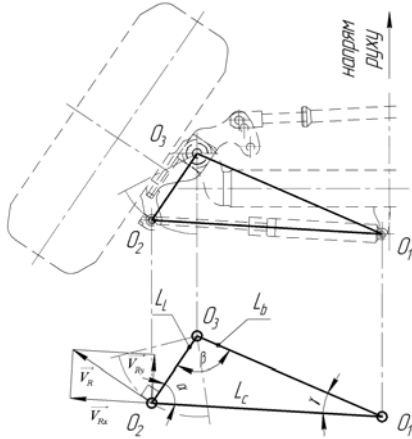


Рисунок 3 – Розрахункова схема кінематичних параметрів системи робочий гідроциліндр-поворотна цапфа.

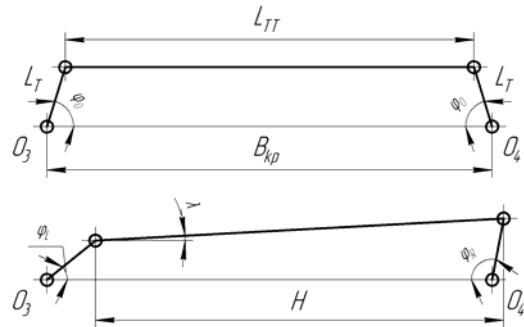


Рисунок 4 – Розрахункова схема кінематичних параметрів кермової трапеції.

Із теореми косинусів виведемо вираз для визначення кута  $\gamma$ :

$$\gamma = \arccos\left(\frac{L_b^2 + L_c^2 - L_L^2}{2 \cdot L_b \cdot L_c}\right). \quad (2)$$

Остаточно отримуємо вираз для визначення швидкості переміщення вузла  $O_2$ :

$$V_R = V_{Rx} \cdot kv = V_{Rx} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{L_b^2 - L_c^2 - L_L^2}{\sqrt{(L_L^2 - (L_b - L_c)^2) \cdot ((L_b + L_c)^2 - L_L^2)}}\right)^2}. \quad (3)$$

Кутова швидкість повороту лівого керованого колеса:

$$\omega_k = \frac{V_R}{L_L}.$$

Кінематичні параметри для правого керованого колеса визначаються через поліноміальну залежність, отриману при оптимізації геометричних параметрів кермової трапеції відповідної осі напівпричепа ( $\Delta\varphi_R = f(\Delta\varphi_L)$ ), [2].

Початкові кути установки бокових важелів трапеції визначаються за формулою:

$$\varphi_0 = \arccos\left(\frac{B_{kp} - L_{TT}}{2 \cdot L_T}\right), \quad (4)$$

де:  $B_{кр}$  – відстань між шворнями поворотних цапф;  
 $L_{TT}$  – довжина поперечної тяги трапеції;  
 $L_T$  – довжина бокового важеля трапеції.

При повороті коліс поперечна тяга повертається на кут  $\lambda$ :

$$\lambda = \arccos\left(\frac{H}{L_{TT}}\right) = \arccos\left(\frac{B_{кр} - L_T \cdot (\cos(\varphi_L) + \cos(\varphi_R))}{L_{TT}}\right). \quad (5)$$

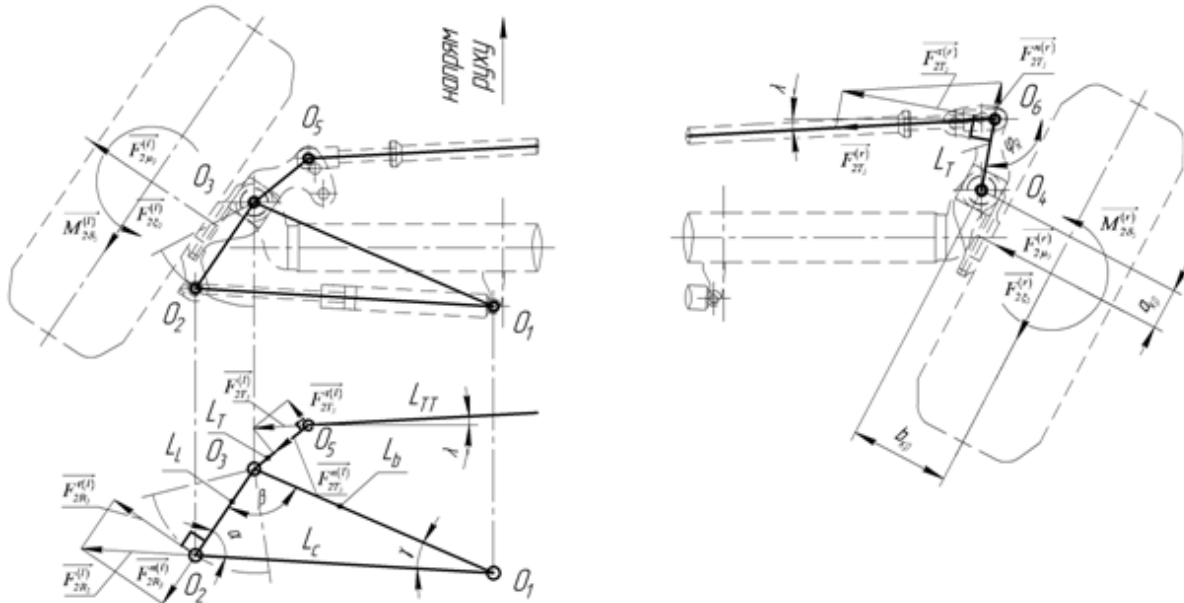


Рисунок 5 – Сили, що діють на керове керування осі напівпричепи.

Приведемо усі моменти, що діють на керове керування при повороті керованих коліс напівпричепи до точки  $O_3$ , (рис. 5):

$$\overline{M_{2\xi}^{(l)}} + \overline{M_{2\mu_s}^{(l)}} + \overline{M_{2\delta_s}^{(l)}} + \overline{M_{2R_s}^{(l)}} + \overline{M_{2T_s}^{(l)}} = I_k \frac{d\omega_k}{dt}, \quad (6)$$

де:  $M_{2\xi_s} = F_{2\xi_s} \cdot b_{кр}$  – крутний момент, що утворюється у наслідок дії подовжніх сил у плямі контакту шини з дорогою відносно шворня лівої цапфи;

$M_{2\mu_s} = F_{2\mu_s} \cdot a_{кр}$  – крутний момент, що утворюється у наслідок дії поперечних сил у плямі контакту шини з дорогою відносно шворня лівої цапфи;

$M_{2\delta_s}$  – крутний момент, що утворюється у наслідок повороту шини за рахунок її пружних властивостей приведенного до шворня лівої цапфи;

$M_{2R_s}$ ,  $M_{2T_s}$  – крутні моменти, що утворюються у наслідок дії відповідно сили на штокові робочого циліндру та сумарної сили опору повороту правого колеса відносно шворня лівої цапфи;

$I_k$  – момент інерції повороту колеса.

Далі отримаємо вирази для визначення  $M_{2R_s}^{(l)}$  та  $M_{2T_s}^{(l)}$ .

$$M_{2R_5}^{(l)} = F_{2R_5}^{\tau(l)} \cdot L_L = F_{2R_5}^{(l)} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) \cdot L_L, \quad (7)$$

де  $\alpha$  – кут між векторами сил  $\overline{F_{2R_5}^{(l)}}$  та  $\overline{F_{2R_5}^{n(l)}}$ , використовуючи теорему синусів визначимо з виразу:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{L_B \cdot \sin(\gamma)}{L_L}\right) = \arcsin\left(\frac{L_B}{L_L} \cdot \sin\left(\arccos\left(\frac{L_b^2 + L_c^2 - L_L^2}{2 \cdot L_b \cdot L_c}\right)\right)\right). \quad (8)$$

Приведемо крутні моменти, що виникають при повороті правого колеса через елементи кермової трапеції до шворня лівої цапфи:

$$M_{2T_5}^{(l)} = F_{2T_5}^{\tau(l)} \cdot L_T = F_{2T_5}^{(l)} \cdot L_T \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_L - \lambda)\right) = \frac{F_{2T_5}^{\tau(r)} \cdot L_T \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_L - \lambda)\right)}{\cos\left(\lambda + \varphi_R - \frac{\pi}{2}\right)}, \quad (9)$$

Використовуючи отримані залежності складемо Simscape-модель першої керованої осі напівпричепа (рис. 6). Ця модель складається із блоків формування моментів опору повороту керованих коліс відносно шворнів (блоки 1-3, 28-30); блоків похідних параметрів (блоки 12, 13, 32) та блоку визначення кінематичних та динамічних параметрів системи (блок 14). Параметри робочого гідроциліндра та гідросистеми у цілому прийняті відповідно до рекомендацій [6]: тиск рідини у гідросистемі – 10 МПа, діаметр поршня – 63 мм, діаметр штока – 28 мм, максимальний кут повороту колеса –  $10^\circ 55'$ .

При збільшенні тиску у відповідному об'ємі гідроциліндра шток починає рух тоді, коли сила на штокові перевищить сумарну силу опору, що приведена від лівого та правого коліс до штоку. За цих умов визначається кут повороту лівого колеса, а кут повороту правого колеса визначається з використанням поліному, отриманого у [2]. Рух штоку продовжується до моменту забезпечення максимального кута повороту внутрішнього колеса.

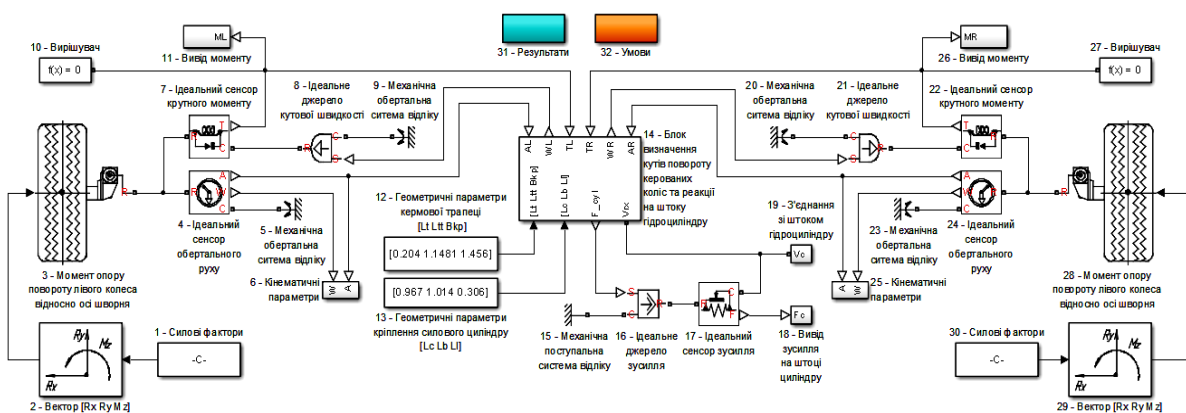


Рисунок 6 – Simscape-модель керованої осі напівпричепа.

Для тестування складеної моделі керованої осі на вході системи задамо закон

переміщення штоку робочого циліндра з нейтрального положення до крайнього положення при його розкладанні з наступним переміщенням штоку у крайнє положення при його складуванні з поверненням штоку у нейтральне положення. Отримані результати кутів повороту коліс керованої осі представлені на рис. 7.

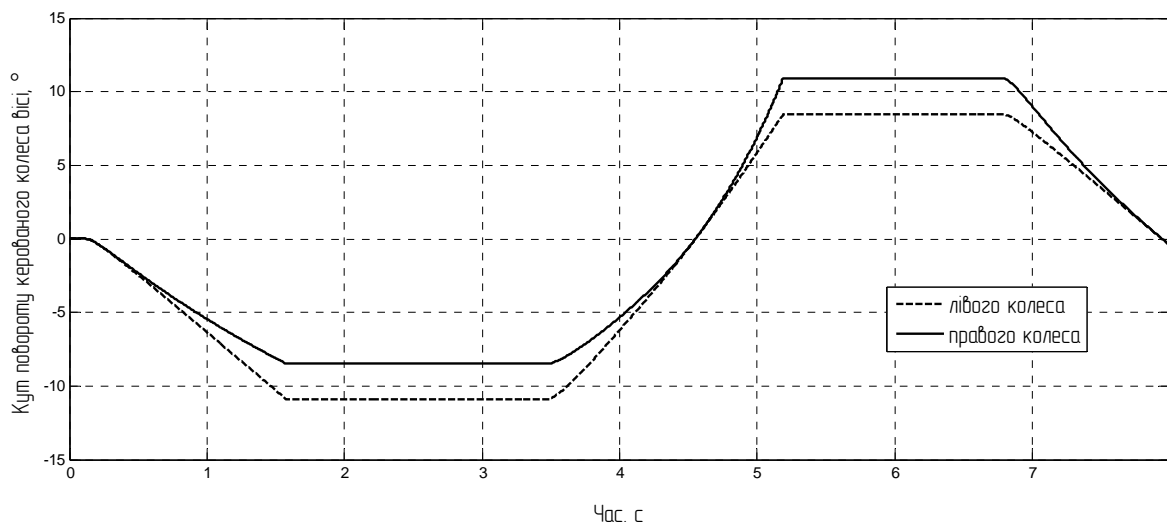


Рисунок 7 – Результати повороту коліс керованої вісі напівпричепа.

**Висновки.** Заходи щодо змін у конструкції рами та підвіски базового напівпричепа дозволили залишити незмінною колію коліс та міжосьову відстань, а також конструкцію не зазначених вище елементів базового напівпричепа. Суттєвого перетворення набули балка вісі та цапфи, до конструкції осей добавлені гідравлічні циліндри та поперечна тяга трапеції. До того ж усі заново спроектовані вузли є уніфікованими для всіх осей напівпричепа. Загальна маса напівпричепа при здійсненні зазначених змін збільшиться на 500 кг у порівнянні з базовим варіантом.

Тестування складеної Simscape-моделі (рис. 7) показало відповідність отриманих результатів попереднім, [2]. Тобто, цю модель можна надалі використовувати разом із Simscape-моделлю гідроприводу управління керованими осями напівпричепа, [3] для формування комплексної Simscape-моделі автопоїзда з керованими осями напівпричепа.

**Список літератури:** 1. Продукція компанії V.S.E. Vehicle Systems Engineering B.V. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.v-s-e.nl>. – Назва з екрану. 2. Лиходій О. С. Визначення оптимальних параметрів кермових трапецій керованих осей напівпричепа // «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2013. – №30 (1003). – С. 49-54. 3. Лиходій О.С. Імітаційне моделювання гідроприводу управління поворотом керованих коліс причіпної техніки [Текст] // Вісник СевНТУ. – Севастополь : СевНТУ, 2013. – №143. – С. 134-138. 4. Бурков М. С. Специализированный подвижной состав автомобильного транспорта. Учеб. пособие для студентов вузов, – 3-е изд., перераб. и доп. – М., «Транспорт», 1979, 296 с. 5. Автомобили: Специализированный подвижной состав: Учеб. Пособие / М. С. Высоцкий, А. И. Гришкевич, Л. Х. Гилелес и др.; Под ред. М. С. Высоцкого, А. И. Гришкевича. – Мн.: Выш. шк., 1989. – 240с.: ил. – ISBN 5-339-00156-3. 6. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование для гидроприводов строительных, дорожных и

коммунальных машин. Каталог-справочник / В. А. Васильченко, С. А. Житкова, Л. С. Акользина. – М: ЦНИИТЭстроймаш, 1978. – 476с.

**Bibliography (transliterated):** 1. The company's products V.S.E. Vehicle Systems Engineering B.V. [Electronic resource]. - Mode of access: <http://www.vse.nl>. - The name of the screen. 2. *Lyhodyi O.S.* Defining the optimal parameters of steering trapezoid driven axle semitrailer // "KPI". Series: Automotive and tractor. - H.: NTU "KPI", 2013. - № 30 (1003). - P. 49-54. 3. *Lyhodyi O.S.* Simulation of hydraulic drive control by turning the steering wheels of trailers [Text] // Bulletin SevNTU. - Sevastopol SevNTU, 2013. - № 143. - P. 134-138. 4. *Burkov M.S.* Specialized rolling road transport. Textbook. manual for students - 3rd ed. , rev . and add. - M., "Transport", 1979, 296 p. 5. Cars: Specialized rolling : Proc . Manual / *M.S. Vysotsky, A.I. Grishkevich, L.H. Gileles etc.*; Ed. *M.S. Vysotsky, A.I. Grishkevich.* - Mn.: Your. wk., 1989. – 240p.: Il. - ISBN 5-339-00156-3. 6. *Vasilchenko V.A.* Hydraulic equipment hydraulic drives for road building and utility vehicles. Katolog Directory / *V.A. Vasilchenko, S.A. Zhitkova, L.S. Akolzina.* - M: TsNIITEstroy mash, 1978. – 476p.

*Надійшла (received) 05.03.2014*



## РЕФЕРАТИ

УДК 621.83.062

**Перспективні трансмісії колісних тракторів / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко, А. П. Кожушко, С. С. Пелипенко, М. О. Мітцель // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2014. – № 10 (1053). – С. 3–10. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.**

В умовах ринкової економіки вибір оптимального типу трансмісії для тракторів різної потужності, призначення і конкретних умов експлуатації є одним з найважливіших завдань, які ставляться перед виробниками сільськогосподарської техніки. Саме тому в роботі розглянуто тенденції розвитку трансмісій колісних тракторів, наведені й проаналізовані перспективні трансмісії на прикладі ринків розвинених країн - західноєвропейських ринків, де застосовуються самі передові технології для обробки ґрунту. Встановлено, що на даний момент спостерігається: істотне збільшення на тракторах безступінчатих трансмісій, зокрема гідрооб'ємно -механічних; збільшення на тракторах потужністю до 50 кВт безступінчатих трансмісій з механічним варіатором, які, як правило, не застосовуються на тракторах більшої потужності через підвищений знос контактних поверхонь варіатора; початок робіт по створенню зразків колісних тракторів з безступінчатими електромеханічними трансмісіями, однак, поки немає ніяких даних за якими можна було б порівняти електромеханічні трансмісії з іншими типами трансмісій; збільшення потужностних діапазонів коробок передач, які перемикаються під навантаженням, впровадження системи автоводіння, записи типових операцій і автоматичного управління перемиканням передач.

**Ключові слова:** трактор, трансмісія, ступінчаста механічна трансмісія, безступінчата трансмісія, гідрооб'ємно - механічна трансмісія, Fendt.

УДК 621.43.068.4

**Стендові випробування автотракторного дизеля 2Ч10,5/12 за стандартизованими циклами для визначення ефективності роботи ФТЧ / С.О. Вамболь, О.П. Строков, О.М. Кондратенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2014. – № 10 (1053). – С. 11–18. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-6840.**

Проведено стендові випробування автотракторного дизеля 2Ч10,5/12, випускна система якого оснащена фільтром твердих частинок, розробленим у відділі ПЕУ ПММаш НАНУ. Отримано характеристики токсичності відпрацьованих газів цього дизеля шляхом прямих вимірювань та із застосуванням відомої формули перерахунку. При аналізі результатів випробувань до них застосовано стандартизований підхід, що міститься у нормах токсичності автотранспортних засобів Європейської Спільноти, які чинні і на території України та Російської Федерації.

**Ключові слова:** екологічна безпека, поллютанти, фільтр твердих частинок, енергетичні установки, двигуни внутрішнього згорання, норми токсичності.

УДК 631.01

**Динамічна модель землерийно-транспортної машини в перехідних режимах руху / В.А. Шевченко, М. В. Краснокутський // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 10 (1053). – С. 19–26. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-6840.**

Запропонована динамічна модель на всіх етапах робочого циклу автогрейдера при роботі з несталою навантаженням. Розроблено диференціальні рівняння, які описують рух і роботу ЗТМ. Описано перехідні процеси динамічної характеристики двигуна ЗТМ при їх роботі. Визначено залежність між коефіцієнтом буксування і тяговим зусиллям ЗТМ. Ісследовать режими навантаження двигуна на різних етапах робочого циклу. Зроблено аналіз розгону- гальмівних режимів руху ЗТМ на протязі одного робочого циклу. Розв'язано систему диференціальних рівнянь, які дозволили описати не тільки рух автогрейдера, а й визначити питому витрату палива двигуна автогрейдера в перехідних режимах роботи з урахуванням його динамічної характеристики.

**Ключові слова:** землерийно-транспортні машини, перехідні режими роботи, динамічна модель, двигун, ґрунт, будівельні і дорожні машини, коробка передач, несталої характер навантаження, потужність, паливна економічність, автогрейдер, різання, буксування, фрикційна муфта.

УДК 629.436

**Покращення екологічних показників колісного трактора використанням газового палива / О.В. Захарчук // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2014. – № 10 (1053). – С. 27–32. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.**

---

З використанням математичної моделі проведено теоретичні дослідження екологічних показників колісного трактора на основі експериментальних стендових досліджень газового двигуна. Експериментальними дослідженнями колісного трактора МТЗ-80 з газовим двигуном перевірена адекватність математичної моделі. Зроблено висновки, що застосування газового палива дозволяє значно покращити екологічні показники колісного трактора з переобладнанням з дизеля газовим двигуном.

**Ключові слова:** математична модель, колісний трактор, газовий двигун, їздовий цикл, шкідливі викиди.

УДК 629.114

**Моделювання динаміки гальмування трактора з одновісним причепом без блокування коліс / М. П. Холодов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2014. – № 10 (1053). – С. 33–39. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-6840.**

Тракторні поїзди є основним транспортним засобом у сільськогосподарському виробництві. Гальмівні властивості тракторних поїздів роблять значний вплив на безпеку руху, особливо на дорогах загального користування при русі з автомобілями в одному транспортному потоці. Тому динаміки гальмування тракторних поїздів присвячено значну кількість монографій, статей і дисертацій. Однак загальним недоліком відомих робіт є помилка у визначенні точки докладання гальмівної сили до незаблокованих колесу.

Грунтуючись на своїх раніше проведених дослідженнях, була отримана математична модель процесу гальмування тракторного поїзда (у складі колісного трактора і одноосного причепа) на межі блокування коліс. Визначено коефіцієнти розподілу загальної гальмівної сили тракторного поїзда на передню, задню вісь трактора, і вісь причепа; з урахуванням коефіцієнта стійкості.

**Ключові слова:** розподіл гальмівних сил, тракторний поїзд, динаміка, гальмування, причіп, трактор, стійкість, коефіцієнт зчеплення

УДК 629.017:681.532.58

**Анализ влияния конструктивных параметров автомобиля и параметров движения на область устойчивости адаптивной системы управления торможением / С.Н. Шуклинов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2014. – № 10 (1053). – С. 40–47. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.**

Представлені результати аналізу впливу конструктивних параметрів автомобіля та параметрів руху на область стійкості адаптивної автоматичної та автоматизованої системи керування гальмуванням автомобіля. Розглянуто адаптивні гальмівні системи з автоматизованим і частково автоматизованим гальмівним приводами – у випадку адаптивного регулятора, який впливає на основний контур керування, та у випадку його інтегрування у основний контур керування.

**Ключові слова:** автомобіль, гальмування, адаптивна система, система керування, стійкість, уповільнення, помилка керування, дія яка коректує.

УДК 629.7

**Аналіз термомеханічних параметрів плетільно-пултрузионного процесу формування композитних стержнів для силових автомобільних конструкцій / А. П. Кравченко, В. А. Коструб // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 10 (1053). – С. 48–54. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-6840**

Проведено аналіз процесу полімеризації композиційних стержневих складноармованих елементів, що використовуються в якості елементів силового набору автомобільних конструкцій. Визначено ступені затвердіння сполучного, яке проводилося методом екстракції розчинником фракції сполучного, не пов'язаного хімічно з полімерною сіткою. Надано рекомендації щодо оптимального вибору технологічних параметрів.

**Ключові слова:** композитний стрижень, техпроцес, полімеризація, армуюче волокно, зв'язуючи, ролтрузія, ступінь наповнення.

УДК 621.43+621.43.016.4+681.518

**Обґрунтування структури вимірювального комплексу для дослідження роботи двигуна внутрішнього згорання транспортного засобу з системою прогріву й тепловим акумулятором в процесі пуску і прогріву / Ю. Ф. Гутаревич, І. В. Грицук, Д. С. Адров, А. П. Комов, Д. М. Тріфонов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – №10 (1053). – С. 55–62. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-6840.**

У статті описана структура інформаційного комплексу для дослідження роботи двигуна внутрішнього згоряння транспортного засобу з системою прогріву і тепловим акумулятором в процесі пуску і прогріву. Комплекс дозволяє проводити дистанційну оцінку параметрів роботи та теплової підготовки двигуна в структурі інтелектуальних транспортних систем.

**Ключові слова:** транспортний засіб, випробування, двигун внутрішнього згоряння, вимірний комплекс, тепловий акумулятор, бортовий інтелектуальний діагностичний комплекс.

УДК 656.13.002.3

**Оцінка властивостей антифризу при експлуатації легкових автомобілів / В. П. Волков, М.І. Наглюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 10 (1053). – С. 63–66. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-6840.**

Наведені результати зміни основних показників якості антифризів в залежності від кількості витраченого палива та пробігу при експлуатації легкових автомобілів. При виконанні технічного обслуговування по заміні антифриза з допомогою ендоскопа проводилась оцінка стану поверхні деталей системи охолодження.

**Ключові слова:** антифриз, паливо, пробіг, автомобіль, експлуатація.

УДК 629.3.016

**Дослідження впливу гірських умов на основні техніко-експлуатаційні показники роботи двигуна ЗМЗ-5234.10 / В.М. Мельник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2014. – № 10 (1053). – С. 67–72. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-6840.**

Пропонуються аналітичні дослідження основних техніко-експлуатаційних показників роботи двигуна ЗМЗ-5234.10 на газовому вуглеводневому паливі та бензині в умовах високогір'я і порівняльна оцінка аналогічних показників у звичайних умовах роботи двигуна. Зроблені висновки та аналіз отриманих результатів і створена база для подальших лабораторних та експлуатаційних досліджень.

**Ключові слова:** гірські умови, тиск, температура, дослідження, техніко-експлуатаційні показники, оцінка

УДК 629.017

**Принципи й рівні формування інтелектуалізованих технологічних систем технічного обслуговування і ремонту засобів автомобільного транспорту / Ю.В. Дудкалов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2014. – № 10 (1053). – С. 73–83. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-6840.**

У статті для обґрунтування принципів інтелектуалізації виконаний структурно-функціональний аналіз технологічних систем технічного обслуговування й ремонту засобів автомобільного транспорту з використанням системно-процесного моделювання із застосуванням апарата теорії множин. Установлені ієрархічні рівні й послідовні стадії інтелектуалізації функцій технологічних систем, які відображають ієрархію від рівня робочого місця до рівня автомобілебудівного підприємства або їх регіональних об'єднань включно. Визначені зміст часткової, повної й комплексної інтелектуалізації і їх математичні моделі з урахуванням тріади тріад функцій для структурно-помітних шарів технологічної системи. Запропоновані основні ознаки порівняння різних галузевих транспортних доктрин, що стосуються технологічних систем технічного обслуговування й ремонту автомобілів. Обґрунтовані принципи формування цих інтелектуалізованих технологічних систем, які встановлюються вимогами галузевої транспортної доктрини розвитку транспортного комплексу України.

**Ключові слова:** засобу автомобільного транспорту, експлуатація, технічне обслуговування, ремонт, інтелектуалізація, принципи формування, структурний рівень.

УДК 539.3:629.3.027.52

**Прогнозування усталостного ресурсу пневматичних шин з урахуванням старіння властивостей матеріалів в процесі експлуатації/ А.А. Ларин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2014. – № 10 (1053). – С. 84–94. – Бібліогр.: 221 назв. – ISSN 2078-6840.**

Робота присвячена створенню підходу до прогнозування втомленого ресурсу та процесу накопичення нелокалізованої пошкоджуваності в пневматичних шинах, який враховує випадкову варіацію частоти циклу навантаження шини та деградаційні процеси в її матеріалах (старіння).

**Ключові слова:** пневматична шина, надійність, ресурс, втома, старінні гумоподібних матеріалів, еластоміри.

---

УДК 629.3+504

**Впровадження класів економічності автомобілів на Україні / А.О.Борисенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2014. – № 10 (1053). – С. 95–99. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.**

В роботі проведено аналіз та дослідження існуючих класів економічності автомобілів. Проведено обґрунтування необхідності впровадження класів економічності автомобілів на Україні. Запропоновано застосування спеціальних стікерів, які інформують покупців автомобілів про реальну витрату палива і рівні викидів шкідливих речовин в повітря. Зроблені висновки щодо доцільності впровадження класів економічності автомобілів на Україні.

**Ключові слова** гібридний автомобіль, електромобіль, класи економічності, витрата палива, екологічна чистота, стікер.

УДК 629.33

**Підвищення якості та надійності адаптивної підвіски автомобіля в умовах експлуатації на основі використання нейро-фаззі регуляторів / В. М. Шуляков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 10 (1053) . – С. 100–104 . – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.**

У статті розглянута задача підвищення якості та надійності адаптивної підвіски автомобіля в умовах експлуатації на основі використання нейро-фаззі регуляторів. Проведено огляд трьох видів адаптивних підвісок. В різних умовах експлуатації розглянуто використання адаптивних нейро-фаззі регуляторів у системі управління підвіскою. Використання нейро-фаззі регуляторів дозволило покращити якість перехідних процесів при регулюванні.

**Ключові слова:** адаптивна підвіска, автомобіль, експлуатація, нейро-фаззі регулятор, метод субтрактивної кластеризації, демпфування.

УДК 621.83/.85; 62-585; 621.817

**Системи контролю точності зубчастих коліс / О. Н. Щebetун // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2014. – № 10 (1053). – С. 105–110. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.**

Відмінністю реального формоутворення від номінального є наявність відхилень геометрії реальних профілів від номінальних. Управління не можливо без контролю. Модель процесу реального формоутворення повинна відображати фактори, що обумовлюють похибки, з урахуванням зв'язків між ними. Грунтуючись на даних системах контролю, існують можливості побудови високоточної системи контролю зубчастих коліс, яка забезпечувала б потрібні експлуатаційні показники.

**Ключові слова:** системи отримання інформації, по елементний контроль, структура факторного контролю, технологічна система.

УДК 629.1.032

**Особливості розрахунку торсіонної підвіски транспортних засобів / В.В. Дущенко, О.Н. Агапов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2014. – № 10 (1053). – С. 111–120. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-6840.**

Розглянуто особливості розрахунку параметрів торсіонної підвіски транспортних засобів, що до забезпечення максимального динамічного ходу, при заданій довжині торсіона, відповідно до необхідної приведені жорсткості підвіски. Методика дозволяє підвищити точність розрахунків параметрів торсіонної підвіски, що позитивно позначиться на плавності ходу транспортного засобу.

**Ключові слова:** транспортний засіб, власні частоти коливань, торсіонна підвіска, приведена жорсткість підвіски, довжина торсіона, діаметр торсіона.

УДК683.03

**Дослідження роботи зчипних пристроїв розчленованих транспортних засобів за допомогою графів / Р.В. Зінько, І.С. Лозовий, О.М. Бадейнов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2014. – № 10 (1053). – С. 121–128. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2078-6840.**

Запропоновано використання графів для побудови математичної моделі роботи розчленованого транспортного засобу з тягово-зчипними пристроями різної конструкції. Розрахункова схема формується на основі графа структури конструктивної схеми розчленованої транспортної машини. Далі записується граф структури рівнів узагальнених координат математичної моделі. Це дозволяє побудувати математичну модель відповідної складності залежно до поставлених завдань досліджень .

**Ключові слова:** розчленовані транспортні засоби, тягово-зчипні пристрої.

УДК 621.436

**Транспорт та енергетичні комплекси з тепловими насосами / М. Г. Куць // Вісник НТУ «ХПІ».** Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2014. – № 10 (1053). – С. 129–137. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-6840.

Розроблена фізико-математична модель роботи складного відкритого енергетичного комплексу з використанням теплового насоса. Показано, що найбільш ефективна робота реалізується при мінімальній енергії активації і в резонансних умовах. Обумовлений принцип роботи парового двигуна в якості теплового насоса. Показано, що вентилятор, компресор, турбіна, електромагнітний мотор-генератор і намагнічений ферит в поздовжньому резонансі являються тепловими насосами.

**Ключові слова:** тепловий двигун, електромагнітний двигун, тепловий насос, транспорт.

УДК 621.436

**Моделювання перехідних процесів автомобільного дизеля з турбонадувом / С. І. Тирловий // Вісник НТУ «ХПІ».** Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2014. – № 10 (1053). – С. 138–145. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-6840.

Показаний підхід і деякі результати моделювання перехідних і часткових режимів, включаючи холостий хід високооборотного дизельного двигуна з системою газотурбінного наддуву, що дозволяє оцінити шляхову витрату таких двигунів у складі транспортної установки в міському циклі або в інших умовах експлуатації, в тому числі при використанні різних агрегатів турбонадува, палив, типу і ступенів зносу паливної апаратури.

**Ключові слова:** газотурбінний наддув, циклова подача, перехідні процеси дизелів, шляховий витрата палива, паливний насос.

УДК 629.113.014

**Імітаційне моделювання керованої осі напівпричепи / О. С. Лиходій // Вісник НТУ «ХПІ».** Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2014. – № 10 (1053). – С. 146–152. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-6840.

У статті скомпоновані елементи керованої осі на базі існуючого напівпричепи Fliegl з подальшими рекомендаціями з переобладнання. Складені розрахункові схеми керованої осі і, як наслідок, її Simscare-модель, яку можна надалі використовувати як модель гідроприводу управління керованими осями напівпричепи, для формування комплексної Simscare-моделі автопоїзда з керованими осями напівпричепи.

**Ключові слова:** керована вісь, steer-by-wire, рульова трапеція.

## РЕФЕРАТЫ

УДК 621.83.062

**Перспективные трансмиссии колесных тракторов / В. Б. Самородов, А. И. Бондаренко, А. П. Кожушко, Е. С. Пелипенко, Н. А. Митцель // Вестник НТУ «ХПІ».** Серія: Автомобіле- и тракторостроение, 2014. – № 10 (1053). – С. 3–10. – Библиогр.: 11 наим. – ISSN 2078-6840.

В условиях рыночной экономики выбор оптимального типа трансмиссии для тракторов разной мощности, назначения и конкретных условий эксплуатации является одной из важнейших задач, которые ставятся перед производителями сельскохозяйственной техники. Именно поэтому в работе рассмотрены тенденции развития трансмиссий колесных тракторов, приведены и проанализированы перспективные трансмиссии на примере рынков развитых стран - западноевропейских рынков, где применяются самые передовые технологии для обработки грунта. Установлено, что на данный момент наблюдается: существенное увеличение на тракторах бесступенчатых трансмиссий, в частности гидрообъемно-механических; увеличение на тракторах мощностью до 50 кВт бесступенчатых трансмиссий с механическим вариатором, которые, как правило, не применяются на тракторах большей мощности из-за повышенного износа контактных поверхностей вариатора; начало работ по созданию образцов колесных тракторов с бесступенчатыми электромеханическими трансмиссиями, однако, пока нет никаких данных по которым можно было бы сравнить электромеханические трансмиссии с другими типами трансмиссий; увеличение мощностных диапазонов коробок передач, которые переключаются под нагрузкой, внедрения системы автовождения, записи типичных операций и автоматического управления переключением передач.

**Ключевые слова:** трактор, трансмиссия, ступенчатая механическая трансмиссия, бесступенчатая трансмиссия, гидрообъемно-механическая трансмиссия, Fendt.

---

УДК 621.43.068.4

**Стендовые испытания автотракторного дизеля 2410,5/12 по стандартизованным циклам для определения эффективности работы ФТЧ / С.А. Вамболь, А.П. Строков, А.Н. Кондратенко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение, 2014. – № (1053). – С. 11–18. – Библиогр.: 9 наим.**

Проведены стендовые испытания автотракторного дизеля 2410,5/12, выпускная система которого оснащена фильтром твердых частиц, разработанным в отделе ПЭУ ИПМаш НАНУ. Получены характеристики токсичности отработавших газов ОГ этого дизеля путем прямых измерений и с применением известной формулы пересчета. При анализе результатов испытаний к ним применены стандартизованные подходы, содержащиеся в нормах токсичности ОГ автотранспортных средств Европейского Союза, которые действительны и на территории Украины и Российской Федерации.

**Ключевые слова:** экологическая безопасность, поллютанты, фильтр твердых частиц, энергетические установки, двигатели внутреннего сгорания, нормы токсичности.

УДК 631.01

**Динамическая модель землеройно – транспортной машины в переходных режимах движения / В.А. Шевченко, М. В. Краснокутский // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. - X. : НТУ «ХПИ», 2014. - № 10 (1053). - С. 19–26. - Библиогр.: 12 наим. - ISSN 2078-6840.**

Предложена динамическая модель на всех этапах рабочего цикла автогрейдера при работе с неустановившейся нагрузкой. Разработаны дифференциальные уравнения, описывающие движение и работу ЗТМ. Описаны переходные процессы динамической характеристики двигателя ЗТМ при их работе. Определена зависимость между коэффициентом буксования и тяговым усилием ЗТМ. Исследованы режимы нагрузки двигателя на разных этапах рабочего цикла. Сделан анализ разгона – тормозных режимов движения ЗТМ в течение одного рабочего цикла. Решена система дифференциальных уравнений, которые позволили описать не только движение автогрейдера, но и определить удельный расход топлива двигателя автогрейдера в переходных режимах работы с учетом его динамической характеристики.

**Ключевые слова:** землеройно – транспортные машины, переходные режимы работы, динамическая модель, двигатель, грунт, строительные и дорожные машины, коробка передач, неустановившейся характер нагрузки, мощность, топливная экономичность, автогрейдер, резки, буксировки, фрикционная муфта.

УДК 629.436

**Улучшение экологических показателей колесного трактора использованием газового топлива / О.В. Захарчук // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2014. – № 10 (1053). – С. 27–32. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2078-6840.**

С использованием математической модели проведены теоретические исследования экологических показателей колесного трактора на основе экспериментальных стендовых исследований газового двигателя. Экспериментальными исследованиями колесного трактора МТЗ-80 с газовым двигателем проверена адекватность математической модели. Сделаны выводы, что применение газового топлива позволяет значительно улучшить экологические показатели колесного трактора с переоборудованным из дизеля газовым двигателем.

**Ключевые слова:** математическая модель, колесный трактор, газовый двигатель, ездовой цикл, вредные выбросы.

УДК 629.114

**Моделирование динамики торможения трактора с одноосным прицепом без блокирования колес / М. П. Холодов // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение, 2014. – № 10 (1053). – С. 33–39. – Библиогр.: 12 наим.**

Тракторные поезда являются основным транспортным средством в сельскохозяйственном производстве. Тормозные свойства тракторных поездов оказывают значительное влияние на безопасность движения, особенно на дорогах общего пользования при движении с автомобилями в одном транспортном потоке. Поэтому динамика торможения тракторных поездов посвящено значительное количество монографий, статей и диссертаций. Однако общим недостатком известных работ является ошибка в определении точки приложения тормозной силы к незаблокированным колесу.

Основываясь на своих ранее проведенных исследованиях, была получена математическая модель процесса торможения тракторного поезда (в составе колесного трактора и одноосного прицепа) на грани блокировки колес. Определены коэффициенты распределения общей тормозной силы тракторного поезда на переднюю, заднюю ось трактора, и ось прицепа, с учетом коэффициента устойчивости.

**Ключевые слова:** распределение тормозных сил, тракторный поезд, динамика, торможение, прицеп, трактор, устойчивость, коэффициент сцепления

УДК 629.017:681.532.58

**Анализ влияния конструктивных параметров автомобиля и параметров движения на область устойчивости адаптивной системы управления торможением / С.Н. Шуклинов // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение, 2014. – № 10 (1053). – С. 40–47. – Библиогр.: 11 наим. – ISSN 2078-6840.**

Представлены результаты анализа влияния конструктивных параметров автомобиля и параметров движения на область устойчивости адаптивной автоматической и автоматизированной системы управления торможением. Рассмотрены адаптивные тормозные системы с автоматизированным и частично автоматизированным тормозными приводами – в случае адаптивного регулятора воздействующего на основной контур управления и в случае его интегрирования в основной контур управления.

**Ключевые слова:** автомобиль, торможение, адаптивная система, система управления, устойчивость, замедление, ошибка управления, корректирующее воздействие.

УДК 629.7

**Анализ термокинетических параметров плетельно-пултрузионного процесса формирования композитных стержней для силовых автомобильных конструкций / А. П. Кравченко, В. А. Коструб // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. - X. : НТУ «ХПИ», 2014. – № 10 (1053). – С. 48–54. – Библиогр.: 5 наим. – ISSN 2078-6840**

Проведен анализ процесса полимеризации композиционных стержневых складноармованных элементов, используемых в качестве элементов силового набора автомобильных конструкций. Определены степени отверждения связующего, которое проводилось методом экстракции растворителем фракции связующего, не связанного химически с полимерной сеткой. Даны рекомендации по оптимальному выбору технологических параметров.

**Ключевые слова:** композитный стержень, техпроцесс, полимеризация, армирующее волокно, связывающая, ролтрузия, степень наполнения.

УДК 621.43 +621.43.016.4 +681.518

**Обоснование структуры измерительного комплекса для исследования работы двигателя внутреннего сгорания транспортного средства с системой прогрева и тепловым аккумулятором в процессе пуска и прогрева / Ю. Ф. Гутаревич, И. В. Грицук, Д. С. Адров, А. П. Комов, Д. М. Трифионов // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. - X. : НТУ «ХПИ», 2014. - № 10 (1053). - С. 55–62. - Библиогр.: 15 назв. – ISSN 2078-6840.**

В статье описана структура информационного комплекса для исследования работы двигателя внутреннего сгорания транспортного средства с системой прогрева и тепловым аккумулятором в процессе пуска и прогрева. Комплекс позволяет проводить дистанционную оценку параметров работы и тепловой подготовки двигателя в структуре интеллектуальных транспортных систем.

**Ключевые слова:** транспортное средство, испытание, двигатель внутреннего сгорания, измерительный комплекс, тепловой аккумулятор, бортовой интеллектуальный диагностический комплекс.

УДК 656.13.002.3

**Оценка свойств антифриза при эксплуатации легковых автомобилей / В. П. Волков, Н.И. Наглюк // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле-и тракторостроение. - X.: НТУ «ХПИ», 2014. - № 10 (1053). - С. 63–66. - Библиогр.: 9 наим. - ISSN 2078-6840.**

Приведены результаты изменения основных показателей качества антифриза в зависимости от количества израсходованного топлива и пробега при эксплуатации легковых автомобилей. При виконанні технічного обслуговування по заміні антифризу за допомогою ендоскопа здійснювалася оцінка стану поверхні деталей системи охолодження.

**Ключевые слова:** антифриз, топливо, пробег, автомобиль, эксплуатация.

---

УДК 629.3.016

**Исследование влияния горных условий на основные технико-эксплуатационные показатели работы двигателя ЗМЗ-5234.10 / В.М. Мельник // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение, 2014. – № 10 (1053). – С. 67–72. – Библиогр.: 6 наим. – ISSN 2078-6840.**

Предлагаются аналитические исследования основных технико-эксплуатационных показателей работы двигателя ЗМЗ-5234.10 на газовом углеводородном топливе и бензине в условиях высокогорья и сравнительная оценка аналогичных показателей в обычных условиях работы двигателя. Сделанные выводы и анализ полученных результатов и создана база для дальнейших лабораторных и эксплуатационных исследований.

**Ключевые слова:** горные условия, давление, температура, исследования, технико-эксплуатационные показатели, оценка

УДК 629.017

**Принципы и уровни формирования интеллектуализированных технологических систем технического обслуживания и ремонта средств автомобильного транспорта / Ю.В. Дудукалов // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле - и тракторостроение, 2014. - № 10 (1053). - С. 73-83. - Библиогр.: 12 назв. - ISSN 2078-6840.**

В статье для обоснования принципов интеллектуализации выполнен структурно - функциональный анализ технологических систем технического обслуживания и ремонта средств автомобильного транспорта с использованием системно - процессного моделирования с применением аппарата теории множеств . Установленные иерархические уровни и последовательные стадии интеллектуализации функций технологических систем , которые отражают иерархию от уровня рабочего места до уровня автомобилестроительного предприятия или их региональных объединений включительно. Определены содержание частичной , полной и комплексной интеллектуализации и их математические модели с учетом триады триад функций для структурно - различимых слоев технологической системы . Предложены основные признаки сравнения различных отраслевых транспортных доктрин , касающихся технологических систем технического обслуживания и ремонта автомобилей. Обоснованы принципы формирования этих интеллектуализированных технологических систем , которые устанавливаются требованиями отраслевой транспортной доктрины развития транспортного комплекса Украины.

**Ключевые слова:** средства автомобильного транспорта , эксплуатация , техническое обслуживание , ремонт , интеллектуализация , принципы формирования , структурный уровень .

**Прогнозирование усталостного ресурса пневматических шин с учетом старения свойств в процессе эксплуатации / А.А. Ларин // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле - и тракторостроение, 2014. - № 10 (1053). - С. 84-94. - Библиогр. : 21 названий . - ISSN 2078-6840.**

Работа посвящена созданию подхода к прогнозированию втомленевого ресурса и процесса накопления нелокализованной повреждаемости в пневматических шинах , учитывающий случайную вариацию частоты цикла нагрузки шины и деградационные процессы в ее материалах (старение ) .

**Ключевые слова:** пневматическая шина, надежность, ресурс, усталость, старении резиноподобных материалов, эластомеры.

УДК 629.3+504

**Внедрение классов экономичности автомобилей на Украине / А. О. Борисенко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение, 2014. – № 10 (1053). – С. 95–99. – Библиогр.: 10 наим. – ISSN 2078-6840.**

В работе проведен анализ и исследование существующих классов экономичности автомобилей. Проведено обоснование необходимости внедрения классов экономичности автомобилей на Украине. Предложено применение специальных стикеров, информирующих покупателей автомобилей о реальном расходе топлива и уровне выбросов вредных веществ в воздух. Сделаны выводы о целесообразности внедрения классов экономичности автомобилей на Украине.

**Ключевые слова:** гибридный автомобиль, электромобиль, классы экономичности, расход топлива, экологическая чистота, стикер.

УДК 629.33

**Повышение качества и надежности адаптивной подвески автомобиля в условиях эксплуатации на основе использования нейро-фаззи регуляторов / В. Н. Шуляков // Вестник НТУ**



«ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2014. – № 10 (1053) . – С. 100–104. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN ISSN 2078-6840.

В статье рассмотрена задача повышения качества и надежности адаптивной подвески автомобиля в условиях эксплуатации на основе использования нейро-фаззи регуляторов. Проведен обзор трех видов адаптивных подвесок. В различных условиях эксплуатации рассмотрено использование адаптивных нейро-фаззи регуляторов в системе управления подвеской. Использование нейро-фаззи регуляторов позволило улучшить качество переходных процессов при регулировании.

**Ключевые слова:** адаптивная подвеска, автомобиль, эксплуатация, нейро-фаззи регулятор, метод субтрактивной кластеризации, демпфирование.

УДК 621.83/85; 62-585; 621.817

**Системы контроля точности зубчатых колес / О. Н. Щebetун // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение, 2014. – № 10 (1053). – С. 105–110. – Библиогр.: 10 наим. – ISSN 2078-6840.**

Отличием реального формообразования от номинального является наличие отклонений геометрии реальных профилей от номинальных. Управление невозможно без контроля. Модель процесса реального формообразования должна отражать факторы, обуславливающие погрешности, с учетом связей между ними. Основываясь на данных системах контроля, существуют возможности построения высокоточной системы контроля зубчатых колес, которая обеспечивала бы требуемые эксплуатационные показатели.

**Ключевые слова:** системы получения информации, по элементный контроль, структура факторного контроля, технологическая система.

УДК 629.1.032

**Особенности расчета торсионной подвески транспортных средств / В.В. Душенко, О.Н. Агапов // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение, 2014. – № 10 (1053). – С. 111–120. – Библиогр.: 10 наим. – ISSN 2078-6840.**

Рассмотрены особенности расчета параметров торсионной подвески транспортных средств, при которых обеспечивается максимальный динамический ход, при заданной длине торсиона, в соответствии с требуемой приведенной жесткостью подвески. Методика позволяет повысить точность расчетов параметров торсионной подвески, что положительно скажется на плавности хода транспортного средства.

**Ключевые слова:** транспортное средство, собственные частоты колебаний, торсионная подвеска, приведена жесткость подвески, длина торсиона, диаметр торсиона.

УДК683.03

**Исследование работы сцепных устройств расчлененных транспортных средств с помощью графов / Р.В. Зинько, И.С. Лозовой, О.М. Бадейнов // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение, 2014. – № 10 (1053). – С. 121–128. – Библиогр.: 16 наим. – ISSN 2078-6840.**

Предложено использование графов для построения математической модели работы расчлененного транспортного средства с тягово-сцепными устройствами различной конструкции. Расчетная схема формируется на основе графа структуры конструктивной схемы расчлененной транспортной машины. Далее записывается граф структуры уровней обобщенных координат математической модели. Это позволяет построить математическую модель соответствующей сложности зависимо к поставленным заданиям исследований.

**Ключевые слова:** расчлененные транспортные средства, тягово-сцепные устройства.

УДК 621.436

**Транспорт и энергетические комплексы с тепловыми насосами / Н. Г. Куц // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле - и тракторостроение, 2014. - № 10 (1053). - С. 129–137. - Библиогр.: 13 назв. - ISSN 2078-6840.**

Разработана физико – математическая модель работы сложного открытого энергетического комплекса с использованием теплового насоса. Показано, что наиболее эффективная работа реализуется при минимальной энергии активации и в резонансных условиях. Обусловлен принцип работы парового двигателя в качестве теплового насоса. Показано, что вентилятор, компрессор, турбина, электромагнитный мотор-генератор и намагниченный феррит в продольном резонансе являются тепловыми насосами.

**Ключевые слова:** тепловой двигатель, электромагнитный двигатель, тепловой насос, транспорт.

---

УДК 621.436

**Моделирование переходных процессов автомобильного дизеля с турбонаддувом / С. И. Тырловой** // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение, 2014. – № 10 (1053). – С. 138–145. – Библиогр.: 13 наим. – ISSN 2078-6840.

Показан подход и некоторые результаты моделирования переходных и частичных режимов, включая холостой ход высокооборотного дизельного двигателя с системой газотурбинного наддува, что позволяет оценить путевой расход таких двигателей в составе транспортной установки в городском цикле или в других условиях эксплуатации, в том числе при использовании различных агрегатов турбонаддува, топлив, типа и степени износа топливной аппаратуры.

**Ключевые слова:** газотурбинный наддув, цикловая подача, переходные процессы дизелей, путевой расход топлива, топливный насос.

УДК 629.113.014

**Имитационное моделирование управляемой оси полуприцепа / А. С. Лиходей** // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение, 2014. – № 10 (1053). – С. 146–152. – Библиогр.: 6 наим. – ISSN 2078-6840.

В статье скомпонованы элементы управляемой оси на базе существующего полуприцепа Fliegl с последующими рекомендациями по переоборудованию. Составлены расчетные схемы управляемой оси и, как следствие, ее Simscare-модель, которую можно в дальнейшем использовать как модель гидропривода управления управляемыми осями полуприцепа, для формирования комплексной Simscare-модели автопоезда с управляемыми осями полуприцепа.

**Ключевые слова:** управляемая ось, steer-by-wire, рулевая трапеция.

#### ABSTRACTS

**Perspective transmissions of the wheeled tractors / V. B. Samorodov, A. I. Bondarenko, A. P. Kozhushko, E. O. Pelipenko, N. A. Mitsel** // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 10 (1053). – P. 3–10. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-6840.

In the conditions of market economy the choice of optimum type of transmission for the tractors of different power setting and concrete external environments is one of major tasks which are put before the producers of agricultural technique. For this reason the progress trends of transmissions of the wheeled tractors are considered in work, resulted and analysed perspective transmissions on the example of markets of the developed countries – west-europe markets, where the most front-rank technologies are used for treatment of soil. It is set that is now observed: substantial increase on the tractors of no step transmissions in particular hydrostatic-mechanical; increase on tractors by power to 50 kVt no step transmissions with mechanical variable mechanism, which, as a rule, are not used on the tractors of greater power from the promoted wear of contact surfaces of variable mechanism; began works on creation of standards of the wheeled tractors with no step electromechanics transmissions, however, while there is no information on which it was possible to compare electromechanics transmissions to other types of transmissions; increase of powerful ranges of gear-boxes, introduction of the system of autodiving, record of typical operations and automatic control by switching of transmissions, which are commuted under loading.

**Keywords:** tractor, transmission, step mechanic transmission, continuously variable transmission, hydrostatic-mechanical transmission, Fendt.

**Bench tests of vehicle diesel engine 2Ch10.5/12 in a standardized cycles for defining of effective of operating of DPF / S.O. Vambol, O.P. Strovov, O.M. Kondratenko** // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 10 (1053). – P. 11–18. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-6840.

Bench tests of the vehicle diesel engine 2Ch10.5/12 with particulate matter filter (DPF) in its exhaust system was provide. The DPF was designed in the Piston plants dept. of the A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine (IPMash of NAS of Ukraine). Achieved the characteristics of emission of pollutants with exhaust gases of that internal combustion engine by direct measurements and by using of famous recalculation formula of prof. I.V. Parsadanov. When the results of tests was analyzing applied the standardized approaches which contained in exhaust emissions standards for vehicles of the European Union which are valid in Ukraine and Russian Federation. Data for evaluation of the woking parameters of the diesel engine, parameters of the toxicity of its exhaust gases and of efficiency indicators of the DPF are obtained by linear regression describing of the data that characterize the work of diesel on the following characteristics: the outside speed, load with rotational speed of the diesel

crankshaft of mode with the maximum torque, load with rotational speed of the diesel crankshaft of mode with maximum power, the characteristic of idling.

**Keywords:** environmental safety, pollutants, particulate matter filter, power plants, internal combustion engines, emission standards.

**The dynamic model of earth- transporter in transitional modes of motion / V. A. Shevchenko , M. V. Krasnokutskyy // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 10 (1053). – P. 19–26. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2078-6840.**

The proposed dynamic model at all stages of the operating cycle graders when dealing with unsustainable burden. A differential equations that describe the movement and work ZTM . We describe the transient dynamic characteristics of the engine ZTM in their work. The dependence between the coefficient of slipping and pulling force ZTM. Isledovat modes engine load at various stages of the operating cycle . The analysis of dispersal - brake Movement ZTM during one working cycle. The system of differential equations that describe not only allow the movement of motor graders, but also to determine the specific fuel consumption of motor graders in transient modes considering its dynamic characteristics.

**Keywords:** earth- transporter , transitional modes, dynamic model, engine , ground, road construction machinery , transmission , unsustainable nature of the load , power , fuel economy , motor , cutting, slipping , friction clutch.

**Improvement environmental performance wheel tractor using gas fuel / O.V. Zakharchuk // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 10 (1053). – P. 27–32. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-6840.**

One of the ways to improve the environmental performance of wheeled tractor sis their conversion to run on compressed natural gas. With using of mathematical model was conducted a theoretica lresearch of environmental performance wheel tractor base don the experimental benchtests of the gasen gine. Experimental studies of wheeled tractor MTZ -80 with a gasen gine wastestedtheadquacy of mathematical models. In both series on the rules of UN/ECE R 49, which reflect the real operating conditions of the vehicle is achieved by reducing the to tale mission sin 1,96 times. Fuel consumptionandharm fule missions from engine exhaust gases calculate don a mathematical model for the motion of a wheel tractor MTZ-80 when the engine work son different fuels. It is concluded that the use of gas fuels can significantly improve the environmental performance of wheel tractor with a gasen gineretrofitted with diesel.

**Keywords:** mathematical model, wheeled tractor, gas engine, driving cycle,harmful emissions.

**Modeling the dynamics of braking tractor with a single axle trailer without locking the wheels / M. P. Holodov // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 10 (1053). – P. 33–39. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2078-6840.**

Tractor trains are the main vehicle for agricultural production . Inhibitory properties tractor trains have a significant impact on traffic safety, especially on public roads when driving with the car in one transport stream . Therefore, the dynamics of braking tractor trains devoted a significant amount of monographs, articles and dissertations . However, the general lack of well-known works is the error in determining the point of application of the braking force to the wheel unlocked .

Based on their previous studies , there was a mathematical model of the process of braking tractor train (consisting of a wheel tractor and trailer uniaxial ) on the verge of locking the wheels. The coefficients of the overall distribution of braking force tractor train on the front, rear axle of the tractor and trailer axle , taking into account the stability factor .

**Keywords:** brake force distribution, tractor train dynamics, braking, trailer, tractor, resistance, cohesion coefficient

**The analysis of the influence of design parameters of the vehicle and motion parameters on the stability region of adaptive brake control system / S.N. Shuklinov // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 10 (1053). – P. 40–47. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-6840.**

The change of the degree of loading, the efficiency coefficients of brake mechanisms, the efficiency coefficients of brake circuits and other design parameters of the vehicle, as well as the change of motion parameters influence the effectiveness of the brake control. The adaptive brake control system in the event of the wheel rolling in the pre-extreme mode allow forming an invariant control under the action of disturbing factors and as a result improve the quality of the brake control . In this case, there improve the ergonomic indexes of the

---

brake control, reduces the rate and extent of the driver's fatigue, and as a consequence there increases the safety of vehicle traffic.

The effectiveness of the braking control in case of the wheel rolling in the pre-extreme mode is determined by the region of stability of the adaptive control system. The space of parameters forming the region of stability of the brake control system is determined by the structure of the control system and the adjustment algorithm of the adaptive regulator.

The block diagram of the adaptive automatic regulation and the scheme of adaptive automated vehicle brake control systems are presented. The mathematical description of the algorithm of the adaptive controller tuning is offered. The adaptive automatic control system is considered for both in case of adaptive controller acting on the main control loop, and in case of its integration into the main control loop.

An example of the analysis of the influence of design parameters of the UAZ motor vehicle and control parameters on the stability region of the brake control system is suggested.

**Keywords:** vehicle, braking, adaptive system, control system, stability, glow down, control error, correcting impact.

**Analysis parameters termokinematiceskikh-braiding pultrusion molding process composite rods for power automotive designs / A.P. Kravchenko, V.A. Kostrub // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. - № 10 (1053). - P. 48–54. - Bibliography. 5. - ISSN 2078-6840**

Analysis of the process of polymerization of composite rod skladnoarmovanih elements used as elements of the power set of automotive designs. Determined by the degree of cure of the binder, which was performed by the solvent extraction fraction binder, not bound chemically to the polymer network. Recommendations are given for optimal selection of process parameters.

**The keywords:** composite peg, polymerization, technological process, arming filament, connecting, degree of the filling.

**Rationale for measuring complex structure study of the internal combustion engine of the vehicle with the system warm up and heat storage in the process of starting and warmup / Y.F. Gutarevich, I.V. Grițuc, D.S. Adrov, A.P. Komov, Trifonov D.M. // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 10 (1053). – P. 55–62. – Bibliogr.: 15. – ISSN 2078-6840.**

This article presents a modern information system for the study of the internal combustion engine of the vehicle with the system warm and heat storage during the start and warm-up. The complex allows remote assessment parameters and thermal preparation of the engine in the structure of intelligent transport systems.

**Keywords:** vehicle, test, the internal combustion engine, meter, heat storage, intelligent onboard diagnostic system.

**Evaluation of anti-freeze in the operation of passenger cars / V.P. Volkov, N.I. Naglyuk // Bulletin of NTU "KPI". Series: Automobile and Tractor. - H.: NTU "KPI", 2014. - № 10 (1053). - P. 63–66. - Bibliography.: 9. - ISSN 2078-6840.**

The results of changes in key indicators of quality antifreeze, depending on the amount of fuel consumed during the operation and mileage cars. When performing maintenance on the replacement of antifreeze with an endoscope evaluated state of the surface parts of the cooling system.

**Keywords:** antifreeze, fuel, run, car, exploitation

**Investigation of the influence of mountain conditions on major technical and operational parameters of the engine WMD-5234.10 / V.M. Melnik // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 10 (1053). – P. 67–72. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-6840.**

The analytical study of the basic technical and operational performance of the engine ZMZ-5234.10 on gas hydrocarbon fuel and gasoline in the high altitude and comparative evaluation of similar indicators in the normal operating conditions of the engine. The findings and analysis of the results and a database for further laboratory and field studies.

**Keywords:** mountain conditions, pressure, temperature, research, technical and operating characteristics, evaluation

**Principles and levels of formation intellectualized technology systems maintenance and repair of road transport equipment / Y.V. Dudukalov // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. – № 10 (1053). – P. 73–83. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2078-6840.**

To substantiate the principle sofintellectualization, there has been conducted a structure functional research of technological vehicle servicing and maintenance systems using system process modeling with a set

theory tool. The research has established hierarchical levels and consecutive stages of intellectualization of technological system functions which reflect the hierarchy from workplace level to automaker or regional association level inclusive. It has also determined the content of partial, full and integrated intellectualization and their mathematical models with due regard to the triad of triads of functions for structurally distinguishable technological system layers. The article offers the main comparison criteria of various branch transport doctrines relating to technological vehicle servicing and maintenance systems. It substantiates the principles of formation of the intellectualized technological systems which are set by the requirements of the branch transport doctrine of Ukrainian transport system development.

**Keywords:** vehicle, servicing, maintenance, intellectualization, principles of formation, structural level.

**Prediction ustalostnoho resource pneumatic tires considering aging properties in service / A.A. Larina** // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. – № 10 (1053). – P. 84–94. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2078-6840.

The work is dedicated to the creation of an approach to forecasting vtomlenevoho resource accumulation process and non-localized damage accumulation in pneumatic tires, which takes into account the random variation of the frequency of the load cycle tires and degradation processes in its materials (aging).

**Keywords:** air tire, reliability, service life, fatigue, aging humopodibnyh materials, elastomers.

**Implementation class efficiency for cars in Ukraine / A.O. Borisenko** // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 10 (1053). – P. 95–99. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The analysis of existing research and economy class cars. The substantiation of the need to introduce economy class cars in Ukraine. Proposed use of special stickers informing car buyers about the real level of fuel consumption and emissions of harmful substances into the air. Conclusions about the feasibility of implementing class efficiency for cars in Ukraine.

**Keywords:** hybrid car, electric car, classes efficiency, fuel consumption, ecological cleanliness sticker.

**Improving the quality and reliability of the adaptive suspension vehicle in operation through the use of neuro-fuzzy controllers / V.M. Shuliakov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 10 (1053). – P. 100–104. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The problem of the quality and the reliability improving of a car adaptive suspension under operating conditions through the use of neuro-fuzzy controllers is considered in this article. The review of three types of adaptive suspensions is made. The use of adaptive neuro-fuzzy controllers in the control system of the suspension is considered in different conditions of operation. The use of neuro-fuzzy controllers in adaptive systems of electrohydraulic servo drives car allowed to improve the quality of transients processes in regulation, and the time of regulation. It permitted to extend the region of stability of the system, which in its turn will improve the quality and reliability of the system. Also, this will generally increase the reliability, efficiency, performance, reliability, durability, safety and the use of parts and units of vehicles that it is essential for cars.

**Keywords:** adaptive suspension, car, operation, neuro-fuzzy controller, subtractive clustering method, damping.

**Systems accuracy control gears / O.M. Schebetun** // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. – № 10 (1053). – P. 105–110. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The difference of the real fabrication from the nominal is the presence of the geometry deviation of actual profile from nominal. Management is impossible without the control. Real forming model must reflect the factors which specify the errors, taking into account the connections between them. Based on data from the control system are the possibility of building high-precision control system of gears that would ensure the necessary operational performance.

**Keywords:** system of obtaining information, analytical tooth element inspection, factor tooth element inspection, technological system.

**Features of the calculation of torsion suspension vehicles / V.V. Dushchenko, O.N. Agapov** // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 10 (1053). – P. 111–120. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-6840.

The features of calculating the parameters of torsion bar suspension vehicles, which provide maximum dynamic course, for a given length of the torsion, in accordance with the desired reduced stiffness of the

---

suspension. The technique allows to improve the accuracy of calculating the parameters of torsion bar suspension, which has a positive impact on the smooth running of the vehicle.

**Keywords:** vehicle, natural frequencies of vibrations, torsion bar suspension, given the rigidity of the suspension, the length of the torsion bar, torsion bar diameter.

**Investigation of coupling devices dismembered vehicles using graphs / R.V. Zinko, I.S. Lozoviy, O.M. Badeynov** // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. – № 10 (1053). – P. 121–128. – Bibliogr.: 16. – ISSN 2078-6840.

Proposed use of graphs to construct a mathematical model of the dismembered vehicle Hitch razlchnoy design. The calculation scheme is based on the structure of the constructive scheme grafa dismembered transport vehicles. Next recorded graph structure levels of generalized coordinates of the mathematical model. This allows you to build a mathematical model corresponding to the complexity of the assigned tasks independently research.

**Keywords:** dismembered vehicles, trailer hitches.

**Energy complex and heat pumps transport / N.G. Kuts** // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 10 (1053). – P. 129–137. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2078-6840.

Developed physical and mathematical model of a complex of open energy sector using a heat pump. Shown that the most effective work is implemented with the minimum activation energy and the resonance conditions. Driven by the principle of the steam engine as a heat pump. It is shown that the fan, compressor, turbine, electromagnetic motor- generator and magnetized ferrite in the longitudinal resonance are heat pumps.

**Keywords:** heat engine, the electromagnetic engine, heat pump and transport.

**Simulation of transients automotive diesel engine with turbo / S.I. Tyrloviy** // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. – № 10 (1053). – P. 138–145. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-6840.

Shown approach and some results of the simulation of transient and partial modes including idle high-speed diesel engine with a supercharger turbine system that allows us to estimate consumption of railway engines as part of a transport installation in the urban cycle , or in other conditions, including the use of different units of turbo , fuel type and degree of deterioration of fuel system.

**Keywords:** gas turbine supercharging, cyclic flow, transient diesels, railroad fuel consumption, fuel pump.

**Simulation modeling of the steering axle of the semitrailer / A. S. Lyhodiyy** // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. – № 10 (1053). – P. 146–152. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-6840.

Article arranged elements of the controlled axis based on the existing semitrailer Fliegl with subsequent recommendations for the conversion. Compound settlement schemes managed axis and, consequently, its Simscape-model that can be further used as a model of the hydraulic drive control steered axles semi-trailer to form a complex Simscape-model-train with steered axles of the semitrailer.

**Keywords:** steering axle, steer-by-wire, steering link.

---

## ЗМІСТ

### ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

<i>Самородов В. Б., Бондаренко А. І., Кожушко А. П., Пелипенко Є. С. Мітцель М. О.</i> Перспективні трансмісії колісних тракторів .....	3
<i>Вамболь С. О., Строков О. П., Кондратенко О. М.</i> Стендові випробування автотракторного дизеля 2Ч10,5/12 за стандартизованими циклами для визначення ефективності роботи ФТЧ .....	11
<i>Шевченко В. А., Краснокутский М. В.</i> Динамическая модель землеройно-транспортной машины в переходных режимах движения .....	19
<i>Захарчук О. В.</i> Покращення екологічних показників колісного трактора використанням газового палива .....	27
<i>Холодов М. П.</i> Моделирование динамики торможения трактора с одноосным прицепом без блокирования колес .....	33

### АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

<i>Шуклинов С. Н.</i> Анализ влияния конструктивных параметров автомобиля и параметров движения на область устойчивости адаптивной системы управления торможением .....	40
---	----

### ЕКСПЛУАТАЦІЯ І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛІВ ТА ТРАКТОРІВ

<i>Кравченко А. П., Коструб В. А.</i> Анализ термокинетических параметров плетельно-пултрузионного процесса формования композитных стержней для силовых автомобильных конструкций .....	48
<i>Гутаревич Ю. Ф., Грицук І.В., Адров Д. С., Комов А. П., Трифонов Д. М.</i> Обґрунтування структури вимірювального комплексу для дослідження роботи двигуна внутрішнього згорання транспортного засобу з системою прогріву й тепловим акумулятором в процесі пуску і прогріву .....	55
<i>Волков В. П., Наглюк М. И.</i> Оцінка властивостей антифризів при експлуатації легкових автомобілей .....	63
<i>Мельник В. М.</i> Дослідження впливу гірських умов на основні техніко-експлуатаційні показники роботи двигуна ЗМЗ-5234.10 .....	67
<i>Дудукалов Ю.В.</i> Принципы и уровни формирования интеллектуализированных технологических систем технического обслуживания и ремонта средств автомобильного транспорта .....	73
<i>Ларин А.А.</i> Прогнозирование усталостного ресурса пневматических шин с учетом старения свойств материалов в процессе эксплуатации .....	84
<i>Борисенко А. О.</i> Впровадження класів економічності автомобілів на Україні .....	95
<i>Шуляков В. М.</i> Підвищення якості та надійності адаптивної підвіски автомобіля в умовах експлуатації на основі використання нейро-фаззи регуляторів .....	100
<i>Щебетун О. М.</i> Системи контролю точності зубчатих колі .....	105

---

## МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

<i>Дущенко В. В., Агапов О. М.</i> Особливості розрахунку торсіонної підвіски транспортних засобів .....	111
<i>Зінько Р. В., Лозовий І. С., Бадейнов О. М.</i> Дослідження роботи зчіпних пристроїв розчленованих транспортних засобів за допомогою графів .....	121
<i>Куць Н. Г.</i> Транспорт та енергетичні комплекси з тепловими насосами .....	129
<i>Тырловой С. И.</i> Моделирование переходных процессов автомобильного дизеля с турбонаддувом.....	138
<i>Лиходій О. С.</i> Імітаційне моделювання керованої осі напівпричепа.....	146
Реферати.....	153





НАУКОВЕ ВИДАННЯ  
**ВІСНИК**  
**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**  
**«ХП»**

**Збірник наукових праць**

Серія:  
**Автомобіле- та тракторобудування**

**№ 10 (1053)'2014**

Науковий редактор В.Б. Самородов  
Технічний редактор ст. викл. С.О. Шуба, асп. А.П. Кожушко  
Відповідальний за випуск канд. техн. наук І. Б. Обухова

Адреса редколегії:  
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХП»,  
Кафедра «Автомобіле- та тракторобудування»,  
Тел.: (057) 707-64-64; e-mail: shubaserg@mail.ru

Обл.-вид № 67–14.

Підп. до друку 25.04.2014 р. Формат 60×84 1/8. Папір офісний.  
Riso-друк. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 14,2. Наклад 300 прим. 1-й з-д 1–45.  
Зам. № 327. Ціна договірна.

---

Видавець і виготовлювач  
Видавничий центр НТУ «ХП»,  
вул. Фрунзе, 21, м. Харків-2, 61002

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.