

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.7; 621.8; 539.4

ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ПОВЕРХНОСТНОГО ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

**Б.И. Бутаков, проф., д.т.н., МТУ «Николаевская политехника»,
Д.Д. Марченко, к.т.н., В.А. Артюх, А.В. Зубехина-Хайят, ассистенты,
Национальный аграрный университет, г. Николаев**

***Аннотация.** Описаны способы и устройства для их реализации и инновационные технологии для поверхностного пластического деформирования обкатыванием роликами со стабилизацией рабочего усилия, ударным раскатыванием гибкими игольчатыми роликами, обкатыванием сложных поверхностей клиновым роликом, раздачи с помощью электрогидравлического эффекта (ЭГЭ) поршневых пальцев.*

***Ключевые слова:** обкатывание роликами, клиновой и гибкий игольчатые ролики, твердость по Виккерсу, условный предел текучести, электрогидравлический эффект.*

ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ПОВЕРХНЕВОГО ПЛАСТИЧНОГО ДЕФОРМУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБІЛІВ

**Б.І. Бутаков, проф., д.т.н., МТУ «Миколаївська політехніка»,
Д.Д. Марченко, к.т.н., В.О. Артюх, О.В. Зубехіна-Хайят, асистенти,
Національний аграрний університет, м. Миколаїв**

***Анотація.** Описано способи і пристрої для їх реалізації та інноваційні технології для поверхневого пластичного деформування обкочуванням роликами зі стабілізацією робочого зусилля, ударним розкочуванням гнучкими голчастими роликами, обкочуванням складних поверхонь клиновим роликом, роздавання за допомогою електрогідравлічного ефекту (ЕГЕ) поршневих пальців.*

***Ключові слова:** обкочування роликами, клиновий і гнучкий голчасті ролики, твердість по Віккерсу, умовна границя текучості, електрогідравлічний ефект.*

INNOVATIVE TECHNOLOGY OF SURFACE PLASTIC DEFORMATION OF CAR PARTS

**B. Butakov, Prof., Ph. D. (Eng.), ITU «Mykolaiv Polytechnic»,
D. Marchenko, Ph. D. (Eng.), V. Artyukh, T. Asst., A. Zubekhina-Khayat, T. Asst.,
National Agricultural University, Mykolaiv**

***Abstract.** The methods and devices for innovative technology of surface plastic deformation of car parts implementation, and innovative technologies for surface plastic deformation by rolling with stabilization of the operating force, shock straightening by flexible needle rollers, rolling of complex surfaces with a wedge roller, distribution via the electrohydraulic effect (EGE) of piston pins are described.*

***Key words:** rolling by rollers, wedge and flexible needle rollers, electro-effet.*

Введение

В большинстве случаев эксплуатации разрушение деталей машин происходит в результате изнашивания, усталости, контактного взаимодействия и воздействия среды. Поэтому надежность и долговечность деталей машин зависит от прочности поверхностных слоев. При изготовлении и ремонтах металлических деталей долговечность достигается обкатыванием роликами – поверхностным пластическим деформированием (ППД).

Анализ публикаций

При упрочняющем обкатывании деталей трообразными роликами из-за биения профиля ролика на поверхности обработки возникает волнистость [1]. При ударном раскатывании отверстий коническими роликами кромки роликов образуют риски на поверхности, что снижает эффективность обработки [2]. Поршневые пальцы раздают с помощью ЭГЭ взрывом проволочки, при котором наблюдается неравномерность раздачи [3].

Цель и постановка задачи

С целью повышения износостойкости, контактной прочности и точности деталей решались следующие задачи:

- устранить появление волнистости поверхности в процессе упрочняющего обкатывания;
- локализовать пластическую деформацию в тонком поверхностном слое при ударном раскатывании поверхности;
- достигнуть равномерной раздачи втулок с минимальным припуском на обработку их наружной поверхности.

Разработка инновационных технологий ППД

Для улучшения внешнего товарного вида и повышения износостойкости разработаны устройства со стабилизацией усилия обкатывания [4], позволяющие устранить волнистость на поверхности и совместить чистовое и упрочняющее обкатывания, а также устройство ударного раскатывания отверстий под палец в поршне двигателя автомобиля с помощью гибких игольчатых роликов (рис. 1) [5].

Применение в качестве деформирующих элементов игольчатых роликов малого диаметра (3÷5) мм обеспечивает большую кривизну в контакте ролика с поверхностью отверстия в направлении качения ролика. Пластическая деформация локализуется в тонком поверхностном слое. Это исключает появление остаточной деформации обрабатываемой детали, следовательно, повышается ее точность. Это особенно важно при раскатывании тонкостенных втулок.

На оправке 1 выполнено N радиальных выступов в осевом сечении оправки с радиусом $r = (20-55)d_p$ и шагом $s = \pi d_{\text{опр}} / N$, где d_p – диаметр игольчатого ролика, $d_{\text{опр}}$ – диаметр оправки. При таком значении радиуса r кривизны выступов удаётся за счет изгиба роликов устранить контакт торцов роликов с обрабатываемой поверхностью детали, а также обеспечить необходимую площадь контакта роликов с обрабатываемой поверхностью отверстия детали. Таким образом, достигается значительное уменьшение шероховатости обрабатываемой поверхности.

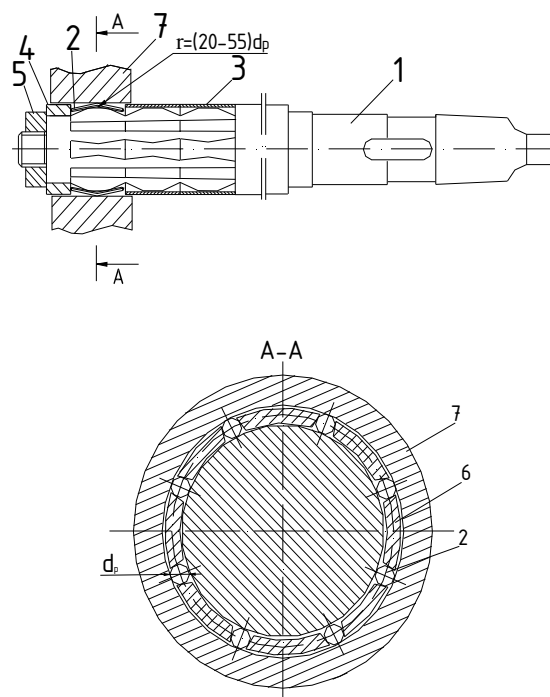


Рис. 1. Устройство для ударного чистового раскатывания отверстий

При введении устройства в отверстие обрабатываемой детали 7 с помощью пиноля задней бабки токарного станка, в котором закрепляется устройство конусом оправки 1, ролики 2, установленные в сепараторе 6,

касаются поверхности отверстия детали. При вращении детали со скоростью обкатывания за счет силы трения деформирующие ролики 2 вместе с сепаратором 6 совершают круговое движение относительно оправки 1. При этом, когда ролики заходят на радиальные выступы оправки, они, ударяя по поверхности детали, изгибаются и их края отходят от обрабатываемой поверхности. Этим обеспечивается отсутствие волнистости на поверхности отверстия. Игольчатые ролики 2 удерживаются в осевом направлении втулками 3 и 4, которые поджимаются гайкой 5.

Обкатывание роликами за счет пластического деформирования сопровождается наклепом поверхностного слоя (повышаются твердость – на 40–60 %, условный предел текучести, определенный разрывом микрообразцов, вырезанных из упрочненного слоя на разной глубине – на 100 %). Эти свойства уменьшаются по параболической зависимости до исходных на глубине 5–6 мм, это способствует замедлению процесса смятия и износа поверхностного слоя стальных деталей, эксплуатирующихся при больших контактных нагрузках. Одной из таких деталей является канатный блок судоперегрузателя ООО «НГЗ». За счет нормальных и касательных напряжений, возникающих в поверхностном слое профиля ручья блока в зоне контакта его с канатом, происходит пластическая деформация. На поверхности ручья возникают изменения профиля глубиной до нескольких миллиметров, что приводит к интенсивному износу стального каната и появлению вибрации в корпусе судоперегрузателя. Для обкатывания ручья блока разработаны способ и устройство с клиновым роликом [6, 7]. Обкатывание всего профиля осуществляется на карусельном станке за одну установку ролика в ручье в процессе только вращения детали. Боковые поверхности клинового ролика образуют на поверхности ручья синусоидальные следы шириной 3–4 мм, которые, сдвигаясь в направлении вращения детали, постепенно покрывают всю поверхность ручья. Усилие на ролике величиной до 20 кН создается цилиндрической пружиной. Механизм подачи бокового суппорта разгружается с помощью его закрепления на направляющих станка винтовыми зажимами.

Глубина наклепа поверхностного слоя составляет 5–6 мм, степень наклепа – до 50 %.

Однако обкатывание роликом профиля канатного блока, изготовленного из стали 35Л, несмотря на значительный наклеп, не привело к заметному повышению долговечности блока, поскольку, кроме смятия профиля блока, наблюдается срезание поверхностного слоя блока отдельными проволочками каната. Замена марки стали блока на сталь 45Л и применение закалки блока в масле с последующим обкатыванием его ручья роликом позволили повысить твердость поверхностного слоя ручья до HV 400, что привело к повышению долговечности блоков.

В данное время в ремонтном производстве получила наибольшее распространение технология, при которой восстановление размеров детали происходит путем раздачи. Одним из перспективных путей развития технологии восстановления изношенных деталей типа втулок является применение с этой целью ЭГЭ.

Предлагается способ и технология раздачи втулок и поршневых пальцев механическими ударными импульсами [8, 9]. С помощью цангового устройства ударный импульс, который генерируется электроразрядным генератором упругих колебаний, передается восстанавливаемой детали. Большой амплитуде ударного импульса, который производит работу по раздаче втулки, предшествует высокоскоростной ЦУГ упругих высокочастотных колебаний. Эти колебания возбуждают диффузионную активность атомов деформируемого металла. Благодаря этому снижаются силы трения между цангой и деформируемым металлом и увеличивается его пластичность. Равномерность деформации втулки обеспечивается равномерностью распределения давления, создаваемого цангой по поверхности втулки. Увеличение величины раздачи втулки обеспечивается за счет повышения диффузионной подвижности атомов деформируемого металла. Устройство для электрогидравлической раздачи втулок приведено на рис. 2.

Втулка 1 установлена в обойме 2 и с помощью цанги 3 соединена с пуансоном 4, на который действует упругая пластина 5, закрепленная в корпусе 6 на дне электроразрядной камеры 7. Внутри электроразрядной камеры 7 установлены отрицательный 8 и положительный 9 электроды, соединенные с генератором импульсов тока 10. Внутренняя

поверхность электроразрядной камеры 7 выполнена в виде эллипсоида вращения, один из фокусов O_1 которого совмещен с дном электроразрядной камеры 7, являющимся упругой пластиной 5, передающей ударный импульс на пуансон 4, а в другом фокусе O расположены оси электродов, закрепленных в двух втулках 11, установленных в отверстиях корпуса 6 вместе с резиновыми прокладками 12.

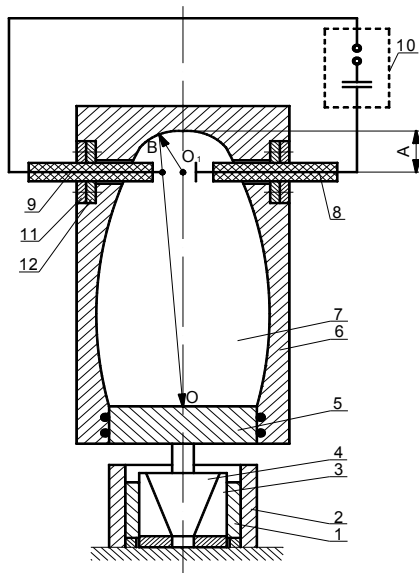


Рис. 2. Устройство для электрогидравлической раздачи втулок

Устройство работает следующим образом. Корпус 6 электроразрядной камеры 7 подводится с помощью упругой пластины 5 вибратора к пуансону 4. Напряжение, которое подается из электрической сети, повышается с помощью трансформатора через выпрямитель, который заряжает конденсатор. В конденсаторе генератора импульсов тока 10 накапливается электроэнергия и между отрицательным 8 и положительным 9 электродами электроразрядной камеры 7 происходит высоковольтный пробой, в результате которого на пуансоне 4 образуется ударный импульс, который через цангу 3 передается на стенки втулки 1. Обойма 2 предназначена для того, чтобы втулка 1 не разрушилась во время раздачи и приняла правильную геометрическую форму.

При высоковольтном разряде в камере 7 с жидкостью (вода) первичная ударная волна достигает упругой пластины 5; пройдя расстояние O_1O , отраженная волна проходит путь $OB - BO_1$, разница этих расстояний для

всех точек эллипсоида составляет величину амплитуды, равную $2A$. С учетом скорости звука в воде ($c = 1500$ м/с) время прохождения волной расстояния $2A$ составляет 40 мкс, что соответствует частоте 25 кГц.

Выводы

Применением гибких игольчатых роликов в устройстве для динамического раскатывания отверстий пластическая деформация локализована в тонком поверхностном слое, устранена остаточная деформация тонкостенных втулок.

За счет высокочастотных колебаний на поверхности пуансона и лепестков цанги при передаче ударных импульсов, формируемых с помощью ЭГЭ, достигнута равномерная раздача поршневых пальцев и втулок.

Литература

1. Браславский В.М. Технология обкатки крупных деталей роликами / В.М. Браславский. – М.: Машиностроение, 1975. – 160 с.
2. Одинцов Л.Г. Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием / Л.Г. Одинцов. – М.: Машиностроение, 1987. – 328 с.
3. Черновол М.И. Повышение качества восстановления деталей машин / М.И. Черновол, С.Е. Поединок, Н.Г. Степанов. – К.: Техника, 1989. – 169 с.
4. Пат. № 71119 Україна, МПК B24B 39/00. Пристрій для зміцнюючого та чистового обкатування поверхонь тіл обертання зі стабілізацією робочого зусилля / Бутаков Б.І., Артюх В.О., заявник і патентовласник Бутаков Б.І. – № u201112463; заявл. 24.10.2011; опубл. 10.07.2012, Бюл. № 13.
5. Пат. на корисну модель № 54685 Україна, МПК⁶ B24B 39/00. Пристрій для ударного чистового розкатування отворів. / Бутаков Б.І., Артюх В.О., Зубехіна О.В.; заявник і патентовласник Бутаков Б.І. – № u 201003962; заявл. 06.04.2010; опубл. 25.11.2010, Бюл. №22.
6. Пат. № 93252 Україна, МПК B24B 39/04. Спосіб чистової та зміцнюючої обробки поверхонь тіл обертання складного профілю і пристрій для його

- здійснення / Бутаков Б.І., Шебанін В.С., Бутакова Г.С., Марченко Д.Д.; заявник і патентовласник Миколаївський державний аграрний університет – № а200815098; заявл. 29.12.2008; опубл. 25.01.2011, Бюл. №2.
7. Пат. № 2493954С2 Российская Федерация, МПК В24В 39/04 (2006.01). Устройство для чистовой и упрочняющей обработки поверхностей тел вращения сложного профиля / Бутаков Б.И., Шебанин В.С., Бутакова Г.С., Марченко Д.Д.; заявитель и патентообладатель Николаевский государственный аграрный университет. – № 2010147733/02. – заявл. 22.11.2010, опубл. 27.09.2013, Бюл. №27.
8. Пат. № 70054 Україна, МПК В24В 39/02. Спосіб електрогідравлічного роздавання втулок / Бутаков Б.І., Письмак С.В., Марченко Д.Д., Приймак А.Ю. заявник і патентовласник Бутаков Б.І. – № и 201113395; заявл. 14.11.2011; опубл. 25.05.2012, Бюл. № 10.
9. Пат. № 2497622С2 Российская Федерация МПК В21D 26/012 В21D 31/04. Способ электрогидравлической раздачи втулок / Бутаков Б.И., Письмак С.В., Марченко Д.Д., Приймак А.Ю.; заявитель и патентообладатель Бутаков Б.И. №2011154319/02; заявлено 28.12.2011. опубл.10.11.2013, Бюл. №31.

Рецензент: М.А. Подригало, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 20 мая 2016 г.

УДК 629.113

ДО ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ОПОРУ ПОВОРОТУ ЗАДНЬОЇ ОСІ НАПІВПРИЧЕПА ГІБРИДНОГО АВТОПОЇЗДА

**В.П. Сахно, проф., д.т.н., В.М. Поляков, проф., к.т.н.,
О.М. Тімков, доц., к.т.н., В.М. Босенко, асистент,
Національний транспортний університет, м. Київ**

***Анотація.** Визначено кути нахилу осі шворня керованих коліс задньої осі напівприцепа, за яких як ваговий стабілізуючий момент, так і момент бічних реакцій досягають свого максимального значення. Ці моменти необхідно враховувати при визначенні потужності електродвигуна, який використовують для повороту керованих коліс напівприцепа гібридного автопоїзда.*

***Ключові слова:** напівпричіп, керована вісь, кути встановлення шворня, ваговий стабілізуючий момент, момент поздовжніх реакцій, гібридний автопоїзд.*

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТА ЗАДНЕЙ ОСИ ПОЛУПРИЦЕПА ГИБРИДНОГО АВТОПОЕЗДА

**В.П. Сахно, проф., д.т.н., В.М. Поляков, проф., к.т.н.,
О.Н. Тимков, доц., к.т.н., В.Н. Босенко, ассистент,
Национальный транспортный университет, г. Киев**

***Аннотация.** Определены углы наклона оси шворня управляемых колес задней оси полуприцепа, при которых как весовой стабилизирующий момент, так и момент боковых реакций достигают своего максимального значения. Эти моменты необходимо учитывать при определении мощности электродвигателя, который используют для поворота управляемых колес полуприцепа гибридного автопоезда.*

***Ключевые слова:** полуприцеп, управляемая ось, углы установки шворня, весовой стабилизирующий момент, момент продольных реакций, гибридный автопоезд.*

ON DETERMINING THE MOMENT OF RESISTANCE TO ROTATION OF THE REAR AXLE OF THE HYBRID LORRY CONVOY SEMITRAILER

**V. Sakhno, Prof., D. Sc. (Eng.), V. Poliakov, Prof., Ph.D. (Eng.),
O. Timkov, Assoc. Prof., Ph. D. (Eng.), V. Bosenko., T. Asst.,
National Transport University, Kyiv**

***Abstract.** The angle of inclination of the kingpin axis of the steered wheels of the semitrailer rear axle in which a weight stabilizing moment and the moment of side reactions reach their maximum value is determined. These points must be considered when determining the capacity of the electric motor, which is used for turning the steered wheels of a hybrid lorry convoy semitrailer.*

***Key words:** semitrailer, steering axle, king pin installation angles, weight stabilizing moment, moment of longitudinal reactions, hybrid lorry convoy.*

Вступ

Серед вимог, що висуваються до керованих коліс ланок автопоїзда, найбільш значущими

є вимоги до їх стабілізації. При незадовільній стабілізації колеса відхиляються від прямо-лінійного руху під впливом нерівностей опорної поверхні. Схильність задніх керованих

коліс напівпричепа до коливань є небезпечною з погляду безпеки руху. Крім того, ці коливання викликають підвищені знос шин та витрату палива. До нестійкості прямолінійного руху призводять:

- а) знакоперемінна бокова сила, що виникає на задній керованій осі напівпричепа в початковий момент входу в поворот і викликає появу поперечних коливань коліс цієї осі;
- б) зростання бокової реакції на колесах задньої керованої осі при виході з повороту, що може спричинити початок заносу.

Проблема нестійкості прямолінійного руху автопоїздів вирішується спеціальними конструктивними заходами.

У технічній літературі пропонується вирішення цієї проблеми шляхом підбору співвідношення мас ланок і відстані від центру мас до осі повороту. Проте причини виникнення коливань при цьому не усуваються: змінюється тільки їх власна частота, що істотно обмежує можливості цього заходу.

Засоби підвищення стійкості руху автомобілів і автопоїздів із задніми керованими колесами напівпричепа шляхом введення їх блокування або затримки повороту по відношенню до передніх коліс частково позбавляють їх високих показників повороткості й викликають додаткове зношення шин. Це істотно обмежує їх використання або робить зовсім непридатними для автопоїздів у процесі експлуатації. Однак ідеологія боротьби з нестійкістю, що базується на принципі забезпечення пасивної ролі задніх керованих коліс у формуванні поворотного моменту, може бути застосована і під час пошуку конструктивних рішень, спрямованих на підвищення стійкості руху автопоїздів із задньою керованою віссю напівпричепа. Для цього треба, щоб поворот задніх коліс не починався до тих пір, доки не виникне бокова сила, спрямована до миттєвого центру повороту (так можна уникнути зміни знака бокової сили); а подальший поворот передніх і задніх коліс повинен зменшувати момент опору повороту в порівнянні з моментом при некерованих задніх колесах.

За певних співвідношень конструктивних параметрів напівпричепа можна добитися того, що в контакт керованих коліс задньої осі з опорною поверхнею величини результуючих бічних сил та стабілізуючих момен-

тів будуть наближатися до нуля, а вагові стабілізуючі моменти та моменти поздовжніх реакцій будуть перешкоджати зростанню їх випадкових поворотів від напрямку прямолінійного руху.

Мета і постановка завдання

Метою роботи є вибір таких конструктивних параметрів задньої керованої осі напівпричепа, зокрема кутів нахилу осі шворня, за яких забезпечується задовільна стійкість руху автопоїзда.

Аналіз публікацій

Основним навантаженням, що діє в рульовому керуванні, є момент опору повороту керованих коліс напівпричепа, який під час руху формується кутовою швидкістю повороту колеса відносно осі шворня, кутами відведення коліс цієї осі, рівнодійною реакцій опорної поверхні відносно осі шворня, гіроскопічними та інерційними моментами, моментами тертя у шворневих вузлах. Аналіз усіх складових моменту опору повороту керованих коліс і стійкість їх до коливань наведені в роботі [1]. З огляду на суперечливість ряду вимог, що висуваються до керованого колісного модуля, й їх залежність здебільшого від одних і тих самих конструктивних параметрів, доходимо висновку, що поліпшуючи одні з них, можна явно погіршити інші. Так, зменшення кута подовжнього нахилу осі шворня до певних меж, які зумовлені конструктивними параметрами моста, підвищує довговічність шин керованих коліс, але негативно впливає на стійкість руху автопоїзда.

Для задовільної стабілізації та стійкості керованих коліс момент опору повороту повинен бути максимальним, а для забезпечення необхідної маневреності – мінімальним. У момент опору повороту входять декілька складових. Завдання полягає в дослідженні впливу поперечного і поздовжнього нахилів осі шворня на кожну з них із наступною оцінкою їх внеску у величину цього моменту.

Дослідження моменту опору поворотної задньої осі напівпричепа

У цій роботі поставлено задачу мінімізувати значення моменту опору повороту коліс керованої осі напівпричепа за рахунок підбору кутів нахилу осі шворня у поздовжній та поперечній площинах, забезпечивши при

цьому як оптимальне значення вагового стабілізуючого моменту, так і моменту рівнодійної бокових реакцій.

Момент опору повороту керованих коліс напівпричепа під час руху автопоїзда (з достатньою для практичних розрахунків точністю) можна подати у вигляді многочлена [1], а саме:

$$\sum M_k(\theta) = \sum M_{\omega}(\theta) + M_{\psi}(\theta) + \sum M_{Rz}(\theta) + M_{Ry}(\theta) + \sum M_{Rx}(\theta) + M_{TP\psi}(\theta), \quad (1)$$

де $\sum M_k(\theta)$ – момент опору повороту керованих коліс задньої осі напівпричепа відносно осі шворня; $\sum M_{\omega}(\theta)$, $M_{\psi}(\theta)$, $\sum M_{Rz}(\theta)$, $M_{Ry}(\theta)$, $\sum M_{Rx}(\theta)$, $M_{TP\psi}(\theta)$ – складові моменту опору повороту, зумовлені відповідно кутовою швидкістю повороту цапфи, стабілізуючим моментом шини, що виникає в результаті кочення керованих коліс із відведенням, ваговим стабілізуючим моментом; моментами, викликаними рівнодійними бокових і поздовжніх реакцій опорної поверхні на колеса самовстановлювальної осі напівпричепа, а також тертям у шворневому вузлі.

Дослідимо на екстремум ваговий стабілізуючий момент.

Ваговий стабілізуючий момент при комбінованому нахилі осі шворня визначається такими залежностями [1]

$$M_{Rz} = M_{Rz\alpha\psi} + M_{Rz\beta\psi}, \quad (2)$$

де $M_{Rz\alpha\psi}$, $M_{Rz\beta\psi}$ – вагові стабілізуючі моменти, зумовлені відповідно поздовжнім та поперечним нахилом осі шворня α_{ψ} , β_{ψ} .

Ці моменти визначаються такими залежностями [1]

$$M_{Rz\alpha\psi 1,2} = R_z \cos(\alpha_{\psi\psi} + \gamma_{\psi\psi}) (l_{\psi} - r_d \operatorname{tg} \gamma_{\psi}) \times \cos \beta_{\psi} \sin \alpha_{\psi\psi} \sin(\theta_{\psi 1} + \theta_{\psi 1}); \quad (3)$$

$$M_{Rz\beta\psi 1,2} = R_z \cos(\alpha_{\psi\psi} + \gamma_{\psi\psi}) (l_{\psi} - r_d \operatorname{tg} \gamma_{\psi}) \times \sin \beta_{\psi} \cos(\theta_{\psi 1} + \theta_{\psi 1}). \quad (4)$$

У записаних виразах (3) і (4) взято позначення:

$\gamma_{\psi\psi}$ – кут розвалу коліс у нейтральному положенні; $\gamma_{\psi} = \gamma_{\psi\psi} + \beta_{\psi}(1 - \cos \theta_{\psi})$ – поточний кут розвалу, θ_{ψ} – кут недовороту коліс; індекс

«1» відноситься до лівого колеса, індекс «2» – до правого.

Ваговий стабілізуючий момент за модулем та напрямком відповідає додатковому моменту, який необхідно створити відносно кожної з осей шворнів для повороту коліс керованої осі напівпричепа.

Для того, щоб колеса не відхилялися під дією випадкових збурень від нейтрального положення, ваговий стабілізуючий момент M_{Rz1} повинен бути максимальним у цьому положенні, причому подальший поворот коліс має зменшувати його.

Відшукавання значень кутів нахилу осі шворня α_{ψ} і β_{ψ} , за яких функція $M_{Rz1}(\alpha_{\psi}, \beta_{\psi})$ має максимум, є задачею диференціального обчислення функцій багатьох змінних.

Вся сукупність розв'язків рівнянь

$$\frac{\partial M_{Rz1}(\alpha, \beta)}{\partial \alpha} = 0, \quad \frac{\partial M_{Rz1}(\alpha, \beta)}{\partial \beta} = 0 \quad (5)$$

утворює множину значень, що надають екстремального значення функції $M_{Rz1}(\alpha, \beta)$ і є необхідною умовою існування екстремуму [2].

Другою умовою є те, що диференціал $M_{Rz1}(\alpha, \beta)$ – від'ємний (достатня умова існування екстремуму). Це дозволяє знайти такі значення α_{ψ} , β_{ψ} , за яких функція $M_{Rz1}(\alpha, \beta)$ має максимум.

Розглянемо задачу розрахунку екстремуму вагового стабілізуючого моменту при комбінованому нахилі осі шворня для лівого колеса задньої керованої осі напівпричепа.

З урахуванням (2)–(4) ваговий стабілізуючий момент запишемо у вигляді

$$M_{Rz1} = R_z \cos(\alpha_{\psi\psi} + \gamma_{\psi\psi}) (l_{\psi} - r_d \operatorname{tg} \gamma_{\psi}) [\sin \beta_{\psi} \times \cos(\theta_{\psi 1} + \theta_{\psi 1}) + \cos \beta_{\psi} \sin \alpha_{\psi\psi} \sin(\theta_{\psi 1} + \theta_{\psi 1})]. \quad (6)$$

Зважаючи на малість кутів α_{ψ} , β_{ψ} , γ_{ψ} , $\gamma_{\psi\psi}$, θ_{ψ} , розкладемо їх функції в ряд Тейлора і всі складові, що мають ступінь, більший за одиницю, відкинемо.

Тоді ваговий стабілізуючий момент при нейтральному положенні коліс задньої керованої осі напівпричепа запишеться у вигляді [2]

$$M_{RzI} = R_z [1 - 0,5(\alpha_{\text{шо}} + \gamma_{\text{шо}})^2] (l_{\text{ц}} - r_{\text{д}} \gamma_{\text{ш}}) [(1 - 0,5\beta_{\text{ш}}^2) \alpha_{\text{шо}} \theta_0 + \beta_{\text{ш}}(1 - 0,5\theta_0^2)]. \quad (7)$$

Необхідні умови існування екстремуму (5) задовольняються при [2]

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{шо}} = 0, \beta_{\text{ш}} = 0; \beta_{\text{ш}1,2} = A^{-1} \{ -B \pm [B^2 - \\ - 4A\gamma_{\text{шо}}^{-1}(4,5l_{\text{ц}}\gamma_{\text{шо}}r_{\text{д}}^{-1} - (0,5\gamma_{\text{шо}}^2 - 1)^2)]^{0,5} \}, \\ \alpha_{\text{шо}1,2} = \pm [2l_{\text{ц}}(1 + \beta_{\text{ш}1}^2)(\gamma_{\text{шо}}r_{\text{д}})^{-1}]^{0,5}, \\ \alpha_{\text{шо}3,4} = \pm [2l_{\text{ц}}(1 + \beta_{\text{ш}2}^2)(\gamma_{\text{шо}}r_{\text{д}})^{-1}]^{0,5}. \end{aligned} \quad (8)$$

У наведених виразах взято такі позначення

$$\begin{aligned} A = 12(\gamma_{\text{шо}} + 1,5l_{\text{ц}}r_{\text{д}}^{-1}), \\ B = 2r_{\text{д}}l_{\text{ц}}^{-1}(0,5\gamma_{\text{шо}}^2 - 1)^2 - 9\gamma_{\text{шо}}. \end{aligned} \quad (9)$$

При цьому враховано, що $\theta_0 = \alpha_{\text{шо}}\beta_{\text{ш}}^{-1}$ [3].

За умови додатності виразу під знаком кореня, з (6) випливає умова, яка накладає обмеження на один з параметрів $r_{\text{д}}, l_{\text{ц}}, \gamma_{\text{шо}}$

$$[2r_{\text{д}}l_{\text{ц}}^{-1}(0,5\gamma_{\text{шо}}^2 - 1)^2 - 9\gamma_{\text{шо}}] > 48(\gamma_{\text{шо}} + 1,5l_{\text{ц}}r_{\text{д}}^{-1}) \times \gamma_{\text{шо}}^{-1}(4,5l_{\text{ц}}\gamma_{\text{шо}}r_{\text{д}}^{-1} - (0,5\gamma_{\text{шо}}^2 - 1)^2). \quad (10)$$

З'ясуємо можливі знаки коренів $\beta_{\text{ш}1,2}$.

З виразів (8) та (5) випливає, що $B^* > 0$ при

$$4,5l_{\text{ц}}\gamma_{\text{шо}}r_{\text{д}}^{-1} < (0,5\gamma_{\text{шо}}^2 - 1)^2. \quad (11)$$

У цьому випадку один з коренів $\beta_{\text{ш}1,2}$ є від'ємним, а інший – додатним. Тоді умова (10) запишеться у вигляді

$$12(\gamma_{\text{шо}} + 1,5l_{\text{ц}}r_{\text{д}}^{-1}) > r_{\text{д}}^2l_{\text{ц}}^{-2}[(0,5\gamma_{\text{шо}}^2 - 1)^2 - 4,5\gamma_{\text{шо}}l_{\text{ц}}r_{\text{д}}^{-1}] \quad (12)$$

$$\text{і } B < 0 \text{ при } 4,5l_{\text{ц}}\gamma_{\text{шо}}r_{\text{д}}^{-1} < (0,5\gamma_{\text{шо}}^2 - 1)^2. \quad (13)$$

Якщо $\beta_{\text{ш}1,2}$ є додатними, то (12) набуде вигляду

$$12(\gamma_{\text{шо}} + 1,5l_{\text{ц}}r_{\text{д}}^{-1}) < r_{\text{д}}^2l_{\text{ц}}^{-2}[4,5\gamma_{\text{шо}}l_{\text{ц}}r_{\text{д}}^{-1} - (0,5\gamma_{\text{шо}}^2 - 1)^2]. \quad (14)$$

Додатковими критеріями, які дозволяють із множини підозрюваних на екстремум значень $\alpha_{\text{шо}}, \beta_{\text{ш}}, f = M_{RzI}(\alpha, \beta)$ у точці p_o обрати одне, за умови [2]

$$D(p_o) = \begin{vmatrix} f''_{\beta\beta}(p_o) & f''_{\beta\alpha}(p_o) \\ f''_{\alpha\beta}(p_o) & f''_{\alpha\alpha}(p_o) \end{vmatrix} > 0,$$

$$f_{\beta\beta} < 0. \quad (15)$$

З урахуванням знаків коренів досліджуємо умову (15)

$$\begin{aligned} f''_{\beta\beta} = R_z [1 - 0,5(\alpha_{\text{шо}} + \gamma_{\text{шо}})^2] \cdot \frac{\alpha^2}{\beta^3} \times \\ \times (2l_{\text{ц}} - r_{\text{д}}\gamma_{\text{шо}}\alpha^2\beta^{-1}) < 0. \end{aligned} \quad (16)$$

При цьому знак $\alpha_{\text{шо}}$ не впливає на знак $f''_{\beta\beta}$, а на $\beta_{\text{ш}}$ – впливає.

Умові (16) задовольняють обидва корені $\beta_{\text{ш}1,2}$, а (13) – при виконанні (11) – тільки від'ємний корінь, а при виконанні (15) – більший із додатних коренів. Із двох коренів $\alpha_{\text{шо}1,2}$ достатнім умовам (13) та (14) задовольняють тільки від'ємні корені.

Значення $\alpha_{\text{шо}} = 0, \beta_{\text{ш}} = 0$ також не задовольняють умовам (15).

Таким чином, отримано вирази для визначення кутів нахилу осі шворнів, за яких ваговий стабілізуючий момент задньої керованої осі напівпричепа досягає свого максимального значення.

Дослідимо тепер умови, за яких момент бокових реакцій буде максимальним.

Результуючий момент, зумовлений рівнодією бічних реакцій керованого колеса при комбінованому нахилі осі шворня, визначається залежністю:

– для лівого керованого колеса

$$\begin{aligned} M_{R\Sigma 1} = R_x l_{\text{ц}} \sin \varphi [-\cos \varphi \cos \theta_{\text{ш}} \sin(\theta_0 + \theta_{\text{ш}1}) - \\ - \sin \alpha_{\text{шо}} \cos \beta_{\text{ш}} \sin \theta_{\text{л}} - \sin(\theta_0 + \theta_{\text{ш}1}) + \\ + \cos \beta_{\text{ш}} \sin \theta_{\text{л}} \cos(\theta_0 + \theta_{\text{ш}1})] + R_x r_{\text{д}} \cos \gamma_{\text{ш}} \times \\ \times (\sin \beta_{\text{ш}} \cos \alpha_{\text{шо}} + \sin \alpha_{\text{шо}} \sin \theta_{\text{л}}); \end{aligned} \quad (17)$$

– для правого керованого колеса

$$\begin{aligned} M_{R\Sigma 2} = R_x l_{\text{ц}} \sin \varphi [\cos \alpha_{\text{шо}} \cos \theta_{\text{ш}} \sin(\theta_0 + \theta_{\text{ш}2}) - \\ - \cos \beta_{\text{ш}} \sin \theta_{\text{л}} \cos(\theta_0 + \theta_{\text{ш}2})] + R_x r_{\text{д}} \cos \gamma_{\text{ш}} \times \\ \times (\sin \alpha_{\text{шо}} \sin \theta_{\text{л}} - \sin \beta_{\text{ш}} \cos \alpha_{\text{шо}} \cos \theta_{\text{ш}}). \end{aligned} \quad (18)$$

Тут $\gamma_{\text{шо}}$ – кут розвалу коліс у нейтральному положенні

$$\gamma_{\text{ш}} = \gamma_{\text{шо}} + \beta_{\text{ш}}(1 - \cos \theta_0), \quad (19)$$

де $\gamma_{\text{ш}}$ – поточний кут розвалу; θ_0 – кут недовороту коліс;

– кут між віссю шворня і цапфою

$$\varphi = 0,5\pi - \alpha_{\text{шо}} - \gamma_{\text{шо}}. \quad (20)$$

Перетворимо вирази (17) і (18) з урахуванням (19) і малих значень кутів α_{ψ} , β_{ψ} , $\gamma_{\text{ш}}$, γ_0, θ_0 (розкладемо їх функції у ряд Тейлора і всі доданки вище другого ступеня відкинемо). Тоді момент рівнодійної бічних реакцій у нейтральному положенні запишеться у вигляді:

– для лівого керованого колеса

$$M_{RX1} = R_x \ell_{\text{ц}} \left[1 - 0,5(\alpha + \gamma_0)^2 \right] \left[1 - \frac{\beta^2}{2} - \alpha - \gamma_0 - \alpha \times \left(1 - \frac{\beta^2}{2} \right) \theta_0 \right] \theta_0 + R_x r_d (1 - 0,5\gamma_{\text{ш}}^2) \times \left[\beta(1 - 0,5\alpha^2) + \alpha\theta_0 \right]; \quad (21)$$

– для правого керованого колеса

$$M_{RX2} = R_x \ell_{\text{ц}} \left[1 - 0,5(\alpha + \gamma_0)^2 \right] [\beta^2 - \alpha^2] \times 0,5\theta_0 + R_x r_d (1 - 0,5\gamma_{\text{ш}}^2) [\beta(1 - 0,5\alpha^2)(1 - 0,5\theta_0^2) + \theta_0]. \quad (22)$$

Необхідні умови існування екстремуму функції M_{RX1}

$$\frac{\partial M_{RX1}(\alpha, \beta)}{\partial \alpha} = 0, \quad \frac{\partial M_{RX1}(\alpha, \beta)}{\partial \beta} = 0 \quad (23)$$

приводять до системи двох рівнянь відносно невідомих α і β

$$\begin{aligned} \alpha^2 + 2A\alpha + B &= 0, \\ \frac{1}{2}(l_{\text{ц}}\beta - r_d\theta_0^2\gamma_{\text{ш}}^2)\theta_0\alpha^3 + \frac{1}{2}[C - (1 - \gamma_0)l_{\text{ц}}\beta\theta_0]\alpha^2 + &+ \left(\frac{1}{2}\gamma_0^2 - 1 - \gamma_0\right)l_{\text{ц}}\beta\theta_0\alpha - C + l_{\text{ц}}\beta\theta_0\left(1 - \frac{1}{2}\gamma_0^2\right) = 0, \end{aligned} \quad (24)$$

де

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{3}[3\gamma_0 - (1 - \frac{1}{2}\beta^2)(1 + \frac{3}{2}\theta_0)]\theta_0 + \frac{r_d}{l_{\text{ц}}\theta_0}(1 - \frac{1}{2}\gamma_{\text{ш}}^2)\beta, \\ B &= \frac{2}{3} \left\{ \begin{aligned} &\frac{3}{2}\gamma_0^2 - 1 - (1 - \frac{1}{2}\beta^2[\theta_0 - \gamma_0 - \\ &-\frac{1}{2}\gamma_0\theta_0 - r_d l_d^{-1}(1 - \frac{1}{2}\gamma_{\text{ш}}^2)]) \end{aligned} \right\} \end{aligned} \quad (25)$$

$$C = r_d \left(1 - \frac{1}{2}\gamma_0^2 - 2\gamma_0\beta\theta_0^2 - 1,5\beta^2\theta_0^4 \right).$$

Після визначення α через β з першого рівняння (25) і підстановки отриманого результату у друге рівняння (25) зведемо систему (24) до одного рівняння відносно β . Розв'язуючи ці рівняння чисельно або аналітично, одержуємо набір параметрів β і α . Для того, щоб обрати з отриманої множини ті кути, що відповідають максимуму функції M_{RX1} , з отриманих умов треба вибрати ті, що задовольняють достатнім умовам існування екстремуму.

Вся сукупність розв'язків цих рівнянь утворить множину значень, що надають екстремального значення функції $M_{RX1}(\alpha, \beta)$.

Додатковими критеріями, що дозволяють із множини значень підозрюваних на екстремум обрати ті, що реалізують максимум функції $f = M_{RX\Sigma 1}(\alpha, \beta)$ у точці p_o , за умови

$$D(p_o) = \begin{vmatrix} f''_{\beta\beta}(p_o) & f''_{\beta\alpha}(p_o) \\ f''_{\alpha\beta}(p_o) & f''_{\alpha\alpha}(p_o) \end{vmatrix} > 0 \quad (26)$$

і $f_{\beta\beta} < 0$.

Ці умови визначають значення кутів нахилу осі шворня, за яких момент рівнодійної бічних реакцій у нейтральному положенні колеса досягає свого максимального значення.

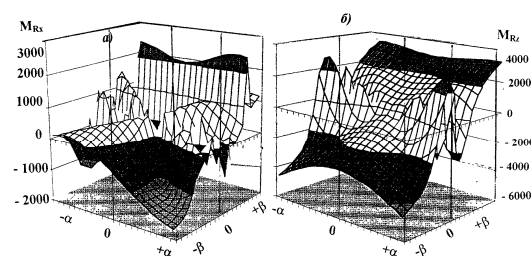


Рис. 1. Залежність моменту бічних реакцій (а) і вагового стабілізуючого моменту (б) від кутів нахилу осі шворня керованих коліс напівпричепа

На рис. 1 наведені моменти бічних реакцій і вагового стабілізуючого моменту в Нм для напівпричепа із задньою керованою віссю, для якого вихідними параметрами слугували: вертикальне навантаження на одне колесо $R_z = 40000$ Н, $\gamma_0 = 0,01$ рад, $L_{\text{ц}} = 0,3$ м, $R_d = 0,5$ м,

кути α і β змінювалися в межах від $-0,2$ рад до $0,2$ рад із кроком $0,02$.

Висновки

Аналіз наведених графіків дозволяє встановити значення кутів нахилу осі шворня, за яких як ваговий стабілізуючий момент, так і момент бічних реакцій досягають свого максимального значення. У конкретному випадку: кут нахилу осі шворня у поздовжній площині $\alpha_{ш} = -0,035$ рад; кут нахилу осі шворня в поперечній площині $\beta_{ш} = 0,115$ рад. Ці моменти необхідно враховувати при визначенні потужності електродвигуна, який використовують для повороту керованих коліс напівпричепа.

Література

1. Солтус А.П. Основы теории рабочего процесса и расчета управляющих колесных модулей: автореф. дис. на соискание ученой степени д-ра техн. наук: 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / А.П. Солтус. – К., 1995. – 43 с.
2. Сахно В.П. Пошук шляхів підвищення стійкості прямолінійного руху автопоїзда / В.П. Сахно, Л.І. Зав'ялова, Є.Л. Барилоч, О.А. Крестянполь // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ПНЦ ТАУ. – 1999. – Вип. 3. – С. 61–67.
3. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1978. – 376 с.

Рецензент: М.А. Подригало, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 3 червня 2016 р.

УДК 629.113

ВИКОРИСТАННЯ ГІБРИДНОЇ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ПОСЛІДОВНОГО ТИПУ НА МІСЬКИХ АВТОБУСАХ

**В.П. Сахно, проф., д.т.н., О.М. Тімков, доц., к.т.н., А.П. Луцик, асистент,
Національний транспортний університет, м. Київ**

***Анотація.** Впровадження гібридної силової установки у міський транспорт може значно зменшити проблеми, викликані в міських районах, завдяки використанню інноваційних технологій і технологій транспортних засобів. Розроблення математичних моделей для проектування автомобілів з гібридними силовими установками приводить до скорочення часу та зменшення витрат.*

***Ключові слова:** гібридна силова установка, послідовна схема, структурна схема, математична модель, мотор-генератор, гібридний автобус.*

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГИБРИДНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО ТИПА НА ГОРОДСКИХ АВТОБУСАХ

**В.П. Сахно, проф., д.т.н., О.Н. Тимков, доц., к.т.н., А.П. Луцик, ассистент,
Национальный транспортный университет, г. Киев**

***Аннотация.** Внедрение гибридной силовой установки в городской транспорт может значительно уменьшить проблемы, вызванные в городских районах, благодаря использованию инновационных технологий и технологий транспортных средств. Разработка математических моделей для проектирования автомобилей с гибридными силовыми установками приводит к сокращению времени и уменьшению затрат.*

***Ключевые слова:** гибридная силовая установка, последовательная схема, структурная схема, математическая модель, мотор-генератор, гибридный автобус.*

USE OF HYBRID PROPULSION UNIT OF SERIAL TYPE IN CITY BUSES

**V. Sakhno, Prof., D. Sc. (Eng.), O. Timkov, Assoc. Prof., Ph. D. (Eng.),
A. Lutsyk, T. Asst., National Transport University, Kyiv**

***Abstract.** Introduction of hybrid propulsion into urban transport can significantly reduce the problems caused in urban areas through the use of both innovative and vehicle technology. Development of mathematical models for designing vehicles with hybrid propulsion reduces both the time and the costs.*

***Key words:** hybrid propulsion, sequential diagram, structural diagram, mathematical model, motor-generator, hybrid bus.*

Вступ

Екологічні проблеми й обмежені запаси вичерпного палива підвищили інтерес до альтернативних рухомих установок транспортних засобів. З іншого боку, виробники транспортних засобів все частіше стикаються з вимогами щодо скорочення викидів шкідливих

газів транспортними засобами відповідно до посиленних вимог законодавства.

Автобуси як засіб громадського транспорту можуть значно зменшити проблеми, викликані в міських районах, завдяки використанню інноваційних технологій і технологій транспортних засобів.

Розвиток інноваційних технологій більшою мірою орієнтований на електрифікацію транспортного засобу, результатом чого має бути: зниження рівня шкідливих викидів, збільшення ефективності транспортних засобів, поліпшення тягово-швидкісних характеристик, зниження витрати палива, зменшення шуму і потенційне зниження витрат на технічне обслуговування. Технологія електроприводу має на увазі технологію з використанням щонайменше одного пристрою під назвою «електродвигун».

Впровадження гібридних технологій для автобусів значно зросло за останні кілька років. Ці технології досягли великих проривів в Північній Америці й Європі, стали дуже ши-

роко застосовуватися протягом останніх кількох років.

Аналіз публікацій

Використання гібридних технологій на автомобільному транспорті стало популярним в останні роки. Гібридні рішення є принципово доступними для всіх основних типів рухомого складу, тому є доцільним застосування технологій електричного приводу в міських автобусах.

У табл. 1 показано деякі типові гібридні електричні автобусні рішення головних виробників автобусів із двигуном та силовим електромотором [1].

Таблиця 1 Типові гібридні електричні автобуси

«Orion VII» hybrid electric bus	«New Flyer» hybrid-electric bus
BAE Systems HybriDrive™ послідовна силова установка	ISE ThunderVolt® TB40-HD послідовна силова установка
Cummins ISB, ULSD, 194 кВт, з генератором 120 кВт	
Асинхронний двигун АС, номінальна потужність – 175 кВт (224 кВт максимальна)	Два асинхронних двигуни, номінальна потужність – 170 кВт, максимальна потужність – 300 кВт
Lithium-ion батарея (вміст енергії: 0,5 кВт, Maxwell, 5х 125 В, вага – 410 кг)	Ultra конденсатори (вміст енергії: 32 кВт, вага – 364 кг, 6 років розрахунковий строк служби)
Покращує економію палива на 30 % і зменшує викиди на: 90 % РМ, 40 % NO _x , 30 % CO ₂	Зменшує викиди на: 25 % РМ, 32 % NO _x , також зменшує споживання палива і викиди CO ₂

Розробкою гібридних автобусів займаються такі виробники: Gillig, ISE Corporation (Північна Америка); Scania, Iveco Irisbus, Van Hool, VDL Bus & Coach, Hess AG (Європа); Tata Motors, Тойота-Hino, Hyundai Motor Company, Mitsubishi Fuso (Азія).

Мета і постановка завдання

Метою роботи є розробка структурної схеми та створення математичної моделі гібридної силової установки автобуса повною масою більше 5 т.

Математична модель міського автобуса з гібридною силовою установкою

На базі поданих вище гібридних автобусів розроблено структурну схему автобуса з гібридною силовою установкою (ГСУ) послідовного типу. На схемі (рис. 1) зазначено осно-

вні функціональні елементи та вхідні/вихідні сигнали кожного з них.

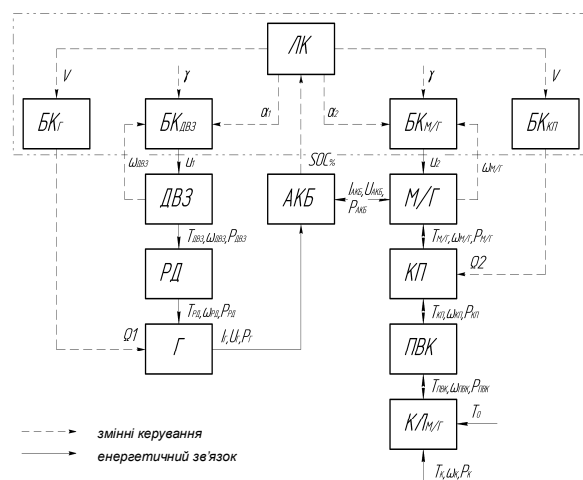


Рис. 1. Структурна схема автомобіля з ГСУ послідовного типу

Основними функціональними елементами є: АКБ, П/ВК заднього моста, ДВЗ, М/Г, корбо-

ка передач (КП), задні ведучі колеса КЛ, блок керування КП (БК_{КП}) та система автоматичного керування (САК). Остання об'єднує в собі логіку керування (ЛК) та контури регулювання ДВЗ та електродвигуна, які складаються з блока керування ДВЗ – БК_{ДВЗ} і блока керування електродвигуна – БК_{М/Г}.

Логіка керування формує сигнали керування α_1 , α_2 , що надходять до БК_{ДВЗ} і БК_{М/Г}; вихідними сигналами останніх є u_1 і u_2 , що являють собою керуючу дію на ДВЗ та М/Г.

Потужність АКБ – $P_{\text{АКБ}}$, яка пропорційна напрузі $U_{\text{АКБ}}$ і струму $I_{\text{АКБ}}$, забезпечує роботу М/Г в тяговому режимі. М/Г, працюючи в тяговому режимі, створює механічну потужність $P_{\text{М/Г}}$, пропорційну крутному моменту $T_{\text{М/Г}}$ та кутовій швидкості $\omega_{\text{М/Г}}$, і передається на ПВК. Потужність на ведучих колесах $P_{\text{К}}$ визначається потужністю $P_{\text{ПВК}}$, яка, у свою чергу, залежить від поточного значення крутного моменту $T_{\text{ПВД}}$, кутової швидкості $\omega_{\text{ПВД}}$ та моменту сил опору T_o . У гальмівному режимі М/Г перетворює механічну енергію від ПВК в електричну та відбувається зарядження батареї акумуляторів.

ДВЗ використовується виключно для підзарядки акумуляторів. ДВЗ, працюючи, створює механічну потужність $P_{\text{ДВЗ}}$, пропорційну крутному моменту $T_{\text{ДВЗ}}$ та кутовій швидкості $\omega_{\text{ДВЗ}}$, і передається на Г. Потужність на генераторі визначається потужністю $P_{\text{РД}}$, яка, у свою чергу, залежить від поточного значення крутного моменту $T_{\text{РД}}$, кутової швидкості $\omega_{\text{РД}}$ та моменту сил опору T_o . Вироблена енергія від генератора подається до АКБ.

Для моделювання автомобіля із ГСУ паралельного типу, з урахуванням алгоритму керування, використовувалось середовище розробки MatLab Simulink. Відповідно до структурної схеми автомобіля з ГСУ послідовного типу, наведеної на рис. 1, було реалізовано математичну модель, зображену на рис. 2.

Були використані бібліотеки: Simulink – для імітації та аналізу динамічних систем, включаючи дискретні, неперервні та гібридні, нелінійні та розривні системи; дає можливість будувати графічні блок-діаграми, імітувати динамічні системи, досліджувати працездатність систем і вдосконалювати проекти;

Simscape – надає середовище для моделювання і симуляції фізичних систем, що містять компоненти з різних інженерних сфер діяльності – механічних, електричних, гідравлічних та інших; SimPowerSystem – розширює Simulink інструментами для моделювання електросилових систем генерації, передачі, розподілу і споживання електроенергії; Stateflow – це середовище для моделювання і симуляції комбінаторної та послідовної логіки ухвалення рішень, що базуються на машинах станів і блок-схемах. При побудові математичної моделі використовувались рекомендації [2–5].

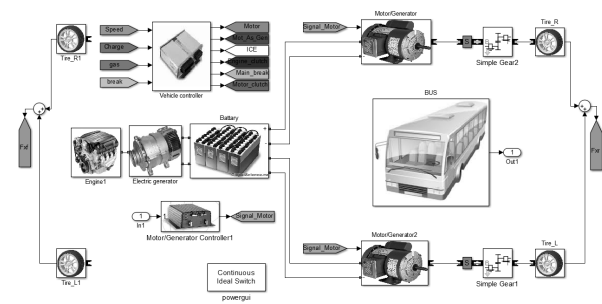


Рис. 2. Simulink модель міського автобуса з ГСУ послідовного типу

Математична модель міського автобуса з ГСУ послідовного типу складається з таких основних блоків:

Engine	– модель дизельного двигуна;
MG	– модель електродвигуна/генератора;
Battery	– модель акумуляторної батареї;
FrontTransmission	– модель передньої балки;
RearTransmission	– модель заднього моста;
Longitudinal VehicleDynamics	– модель поздовжньої динаміки руху автомобіля;
Wheel	– чотири блоки, які моделюють колеса автомобіля;
Vehicle controller	– модель системи керування режимами роботи автомобіля;
Engine Controller	– модель блока керування дизельним двигуном
MG Controller	– модель блока керування електродвигуном-генератором

Для дослідження режимів руху, які важко реалізувати на реальній моделі, і визначення параметрів, які характеризують роботу ГСУ та важко піддаються прямому або непрямому вимірюванню, було проведено моделювання руху міського автобуса в їздовому циклі за математичною моделлю.

На рис. 3, а і б зображено розрахункову зміну струму і напруги тягової акумуляторної батареї (ТАБ) протягом руху в їздовому циклі відповідно.

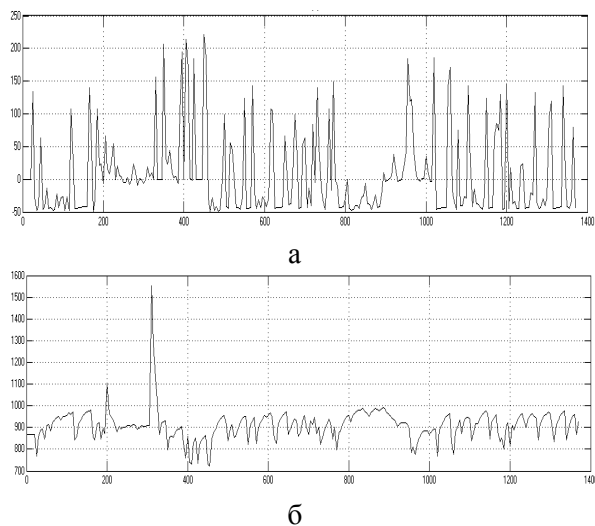


Рис. 3. Розрахункова зміна струму та напруги ТАБ у математичній моделі ГСУ в їздовому циклі: а – зміна струму; б – зміна напруги

Як їздовий цикл у математичній моделі закладено можливість використання як стандартних їздових циклів, визначених нормативними документами, так і їздових циклів, заданих користувачем самостійно, наприклад, циклів, отриманих на основі обробки експериментальних даних розподілу швидкості автобуса на маршруті у вигляді залежності швидкості від часу з дискретністю 1 с.

Висновки

Отримано математичну модель міського автобуса з гібридною силовою установкою послідовного типу, яку реалізовано в середовищі MatLab Simulink. Модель дозволяє проводити імітацію руху автобуса у стандартних їздових циклах або за довільним маршрутом, заданим користувачем. У результаті математичного експерименту отримано дані про енергетичні й тягово-швидкісні показники руху міських автобусів із ГСУ послідовного типу. Надалі планується проведення експериментальних досліджень на автобусі для перевірки адекватності розробленої математичної моделі.

Література

1. Živanović Z. Additional information is available at the end of the chapter / Živanović Z., Nikolić Z. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://dx.doi.org/10.5772/51770>.
2. Черных И.В. Моделирование электротехнических устройств в MatLab, SimPowerSystem, Simulink / И.В. Черных. – М.: ДМК Пресс; С.Пб.: Питер, 2008. – 288 с.
3. Штовба С.Д. Проектирование нечетких систем средствами MATLAB / С.Д. Штовба. – Издательство: Горячая Линия – Телеком, 2007. – 288 с.
4. Дорф Р. Современные системы управления / Р. Дорф, Р. Бишоп; перевод с английского. – М.: Лаборатория базовых знаний, 2002. – 832 с.
5. Данилов А. Компьютерный практикум по курсу «Теория управления». Simulink-моделирование в среде Matlab / А. Данилов. – М.: МГУИЭ, 2002. – 128 с.

Рецензент: А.В. Гнатов, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 3 червня 2016 р.

УДК 621.43

ВПЛИВ ДОДАВАННЯ ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ НА ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЯ В НАВАНТАЖУВАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

А.Г. Говорун, проф., д.т.н., А.О. Корпач, проф., к.т.н., О.Д. Філоненко, аспірант,
Національний транспортний університет, м. Київ

Анотація. Проаналізовано результати експериментальних досліджень дизеля 4CH11,0/12,5 (D-241) за навантажувальною характеристикою ($n=1500 \text{ хв}^{-1}$) за сталої величини добавки водневмісного газу.

Ключові слова: дизель, навантажувальний режим, колінчастий вал, добавка водневмісного газу.

ВЛИЯНИЕ ДОБАВЛЕНИЯ ВОДОРОДСОДЕРЖАЩЕГО ГАЗА НА ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ В НАГРУЗОЧНОМ РЕЖИМЕ

А.Г. Говорун, проф., д.т.н., А.А. Корпач, проф., к.т.н., А.Д. Филоненко, аспирант,
Национальный транспортный университет, г. Киев

Аннотация. Проанализированы результаты экспериментальных исследований дизеля 4CH11,0 / 12,5 (D-241) по нагрузочной характеристике ($n=1500 \text{ хв}^{-1}$) при постоянной величине добавки водородсодержащего газа.

Ключевые слова: дизель, нагрузочный режим, коленчатый вал, добавка водородсодержащего газа.

THE EFFECT OF ADDING HYDROGEN-CONTAINING GAS ON DIESEL ENGINE INDICATORS IN THE LOADING MODE

A. Govorun, Prof., D. Sc. (Eng.), A. Korpach, Prof., Ph. D. (Eng.), A. Filonenko, P.G.,
National Transport University, Kyiv

Abstract. The results of experimental tests of the diesel engine 4CH11,0 / 12.5 (D-241) when using the engine speed $n = 1,500 \text{ min}^{-1}$ in the load mode by using a constant hydrogen-containing gas additive are analyzed.

Key words: diesel engine, load mode, crankshaft, addition of hydrogen-containing gas.

Вступ

У наш час запаси викопних паливних ресурсів – нафти та природного газу – безперервно зменшуються. Це призводить до значного зменшення використання у двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) палив нафтового походження – бензину та дизельного палива. Тому перед науковцями всього світу стоїть задача – пошук нових альтернативних палив, тобто таких, які не є результатом переробки нафти. Найбільшу зацікавленість викликають альтернативні палива, отримані з відновних

джерел енергії. Одним із таких палив є водень, або водневмісні гази, до яких відноситься так званий «газ Брауна». Цей газ у своєму складі має кисень та водень і може вироблятися прямо на борту автомобіля. Водень як паливо в енергетичному відношенні набагато ефективніший, ніж палива нафтового походження, проте він має ряд суттєвих недоліків (висока вибухопожежонебезпечність та складність зберігання на борту автомобіля) для використання в чистому вигляді. Установки, що виробляють водневмісний

газ, бувають двох типів: ті, які виробляють синтез-газ, використовуючи метод теплової конверсії метанолу, й ті, які продукують «газ Брауна» шляхом електролізу водного розчину лугів КОН чи NaOH [1]. Застосування чистого водню як добавки до повітряного заряду на двотактних дизелях свідчить про підвищення на 7–9 % паливної економічності в режимах часткових навантажень при використанні 1–2 % значень відсоткової добавки [2].

Аналіз публікацій

На сьогодні у багатьох розвинених країнах світу проводяться дослідження стосовно можливості використання у ДВЗ різних видів альтернативних палив. Дослідження, що ведуться у Національному транспортному університеті, стосуються застосування водневмісного газу як добавки до повітряного заряду ДВЗ з іскровим запалюванням та дизелів. Експериментальні дослідження виконуються в різних режимах роботи двигунів, з метою встановлення впливу різної за величиною добавки водневмісного газу до повітряного заряду та оптимальної її величини на енергетичні, екологічні показники та паливну економічність. Дані, отримані з характеристик експериментальних досліджень на двигунах з іскровою системою запалювання [3], свідчать про позитивний вплив водневмісного газу на паливну економічність та екологічні показники на різних режимах роботи двигуна. Використання методики [4] врахування затрат на електроліз дає змогу більш об'єктивно визначати паливну економічність ДВЗ.

Мета і постановка завдання

Метою роботи є встановлення впливу різної відсоткової величини масової добавки водневмісного газу до повітряного заряду дизеля на паливну економічність та екологічні показники роботи в навантажувальних режимах.

Результати експериментальних досліджень дизеля 4Ч11,0/12,5

Експериментальні випробування двигуна 4Ч11,0/12,5 (Д-241) проводились шляхом зняття навантажувальної характеристики при $n=1500 \text{ хв}^{-1}$ зі штатним кутом випередження впорскування палива. При визначенні навантажувальної характеристики (рис. 1) визна-

чались: $G_{\text{п}}$ – годинна витрата палива, кг/год; g_e – питома витрата дизельного палива, г/кВт·год; CO – концентрація оксиду вуглецю у відпрацьованих газах, %; $C_{\text{мНн}}$ – концентрація вуглеводнів у відпрацьованих газах, млн^{-1} ; NO_x – концентрація оксидів азоту у відпрацьованих газах, млн^{-1} ; N – димність відпрацьованих газів, визначена за коефіцієнтом ослаблення світлового потоку, %; Per – відсоткове значення величини добавки водневмісного газу відповідно до маси палива (рис. 1).

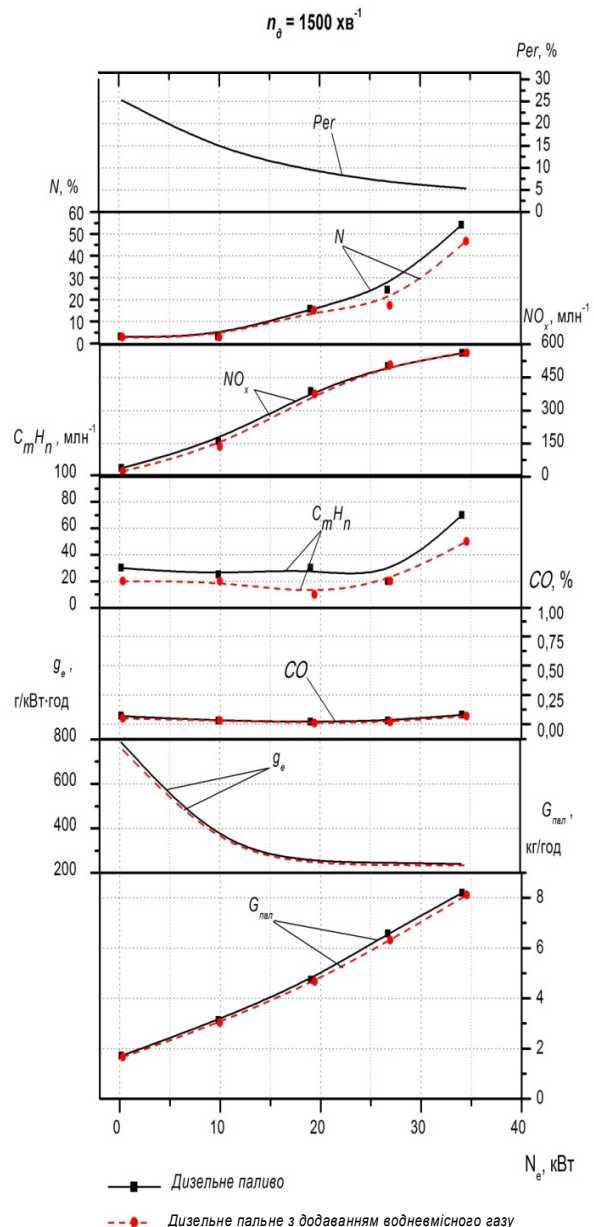


Рис. 1. Навантажувальна характеристика дизеля 4Ч11,0/12,5 (Д-241)

Під час експериментальних досліджень використовувались стала добавка водневмісного газу – 14,5 л/хв. Оскільки годинна витрата

дизельного палива змінювалась, то відсоткове значення добавки водневмісного газу теж було різним і змінювалось від 25,34 % до 5,32 % (рис. 1).

Під час проведення випробувань вирішувалась задача – визначення оптимальної величини добавки для даного режиму роботи дизеля за найбільшої паливної економічності.

Аналіз навантажувальної характеристики (рис. 1) свідчить про зменшення годинної G_n та питомої g_e витрати дизельного палива наближено до 3,5 % в усьому навантажувальному діапазоні характеристики. За навантажувальної характеристики ($n=1500$ хв⁻¹) дизеля 4С11,0/12,5 (Д-241) спостерігалось підвищення потужності на 1,5 %.

Максимальне зменшення питомої витрати дизельного палива було зафіксоване за величини масової добавки водневмісного газу 5,32 % і становило 4,75 %. Зміна концентрацій шкідливих речовин у відпрацьованих газах становила: концентрація СО залишилась практично незмінною в усьому діапазоні навантажувальної характеристики; концентрація вуглеводнів C_mH_n знижувалась в середньому на 29 %; мало місце незначне зниження концентрації оксидів азоту NO_x в режимах холостого ходу і малих навантажень, що, ймовірно, викликане додатковим збідненням паливо-повітряної суміші.

На режимі, близькому до максимального навантаження, концентрація NO_x дорівнювала значенням NO_x при роботі двигуна на штатному дизельному паливі. Димність відпрацьованих газів визначалась за коефіцієнтом ослаблення світлового потоку N і залишалась практично такою самою під час роботи на дизельному паливі з додаванням водневмісного газу. Під час роботи двигуна в режимі, близькому до максимального навантаження, спостерігалось зменшення димності до 20 %.

Висновки

Додавання водневмісного газу до повітряного заряду дизеля покращує паливну економічність під час роботи двигуна в навантажувальному режимі в середньому на 3,5 %. Найбільш оптимальною добавкою водневмісного газу виявилась 5 %-ва добавка.

Література

1. Фомин В.М. Водород как химический реагент в кинетическом механизме образования углерода в дизеле / В.М. Фомин, Р.Р. Хакимов, Д.В. Шевченко // Транспорт на альтернативном топливе: Международный научно-технический журнал. – 2011. – № 3 (21). – С. 10–14.
2. Сирота А.А. Повышение экономичности судовых ДВС путем использования водорода в качестве добавок к топливу / А.А. Сирота // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – №1. – С. 63–67.
3. Гутаревич Ю.Ф. Эффективность использования добавок водневмісного газу до повітряного заряду бензинових двигунів / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, С.В. Карев та ін. // Сучасні технології в машинобудуванні на транспорті: науковий журнал. – 2015. – №1(3). – С. 59–63.
4. Гутаревич Ю.Ф. Вплив додавання суміші водню з киснем на паливну економічність і токсичність бензинового двигуна в режимі холостого ходу / Ю. Ф. Гутаревич, А. О. Корпач, Є.В. Шуба та ін. // Вісник Національного транспортного університету. – 2014. – Вип. 29. <http://www.ntu.edu.ua>.

Рецензент: Ф.І. Абрамчук, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 6 червня 2016 р.

УДК 620.178:620.191

ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ЧАВУННИХ ДЕТАЛЕЙ ПОВЕРХНЕВИМ ЗМІЦНЕННЯМ

Т.А. Гурей, доц., к.т.н.,
Національний університет «Львівська політехніка»

Анотація. Досліджено, що фрикційне зміцнення істотно підвищує зносостійкість пари «сірий чавун СЧ 20 – сірий чавун СЧ 20» при терті з граничним мащенням. Під час фрикційного зміцнення у поверхневих шарах формуються білі шари з нанокристалічною структурою.

Ключові слова: зносостійкість, чавун, фрикційне зміцнення, білий шар, тертя з граничним мащенням, нанокристалічна структура.

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЧУГУННЫХ ДЕТАЛЕЙ ПОВЕРХНОСТНЫМ УПРОЧНЕНИЕМ

Т.А. Гурей, доц., к.т.н.,
Национальный университет «Львовская политехника»

Аннотация. Исследовано, что фрикционное упрочнение существенно повышает износостойкость пары «серый чугун СЧ 20 – серый чугун СЧ 20» при трении с граничной смазкой. При фрикционном упрочнении в поверхностных слоях формируются белые слои с нанокристаллической структурой.

Ключевые слова: износостойкость, чугун, фрикционное упрочнение, белый слой, трение с граничной смазкой, нанокристаллическая структура.

INCREASE OF WEAR RESISTANCE OF CAST IRON PARTS BY SURFACE HARDENING

T. Hurey, Assoc. Prof., Ph. D. (Eng.),
National University «Lviv Politechnic»

Abstract. It is shown that the friction hardening significantly increases the wear resistance of the pair cast iron Sch 20 – cast iron Sch 20 at friction with boundary lubrication. A white layer with a nanocrystalline structure is formed in the upper layers at friction hardening.

Key words: wear resistance, cast iron, friction hardening, white layer, friction of boundary lubrication, nanocrystalline structure.

Вступ

Надійність машин полягає у збереженні у заданих межах необхідних експлуатаційних показників протягом усього періоду їх виконання, технічного обслуговування, ремонтів тощо. Вона залежить від конструкції машини, використовуваних матеріалів, якості виготовлення деталей і складання вузлів та

агрегатів, способів контролю, від умов та режимів роботи й інших параметрів. Для збереження експлуатаційних характеристик деталей машин необхідно мати чітке уявлення про причини їх зниження і на основі цієї інформації створювати нові технологічні процеси, які зможуть забезпечити впродовж всього періоду роботи необхідні експлуатаційні характеристики деталей машин та елементів конструкцій.

Аналіз публікацій

Для поверхневого зміцнення деталей машин застосовуються технологічні методи з використанням висококонцентрованих джерел енергії [1, 2]. До них відноситься також і фрикційна обробка. Висококонцентрований потік енергії утворюється у зоні контакту «інструмент–оброблювана поверхня» за рахунок взаємного високошвидкісного тертя (60–80 м/с). Поверхневий шар металу в зоні їх контакту нагрівається з великими швидкостями (10^5 – 10^6 К/с) до температур вище точки фазових перетворень, і під час її переміщення, за рахунок теплопровідності у глибину металу, проходить його високошвидкісне охолодження (10^4 – 10^5 К/с).

У зоні контакту під час фрикційної обробки проходить інтенсивне зсувне деформування металу поверхневого шару оброблюваної поверхні. Під час високошвидкісного нагрівання металу і наступного високошвидкісного охолодження у поверхневих шарах деталей формується зміцнений білий шар з нанокристалічною структурою [3].

Для збільшення інтенсивності деформування поверхневого шару металу оброблюваної деталі на робочій поверхні інструмента були нарізані різноспрямовані пази. У момент проходження паза над зоною контакту відбувається її розвантаження, припиняється дія теплового потоку, зсувного деформування. У момент входження у контакт з оброблюваною поверхнею наступної гладкої частини інструмента відбувається ударне навантаження зони контакту, а також проходить додаткове перемінне зсувне деформування у поперечному напрямку за рахунок різноспрямованого нахилу пазів. У зоні контакту виникає складний напружено-деформований стан поверхневого шару металу, який сприяє подрібненню структури та формуванню якісних зміцнених білих шарів.

Експлуатаційні характеристики деталей машин залежать не стільки від якості металу всього перерізу, скільки від фізико-хімічних властивостей та якості поверхні виробів, які формуються на кінцевих стадіях виготовлення деталей.

Ресурс роботи окремих вузлів і з'єднань обмежується передчасним зношуванням контактуючих деталей, особливо під час тертя з обмеженим мащенням.

Мета і постановка завдання

Метою роботи було дослідження впливу якості зміцнених білих шарів, отриманих на чавунних зразках, на зносостійкість пари «сірий чавун СЧ 20 – сірий чавун СЧ 20» при терті з граничним мащенням.

Зносостійкість під час тертя з граничним мащенням

Дослідження показали, що на формування якісних зміцнених білих шарів, отриманих на сірих чавунах, впливають режими фрикційної обробки, використовуване технологічне середовище і форма робочої поверхні зміцнювального інструмента. Так, після зміцнення інструментом із гладкою робочою частиною на чавунах формується білий шар товщиною 90–100 мкм з мікротвердістю 6,5 ГПа. Використовуючи інструмент із нарізаними на його робочій частині різноспрямованими пазами, вдалося досягти збільшення білого шару до 120–130 мкм, а також підвищилась його мікротвердість до 8,5 ГПа за твердості основного металу 2,2 ГПа.

Розділення поверхонь тертя рідким або консистентним мастилом є одним із методів підвищення зносостійкості. За недостатнього введення кількості мастильного матеріалу спостерігається тертя із граничним мащенням. Під граничним тертям розуміється тертя, при якому тверді тіла відділені одне від одного дуже тонким шаром мастила, яке знаходиться під дією молекулярних сил металу. Наявність граничного шару мастила товщиною 0,1–0,5 мкм знижує сили тертя, зменшує зношування, у порівнянні з тертям без мащення [4].

Дослідження зносостійкості чавунних пар при терті ковзанням із граничним мащенням проводили на установці СМЦ-1 за схемою «кільце – вкладка» за питомих навантажень від 0,2 МПа до 1 МПа і швидкостей ковзання від 0,5 м/с до 1,8 м/с. Час випробувань пари тертя на одному етапі складав $t = 110$ год. Мастило «Індустріальне-30А» подавали у зону тертя у кількості 15–20 крапель за хвилину.

Нерухомих зразок-вкладка був з'єднаний з диференціальним давачем силовимірника. Сигнал із нього записувався потенціометром типу КСП-4, який фіксував момент тертя. За моментом обчислювали коефіцієнт тертя. На

вкладках в отворах закріплювали термометричні перетворювачі з термоелектродами діаметром 0,2 мм. Сигнали з термоелектричних перетворювачів подавалися на триканальний потенціометр типу КСП-4, який фіксував інтегральну температуру на глибині 0,3–0,5 мм від поверхні тертя.

Перед початком випробувань усі пари тертя припрацьовували до стабілізації моменту тертя і прилягання спряжених поверхонь, яке оцінювали за наявністю слідів зношування на площі не менше 90 % робочої поверхні тертя кожного зразка.

За критерій величини зношування було взято втрату маси зразків після 20 год тертя, яку визначали зважуванням на аналітичних вагах марки ВЛА-200Г-М з точністю $\pm 0,2$ мг. Після цього визначали інтенсивність зношування.

Фрикційне зміцнення робочих поверхонь кілець виконували на спеціальній установці, змонтованій на базі токарно-гвинторізного верстата моделі 16К20. За кінематикою процес фрикційної обробки є подібним до процесу шліфування, тільки замість абразивного круга використовується металевий інструмент–диск. Інструмент виготовляли із гладкою робочою поверхнею (ГРП) та з нарізаними на ній різноспрямованими пазами (РНП). Як технологічне середовище використовували мінеральне мастило з поверхнево активною полімервмісною добавкою.

Зразки досліджуваних пар тертя виготовляли із сірого чавуну СЧ 20 після штучного старіння. Фрикційно зміцнювали тільки робочі поверхні зразків–кілець, вкладки – були лише шліфовані електрокорундовим кругом. При зміцненні обох тіл пари тертя ефект підвищення зносостійкості нівелюється. Для порівняння використовували незміцнену пару тертя. Шорсткість робочих поверхонь після фрикційного зміцнення становила $R_a = 0,25$ – $0,50$ мкм, після електрокорундового шліфування – $R_a = 0,50$ – $0,63$ мкм.

Досліди показали, що фрикційне зміцнення суттєво підвищує зносостійкість пари тертя «чавун СЧ 20 – чавун СЧ 20». Так, при терті фрикційно зміцнених інструментом із гладкою робочою частиною чавунних кілець у парі з незміцненими вкладками за питомого навантаження $P = 2$ МПа величина їх зно-

шування зменшилася майже у 5 разів, а вкладок – у 4 рази. Після зміцнення інструментом з нахиленими пазами величина зношування кілець зменшилася майже у 8 разів, а вкладок – у 6,4 рази у порівнянні з незміцненою парою тертя (рис. 1).

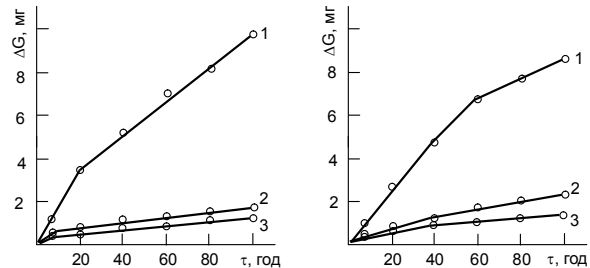


Рис. 1. Кінетика зношування пари «чавун СЧ 20 – чавун СЧ 20» ($P = 2,0$ МПа; $V = 0,9$ м/с): 1 – ЕШ; 2 – ΦЗ, ГРП; 3 – ΦЗ, РНП

Збільшення питомого навантаження призводить до підвищення інтенсивності зношування. Максимальне збільшення інтенсивності зношування спостерігається за питомого навантаження в межах $P = 0$ – $0,75$ МПа. Збільшення питомого навантаження від $0,75$ до 2 МПа приводить до зменшення інтенсивності зношування. Проходить окислювальний процес зношування. Зі збільшенням питомих навантажень більше 2 МПа переважним видом зношування для незміцненої шліфованої пари є захоплення. При зношуванні незміцненої пари з питомим навантаженням $4,5$ МПа через 4–5 годин тертя відбувається різке зростання температури, руйнування мастильної плівки, з'являються подряпини та починається патологічне зношування, що призводить до інтенсивного захоплення. Незміцнена пара тертя стає непридатною (рис. 2). Збільшення питомого навантаження у 6 разів, тобто від $0,75$ МПа до $4,5$ МПа, при терті фрикційно зміцнених кілець привело до збільшення їх інтенсивності зношування тільки у 1,8–2,3 разів, а вкладок, які працювали з ними у парі, – у 2,6–3,3 рази. Слід зауважити, що у даному випадку вкладки були незміцненими.

Як показали досліди, білий шар істотно впливає на температуру, яка виникає в зоні тертя (рис. 3). У початковий період тертя температура різко зростає й досягає максимального значення. Збільшення температури в зоні тертя сприяє утворенню на поверхні тертя деталей якісних вторинних структур.

Утворені вторинні структури збільшують площу контакту і знижують фактичне питоме навантаження, що приводить до поступового зниження температури до встановленого значення. При зношуванні зміцненої пари зі збільшенням питомого навантаження спостерігається менш інтенсивне підвищення температури в зоні контакту.

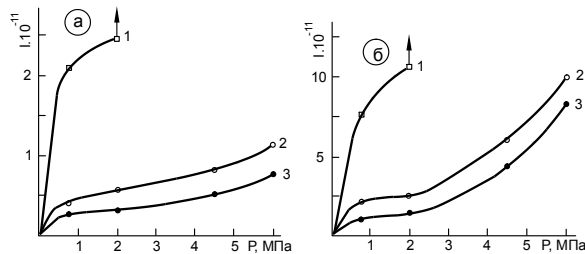


Рис. 2. Вплив питомого навантаження на інтенсивність зношування пари «чавун СЧ 20 – чавун СЧ 20» кільця (а) та вкладки (б) ($V = 0,9$ м/с): 1 – ЕШ; 2 – ФЗ, ГРП; 3 – ФЗ, РНП

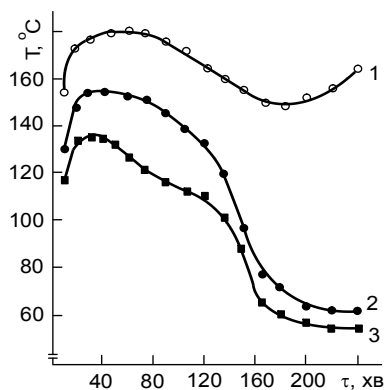


Рис. 3. Кінетика температури в зоні контакту пари «чавун СЧ 20 – чавун СЧ 20» ($P = 4,5$ МПа; $V = 0,9$ м/с): 1 – ЕШ; 2 – ФЗ, ГРП; 3 – ФЗ, РНП

Збільшення питомого навантаження приводить до інтенсивного зростання температури в зоні тертя (рис. 4). Значно менше підвищення температури зі збільшенням питомого навантаження спостерігається на фрикційно зміцнених зразках.

Так, при зношуванні пари тертя у діапазоні навантажень $P = 0,75\text{--}4,5$ МПа відбувається нормальний окислювальний процес тертя. Збільшення питомого навантаження більше 4,5 МПа приводить до різкого підвищення температури. Незміцнена пара при цьому стає непрацездатною, а фрикційно зміцнена пара працює нормально.

Збільшення швидкості ковзання також приводить до підвищення температури в зоні тертя. Зростання величини швидкості ковзання від 0,5 м/с до 0,9 м/с несуттєво підвищує температуру в зоні контакту. Зі збільшенням швидкості ковзання вище 0,9 м/с температура в зоні тертя різко зростає. Це свідчить про інтенсивну зміну фазового і структурного стану металу в зоні тертя. Мінімальна температура в зоні тертя, при всіх досліджуваних швидкостях ковзання, зареєстрована на зразках, які було піддано фрикційному зміцненню інструментом з нарізаними різноспрямованими пазами, максимальна – на незміцнених, шліфованих.

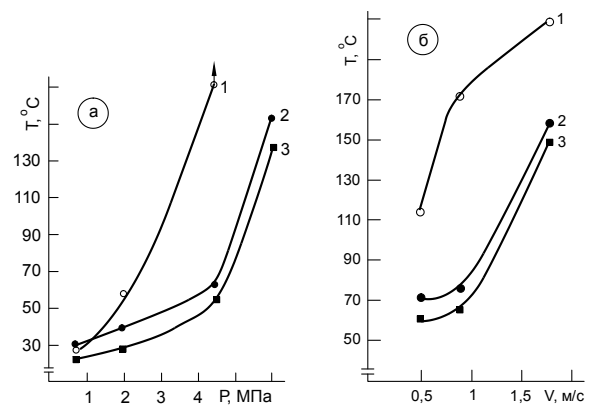


Рис. 4. Вплив питомого навантаження ($V = 0,9$ МПа) (а) і швидкості ковзання ($P = 4,5$ МПа) (б) на температуру в зоні контакту пари «чавун СЧ 20 – чавун СЧ 20»: 1 – ЕШ; 2 – ФЗ, ГРП; 3 – ФЗ, РНП

Фрикційне зміцнення зразків також істотно знижує коефіцієнт тертя на всьому діапазоні досліджуваних швидкостей тертя та питомих навантажень. На початку тертя величина коефіцієнта тертя різко зростає і досягає максимального значення, далі починає різко зменшуватися і доходить до деякого встановленого значення (рис. 5). За цей час на поверхні пари тертя створюються суцільні, якісні вторинні структури, які підвищують зносостійкість пари тертя, – відбувається структурна пристосовуваність металу в зоні тертя.

При терті незміцнених зразків коефіцієнт тертя збільшується зі зростанням питомого навантаження. Це свідчить про те, що зі збільшенням питомого навантаження стає інтенсивнішим процес захоплення, відбувається зривання мікронерівностей, утворюються дрібні тверді частинки, які, потрапляючи в

зону тертя, діють як абразиви і збільшують інтенсивність зношування пари тертя, а також і коефіцієнт тертя (рис. 6).

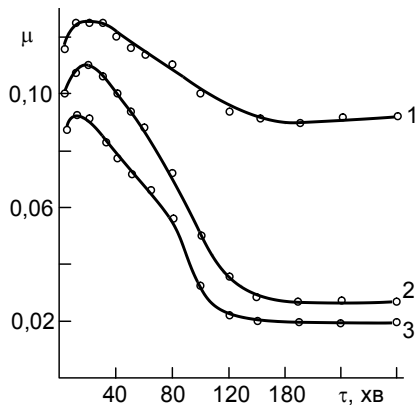


Рис. 5. Кінетика коефіцієнта тертя пари «чавун СЧ 20 – чавун СЧ 20» ($P = 4,5$ МПа; $V = 0,9$ м/с): 1 – ЕШ; 2 – ФЗ, ГРП; 3 – ФЗ, РНП

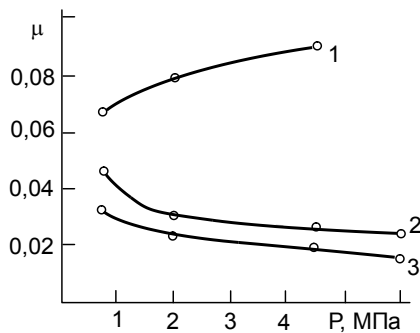


Рис. 6. Вплив питомого навантаження на коефіцієнт тертя пари «чавун СЧ 20 – чавун СЧ 20» ($V = 0,9$ м/с): 1 – ЕШ; 2 – ФЗ, ГРП; 3 – ФЗ, РНП

При терті кілець після фрикційного зміцнення зі зростанням питомого навантаження величина коефіцієнта тертя зменшується. У даному випадку основним видом тертя є окислювальне. Поверхні тертя зразків є гладкими і блискучими, відбувається намащування продуктів зношування на робочу поверхню вкладок, а процеси схоплювання у даному випадку не спостерігаються.

Висновки

Зносостійкість при терті ковзанням із граничним мащенням та питомим навантаженням 2 МПа пари «сірий чавун СЧ 20 – сірий чавун СЧ 20» після фрикційного зміцнення інструментом з нарізаними різноспрямованими пазами на робочій частині збільшилась майже у 8 разів, порівняно з незміцненою парою. Зі збільшенням питомого навантаження при терті більше 2 МПа незміцнена пара є непрацездатною. Збільшення питомого навантаження у 6 разів (від 0,75 до 4,5 МПа) при терті зміцненої пари приводить до зростання інтенсивності зношування лише у 1,8–2,3 разів.

Література

1. CHUNZHENG DUAN, MINJIE WANG: Some metallurgical aspects of chips formed in high speed machining of high strength lowalloy steel // Scripta Mater. – 2005. – Vol. 52. – P. 1001–1004.
2. Васильев М.А. Нанокристаллизация металлических поверхностей методами интенсивной пластической деформации / М.А. Васильев, Г.И. Прокопенко, В.С. Филатова / Успехи физики металлов. – 2004. – Т. 5. – С. 345–399.
3. Chur I. Computer simulation of friction hardening of superficial layers of machine details / I. Chur, M. Jachymek, I. Hurey, V. Gurey, H. Shynkarenko // Manufacturing Processes. Some Problems. Basic science applications, Opole. – 2012. – Vol. 1. – P. 49–62.
4. Кирилів В.І. Підвищення зносотривкості середньовуглецевої сталі нанокристалізацією поверхневого шару / В. І. Кирилів // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2012. – №1. – С. 102–105.

Рецензент: О.С. Полянський, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 13 червня 2016 р.

УДК 621.43

ПОЛІПШЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ СУЧАСНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА В РЕЖИМІ ХОЛОСТОГО ХОДУ

Ю.Ф. Гутаревич, проф., д.т.н., С.В. Карев, доц., к.т.н.,
Є.В. Шуба, асистент, Національний транспортний університет, м. Київ

Анотація. Наведено результати досліджень впливу добавки водневмісного газу до повітряного заряду бензинового двигуна 4Ч 7,65/7,56 із сучасною системою впорскування та зворотним зв'язком на паливну економічність та екологічні показники при роботі в режимі холостого ходу.

Ключові слова: холостий хід, система впорскування, водневмісний газ, паливна економічність, екологічні показники.

УЛУЧШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ СОВРЕМЕННОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ В РЕЖИМЕ ХОЛОСТОГО ХОДА

Ю.Ф. Гутаревич, проф., д.т.н., С.В. Карев, доц., к.т.н.,
Е.В. Шуба, ассистент, Национальный транспортный университет, г. Киев

Аннотация. Приведены результаты исследований влияния добавки водородсодержащего газа к воздушному заряду бензинового двигателя 4Ч 7,65 / 7,56 с современной системой впрыска и обратной связью на топливную экономичность и экологические показатели при работе в режиме холостого хода.

Ключевые слова: холостой ход, система впрыска, водородсодержащий газ, топливная экономичность, экологические показатели.

IMPROVING THE FUEL EFFICIENCY OF THE MODERN PETROL ENGINE IN THE IDLE OPERATING MODE

Y. Hutarevych, Prof., D. Sc. (Eng.), S. Karev, Assoc. Prof., Ph. D. (Eng.),
Y. Shuba, T. Asst., National Transport University, Kyiv

Abstract. The results of studies of the effect of hydrogen-containing gas additives to the gasoline engine air charge 4Ч 7,65 / 7,56 with a modern injection system and feedback as for the fuel efficiency and environmental performance in the idle operating mode are given.

Key words: idling, fuel injection system, hydrogen-containing gas, fuel efficiency, environmental performance.

Вступ

Відомо, що одним з недоліків бензинового двигуна є погіршення паливної економічності та екологічних показників у режимах малих навантажень та холостого ходу. Це пояснюється тим, що у вище названих режимах використовується дроселювання паливоповітряної суміші, що збільшує насосні втрати і погіршує умови згоряння. Одним з перспективних напрямів усунення цього недоліку є

використання як добавки до повітряного заряду водневмісного газу, отриманого шляхом електролізу водного розчину лугу. Цей газ складається з молекул і атомів водню та кисню (H_2/O_2). За рахунок того, що вказаний газ має швидкість згоряння вищу, ніж бензин, інтенсифікується процес згоряння основного палива і, як результат, поліпшуються паливо-економічні та екологічні показники двигуна.

Мета і постановка завдання

Метою роботи є визначення впливу добавки водневмісного газу до повітряного заряду бензинового двигуна із системою впорскування та зворотним зв'язком при роботі в режимах холостого ходу на його паливну економічність та екологічні показники.

Аналіз публікацій

Аналіз літературних джерел показав, що використання водню та водневмісних сполук як добавки до паливоповітряної суміші широко досліджується. У роботах [1, 2] встановлено, що добавка водневмісного газу дозволяє поліпшити паливну економічність та екологічні показники бензинових двигунів. Зокрема при роботі з добавкою водневмісного газу зменшуються годинна і питома витрати палива та знижуються концентрації продуктів неповного згоряння у відпрацьованих газах. Але в цих дослідженнях при оцінці впливу H_2/O_2 на паливну економічність не враховано витрати енергії на проведення електролізу. У роботі [3] встановлено, що в результаті додавання водню відбувається скорочення фаз згоряння та зростання швидкості поширення полум'я, що свідчить про інтенсифікацію згоряння в циліндрах двигуна.

На кафедрі двигунів і теплотехніки Національного транспортного університету проводяться дослідження щодо використання добавки водневмісного газу до повітряного заряду автомобільних двигунів. У роботі [4] проведено дослідження стосовно впливу добавки водневмісного газу на склад паливоповітряної суміші бензинового двигуна з карбюраторною системою живлення. Розрахунком встановлено, що добавка водневмісного газу до повітряного заряду карбюраторного двигуна приводить до незначного збагачення паливоповітряної суміші. Так, якщо при роботі без добавки водневмісного газу коефіцієнт надміру повітря становив 1,0, то при добавці 5 % H_2/O_2 зменшився до 0,99. У свою чергу, внаслідок додавання водневмісного газу зростає відношення H/C , яке є показником, що характеризує інтенсивність процесу згоряння суміші. Так, при добавці 5 % водневмісного газу відношення H/C зросло з 2,04 до 2,11. За результатами експериментальних досліджень на бензиновому двигуні з карбюраторною системою живлення встановлено, що добавка водневмісного газу до повітряно-

го заряду в режимі холостого ходу приводить до поліпшення паливної економічності на 6,8 %, з урахуванням витрат електроенергії на отримання газу, а також зниження концентрації продуктів неповного згоряння у відпрацьованих газах. Недоліком є незначне зростання викидів оксидів азоту, що свідчить про зростання температури в циліндрах двигуна.

Поліпшення паливної економічності двигуна

На сьогодні на кафедрі «Двигуни і теплотехніка» Національного транспортного університету продовжуються дослідження щодо впливу добавки водневмісного газу на паливну економічність і токсичність бензинових двигунів із системою впорскування та зворотним зв'язком. Для випробувань було обрано бензиновий двигун 4C 7,65/7,56 фірми «Volkswagen» із системою впорскування і зворотним зв'язком (рис. 1).



Рис. 1. Об'єкт експериментальних досліджень – двигун 4C 7,65/7,56 із сучасною системою впорскування бензину

Двигун встановлено на гальмівному стенді SAK-670 з електричною гальмівною машиною GPF a17h і обладнано всією необхідною вимірювальною апаратурою. Параметри двигуна у процесі дослідження контролювались за допомогою зчитування даних із блока керування двигуном через діагностичний роз'єм OBD II. Зокрема вимірювали температуру охолоджувальної рідини, тиск у впускному трубопроводі, величину коефіцієнта надлишку повітря, кут відкриття дросельної заслінки, тривалість впорскування бензину й кут випередження запалювання. Годинну витрату палива вимірювали ваговим методом за допомогою електронних терезів «МЕРА ВМ 2/3». Концентрації шкідливих речовин у

відпрацьованих газах двигуна вимірювали за допомогою газоаналізуючої апаратури; концентрації CO , CO_2 і C_mH_n методом – інфрачервоної спектроскопії газоаналізатором «Автотест-02» фірми «МЕТА»; концентрації оксидів азоту NO_x – газоаналізатором 344ХЛ-14, який працює за хемілюмінесцентним методом. Дослідження було проведено в режимі холостого ходу з частотою обертання колінчастого вала 1600 хв^{-1} . Добавку водневмісного газу подавали перед дросельною заслінкою і змінювали в діапазоні від 0 до 2,9 л/хв (від 0 до 11,3 % по відношенню до годинної витрати бензину). Встановлено, що добавка водневмісного газу приводить до зростання частоти обертання колінчастого вала двигуна. Незмінність частоти обертання підтримували прикриттям дросельної заслінки. У результаті зменшення кута відкриття дросельної заслінки і враховуючи те, що добавка водневмісного газу спричиняє збагачення паливоповітряної суміші, блок керування двигуном примусово зменшував кількість поданого палива G_n для забезпечення складу паливоповітряної суміші, близького до сте-хіометричного ($\alpha \approx 1$).

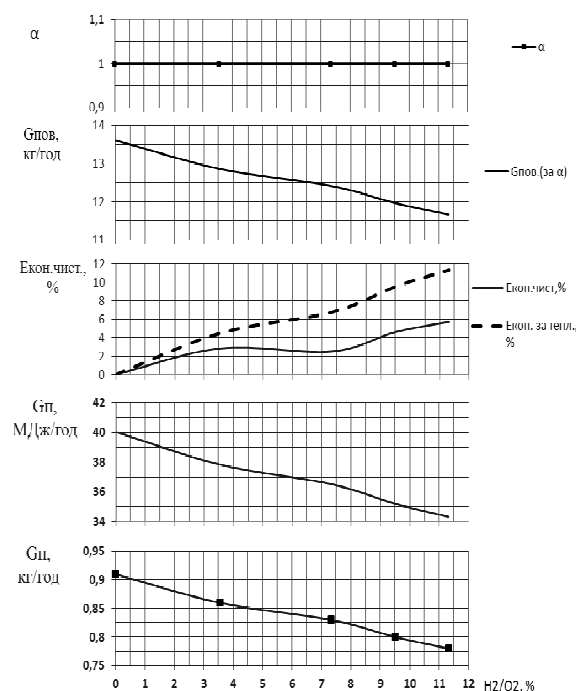


Рис. 2. Вплив добавки водневмісного газу на показники паливної економічності та енергетичні показники двигуна 4Ч 7,65/7,56

Як видно з рис. 2, при роботі з добавкою 11,3 % водневмісного газу годинна витрата бензину G_n з 0,91 кг/год знизилася до 0,78 кг/год. Економія бензину становить

14,3 %. Враховуючи затрати електроенергії на проведення електролізу, найбільша економія становить 5,7 % (Еч). Якщо враховувати теплоту згоряння водневмісного газу замість затрат електроенергії, то економія становить 11,3 % (Ет). Оскільки в умовах експлуатації на борту автомобіля в режимі холостого ходу отримати 11,3 % H_2/O_2 досить складно, то доцільно обмежити величину добавки на рівні 4–6 %, що становить 1–1,5 л/хв. При роботі з добавкою 4 % водневмісного газу витрата бензину зменшується на 7,7 %. З урахуванням витрат енергії на отримання H_2/O_2 економія палива становить 3 %. Внаслідок зменшення кута відкриття дросельної заслінки та заміщення частини повітря водневмісним газом зменшується годинна витрата повітря $G_{\text{пов}}$, що веде до зменшення масових викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами.

На концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах двигуна 4Ч 7,65/7,56 добавка водневмісного газу практично не впливає (рис. 3).

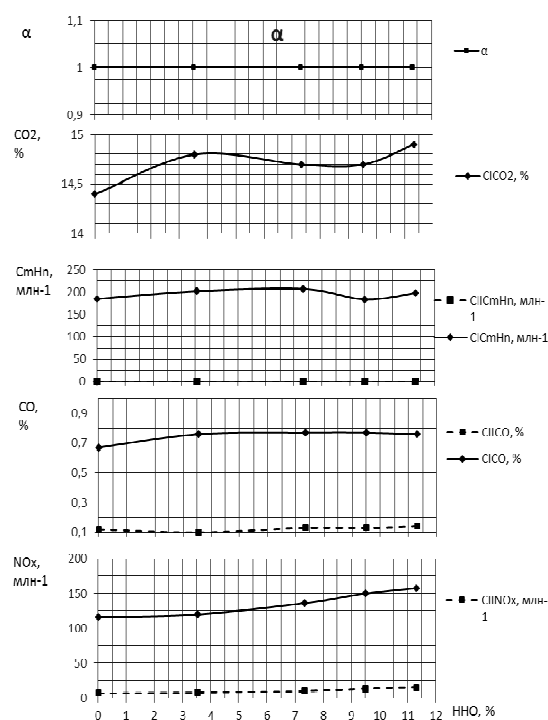


Рис. 3. Вплив добавки водневмісного газу на концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах двигуна

З показаних на рис. 3 залежностей видно, що концентрації оксидів вуглецю (CO і CO_2) та вуглеводнів C_mH_n практично не змінилися порівняно з роботою двигуна лише на бензині. У результаті підвищення температури в

циліндрах двигуна дещо зросли концентрації оксидів азоту NO_x . Разом з тим, концентрації шкідливих речовин, заміряні після нейтралізатора, при роботі двигуна на бензині та на бензині з добавкою водневмісного газу до повітряного заряду зменшуються в усьому діапазоні добавок H_2/O_2 . Оскільки у цьому двигуні із системою впорскування та зворотним зв'язком підтримується стехіометричний склад суміші, то ефективність роботи нейтралізатора є досить високою.

На рис. 4 показано залежності ефективності нейтралізації основних шкідливих компонентів відпрацьованих газів від величини добавки водневмісного газу.

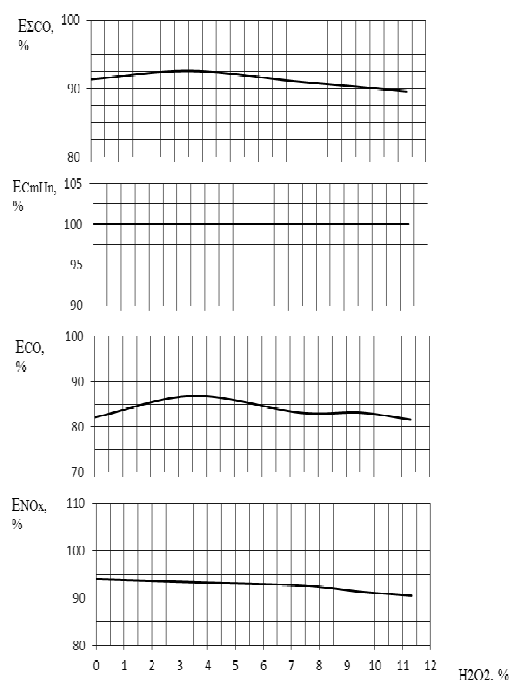


Рис. 4. Ефективність роботи каталітичного нейтралізатора двигуна 4Ч 7,65/7,56 при роботі з добавкою водневмісного газу в режимі холостого ходу ($n=1600 \text{ хв}^{-1}$)

Як видно з рисунка, добавка водневмісного газу до повітряного заряду двигуна не впливає на ефективність роботи каталітичного нейтралізатора, що дозволяє покращити паливну економічність сучасного бензинового двигуна із системою впорскування без погіршення екологічних показників.

Висновок

Добавка водневмісного газу H_2/O_2 до повітряного заряду бензинового двигуна 4Ч 7,65/7,56 із системою впорскування та зворотним зв'язком у режимі холостого ходу дозволяє покращити паливну економічність,

з урахуванням витрат енергії на отримання газу до 5,7 % при роботі з добавкою 11,3 % газу. Оскільки на отримання такої кількості газу необхідно затратити велику кількість енергії, то в умовах експлуатації добавку доцільно обмежити на рівні 4 %, при роботі з якою економія палива, з урахуванням витрат енергії, становить 3 %. Разом з тим, показники токсичності залишаються майже на рівні роботи двигуна без добавки газу. Встановлено, що добавка водневмісного газу не впливає на ефективність роботи каталітичного нейтралізатора.

Література

1. Yilmaz A.C. Design and applications of hydroxy (HHO) system / Ali Can Yilmaz // Thesis titled above was reviewed and approved for the award of degree of the Master of Science by the board of jury on – 2010. – P. 59–63.
2. Yadav Milind S. Investigations on generation methods for oxy-hydrogen gas, its blending with conventional fuels and effect on the performance of internal combustion engine / S. Yadav Milind, S. M. Sawant, A. Anavkar Jayesh, V. Chavan Hemant // Journal of Mechanical Engineering Research. – 2011. – Vol. 3(9). – P. 325–332.
3. Смоленский В.В. Особенности процесса сгорания в бензиновых двигателях при добавке водорода в топливо-воздушную смесь: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. тех. наук: спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / В.В. Смоленский. – Тольяти, 2007. – 21 с.
4. Гутаревич Ю.Ф. Вплив добавки водневмісного газу на склад паливоповітряної суміші бензинового двигуна / Ю.Ф. Гутаревич, Є.В. Шуба // Вісник Національного транспортного університету. – 2015. – Вип. 32. – С. 100–107.
5. Вплив додавання суміші водню з киснем на паливну економічність і токсичність бензинового двигуна в режимі холостого ходу / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, Є.В. Шуба, О.Д. Філоненко, І.В. Самойленко // Вісник Національного транспортного університету. – 2014. – Вип. 29. – С. 78–85.

Рецензент: О.М. Врублевський, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 13 червня 2016 р.

УДК 629.113

АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИТРАТ ПЕРЕОБЛАДНАНОГО НА МЕТАНОВЕ ПАЛИВО ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

Я.М. Дем'янчук, доц., к.т.н.,
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Анотація. Наведено аналіз експлуатаційних витрат некомерційних легкових автомобілів, переобладнаних для використання як палива стиснутого природного газу. Проаналізовано можливі переваги і незручності при експлуатації таких автомобілів та доцільність переобладнання.

Ключові слова: автомобіль легковий, СПГ, ГБО2, ГБО4, експлуатаційні витрати, час окупності.

АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ЗАТРАТ ПЕРЕОБОРУДОВАННОГО НА МЕТАНОВОЕ ТОПЛИВО ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Я.М. Демьянчук, доц., к.т.н.,
Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа

Аннотация. Приведен анализ эксплуатационных расходов некоммерческих легковых автомобилей, переоборудованных для использования в качестве топлива сжатого природного газа. Проанализированы возможные преимущества и неудобства при эксплуатации таких автомобилей и целесообразность переоборудования.

Ключевые слова: автомобиль легковой, СПГ, ГБО2, ГБО4, эксплуатационные затраты, период окупаемости.

ANALYSIS OF OPERATING EXPENSES OF THE METHANE FUEL CONVERTED VEHICLE

Ya. Demianchuk, Assoc. Prof., Ph. D., (Eng.),
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas

Abstract. Analysis of the operating costs of non-commercial passenger vehicles converted for the use of compressed natural gas as a fuel is conducted. The possible advantages and disadvantages when operating such vehicles, and the feasibility of retrofitting are analyzed.

Key words: passenger car, CNG, HBE2, HBE 4, operating costs, payback time.

Вступ

Останнім часом у цілому світі різко зріс інтерес до газового палива. Пояснюється це зростаючими цінами на нафту, а як наслідок – більшою вартістю рідкого палива на однаковий пробіг; жорсткими екологічними вимогами до ДВЗ; бажанням урядів економічно розвинутих країн перейти на відновлювані види енергії. У світі виробництво газобалон-

них автомобілів зросло з 850 тисяч в 1998 році до 11 мільйонів 303 тисяч в 2010 році та до більш ніж 22,5 мільйона в 2015 році. Тенденції більш ніж очевидні. Лідерами за кількістю ГБА є Китай з Іраном – по більш ніж 4 млн, Пакистан – 3,7 млн, Аргентина – 2,5 млн, Бразилія та Індія – по 1,8 млн. В Європі окреме місце посідає Італія з 885 тис. автомобілів проти 269 тис. у всіх інших країнах Євросоюзу.

За прогнозами загальна кількість машин, які працюють на КПП, до 2030 року у світі досягне порядку 100 млн і вже в цьому десятилітті метан «обжене» пропан за поширеністю. Причина популярності очевидна: доступність сировини і відносно невисокі енергозатрати на виробництво палива. Як результат – у стиснутого метану достатньо низька собівартість в порівнянні з іншими альтернативними видами палива.

Сьогодні обчислені світові запаси метану значно перевищують запаси нафти. Його вистачить людству на сотні років. Ці переваги відбиваються на тенденціях незмінного розвитку світового ринку газомоторного палива. Для прикладу спеціалісти компанії «Volvo Trucks» [1] розцінюють переведення дизелів на стиснутий природний метан як міст для переходу на метан біологічного походження. А це вже відновлюване паливо.

Проте, на відміну від світового, український ринок природного газу метану, який використовується для автомашин, схоже, вмирає. Особливо в останні роки. Це підтверджується як зменшенням кількості газобалонних автомобілів, так і зменшенням кількості автомобільних газонаповнюючих компресорних станцій (АГНКС). Причин багато. Як результат – серед користувачів метанового палива залишаються ентузіасти, які розпочали експлуатувати газобалонне обладнання ще до 2007 року, коли вигода була очевидною. Особливо це стосується власників легкових автомобілів. На сьогодні перевага в експлуатаційних затратах, порівняно з бензиновими автомобілями, хоч і суттєво зменшилася, однак все ще залишається значною.

Аналіз публікацій

У літературі на сьогодні маємо значну кількість як критичних статей, так і статей рекламного плану, однак більшість із них грішать поверховістю аналізу та наявністю певних стереотипів. Практично всі автори роблять однозначний висновок – використання метану на легковому автомобілі з порівняно невеликим річним пробігом є економічно недоцільним [2, 3].

Мета і постановка завдання

Автором ставилася задача проаналізувати реальні витрати та економічну вигоду експлуатації легкового некомерційного автомобіля на метановому паливі.

Аналіз отриманих експлуатаційних даних

Як об'єкти дослідження експлуатаційних витрат було використано два автомобілі: Opel Vectra A (двигун 1998 см³, 88 кВт – середня витрата 7,9 л/100 км), обладнаний для роботи на стиснутому природному газі (СПГ) (ГБО першого покоління), та Opel Vectra B (двигун Ecotec 1598 см³, 73 кВт – середня витрата 7,8 л/100 км), обладнаний для роботи на СПГ (ГБО четвертого покоління). Період збору даних достатньо значний (5 років – перший автомобіль та 6 років – другий), що дозволяє дійти певних висновків та визначити перспективи використання вказаного виду палива на легкових автомобілях.

Перш за все слід вказати на такі переваги використання метанового палива:

- контролюючи рівень моторної оливи, помічено, що до зазначеного в паспорті строку заміни вона залишалася чистою. Завдяки цьому пробіг до заміни збільшувався до 50 %, що дало додаткову економію;
- що стосується другого автомобіля: довелося провести капітальний ремонт двигуна внаслідок значного експлуатаційного пробігу. Через два роки довелося зняти головку блока. Виявилось, що знос циліндрів, поршнів та кілець практично відсутній. Нагару в камері згоряння практично не було;
- ресурс свічок та високовольтних проводів достатньо великий. На відміну від рекомендованих газовиками 10–15 тис. км, вони витримали пробіг більше 30 тис. км.

Крім економічних, є і екологічні плюси: якщо взяти за еталон бензин Євро-4, то виявиться, що за викидами оксидів азоту метан виграє майже у три рази, за СН – в 14 разів, а за сажею – в 3 рази. Як відомо, сажа є потужним канцерогеном [1,2].

Як значний недолік слід відмітити наявність об'ємного та, що особливо відчутно, – важкого балона в багажному відділенні. На обох автомобілях використовувався стальний балон об'ємом 58 літрів та масою 68 кг. Наявність такої «зайвої» ваги негативно впливала на керованість автомобіля – особливо при повному завантаженні. Накопичені дані дозволяють більш критично підійти до проблеми економічної доцільності використання «метану» на легковиків.

Основні узагальнені дані за роками наведено у табл. 1.

Таблиця 1 Узагальнені експлуатаційні дані

	Роки	Середня ціна СПГ, грн за nm^3	Середня ціна бензину, грн за літр	Співвідношення вартості СПГ з вартістю бензину, %	Середній пробіг автомо- біля, км	Середня витрата СПГ, nm^3 на 100 км	Середня експлуатаційна витрата бензину, л на 100 км	«Економія» витрат на пальне (газ + бензин) в порівнянні з теоретич- ними затратами за від- сутності ГБО, %	Виграш у грошовому вираженні при переході на газове пальне, грн
ГБО 2-го покоління	2005	1,24	3,85	32,1	5079	8,25	1,112	69,2	1083
	2006	1,56	3,8	41,2	15951	8,49	1,085	53,6	2598
	2007	1,75	4,25	41,1	21559	6,9	0,561	62,1	4552
	2008	2,39	5,44	43,8	14280	6,95	0,466	62,3	3875
	2009	3,37	6,28	53,8	10681	6,81	0,562	57,4	3079
ГБО 4-го покоління	2010	4,21	7,17	58,8	8787	6,74	1,65	37,1	1751
	2011	5,43	9,83	55,2	13835	6,54	0,84	47,3	4827
	2012	6,51	10,71	60,7	13437	6,52	1,011	44,0	4745
	2013	6,58	11,17	58,9	12146	6,61	0,937	43,5	4421
	2014	8,72	15,0	58,2	9665	6,82	0,890	43,0	4671
	2015	12,66	18,92	66,9	8953	6,95	0,879	34,8	4418

У таблиці наведено такі експлуатаційні дані: вартість пального (як бензину, так і природного газу), пробіг автомобіля, середні витрати кожного з палив і приблизна економія як у відсотковому, так і у грошовому еквівалентах.

Висновки

Якщо взяти, що вартість ГБО 2-го покоління приблизно становила 1000 у.о., то, взявши до уваги дані 2007 року та існуючий на той час обмінний курс, можна вважати, що для окупності установки достатньо було проїхати близько 23 тис. км. Такий пробіг можна було легко «реалізувати» за 12 місяців. Хоча дворічна окупність переобладнання на метанове паливо для сімейного автомобіля – невеликий термін. ГБО 4-го покоління – більш дороге (1200 у.о.). Однак взявши до уваги економічну ситуацію у країні у 2011–2012 роках та існуючий тоді обмінний курс, видно, що для повної окупності обладнання достатньо приблизно 26 тис. км пробігу – термін окупності приблизно є пропорційним терміну окупності ГБО2. При цьому слід відмітити 2,5 – разове зростання вартості пального.

Аналізуючи співвідношення вартості метану та бензину, видно, що найкращий період для переобладнання автомобіля був до так званої

кризи 2008 року, який, правда, також характеризувався 2–4-годинними чергами на АГНКС.

Наступний нюанс: в ГБО як другого, так і четвертого покоління передбачається використання певної кількості бензину для пуску двигуна та його прогріву (перехід здійснюється автоматично). Крім того, через малу кількість АГНКС значна кількість бензину витрачається на холості пробіги (доїзд до заправки, коли балон порожній). Дані показують, що для другого покоління ГБО витрата бензину є меншою у 2 рази. Це пояснюється наявністю в четвертому поколінні контролю переходу з бензину на газ за температурою двигуна, в той час коли на другому поколінні ГБО була можливість переходити на газ за набагато нижчих температур.

Витрата газового палива на 100 км в ГБО обох поколінь виявилася приблизно однаковою, що за більшої витрати бензину та більшої вартості самого обладнання призвело до меншої економії при експлуатації автомобіля з ГБО4. При цьому суб'єктивно експлуатаційні характеристики автомобілів не відрізнялися. Значне збільшення витрати як газового, так і бензинового палива зафіксовано в 2005 та 2006 роках, поки автомобіль не був обладнаний варіатором для збільшення кута

випередження запалювання, та пояснюється наявністю можливості здійснювати поїздки на великі відстані, під час яких часто не було часу простоювати черги на АГНКС.

Слід також відмітити співвідношення цін між СПГ та зрідженим нафтовим газом (ЗНГ). Усі роки вартість СПГ була на рівні, в 1,5 раза нижчому, ніж ЗНГ, і навіть за наявності малої кількості АГНКС різниця між експлуатаційними витратами автомобілів на СПГ та ЗНГ була значною – на користь «метану». Ця ситуація змінилася кардинально на початку 2015 року, коли вартість СПГ перевищила майже в 1,5 раза вартість ЗНГ. Вказана ситуація, укупі з більшою вартістю обладнання, остаточно знищила можливість використання СПГ як пального для легкових автомобілів. Економія як на одному, так і на іншому виді палива, завдяки різним витратам на 100 км, у наш час вирівнялася. Однак наявність експлуатаційних недоліків СПГ, про які вище вже йшлося, остаточно дискредитувала ідею використовувати «метан» на легкових. Тому на сьогодні легкові автомобілі, які заправляються на АГНКС, – це автомобілі, переобладнані на газ як мінімум 2 роки тому, а скоріше – більше 6–7 років тому. Змінювати «метан» на «пропан» у наш час не вигідно через практично однакову вартість пробігу. Тим небагатьом ентузіастам, які експлуатують легкові автомобілі на мета-

новому паливі, доводиться чекати, коли така ситуація в державі зміниться на краще.

Але євроінтеграційні процеси вимагають прийняття необхідних нормативних актів, і це не за горами. Тому вибір залишається за вами – продовжувати їздити на бензині, встановити вигідне на сьогодні обладнання LPG або прогресивне і «євроорієнтоване» метанове.

Література

1. Блакитні коридори вказують шлях // <http://mag.volvotrucks.com/uk-ua/ukraine/article/?art=2893&ref=1>.
2. Редзюк А. М. Комплексний аналіз ефективності використання природного газу на автомобільному транспорті / А.М. Редзюк, В.М. Поліщук, Ю.Ф. Гутаревич та ін. // Автошляховик України. – 2000. – №3. – С. 4–7.
3. Ерохов В.И. Легковые газобаллонные автомобили: Устройство, переоборудование, эксплуатация, ремонт / В.И. Ерохов. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2003. – 238 с.

Рецензент: О.В. Бажинов, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 11 квітня 2016 р.

УДК 629.113

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИТРАТ ПРИ ВИКОРИСТАННІ СТАНДАРТНИХ ПАЛИВ І ГАЗУ

Т.В. Дикун, ст. викладач, А.М. Плитус, студ.,
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Анотація. Проводиться порівняльний аналіз експлуатаційних витрат, які виникають при використанні для живлення двигуна внутрішнього згорання стандартних палив і стиснутого та зрідженого газу. Згідно результатів досліджень найбільше змінюються витрати на пальне, ремонт і технічне обслуговування автомобілів.

Ключові слова: експлуатаційні витрати, зріджений газ, стиснутий газ, експлуатація, економія.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РАСХОДОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ СТАНДАРТНЫХ ТОПЛИВ И ГАЗА

Т.В. Дыкун, ст. преподаватель, А.М. Плытус, студ.,
Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа

Аннотация. Проводится сравнительный анализ эксплуатационных расходов, которые возникают при использовании для питания двигателя внутреннего сгорания стандартных топлив и сжатого и сжиженного газа. Согласно результатам исследований больше всего изменяются расходы на горючее, ремонт и техническое обслуживание автомобилей.

Ключевые слова: эксплуатационные расходы, сжиженный газ, сжатый газ, эксплуатация, экономия.

COMPARATIVE ANALYSIS OF RUNNING EXPENSES WHEN USING STANDARD FUEL AND GAS

T. Dykun, Asst. Prof., A. Plytus, St.,
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas

Abstract. The comparative analysis of running expenses that arise when using standard fuel as well as compressed and fluidized gas to feed the internal combustion engine is conducted in this article. According to the to research conducted, the expenses for fuel, repair and maintenance of vehicles change considerably.

Key words: running expenses, fluidized gas, compressed gas, exploitation, economy.

Вступ

Одним із шляхів зменшення залежності від поставок нафти може стати використання як автомобільного палива газу. Для цього необхідно переобладнувати бензинові й дизельні двигуни внутрішнього згорання. Наразі, через високі ціни на рідкі палива, в Україні збільшується кількість автомобілів на газовому паливі.

На сьогодні найбільш перспективним є застосування рідкого газу (пропан-бутан). В Європі це паливо називається Liquefied petroleum gas. Тут найбільш поширені автомобілі з оригінальним газобалонним обладнанням із салону. Багато європейських, корейських та японських автоконцернів мають газові автомобільні моделі. Лідерами з використання стиснутого газу як палива для автомобілів є Бразилія, Іран, Пакистан, Аргентина. Великі державні програми з розвитку

газового ринку стали одним з факторів розвитку такого виду палива.

В Європі лідерами з використання скрапленого природного газу (СПГ) є Італія, Вірменія, Німеччина, Україна. Автобуси, що працюють на СПГ, широко поширені в США, Індії, Аргентині, Австралії. Так, в Італії ще в 2014 році населення використовувало понад 750 тисяч автомобілів на газі, а кількість газових заправок перевищила 1000. Найбільш поширені автомобілі на зрідженому нафтовому газі (ЗНГ) в Китаї, Індії, Туреччині, Польщі, Південній Кореї, США. Так, згідно з результатами досліджень, в Китаї у 2015 році продаж нових автомобілів на газі мав сягнути більше 500 тисяч одиниць.

Аналіз публікацій

Переведення автомобілів із традиційних палив на газ має економічну та екологічну доцільність [7]. Проведено дослідження щодо порівняння експлуатаційних витрат, які виникають при використанні стандартних палив та газів для живлення двигуна внутрішнього згоряння. Разом з цим постала потреба у проведенні додаткових досліджень щодо обслуговування транспортних засобів [3]. Також на доцільність переведення на газ великий вплив має відстань до місць заправок [4].

Мета і постановка завдання

У цій статті проведемо порівняльний аналіз експлуатаційних витрат у разі переходу з рідких палив на газ для живлення двигуна внутрішнього згоряння. Для виконання поставленої мети було вирішено такі задачі:

- порівняння експлуатаційних витрат при використанні стандартних палив і газу у двигунах внутрішнього згоряння;
- розрахунок економічної ефективності використання зрідженого газу.

Порівняльний аналіз експлуатаційних витрат при використанні стандартних палив і газу

Під час експлуатації автомобіля необхідно витрачати певні кошти, які спрямовуються на забезпечення можливості рухатися та підтримання його справного стану.

Згідно калькуляційних статей всі експлуатаційні витрати можна розділити на:

- 1) витрати на заробітню плату водія;
- 2) відрахування на соціальні заходи;
- 3) витрати на паливо;
- 4) витрати на мастильні матеріали;
- 5) витрати на автомобільні шини;
- 6) витрати на ремонт і технічне обслуговування автомобілів;
- 7) витрати на амортизацію;
- 8) загальновиробничі витрати.

Використовуючи метод розрахунку експлуатаційних витрат [1, 2] і статистичні дані Косівського АТ «Скіф-Авто», визначаємо структуру витрат за рік для автомобіля «Газель Бізнес» (рис. 1–4).

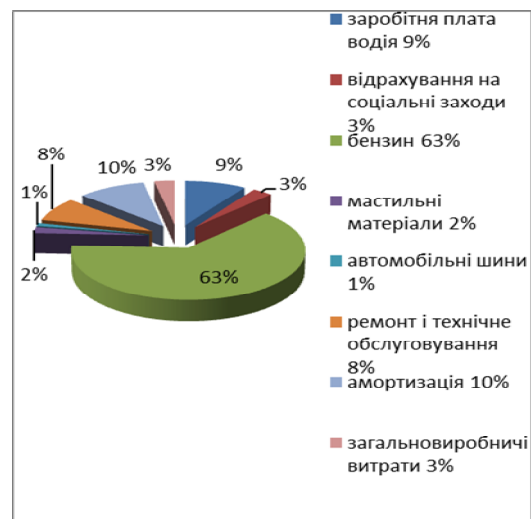


Рис. 1. Структура експлуатаційних витрат автомобіля при використанні як палива бензину

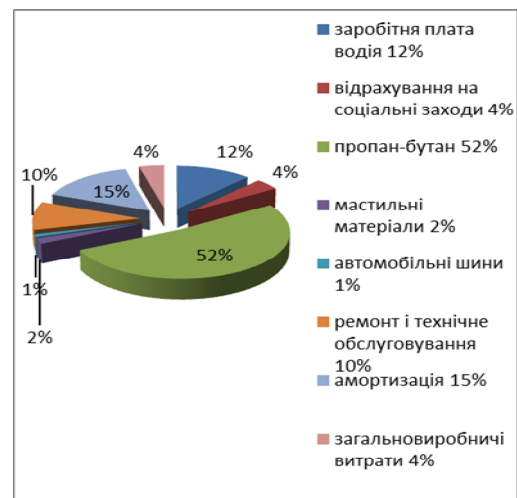


Рис. 2. Структура експлуатаційних витрат автомобіля при використанні як палива пропан-бутану

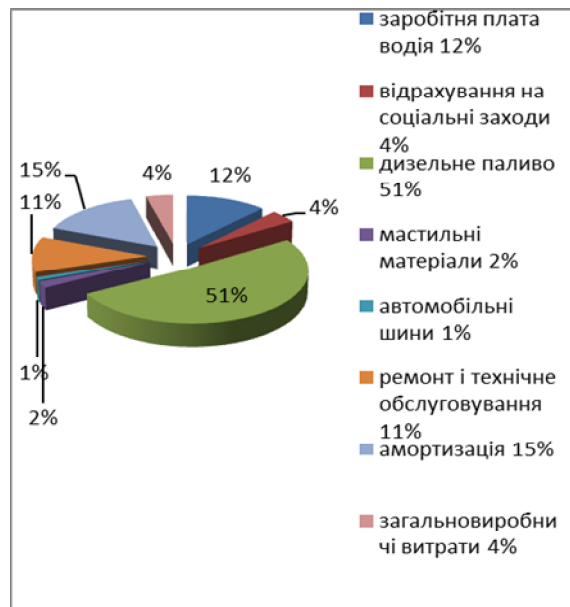


Рис. 3. Структура експлуатаційних витрат автомобіля при використанні як пального дизельного палива

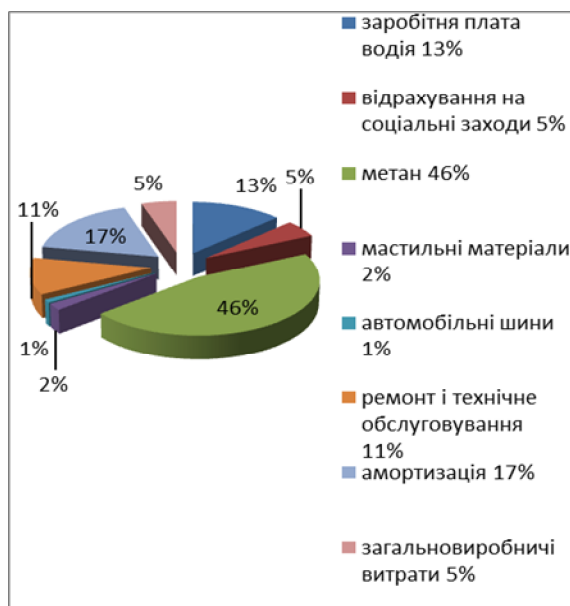


Рис. 4. Структура експлуатаційних витрат автомобіля при використанні як палива метану

Найбільший відсоток витрат припадає на бензинове паливо. Це пояснюється найвищою ціною та великою витратою.

Витрати під час експлуатації на пальне

Відповідно до даних АТ «Скіф-Авто» зріджений газ має більшу витрату на 10–12 %, але за рахунок своєї вартості відсоток його витрат нижчий.

Вартість палив наведено в табл. 1 станом на 16.11.2015.

Таблиця 1 Середня вартість палив

Марка палива	Бензин (А-95)	Дизельне паливо	Метан	Пропан-бутан
Середня вартість, грн	19,77	17,00	12,67	10,64

Норма витрати газового палива визначається шляхом коригування розрахованої лінійної норми витрати рідкого палива (або норми рідкого палива на виконання транспортної роботи) із застосуванням перевідних коефіцієнтів:

- 1) бензин – стиснений природний газ (СПГ) – 1:1;
- 2) бензин – зріджений нафтовий газ (ЗНГ) – 1:1,25;
- 3) дизпаливо – СПГ – 1:0,92.

Вказані перевідні коефіцієнти використовуються для визначення гранично допустимих норм на виконання транспортної роботи (для бензинів – 2 л/100 т км; для дизелів – 1,3 л/100 т км) у разі використання пропан-бутану або метану як палива для живлення двигуна автомобіля [2].

Витрати на технічне обслуговування та ремонт

При переобладнанні системи живлення автомобілів зі стандартних бензинових палив на газові використовують додаткове обладнання, яке потрібно додатково обслуговувати, а в разі потреби – ремонтувати. Тому витрати на ТО і ПР збільшуються. Оскільки вартість обладнання для стиснутого газу є вищою, ніж для зрідженого, то і витрати на ремонт будуть більшими.

Під час експлуатації автомобілів на газі необхідно виконувати додаткові роботи при технічному обслуговуванні та поточному ремонті, які наведені в табл. 2 [3].

Оскільки газ надходить у двигун у газоподібній фазі, не змиває масляну плівку зі стінок циліндрів і не розріджує масло в картері, то це збільшує термін служби моторних оливо, масляних фільтрів. Також збільшується термін служби самого двигуна.

Таблиця 2 Трудомісткість робіт із технічного обслуговування та поточного ремонту газової апаратури

№	Назва операції	Розряд працівника	Трудомісткість, люд./год
1	Приймання автомобіля, підготовка до обслуговування, оформлення документації	4	0,2
2	Перевірка стану і кріплення газових балонів	3	0,08
3	Перевірка герметичності та кріплення вентильних пристроїв зі змащуванням різьби штоків	3	0,12
4	Перевірка стану і кріплення газопроводів	3	0,07
5	Перевірка стану і кріплення випарника та підвідних газопроводів і трубопроводів систем охолодження двигуна	3	0,05
6	Обслуговування фільтрувального елемента магістрального фільтра	3	0,07
7	Перевірка стану і регулювання газового редуктора	4	0,2
8	Злив відстою з редуктора	3	0,03
9	Перевірка стану і працездатності дозуючих пристроїв, їх регулювання	4	0,13
10	Перевірка герметичності та працездатності електромагнітних клапанів	4	0,08
11	Перевірка стану і працездатності систем електрообладнання, систем запалювання	4	0,15
12	Перевірка герметичності газової системи в цілому	3	0,1
13	Пуск і регулювання двигуна на холостому ході на газі й нафтовому паливі	4	0,12
14	Перевірка і регулювання вмісту CO і CH у відпрацьованих газах	4	0,2
15	Зняття газового редуктора, розбирання, чищення, заміна або ремонт деталей, складання, контроль і регулювання та встановлення на автомобіль	3	1,2
16	Зняття змішувальних пристроїв, розбирання, чищення, заміна або ремонт деталей, складання, контроль і регулювання та встановлення на автомобіль	3	0,5
17	Зняття електромагнітних клапанів із фільтром, розбирання, чищення, заміна або ремонт деталей, складання, контроль і регулювання та встановлення на автомобіль	4	0,3
18	Зняття балона СПГ для дегазації (якщо є потреба)	3	0,3
19	Виготовлення та ремонт газопроводів і трубопроводів	3	0,8
20	Комплектація агрегатів і вузлів газової апаратури за поз. 1–4	4	1,0

При переведенні автомобіля на газ його вартість зростає. Відповідно з'являються додаткові амортизаційні витрати.

Ефективність заміщення бензину стиснутим газом залежно від відстані до заправки

Однією з головних проблем, яка виникає при переході зі стандартних бензинових палив на газові, є поганий розвиток інфраструктури газозаправних станцій. Витрати на додатковий пробіг до заправок сильно впливають на економічну вигоду від переходу на газові палива. На рис. 5 зображено залежність ефективності заміщення бензину стиснутим газом від розташування підприємства в безпо-

середній близькості від АГНКС та відстані середньої вантажної їздки [4].

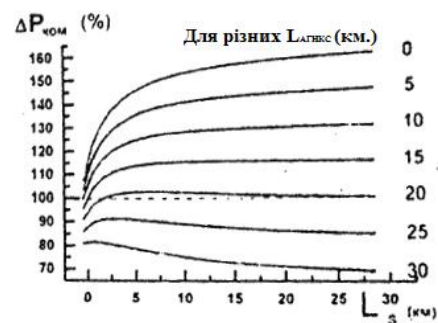


Рис. 5. Ефективність $\Delta P_{\text{ком}}$ заміщення бензину стиснутим газом як функція від довжини на маршруті L_s і відстані до джерела заправки стиснутого газу

Проаналізувавши графік, можна дійти висновку, що максимальна ефективна відстань від джерела заправки становить 20 кілометрів.

У разі збільшення цієї відстані перехід автомобілів на стиснутий газ не доцільний. Також величина середньодобового пробігу і запас ходу на одній заправці газу мають бути узгоджені між собою. Це дасть можливість розрахувати оптимальну кількість балонів. Такі дії можуть збільшити розмір прибутків.

На рисунку 6 зображено залежність ефективності заміщення бензину стиснутим газом від відстані до заправки та часу роботи автомобіля у наряді [4].

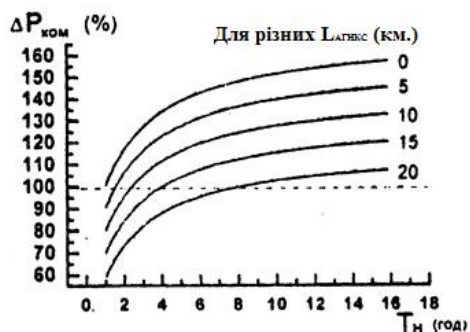


Рис. 6. Ефективність $\Delta P_{\text{ком}}$ заміщення бензину стиснутим газом як функція від часу у наряді й відстані до джерела заправки

Оскільки основною перевагою переходу на стиснутий газ є зниження експлуатаційних витрат на паливо, то чим більшим є річний рівень споживання палива, тобто чим більшою є величина середньорічного пробігу, тим більшими будуть прибутки. За збільшення часу в наряді ефективність заміщення бензину стиснутим газом збільшується.

Використання зрідженого газу разом з бензиновим паливом

Доцільність використання зрідженого газу визначимо за методикою [5, 6], якщо

$$\Delta E_{\text{к}} = C_{\text{тб}} \geq (C_{\text{б}} \cdot q_{\text{б}} + C_{\text{зг}} \cdot q_{\text{зг}}) \cdot k, \quad (1)$$

де $\Delta E_{\text{к}}$ – комерційна ефективність, грн; $C_{\text{тб}}$, $C_{\text{б}}$, $C_{\text{зг}}$ – роздрібна ціна однієї тонни відповідно товарного бензину, еквівалентного палива та зрідженого газу, грн /т; $q_{\text{б}}$, $q_{\text{зг}}$ – масова частка бензину та газу; k – коефіцієнт,

який враховує збільшення витрати енергоємності палива.

За вказаною методикою було проведено розрахунок комерційної ефективності за різних співвідношень бензину та газу. За отриманими даними побудували графічну залежність зміни ефективності від процентного вмісту зрідженого газу (рис. 7). Для створення паливних сумішей використано бензин марки А92.

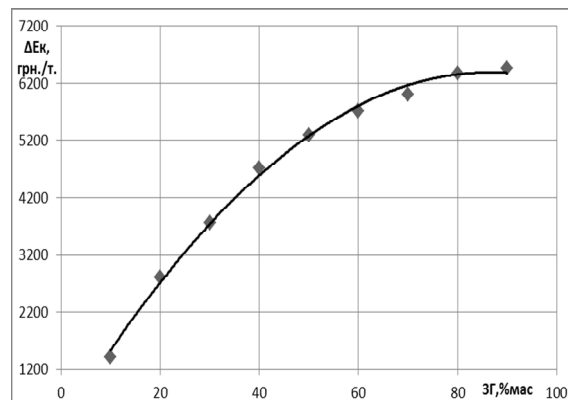


Рис. 7. Залежність комерційної ефективності від відсоткового вмісту в паливі зрідженого газу

Чим більша масова частка зрідженого газу, яка використовується для живлення двигунів внутрішнього згорання разом з бензиновим паливом, тим відчутнішою буде комерційна ефективність.

Висновки

Отже, провівши порівняльний аналіз використання стандартних палив та газів у двигунах внутрішнього згорання, ми дійшли висновку: витрати на пальне зменшуються, але в той же час збільшуються експлуатаційні витрати, зокрема на технічне обслуговування та ремонт. Також необхідні кошти для переобладнання автомобілів. При переході на газ необхідно враховувати відстань до джерела заправки. Якщо ця відстань становить більше 20 кілометрів, то перехід автомобілів на газ не доцільний. Провівши розрахунки, ми дійшли висновку, що при використанні суміші бензину та зрідженого газу можна знизити вартість палива до 25 %.

Література

1. Козак Ф.В. Дипломне проектування: методичні вказівки з виконання економічної

- частини дипломного проектування для студентів спеціальності «Автомобілі та автомобільне господарство» / Ф.В. Козак, Т.В. Дикун, І.В. Миронова. – Івано-Франківськ: Факел, 2002. – 73 с.
2. Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті // Бюджетна бухгалтерія. – 2012. – № 18. – С. 4–17.
 3. Руководство по организации эксплуатации газобаллонных автомобилей, работающих на сжиженном нефтяном газе. – М.: НИИАТ, 2013. – 62 с.
 4. Комплексний аналіз ефективності використання природного газу на автомобільному транспорті / А.М. Редзюк, В.М. Полішук, Ю.Ф. Гутаревич та ін. // Автошляховик України. – 2000. – №3. – С. 4–7.
 5. Оцінка ефективності додавання спиртових сполук до бензину / Ю.Ф. Гутаревич, А.Г. Говорун, А.О. Корпач, О.Г. Мороз // Автошляховик України. – 2004. – № 3. – С. 17–19.
 6. Використання сумішей бензину та спирту в двигунах з іскровим запалюванням / Ю.Ф. Гутаревич, А.Г. Говорун, А.О. Корпач, О.Г. Мороз // Автошляховик України. – 2002. – № 2. – С. 8–10.
- Рецензент: О.В. Бажинов, професор, д.т.н., ХНАДУ.
- Стаття надійшла до редакції 19 травня 2016 р.
-

УДК 621.436:665.75

ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ НА ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЯ ПРИ ВИКОРИСТАННІ БІОПАЛИВА

А.О. Корпач, проф., к.т.н., Національний транспортний університет, м. Київ,
О.О. Левківський, спеціаліст відділу управління автопарками, к.т.н.,
ТОВ «Порше Мобіліті», м. Київ

Анотація. Подано результати розрахунку витрати палива та викидів шкідливих речовин дизелем автомобіля, що працює на біопаливі. Розрахунки виконано для автомобіля, що рухається в режимах міського їздового циклу, враховуючи зміну стану та профілю дорожнього покриття, що характеризуються коефіцієнтом опору коченню і кутом нахилу повздовжнього профілю дороги.

Ключові слова: біопаливо, МЕРО, математична модель, паливна економічність, викиди шкідливих речовин.

ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ПОКАЗАТЕЛИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ БИОТОПЛИВА

А.А. Корпач, проф., к.т.н., Национальный транспортный университет, г. Киев,
А.А. Левковский, специалист отдела управления автопарками, к.т.н.,
ООО «Порше Мобилити», г. Киев

Аннотация. Представлены результаты расчета расхода топлива и выбросов вредных веществ автомобильным дизелем, работающим на биотопливе. Расчеты выполнены при движении автомобиля в режимах городского ездового цикла, с учетом изменения состояния и профиля дорожнего покрытия, характеризующихся коэффициентом сопротивления качению и углом наклона продольного профиля дороги.

Ключевые слова: биотопливо, МЕРМ, математическая модель, топливная экономичность, выбросы вредных веществ.

EFFECT OF OPERATING FACTORS ON THE VEHICLE PERFORMANCE WHEN USING BIOFUEL

A. Korpach, Prof., Ph. D. (Eng.), National Transport University, Kyiv,
O. Levkivskyi, Fleet Service Expert, Ph. D. (Eng.),
«Porsche Mobility» I. I. C., Kyiv

Abstract. The results of fuel consumption calculation and pollutant emissions produced by a diesel engine running on biofuel are presented. The calculations were made for the car moving in the urban driving cycle mode given the changing status and the profile of pavement characterized by the gradient coefficient of rolling resistance and the angle of the longitudinal profile of the road are performed.

Key words: biofuel, MERO, mathematical model, fuel economy, pollutant emissions.

Вступ

На сьогодні застосування біопалива в автомобільних двигунах розглядається як один з основних напрямів зниження споживання

палив нафтового походження і покращення екологічних показників. Актуальність цієї задачі зумовлена поступовим виснаженням світових запасів нафти та постійним підвищенням вимог щодо токсичності відпрацю-

ваних газів автомобільних двигунів, у зв'язку зі значним забрудненням навколишнього середовища шкідливими речовинами та парниковими газами. Таким чином, дослідження, спрямовані на визначення можливостей та ефективності застосування біопалива у двигунах серійних автомобілів, є актуальними, а окремі питання потребують всебічного розгляду.

Аналіз публікацій

Для автомобільних дизелів найбільш перспективним біопаливом вважається МЕРО (метилові ефіри ріпакової олії). Широкому розповсюдженню МЕРО сприяє доступна сировинна база та подібні до дизельного палива (ДП) фізико-хімічні властивості [1].

Ефективність застосування МЕРО в автомобільних дизелях розглянуто в роботах [2, 3]. Виконані дослідження спрямовані на вивчення впливу біопалива на робочий процес автомобільних двигунів. Встановлено можливість використання біопалива у двигунах серійних автомобілів – як у суміші з дизельним паливом, так і в чистому виді.

Порівняльні дослідження, виконані під час роботи автомобільних дизелів на дизельному паливі та МЕРО, свідчать про зміну паливної економічності й токсичних показників відпрацьованих газів при переході з одного палива на інше. Закономірність зміни витрати палива та викидів шкідливих речовин, у свою чергу, залежить від режимів роботи двигуна.

Мета і постановка завдання

Підвищення ефективності застосування біопалива, з точки зору зміни паливної економічності й токсичності відпрацьованих газів автомобільних двигунів, потребує проведення всебічних досліджень в умовах експлуатації. Визначення викидів шкідливих речовин в умовах експлуатації є технічно складною та трудомісткою задачею. Більш доцільно виконати розрахунок витрати палива та викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами автомобіля за допомогою математичної моделі та перевірити адекватність одержаних результатів, виконавши декілька експериментальних заїздів.

Таким чином, метою роботи є визначення, шляхом математичного моделювання, витрати палива та викидів шкідливих речовин ав-

томобілем з дизелем, що працює на МЕРО, враховуючи зміну експлуатаційних факторів.

Методика проведення досліджень

У роботі [4] уточнено математичну модель, що дозволяє визначити зміну експлуатаційних показників вантажного автомобіля з дизелем, що працює на біопаливі, в системі «водій–автомобіль–дорога». Зміну режимів роботи дизеля та відповідну зміну режимів руху автомобіля, що задано операційною картою їздового циклу, описано рядом алгебраїчних та диференціальних рівнянь.

Вхідні дані для математичної моделі одержано за результатами експериментальних стендових досліджень дизеля 4С11,0/12,5 (Д-241) [5]. Під час стендових досліджень визначено оптимальний кут випередження впорскування палива під час роботи дизеля на МЕРО. За результатами досліджень встановлено, що оптимальний кут випередження впорскування біопалива на 2 град п.к.в. менше, ніж для дизельного палива, і становить 24 град п.к.в. [6]. Подальші розрахунки виконано для дизеля, що працює на біопаливі з кутом випередження впорскування 24 град. п.к.в., в порівнянні з дизелем, що працює на дизельному паливі зі штатним кутом випередження впорскування.

За допомогою навантажувальних характеристик дизеля під час роботи на дизельному паливі 3-0,2-(-25) (ДСТУ 3868-99) та МЕРО (ДСТУ 6081:2009) визначено поліномні залежності, що дозволяють описати зміну витрати палива та викидів шкідливих речовин у широкому діапазоні швидкісних та навантажувальних режимів роботи двигуна.

В умовах експлуатації витрата палива та викиди шкідливих речовин залежать від режиму роботи двигуна, що змінюється залежно від зміни умов експлуатації. Найбільш суттєво на роботу двигуна впливають стан та профіль дорожнього покриття, що характеризуються коефіцієнтом опору коченню (f_0) та кутом нахилу повздовжнього профілю дороги (α).

Комплексне дослідження впливу умов експлуатації на витрату палива та викиди шкідливих речовин дизелем вантажного автомобіля виконано під час руху автомобіля на фрагменті міського їздового циклу для вантажних автомобілів загальною масою понад 3,5 т згідно з ГОСТ 20306-90 (рис. 1).



Рис. 1. Фрагмент міського їздового циклу для ДТЗ повною масою понад 3,5 т

За результатами досліджень визначено такі паливно-економічні та екологічні показники:

$G_{\text{пал}}$ – масова витрата палива на 1 км пробігу;

$Q_{\text{пал}}$ – витрата палива в тепловому еквіваленті на 1 км пробігу;

G_{CO} – масові викиди оксиду вуглецю на 1 км пробігу;

G_{CH} – масові викиди вуглеводнів на 1 км пробігу;

G_{NOx} – масові викиди оксидів азоту на 1 км пробігу;

G_{C} – масові викиди сажі на 1 км пробігу;

$G_{\Sigma\text{CO}}$ – сумарні масові викиди, приведені до CO на 1 км пробігу.

Результати розрахунку за зміни коефіцієнта опору коченню

Розрахунки на математичній моделі виконано за зміни коефіцієнта опору коченню в діапазоні значень:

$f_0=0,016$ – якісне асфальтобетонне покриття;

$f_0=0,021$ – асфальтобетонне покриття задовільної якості;

$f_0=0,025$ – гравій;

$f_0=0,032$ – суха ґрунтова дорога;

$f_0=0,040$ – волога ґрунтова дорога.

Результати розрахунку наведено в табл. 1.

Таблиця 1 Результати розрахунку за зміни коефіцієнта опору коченню

f_0	0,016		0,021		0,025		0,032		0,040	
	ДП	МЕРО	ДП	МЕРО	ДП	МЕРО	ДП	МЕРО	ДП	МЕРО
$G_{\text{пал}}$, кг/км	0,131	0,146	0,143	0,160	0,152	0,171	0,169	0,190	0,189	0,214
$Q_{\text{пал}}$, МДж/км	5,576	5,397	6,075	5,909	6,479	6,320	7,200	7,049	8,047	7,919
G_{CO} , г/км	10,888	13,207	11,526	14,051	12,064	14,695	13,160	15,858	15,272	18,074
G_{CH} , г/км	0,074	0,065	0,075	0,066	0,077	0,067	0,082	0,069	0,091	0,074
G_{NOx} , г/км	5,487	5,033	6,261	5,740	6,873	6,312	7,894	7,282	8,928	8,267
G_{C} , г/км	0,494	0,397	0,538	0,427	0,579	0,456	0,665	0,521	0,789	0,620
$G_{\Sigma\text{C}}$, г/км	335,44	299,679	376,75	335,56	410,61	365,567	470,80	419,597	540,23	482,200

Аналіз результатів розрахунку свідчить про зростання витрати біопалива на 46,7 % зі зростанням коефіцієнта опору коченню в заданому діапазоні. Викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами підвищуються таким чином: викиди оксидів вуглецю – на 36,9 %, вуглеводнів – на 13,8 %, оксидів азоту – на 64,3 %, сажі – на 56,3 %. Сумарні масові викиди, приведені до CO, підвищуються на 60,9 %.

У порівнянні з дизельним паливом, масова витрата біопалива в середньому є вищою на 12 %, однак у тепловому еквіваленті витрата біопалива на 2,4 % нижча, ніж витрата дизельного. Викиди основних шкідливих речовин є нижчими при використанні біопалива на: вуглеводнів – на 14 %, оксидів азоту – на 8 %, сажі – на 21 %. Лише викиди оксиду вуглецю на 20 % вищі. Сумарні масові викиди шкідливих речовин, приведені до CO, є

нижчими на 10,8 % при використанні біопалива.

Результати розрахунку за зміни кута нахилу повздовжнього профілю дороги

Зміна кута нахилу повздовжнього профілю дороги більш значущо впливає на витрату палива та викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами автомобільного дизеля. В умовах експлуатації кут нахилу повздовжнього профілю дороги може змінюватись у широкому діапазоні.

Відповідно до вимог СНиП 2.05.02-85, технічних характеристик автомобіля та параметрів заданого їздового циклу, для розрахунків обрано кут нахилу повздовжнього профілю дороги в діапазоні –20–20 %. Під час розрахунку було взято, що $f_0 = 0,016$.

Результати розрахунку наведено в табл. 2.

Таблиця 2 Результати розрахунку за зміни кута нахилу повздовжнього профілю дороги

α , %	-20		-10		0		10		20	
	ДП	МЕРО	ДП	МЕРО	ДП	МЕРО	ДП	МЕРО	ДП	МЕРО
$G_{\text{паль}}$, кг/км	0,101	0,110	0,120	0,132	0,143	0,160	0,167	0,187	0,192	0,217
$Q_{\text{паль}}$, МДж/км	4,273	4,055	5,085	4,884	6,076	5,909	7,091	6,938	8,145	8,020
G_{CO} , г/км	9,169	10,436	10,311	12,321	11,557	14,051	13,011	15,674	15,522	18,294
G_{CH} , г/км	0,072	0,067	0,073	0,065	0,075	0,066	0,081	0,069	0,092	0,075
G_{NOx} , г/км	3,486	3,279	4,731	4,371	6,257	5,740	7,743	7,142	9,030	8,369
G_{C} , г/км	0,391	0,336	0,456	0,373	0,539	0,427	0,651	0,510	0,805	0,633
$G_{\Sigma\text{C}}$, г/км	230,96	212,707	296,19	266,797	376,69	335,558	461,67	411,437	547,95	489,182

Аналіз результатів розрахунку виявив зростання витрати біопалива зі збільшенням кута нахилу повздовжнього профілю дороги від 0 до 20 % (рух автомобіля на підйом) на 35,7%, а за зменшення кута від 0 до 20 % (рух автомобіля на спуск) зниження витрати палива на 31,4 %. Викиди шкідливих речовин під час руху автомобіля на підйом підвищуються таким чином: викиди оксидів вуглецю – на 30,2 %, вуглеводнів – на 14,0 %, оксидів азоту – на 45,8 %, сажі – на 48,3 %. Сумарні масові викиди, приведені до СО, підвищуються на 45,8 %. У випадку руху автомобіля на спуск викиди шкідливих речовин знижуються: оксидів вуглецю – на 25,7 %, вуглеводнів – на 1 %, оксидів азоту – на 42,9 %, сажі – на 21,2 %. Сумарні масові викиди, приведені до СО, знижуються на 36,6 %.

У порівнянні з дизельним паливом, масова витрата біопалива під час руху автомобіля на підйом вища на 12,0–13,0 %. Витрата палива в тепловому еквіваленті є нижчою на 1,5–2 %. Під час руху автомобіля на спуск масова витрата біопалива є вищою, в порівнянні з дизельним паливом, на 9–10 %, а в тепловому еквіваленті – нижчою на 4–5 %.

Викиди СО при використанні біопалива вищі, в порівнянні з дизельним паливом, на 18,0–20,5 % під час руху на підйом і на 14,0–19,5 % – під час руху на спуск.

Викиди СН, NO_x і сажі є нижчими при використанні біопалива, в порівнянні з дизельним паливом. Під час руху на підйом викиди на СН знижуються на 15,0–18,0 %, NO_x – на 7,5 %, сажі – на 21,5 %. Під час руху на спуск викиди СН знижуються на 7,6–11,0 %, NO_x – на 6–7,5 %, сажі – на 7,9–10 %.

Сумарні масові викиди шкідливих речовин, приведені до СО, при використанні біопали-

ва є нижчими, в порівнянні з дизельним паливом, в середньому на 10,9 % під час руху на підйом і на 8,5 % під час руху на спуск.

Перевірка адекватності одержаних результатів

Адекватність одержаних результатів перевірено в ході дорожніх випробувань вантажного автомобіля ГАЗ-53-12 з дизелем 4С11,0/12,5 (Д-241). В ході експериментальних досліджень визначено витрату палива під час руху вантажного автомобіля в режимах міського їздового циклу для автомобілів повною масою понад 3,5 т. Експериментальні дослідження виконано на прямолінійній ділянці шляху з горизонтальним профілем та асфальтобетонним покриттям, довжиною 1000 м. Випробувальні заїзди на дорозі здійснювались у протилежних напрямках – по два заїзди в кожному напрямку на дизельному паливі та МЕРО [7]. За результатами експериментальних та розрахункових досліджень встановлено, що розбіжність результатів не перевищує 5 %. Таким чином, одержані результати можна вважати адекватними.

Висновки

За результатами досліджень встановлено, що для автомобіля з дизелем, який працює на біопаливі, закономірність зміни витрати палива та викидів шкідливих речовин за зміни умов дорожнього руху подібна до автомобіля, що працює на дизельному паливі.

Масова витрата палива для всіх режимів руху є вищою при використанні біопалива, але при перерахунку в тепловий еквівалент спостерігається зниження. Викиди основних шкідливих речовин з відпрацьованими газами є нижчими для всіх режимів руху при використанні біопалива.

Література

1. Забарний Г.М. Термодинамічна ефективність та ресурси рідкого біопалива України / Г.М. Забарний, С.О. Кудря, Г.Г. Кондратюк, Г.О. Четверик. – К.: Інститут відновлюваної енергетики НАН України. Відділ відновлюваних органічних енергоносіїв, 2006. – 226 с.
2. Марков В.А. Использование растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях: монография / В.А. Марков, С.Н. Девянин, В.Г. Семенов и др. – М.: ООО «НИЦ инженер» (Союз НИО), 2011. – 536 с.
3. Васильев И. П. Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля: монография / И.П. Васильев. – Луганск: Изд-во ВНУ им. В. Даля, 2009. – 240 с.
4. Гутаревич Ю.Ф. Уточнена модель руху вантажного автомобіля з дизелем в режимах їздового циклу при роботі на дизельному та біодизельному паливах / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, О.О. Левківський // Управління проектами, системний аналіз і логістика: науковий журнал. – 2012. – № 9. – С. 46–51.
5. Корпач А.О. Результати стендових випробувань автотракторного дизеля за роботи на дизельному та біодизельному паливах / А.О. Корпач, О.О. Левківський // Systems and means of motor transport. Selected problems. – 2010. – №1. – С. 115–118.
6. Корпач А.О. Вибір оптимального кута випередження впорскування для автотракторного дизеля за роботи на біодизельному паливі / А.О. Корпач, О.О. Левківський // Вісник СевНТУ. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – 2011. – № 121. – С. 118–120.
7. Гутаревич Ю.Ф. Перевірка адекватності математичної моделі руху вантажного автомобіля в режимах міського їздового циклу за роботи на дизельному та біодизельному паливах / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, О.О. Левківський // Systems and means of motor transport. Selected problems. – 2012. – №3. – С. 87–92.

Рецензент: Ф.І. Абрамчук, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 22 квітня 2016 р.

УДК 629.01

КОНТАКТНЫЕ СИЛЫ ТРЕХКОЛЕСНОГО ЭКИПАЖА НА СПИРАЛЬНО-ВИНТОВЫХ ТРАССАХ

В.В. Кравец, проф., д.т.н., К.М. Басс, доц., к.т.н., Т.В. Кравец, доц., к.т.н.,
Н.С. Зубарев, ассист.,

Государственное высшее учебное заведение
«Национальный горный университет», г. Днепропетровск

Аннотация. Предлагается модель кинетики трехколесного экипажа при различных режимах движения. Аналитически определяются контактные силы с учетом признака ведущего-ведомого колеса.

Ключевые слова: динамическое проектирование, контактные силы, спирально-винтовые трассы.

КОНТАКТНІ СИЛИ ТРИКОЛІСНОГО ЕКІПАЖА НА СПІРАЛЬНО-ГВИНТОВИХ ТРАСАХ

В.В. Кравець, проф., д.т.н., К.М. Бас, доц., к.т.н., Т.В. Кравець, доц., к.т.н.,
М.С. Зубарев, асист.,

Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет»,
м. Дніпропетровськ

Анотація. Пропонується модель кінетики триколісного екіпажа при різних режимах руху. Аналітично визначаються контактні сили з урахуванням ознаки ведучого-веденого колеса.

Ключові слова: динамічне проектування, контактні сили, спіральні-гвинтові траси.

CONTACT FORCES OF THE THREE-WHEELED VEHICLE ON SPIRAL-SCREW ROUTES

V. Kravets, Prof., D. Sc. (Eng.), K. Bas, Assoc. Prof., Ph. D. (Eng.),
T. Kravets, Assoc. Prof., Ph. D. (Eng.), M. Zubaryev, T. Asst.,

State Higher Educational Institution «National Mining University», Dnipropetrovsk

Abstract. A model of kinetostatics of a three-wheeled vehicle in terms of different modes of motion is proposed. Analytical approach to determine. The contact drive-control forces, taking into account the driving-driven wheel characteristic is proposed.

Key words: dynamic design, contact forces, spiral-screw trajectory.

Введение

При равномерном, ускоренном, замедленном режимах движения переднеприводного, заднеприводного, полноприводного колесного экипажа по пространственной криволинейной трассе в развязках и поворотах, в уклонах и на прямых участках актуальными являются задачи по оценке динамической нагруженности конструкции и дорожной по-

верхности, а также устойчивости и управляемости. Решение этих задач динамического проектирования колесного экипажа позволяет установить эквивалентные контактные нагрузки по опорным точкам с учетом признака ведущего колеса, синтезировать необходимые органы управления, определить необходимый крутящий момент ведущего колеса для обеспечения требуемого режима движения автомобиля по заданной трассе.

Анализ публикаций

В работах [1–3] рассматриваются задачи по оценке динамической нагруженности конструкции и дорожной поверхности; в работах [4–7] – задачи по оценке устойчивости и управляемости переднеприводного, заднеприводного, полноприводного колесного экипажа при равномерном, ускоренном, замедленном режимах движения по пространственной криволинейной трассе в развязках и поворотах, в уклонах и на прямых участках трасс.

В работах [8–10] представлено решение задач динамического проектирования колесного экипажа, которое позволяет установить эквивалентные контактные нагрузки по опорным точкам с учетом признака ведущего колеса, синтезировать необходимые органы управления, определить необходимый крутящий момент ведущего колеса для обеспечения требуемого режима движения автомобиля по заданной трассе.

Цель и постановка задачи

Целью работы является определение эквивалентной контактной движущей силы (внутренней результирующей реакции связи опорной поверхности), обеспечивающей требуемый режим движения экипажа по заданной трассе. Распределение эквивалентной контактной движущей силы по трем опорным точкам с учетом признака ведущего колеса для конструктивных схем колесного экипажа.

Для достижения данной цели полагается заданным алгоритм определения эквивалентной контактной движущей силы и ее распределения для схемы экипажа, имеющего две точки [6, 7].

Определение контактных сил двухколесного экипажа

Для двухколесного экипажа результирующая движущая сила (N_τ , N_n , N_b) подлежит распределению по двум опорным точкам с учетом признака ведущего колеса в виде искомой системы двух эквивалентных движущих сил ($\bar{F}_1$, $\bar{F}_2$). Здесь для экипажей наземного транспорта возможны две структурные схемы расположения опорных точек (O_1 , O_2): тандемная и параллельная. Динамические

схемы приводятся на рис. 1, где геометрические параметры заданы в системе координат, связанной с экипажем, $\bar{\tau}$ – направление движения.

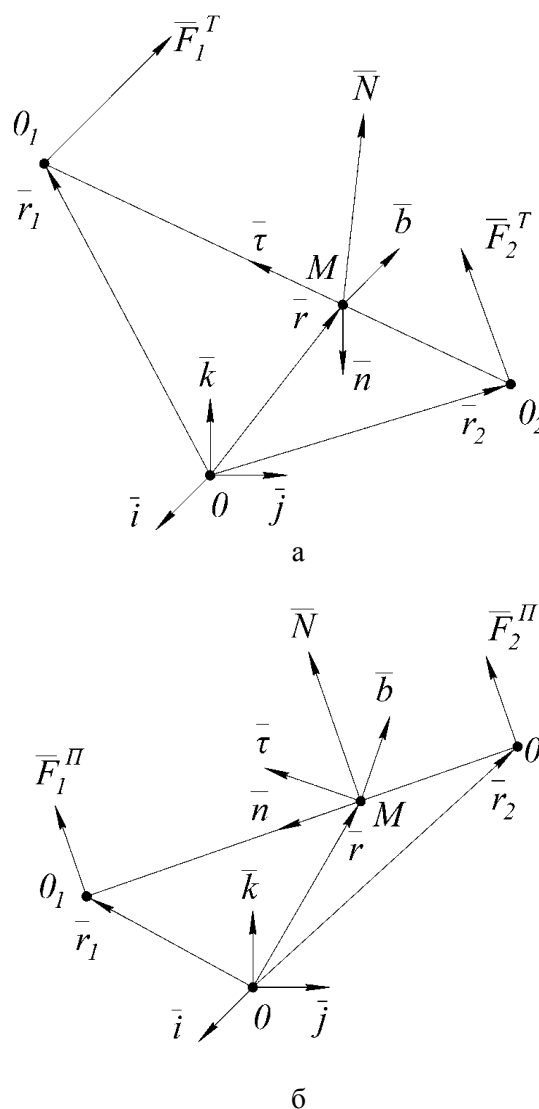


Рис. 1. Динамические схемы расположения опорных точек: а – тандемная, б – параллельная

Сформулированная задача динамического проектирования двухколесного экипажа наземного транспорта составляет задачу статики, для решения которой целесообразно воспользоваться теоремой Вариньона [11]:

$$\bar{r}_1 \times \bar{F}_1 + \bar{r}_2 \times \bar{F}_2 = \bar{r} \times \bar{N},$$

где $\bar{r}_1 = \bar{r} + \bar{\tau} l_1$, $\bar{r}_2 = \bar{r} - \bar{\tau} l_2$.

В частности, совмещая полюс 0 со второй опорной точкой O_2 , получим:

– для тандемной схемы:

$$\bar{r} = \bar{\tau} l_2, \bar{r}_2 = 0, \bar{r}_1 = (l_1 + l_2) \bar{\tau};$$

– для параллельной схемы:

$$\bar{r} = \bar{n} h_2, \bar{r}_2 = 0, \bar{r}_1 = (h_1 + h_2) \bar{n},$$

где l_1, h_1 – отрезок $M0_1$ (расстояние от центра масс до первой опорной точки); l_2, h_2 – отрезок $M0_2$ (расстояние от центра масс до второй опорной точки).

Тогда в осях естественного трехгранника теорему Вариньона представим в форме определителей:

– для тандемной схемы:

$$\begin{vmatrix} \bar{\tau} & \bar{n} & \bar{b} \\ l_1 + l_2 & 0 & 0 \\ F_{1\tau}^T & F_{1n}^T & F_{1b}^T \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \bar{\tau} & \bar{n} & \bar{b} \\ l_2 & 0 & 0 \\ N_\tau & N_n & N_b \end{vmatrix};$$

– для параллельной схемы:

$$\begin{vmatrix} \bar{\tau} & \bar{n} & \bar{b} \\ 0 & h_1 + h_2 & 0 \\ F_{1\tau}^H & F_{1n}^H & F_{1b}^H \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \bar{\tau} & \bar{n} & \bar{b} \\ 0 & h_2 & 0 \\ N_\tau & N_n & N_b \end{vmatrix}.$$

Откуда следует:

– для тандемной схемы:

$F_{1\tau}^T$ – неопределенно,

$$F_{1n}^T = \frac{l_2}{l_1 + l_2} N_n, F_{1b}^T = \frac{l_2}{l_1 + l_2} N_b;$$

– для параллельной схемы:

$$F_{1\tau}^H = \frac{h_2}{h_1 + h_2} N_\tau, F_{1n}^H \text{ – неопределенно,}$$

$$F_{1b}^H = \frac{h_2}{h_1 + h_2} N_b.$$

Совмещая полюс 0 с первой опорной точкой 0_1 , получим:

– для тандемной схемы:

$$\bar{r} = -l_1 \bar{\tau}, \bar{r}_1 = 0, \bar{r}_2 = -(l_1 + l_2) \bar{\tau};$$

– для параллельной схемы:

$$\bar{r} = -h_1 \bar{n}, \bar{r}_1 = 0, \bar{r}_2 = -(h_1 + h_2) \bar{n}.$$

Тогда теорема Вариньона в осях естественного трехгранника принимает вид:

– для тандемной схемы:

$$\begin{vmatrix} \bar{\tau} & \bar{n} & \bar{b} \\ l_1 + l_2 & 0 & 0 \\ F_{2\tau}^T & F_{2n}^T & F_{2b}^T \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \bar{\tau} & \bar{n} & \bar{b} \\ l_2 & 0 & 0 \\ N_\tau & N_n & N_b \end{vmatrix};$$

– для параллельной схемы:

$$\begin{vmatrix} \bar{\tau} & \bar{n} & \bar{b} \\ 0 & h_1 + h_2 & 0 \\ F_{2\tau}^H & F_{2n}^H & F_{2b}^H \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \bar{\tau} & \bar{n} & \bar{b} \\ 0 & h_2 & 0 \\ N_\tau & N_n & N_b \end{vmatrix}.$$

Откуда следует:

– для тандемной схемы:

$F_{2\tau}^T$ – неопределенно,

$$F_{2n}^T = \frac{l_1}{l_1 + l_2} N_n, F_{2b}^T = \frac{l_1}{l_1 + l_2} N_b;$$

– для параллельной схемы:

$$F_{2\tau}^H = \frac{h_1}{h_1 + h_2} N_\tau,$$

$$F_{2n}^H \text{ – неопределенно, } F_{2b}^H = \frac{h_1}{h_1 + h_2} N_b.$$

Определение контактных сил трехколесного экипажа

Схемы двухколесного экипажа преобразуются по тандемно-параллельному принципу в схемы трехколесного экипажа. Варианты полученных структурных схем представлены на рис. 2.

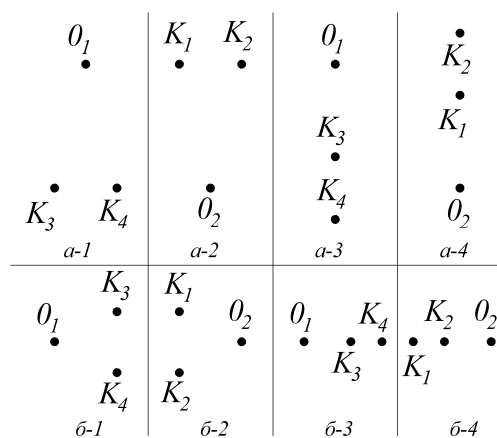


Рис. 2. Структурные схемы трехколесного экипажа: а – тандемная (а-1, а-2, а-3, а-4); б – параллельная (б-1, б-2, б-3, б-4)

За основу взята схема модели трехколесного экипажа [12], соответствующая варианту а-1 (рис. 2). Для трехколесного экипажа результирующая движущая сила $\bar{N}$ подлежит распределению по трем опорным точкам (O_1 , K_3 , K_4) с учетом признака ведущего-ведомого колеса в виде системы трех эквивалентных контактных движущих сил ($\bar{F}_1^T$, $\bar{Q}_3$, $\bar{Q}_4$).

Соответствующая динамическая модель приводится на рис. 3.

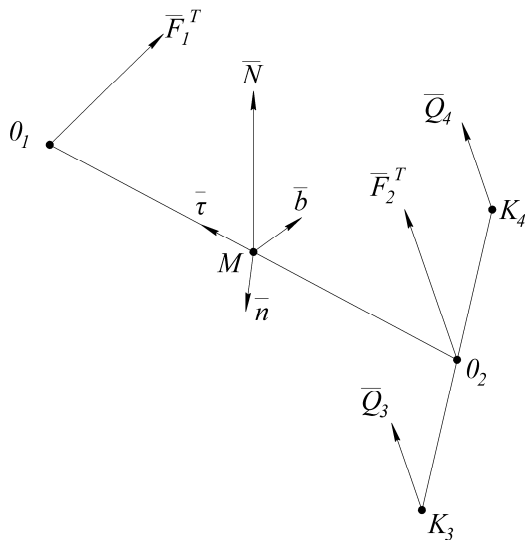


Рис. 3. Динамическая модель трехколесного экипажа, построенная по тандемной схеме

Здесь геометрические параметры и динамическая нагрузка заданы в связанной системе координат

$$MO_1 = l_1; MO_2 = l_2; O_2K_3 = h_3^T; O_2K_4 = h_4^T;$$

$\bar{F}_1^T$ – динамическая нагрузка на переднее колесо; $\bar{F}_2^T$ – динамическая нагрузка на заднюю ось.

Тогда для асимметричной тандемной конструктивной схемы находим

$$F_{1\tau}^T = \frac{k}{1+k} N_\tau; F_{1n}^T = \frac{l_2}{l_1+l_2} N_n; F_{1b}^T = \frac{l_2}{l_1+l_2} N_b;$$

$$F_{2\tau}^T = \frac{1}{1+k} N_\tau; F_{2n}^T = \frac{l_1}{l_1+l_2} N_n; F_{2b}^T = \frac{l_1}{l_1+l_2} N_b,$$

где k – заданный проектный параметр:

$$k = \left| \frac{F_{1\tau}^T}{F_{2\tau}^T} \right|.$$

Для асимметричной параллельной конструктивной схемы задней оси находим:

$$Q_{3\tau}^T = \frac{h_4^T}{h_3^T + h_4^T} F_{2\tau}^T; Q_{3n}^T = \frac{\mu_2}{1+\mu_2} F_{2n}^T;$$

$$Q_{3b}^T = \frac{h_4^T}{h_3^T + h_4^T} F_{2b}^T;$$

$$Q_{4\tau}^T = \frac{h_3^T}{h_3^T + h_4^T} F_{2\tau}^T; Q_{4n}^T = \frac{1}{1+\mu_2} F_{2n}^T;$$

$$Q_{4b}^T = \frac{h_3^T}{h_3^T + h_4^T} F_{2b}^T,$$

где μ_2 – заданный проектный параметр:

$$\mu_2 = \frac{Q_{3n}^T}{Q_{4n}^T}.$$

Тогда для полноприводной конструктивной схемы в развернутой записи получим:

$$F_{1\tau}^T = \frac{k}{1+k} N_\tau; F_{1n}^T = \frac{l_2}{l_1+l_2} N_n; F_{1b}^T = \frac{l_2}{l_1+l_2} N_b;$$

$$Q_{3\tau}^T = \frac{h_4^T}{h_3^T + h_4^T} \cdot \frac{1}{1+k} N_\tau; Q_{3n}^T = \frac{\mu_2}{1+\mu_2} \cdot \frac{l_1}{l_1+l_2} N_n;$$

$$Q_{3b}^T = \frac{h_4^T}{h_3^T + h_4^T} \cdot \frac{l_1}{l_1+l_2} N_b;$$

$$Q_{4\tau}^T = \frac{h_3^T}{h_3^T + h_4^T} \cdot \frac{1}{1+k} N_\tau; Q_{4n}^T = \frac{1}{1+\mu_2} \cdot \frac{l_1}{l_1+l_2} N_n;$$

$$Q_{4b}^T = \frac{h_3^T}{h_3^T + h_4^T} \cdot \frac{l_1}{l_1+l_2} N_b.$$

Соответственно для переднеприводной

$$F_{1\tau}^T = \frac{k}{k-1} N_\tau; Q_{3\tau}^T = \frac{h_4^T}{h_3^T + h_4^T} \cdot \frac{1}{k-1} N_\tau;$$

$$Q_{4\tau}^T = \frac{h_3^T}{h_3^T + h_4^T} \cdot \frac{1}{k-1} N_\tau;$$

и заднеприводной схем:

$$F_{1\tau}^T = \frac{k}{1-k} N_\tau; \quad Q_{3\tau}^T = \frac{h_4^T}{h_3^T + h_4^T} \cdot \frac{1}{1-k} N_\tau;$$

$$Q_{4\tau}^T = \frac{h_3^T}{h_3^T + h_4^T} \cdot \frac{1}{1-k} N_\tau.$$

Аналогично изложенному, взяв за основу вариант б-1 (рис. 2), строится динамическая модель трехколесного экипажа в виде, показанном на рис. 4.

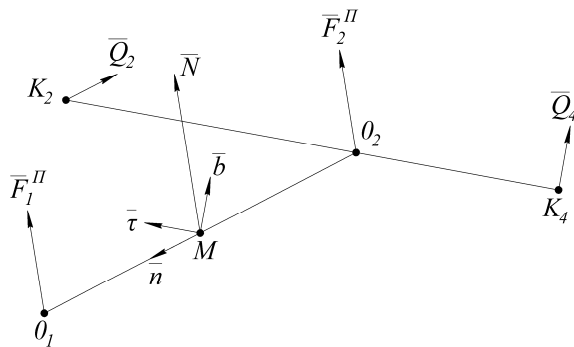


Рис. 4. Динамическая модель трехколесного экипажа, построенная по параллельной схеме

Здесь геометрические параметры и динамическая нагрузка заданы в связанной системе координат

$$MO_1 = h_1; \quad MO_2 = h_2; \quad O_2K_2 = l_2^{II}; \quad O_2K_4 = l_4^{II};$$

$\bar{F}_1^{II}$ – динамическая нагрузка на левое колесо; $\bar{F}_2^{II}$ – динамическая нагрузка на правый борт.

Тогда для асимметричной параллельной конструктивной схемы находим

$$F_{1\tau}^{II} = \frac{h_2}{h_1 + h_2} N_\tau; \quad F_{1n}^{II} = \frac{\mu}{1 + \mu} N_n;$$

$$F_{1b}^{II} = \frac{h_2}{h_1 + h_2} N_b;$$

$$F_{2\tau}^{II} = \frac{h_1}{h_1 + h_2} N_\tau; \quad F_{2n}^{II} = \frac{1}{1 + \mu} N_n;$$

$$F_{2b}^{II} = \frac{h_1}{h_1 + h_2} N_b,$$

где μ – заданный проектный параметр:

$$\mu = \frac{F_{1n}^{II}}{F_{2n}^{II}}.$$

Для асимметричной тандемной конструктивной схемы правого борта находим

$$Q_{2\tau}^{II} = \frac{k_2}{1 + k_2} F_{2\tau}^{II}; \quad Q_{2n}^{II} = \frac{l_4^{II}}{l_2^{II} + l_4^{II}} F_{2n}^{II};$$

$$Q_{2b}^{II} = \frac{l_4^{II}}{l_2^{II} + l_4^{II}} F_{2b}^{II};$$

$$Q_{4\tau}^{II} = \frac{1}{1 + k_2} F_{2\tau}^{II}; \quad Q_{4n}^{II} = \frac{l_2^{II}}{l_2^{II} + l_4^{II}} F_{2n}^{II};$$

$$Q_{4b}^{II} = \frac{l_2^{II}}{l_2^{II} + l_4^{II}} F_{2b}^{II},$$

где k_2 – заданный проектный параметр:

$$k_1 = \left| \frac{Q_{2\tau}^{II}}{Q_{4\tau}^{II}} \right|.$$

В развернутой записи для полноприводной конструктивной схемы получим

$$F_{1\tau}^{II} = \frac{h_2}{h_1 + h_2} N_\tau; \quad F_{1n}^{II} = \frac{\mu}{1 + \mu} N_n;$$

$$F_{1b}^{II} = \frac{h_2}{h_1 + h_2} N_b;$$

$$Q_{2\tau}^{II} = \frac{k_2}{1 + k_2} \cdot \frac{h_1}{h_1 + h_2} N_\tau;$$

$$Q_{2n}^{II} = \frac{l_4^{II}}{l_2^{II} + l_4^{II}} \cdot \frac{1}{1 + \mu} N_n;$$

$$Q_{2b}^{II} = \frac{l_4^{II}}{l_2^{II} + l_4^{II}} \cdot \frac{h_1}{h_1 + h_2} N_b;$$

$$Q_{4\tau}^{II} = \frac{1}{1 + k_2} \cdot \frac{h_1}{h_1 + h_2} N_\tau;$$

$$Q_{4n}^{II} = \frac{l_2^{II}}{l_2^{II} + l_4^{II}} \cdot \frac{1}{1 + \mu} N_n;$$

$$Q_{4b}^{II} = \frac{l_2^{II}}{l_2^{II} + l_4^{II}} \cdot \frac{h_1}{h_1 + h_2} N_b.$$

Соответственно для переднеприводной

$$F_{1\tau}^{II} = \frac{h_2}{h_1 + h_2} N_\tau; \quad Q_{2\tau}^{II} = \frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot \frac{h_1}{h_1 + h_2} N_\tau;$$

$$Q_{4\tau}^{II} = \frac{1}{k_2 - 1} \cdot \frac{h_1}{h_1 + h_2} N_\tau$$

и заднеприводной схем:

$$F_{1\tau}^{\Pi} = \frac{h_2}{h_1 + h_2} N_{\tau}; \quad Q_{2\tau}^{\Pi} = \frac{k_2}{1 - k_2} \cdot \frac{h_1}{h_1 + h_2} N_{\tau};$$

$$Q_{4\tau}^{\Pi} = \frac{1}{1 - k_2} \cdot \frac{h_1}{h_1 + h_2} N_{\tau}.$$

Аналогичным методом определяется результирующая движущая сила для остальных структурных схем трехколесного экипажа (рис. 2, варианты а-2, а-3, а-4, б-2, б-3, б-4).

Выводы

Предложена на основе нелинейных уравнений Эйлера–Лагранжа детерминированная математическая модель кинетики трехколесного экипажа при различных режимах движения в пространстве по криволинейной трассе. Предложена в классе спирально-винтовых линий детерминированная математическая модель кинематики трехколесного экипажа в виде годографа при равномерном, ускоренном, замедленном режимах движения по участкам трассы: прямолинейному, горизонтальному; при подъеме или уклоне в вертикальной плоскости; при повороте в горизонтальной плоскости. Предложен на основе уравнений кинестатики аналитический метод определения контактных движущих/управляющих сил колесного экипажа в динамике для структурных схем, имеющих три опорные точки, с учетом признака ведущего-ведомого колеса: полноприводной, переднеприводной и заднеприводной.

Литература

1. Hachaturov A.A. Dynamics of «road-tire-vehicle-driver» system / A.A. Hachaturov, V.L. Afanasiev, V.S. Vasiliev. – M.: Mashinostroyeniye, 1976. – 535 p.
2. Martynyuk A.A. Dynamics and sustainability of transport vehicle wheelset movement / A.A. Martynyuk, L.G. Lobas, N.V. Nikitina. – K.: Tekhnika, 1981. – 223 p.
3. Kravets V.V. Evaluation of the Centrifugal, Coriolis and Gyroscopic Forces on a Railroad Vehicle Moving at High Speed / V.V. Kravets, T.V. Kravets. // Int. Appl. Mech. – 2008. – Vol. 44, No. 1. – P. 101–109.
4. Igdalov I.M. Rocket as a controlled object / I.M. Igdalov, L.D. Kuchma, N.V. Poliakov,

- Yu.D. Sheptun. – Dnipropetrovsk: ARTpress, 2004. – 544 p.
5. Kravets T.V. Control forces and moments determining in the process of asymmetric aircraft along program trajectory of complex spatial configuration / T.V. Kravets // Technical Mechanics. – 2003. – No. 1. – P. 60–65.
6. Beshta O. Control of tandem-type two-wheel vehicle at various motion modes along spatial curved lay of line / O. Beshta, V. Kravets, K. Bas et al. // Power Engineering, Control and Information Technologies in Geotechnical Systems, Taylor and Francis Group. – London, 2015. – P. 27–32.
7. Кравец В.В. Управляемость двухколесного тандемного экипажа на криволинейной трассе / В.В. Кравец, К.М. Басс, Т.В. Кравец, Н.С. Зубарев // Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів: збірник тез доповідей науково-практичної конференції – Одеса-Коблево: Військова академія, 2015. – С. 114–117.
8. Gerasiuta N.F. Flight dynamics. Key tasks of dynamic design of rockets / N.F. Gerasiuta, A.V. Novikov, M.G. Beletskaya. – Dnipropetrovsk: M.K. Yangel State Design Office «Yuzhnoye». 1998. – 366 p.
9. Kravets V.V. Dynamic Design of Ground Transport With the Help of Computation Experiment / V.V. Kravets, K.M. Bass, T.V. Kravets, L.A. Tokar // Mechanics, Materials Science and Engineering, October 2015 – ISSN 2412-5954, MMSE Journal. Open Access www.mmse.xyz. DOI 10.13140/RG.2.1.2466.6643.
10. Kravets V. Mathematical model of a path and hodograph of surface transport / V. Kravets, T. Kravets, K. Bas, L. Tokar // Transport problems. – 2014. – P. 830–841.
11. Lobas L.G. Theoretical mechanics / L.G. Lobas, G. Lobas Lyudm. – K.: DETUT, 2009. – 407 p.
12. Банников В.А. Оценка угла развала управляемого ведущего колеса автомобиля / В.А. Банников, В.Г. Вербицкий // Сучасні автомобільні розробки України. – 2015. – С. 151–155.

Рецензент: А.В. Бажинов, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 23 мая 2016 г.

УДК 629.4.083

АНАЛІЗ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ДВИГУНА ПОЖЕЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

**О.Ю. Лук'янченко, доц., к.т.н.,
Черкаський державний технологічний університет,
Ю.О. Лук'янченко, аспірант, Національний транспортний університет, м. Київ**

***Анотація.** Розглядаються питання впливу факторів середовища цільового використання пожежного автомобіля на реалізацію його конструктивних та експлуатаційних властивостей. Пропонується використання математичного моделювання для визначення потенціалу пристосованості та прогнозування ефективності функціонування пожежного автомобіля.*

***Ключові слова:** тепловий стан, двигун, пожежний автомобіль, математична модель.*

АНАЛИЗ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ

**А.Ю. Лукьянченко, доц., к.т.н., Черкасский государственный технологический университет, Ю.А. Лукьянченко, аспирант,
Национальный транспортный университет, г. Киев**

***Аннотация.** Рассматриваются вопросы влияния факторов среды целевого использования пожарного автомобиля на реализацию его конструктивных и эксплуатационных свойств. Предлагается использование математического моделирования для определения потенциала приспособленности и прогнозирования эффективности функционирования пожарного автомобиля.*

***Ключевые слова:** тепловое состояние, двигатель, пожарный автомобиль, математическая модель.*

ANALYSIS OF THE FIRE TRUCK ENGINE TEMPERATURE STATE

**O. Lukyanchenko, Assoc. Prof., Ph. D. (Eng.), Cherkasy State Technological University,
Y. Lukyanchenko, P. G., National Transport University, Kyiv**

***Abstract.** This work deals with the influence of the fire truck target use factors on realization of its constructional and performance properties. It was proposed to use mathematical modeling to determine the adaptation potential and prediction of the fire truck function effectiveness.*

***Key words:** temperature state, engine, fire truck, mathematical model.*

Вступ

Діяльність пожежної охорони оцінюється кількістю пожеж і величиною збитків, яких зазнає економіка та населення від вогню [1]. У кожному випадку величина збитків визначається кількістю і вартістю матеріальних цінностей, знищених вогнем. Загалом кількість матеріальних цінностей, що постраждали від вогню, залежить від площі або об'єму, охоплених зоною горіння, а також їх концен-

трації на цій площі. У свою чергу площа пожежі залежить від швидкості її поширення (лінійної або масової) та швидкості ліквідації пожежі, тобто величина збитків від пожежі може бути подана за допомогою такої залежності

$$R = f(U_{\Pi}, \tau_{\Pi}, P, r), \quad (1)$$

де U_{Π} – швидкість поширення пожежі; τ_{Π} – тривалість пожежі; P – кількість цінностей на

місці пожежі; r – вартість одиниці виміру знищених матеріальних цінностей.

Аналіз публікацій

Наукові дослідження й узагальнення досвіду, накопиченого пожежною охороною, дали можливість чітко визначити, що збитки від пожежі знаходяться у прямій залежності від часу початку її гасіння. Тому було приділено увагу дослідженню інтенсивності розвитку пожеж. На підставі експериментальних досліджень і практичних спостережень, залежно від характеру перебігу початкової стадії, виявилось можливим, як було встановлено Ф.В. Обуховим [2], усі пожежі розділити на дві основні категорії – I і II. Моделі розвитку таких пожеж, що характеризуються швидкістю зростання збитків залежно від часу вигорання пожежного навантаження, подано на рис. 1.

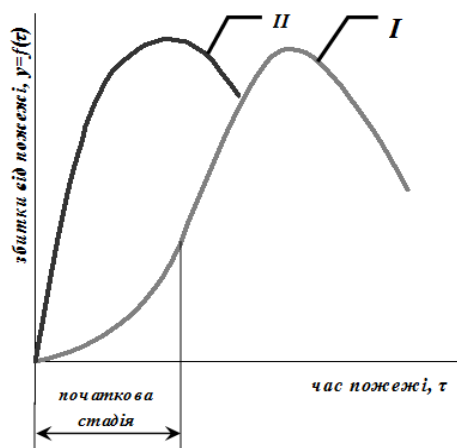


Рис. 1. Модель розвитку пожеж з обмеженою і розвинутою початковими стадіями: I – пожежі першої категорії; II – пожежі другої категорії

Очевидно, що наведені моделі характеризуються швидкістю зростання збитків залежно від часу вигорання пожежного навантаження.

Мета і постановка завдання

Установлення категорій пожеж стало основою для двох принципових висновків. По-перше, усі пожежі першої категорії з початковим періодом більше 10 хв можна гасити за допомогою мобільної техніки. Для інших пожеж є раціональним застосування автоматичних установок пожежогасіння. По-друге, ефективність пожежної техніки, від застосування якої залежать розміри матеріальних

збитків і безпека людей при пожежі, може бути підвищена, насамперед, скороченням відрізка часу від виникнення пожежі до початку її гасіння. Основне завдання – недопущення переходу пожежі з першої, початкової стадії, в основну, розвинену.

Одним із напрямів вирішення цієї проблеми є скорочення часу руху пожежного автомобіля до місця пожежі.

Фактори, що впливають на ефективність використання пожежного автомобіля за призначенням

Час руху до місця пожежі є складною функцією, що залежить від цілого ряду груп факторів [3]

$$\tau = f(T, D, Ч, \Phi), \quad (2)$$

де T – група факторів, що характеризують технічні параметри пожежних автомобілів; D – група дорожніх факторів, що характеризують умови руху пожежних автомобілів; $Ч$ – група факторів, що характеризують умови знаходження пожежного автомобіля в режимі очікування; Φ – функціональний стан водія.

Формування середовища цільового використання пожежних автомобілів здійснюється двома групами факторів – групою дорожніх факторів (радіус виїзду пожежних автомобілів, інтенсивність дорожнього руху та щільність транспортного потоку, стан дорожнього покриття, погодні умови, пора року та час доби) і групою факторів, що характеризують умови перебування пожежного автомобіля в режимі очікування (температура повітря в гаражі).

Дорожні фактори мають суттєвий вплив на ефективність функціонування пожежних автомобілів. Однак більшість із них не можуть бути пов'язані з конструктивними та експлуатаційними властивостями пожежних автомобілів і, відповідно, розглядатись як вирішальні при виборі оптимальних значень показників тактико-технічних характеристик. Причому оптимізація більшості з наведених факторів може бути розглянута як загально-транспортна проблема, вирішення якої в цілому приведе і до поліпшення ефективності використання, зокрема, пожежних автомобілів.

Інша група факторів, а саме факторів, що характеризують умови перебування пожежного автомобіля в режимі очікування, зокрема температура повітря в гаражі, має значний вплив на процес функціонування саме пожежних автомобілів, тоді як для більшості їх транспортних аналогів цей показник має набагато менше значення. Це пов'язано з тим, що процес використання за призначенням транспортних автомобілів починається після попереднього прогріву їх агрегатів, зокрема двигуна. А практика показує, що при експлуатації автомобіля, агрегати якого знаходяться в оптимальному температурному режимі, температура навколишнього середовища має незначний вплив на виконання ним транспортної роботи.

Стосовно ж пожежних автомобілів, агрегати яких під час виїзду та руху на пожежу починають функціонувати з максимальним навантаженням за температури, що дорівнює температурі навколишнього середовища, а відповідно, далекої від оптимальної, цей фактор повинен бути врахований як вирішальний чинник середовища цільового використання пожежних автомобілів.

Таким чином, температура навколишнього середовища, безумовно, впливає на якість функціонування пожежних автомобілів, але цей вплив в основному відбувається через залежність від зазначеного фактора можливості реалізації конструктивних та експлуатаційних показників мобільної техніки пожежогасіння.

Вплив теплового стану двигуна пожежного автомобіля на ефективність його функціонування

Одним із чинників, що впливають на своєчасне прибуття пожежного автомобіля до місця виклику, є його динамічні якості.

Взагалі режим руху є найменш тривалим у загальному часі функціонування пожежного автомобіля: при кожному бойовому виїзді час руху становить 6–12 хвилин. Між тим, саме цим режимом визначаються численні й найбільш серйозні вимоги до базового шасі. Ці вимоги можна об'єднати у три групи: забезпечення високих швидкісних якостей, включаючи динамічні показники; наявність необхідного компоновального простору і вантажопідйомності для доставки в необхідній кількості засобів гасіння й облад-

нання, а також для розміщення особового складу; створення конструкційними рішеннями умов безпечного руху. Розглядаючи першу групу вимог, потрібно зазначити, що їх дотримання пов'язане не тільки із заданими при проектуванні показниками технічного рівня пожежного автомобіля, а й з рівнем їх реалізації в умовах середовища цільового використання.

Суть питання полягає в тому, що пожежний автомобіль розпочинає рух в оперативному режимі з непрогрітими агрегатами, внаслідок чого значно знижуються динамічні якості автомобіля. Двигуни, які встановлюються на пожежні автомобілі, запозичені разом із базовими шасі від автомобілів, призначених в основному для забезпечення транспортної роботи. Використання їх для пожежних автомобілів створює певну кількість проблем під час експлуатації, пов'язаних не тільки з погіршенням динамічних властивостей автомобіля і потужнісних показників двигуна, а й зі зменшенням ресурсу роботи двигуна, підвищеною витратою пального тощо, що є наслідком порушення теплового режиму двигуна.

Ефективність функціонування пожежного автомобіля, як було зазначено раніше, значною мірою залежить від теплового стану його агрегатів і, в першу чергу, від теплового режиму роботи двигуна, який в основному визначає тактико-технічні показники автомобіля.

Відомо, що зі зниженням температури навколишнього середовища різко підвищується тепловіддача, тривалість післяпускового прогріву двигуна збільшується [4]. Якщо для транспортних автомобілів, на базі яких створюються пожежні машини, це не викликає великих проблем, тому що вони в період післяпускового прогрівання двигуна експлуатуються в ощадливому режимі, то для пожежних автомобілів, двигуни яких одразу після запуску під час руху автомобіля на пожежу в оперативному режимі працюють із максимальним навантаженням без попереднього прогрівання, ця проблема потребує вирішення, оскільки пов'язана з такими негативними наслідками, як перевитрата пального, підвищення зношення двигуна, падіння швидкості руху. Очевидно, що для зменшення непродуктивних витрат пального, зменшення інтенсивності зношення та скорочення часу руху

на пожежу тривалість прогріву двигуна після запуску повинна бути мінімальною.

Одним зі шляхів вирішення цієї проблеми є утримування двигунів у розігрітому стані та швидке їх прогрівання під час руху на пожежу. Потужність, яка розвивається поршневим двигуном, розігрітим до експлуатаційної температури охолоджувальної рідини, порівняно мало залежить від температури навколишнього середовища [5]. Дослідження динаміки післяпускового прогрівання двигуна пожежного автомобіля показало, що застосування пристроїв, які прискорюють прогрівання, дає можливість на 66,7 % скоротити час виходу двигуна на оптимальний тепловий режим.

Моделювання взаємозв'язків між тепловим станом двигуна та потужнісними характеристиками пожежного автомобіля

З метою встановлення кількісних показників впливу факторів середовища цільового використання на ступінь реалізації технічних можливостей пожежного автомобіля (а через них і на ефективність його використання) та прийняття відповідних рішень щодо зменшення негативних проявів цього впливу на всіх етапах життєвого циклу, виникає необхідність дослідження взаємозв'язку між параметрами та факторами підсистем зазначеної системи й побудови на цій основі відповідної математичної моделі, що відбиває зміни результативних величин від зовнішніх факторів.

Метою моделювання в цьому випадку є визначення закономірностей та величини впливу факторів середовища цільового використання пожежного автомобіля на реалізацію його конструктивних і експлуатаційних властивостей, які, у свою чергу, формують критерії поліпшення ефективності функціонування як окремо взятого пожежного автомобіля, так і парку мобільної пожежної техніки в цілому. Досягненню поставленої мети найбільше відповідає імітаційна модель, при створенні якої повністю відкидаються всі внутрішні особливості модельованого об'єкта, а до уваги беруться тільки зв'язки між вихідним параметром або параметрами (функціями відгуку) і множиною вхідних контрольованих і керованих параметрів (факторів).

Процес функціонування пожежного автомобіля є настільки складним, що виникає потреба у спрощенні його математичної моделі шляхом зведення кількості вхідних і вихідних параметрів до мінімуму. Спрощення моделі може бути здійснене методом декомпозиції складної системи [6]. Схема декомпозиції подана на рис. 2.



Рис. 2. Схема декомпозиції системи функціонування пожежного автомобіля в середовищі цільового використання

Методика спрощення дозволяє побудувати математичну модель, яка встановлює зв'язок між одним вхідним і одним вихідним параметром. Однак при цьому підвищені вимоги висуваються до вибору вихідного параметра (критерію ефективності) та вихідного параметра (фактора). На підставі висновків щодо проведених досліджень ефективності функціонування пожежного автомобіля в середовищі цільового використання як фактор обирається температура рідини в системі охолодження двигуна під час його запуску та у процесі руху автомобіля на пожежу. Цей фактор, крім того, на відміну від більшості інших показників середовища використання, відповідає вимогам контрольованості й керованості.

Як критерій ефективності обрано питому потужність двигуна, яка безпосередньо забезпечує формування властивостей пожежного автомобіля. Дослідження ефективності функціонування пожежного автомобіля дозволило встановити, що цей параметр певним чином залежить від показника середовища використання, обраного фактором. На вибір критерію ефективності, крім того, впливає той факт, що результати дослідження взаємозв'язку системних властивостей пожежного автомобіля виявили домінуючий вплив питомої потужності на якість його функціонування. Питома потужність є важливим експлуатаційним показником, що впливає на час прибуття пожежного автомобіля до місця пожежі. Будь-яке зменшення величини питомої потужності призводить до погіршення швидкісних і динамічних властивостей пожежного автомобіля і, як наслідок, до збільшення відрізка часу до початку локалізації та гасіння пожежі, що, у свою чергу, призводить до зростання збитків від пожежі та збільшення небезпеки для людей.

З урахуванням зазначеного, було побудовано однофакторну математичну модель у вигляді полінома другого порядку

$$Y = 43,002 + 0,8635X - 0,0026X^2, \quad (3)$$

де Y – величина питомої потужності двигуна пожежного автомобіля, %; X – температура рідини в системі охолодження (0–90 °C).

Графічна інтерпретація рівняння (3) подана на рис. 3.

Величина вірогідності апроксимації отриманої моделі становить $R^2 = 0,98$.

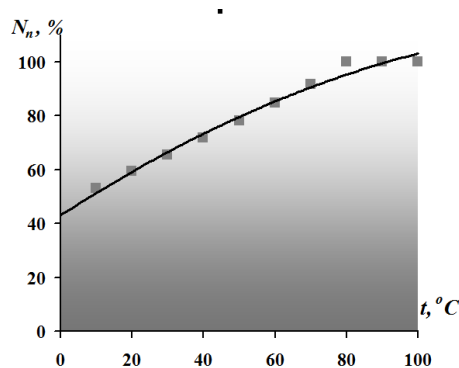


Рис. 3. Графічна інтерпретація математичної моделі залежності величини питомої потужності двигуна від температури охолоджувальної рідини

Істотність зв'язків, перевірена за критерієм Фішера для ймовірності 99 %, дозволяє стверджувати, що умова прийнятності моделі виконується.

Висновки

Таким чином, отримана математична модель є адекватною експериментальним даним і на її основі можна проводити аналіз впливу факторів середовища цільового використання на реалізацію системних властивостей пожежного автомобіля, визначати потенціал його пристосованості та прогнозувати ефективність використання.

Література

1. Кузнецов Ю. Концептуальный пожарный автомобиль – 2000 (по материалам XV научно-практической конференции, ВНИИПО МВД России) / Ю. Кузнецов, Н. Навценя, Ю. Яковенко // Бюлетень пожежної безпеки. – 1999. – № 2. – С. 22.
2. Обухов Ф.В. Пожарная безопасность / Ф.В. Обухов. – М.: Недра, 1975. – 191 с.
3. Лук'яненко О.Ю. Критерії формування вимог до автомобілів оперативно-рятувальних служб / О.Ю. Лук'яненко, Ю.О. Лук'яненко, С.М. Биченко // Пожежна безпека: теорія і практика: зб. наук. пр. – 2013. – №15. – С. 100–104.
4. Тюлькин В.А. Оценка приспособленности автомобилей к зимним условиям эксплуатации по темпу охлаждения двигателей: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: 05.22.10 «Эксплуатация автомобильного транспорта» / В.А. Тюлькин. – Тюмень, 2000. – 18 с.
5. Системы прогрева двигунів внутрішнього згорання: основи функціонування: монографія / В.П. Волков, І.В. Грицук, Ю.Ф. Гутаревич та ін. – Донецьк: Ноулідж, 2015. – 316 с.
6. Крон Г. Исследование сложных систем по частям / Г. Крон. – М.: Наука, 1972. – 544 с.

Рецензент: О.С. Полянський, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 13 червня 2016 р.

УДК 621.981

ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПРОФИЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КУЗОВОВ АВТОМОБИЛЕЙ ГИБКОЙ С ПРОДОЛЬНОМ РАСТЯЖЕНИЕМ

В.А. Новошицкий, доц., к.т.н., НТУ «Николаевская политехника», г. Николаев,
А.В. Новошицкий, доц., к.т.н., НУК имени адмирала Макарова, г. Николаев

Аннотация. Рассматривается технология изготовления тонкостенных профилей различной конфигурации. Технология предусматривает последовательное локальное формоизменение заготовки при действии продольной растягивающей силы. Приведены технологические схемы профилирования и рекомендации по применению тонкостенных профилей в автомобильной промышленности.

Ключевые слова: тонкостенные профили, упругопластический изгиб с продольным растяжением, технология изготовления тонкостенных профилей.

ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ПРОФІЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КУЗОВІВ АВТОМОБІЛІВ ГНУТТЯМ З ПОЗДОВЖНІМ РОЗТЯГОМ

В.А. Новошицький, доц., к.т.н., МТУ «Миколаївська політехніка», м. Миколаїв,
А.В. Новошицький, доц., к.т.н., НУК імені адмірала Макарова, м. Миколаїв

Анотація. Розглядається технологія виготовлення тонкостінних профілів різної конфігурації. Технологія передбачає послідовну локальну формозміну заготовки при дії поздовжньої сили розтягу. Наведено технологічні схеми профілювання і рекомендації щодо застосування тонкостінних профілів в автомобільній промисловості.

Ключові слова: тонкостінні профілі, пружнопластичний згин з поздовжнім розтягом, технологія виготовлення тонкостінних профілів.

MANUFACTURING TECHNIQUES OF PROFILE ELEMENTS OF CAR BODIES BY FLEXIBLE LONGITUDINAL STRETCHING

V. Novoshitskyi, Assoc. Prof., Ph.D. (Eng.), ITU «Mykolayiv Polytechnic»,
A. Novoshitskyi, Assoc. Prof., Ph. D. (Eng.),
Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolayiv

Abstract. Manufacturing techniques of thin-walled profiles of various configurations are considered. The technology provides consecutive local prefabrication form alteration at the action of the longitudinal stretching force. Technological schemes of profiling and the recommendation concerning the application of thin-walled profiles in the automotive industry are provided.

Key words: thin-walled profiles, elasto-plastic bend with longitudinal stretching, manufacturing techniques of thin-walled profiles.

Введение

Автомобильное производство характеризуется необходимостью использования большой номенклатуры и малых партий профилей из современных высокопрочных коррозионно-

стойких сталей, конструкционных и легированных сталей, алюминиевых сплавов.

Анализ публикаций

Традиционные технологии профилирования прокаткой и штамповкой являются энерго-

емкими и в ряде случаев не могут обеспечить необходимое качество профильных элементов кузовов автомобилей [1].

Цель и постановка задачи

Для обеспечения возможности изготовления тонкостенных профильных элементов необходима разработка новых эффективных способов их формообразования. С этой целью предложена технология изготовления тонкостенных элементов локальным силовым воздействием с продольным растяжением.

Технология изготовления профильных элементов

В условиях мелкосерийного производства целесообразным является производство гнутых профилей на основе предлагаемой технологии. Технология предусматривает последовательное локальное формоизменение заготовки при действии на нее продольной растягивающей нагрузки [2]. На основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований получены данные для расчета ее энергосиловых параметров. Спроектированы и изготовлены профилирующие установки [3, 4].

Разработаны технологические схемы профилирования, которые обеспечивают возможность изготовления высокоточных тонкостенных гнутых профилей повышенной жесткости с необходимыми геометрическими параметрами (рис. 1).

Способы изготовления гнутых профилей гибкой с продольным растяжением, показанные на рис. 1, а, б, в, г, осуществляются с помощью профилирующей установки, которая имеет неподвижную и подвижную зажимные головки, растяжное устройство и подвижную каретку с профилирующими роликами. Форма рабочих поверхностей захватов и профилирующих роликов выполняется в соответствии с формой поперечного сечения изготавливаемого профиля с соответствующей корректировкой, учитывающей упругое пружинение. Способ профилирования из штучных заготовок предусматривает деформирование и зажим концевых участков плоской заготовки в захватах соответствующей формы силой $F_{\text{п}}$, приложение продольной растягивающей нагрузки $F_{\text{з}}$, создающей в заготовке напряжения, близкие к пределу текучести, и последующее формоизменение

заготовки при перемещении каретки с профилирующими роликами от одного захвата к другому усилием $F_{\text{т}}$ (рис. 1, а).

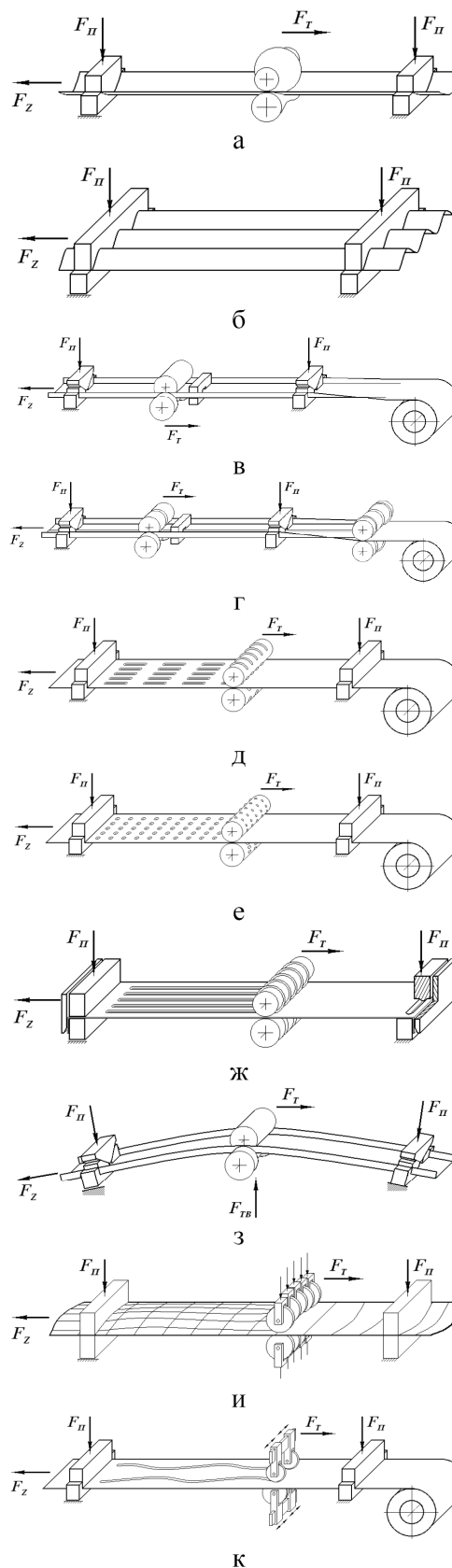


Рис. 1. Технологические схемы профилирования

В результате приложения растягивающей нагрузки к заготовке многократно снижается необходимый для ее профилирования изгибающий момент, упругое пружинение, а также силы, действующие на профилирующие ролики. Формоизменение заготовки в значительной степени обусловлено, как показано при теоретическом анализе, тангенциальными пластическими деформациями сжатия, и в местах изгиба не происходит существенного утонения материала. При этом энергозатраты для формообразования профиля существенно уменьшаются [5].

Создание растягивающей нагрузки обеспечивает оптимальные условия формообразования профиля. При её действии полки профиля приобретают прямолинейную форму. Продольные пластические деформации от поперечного изгиба заготовки компенсируются в результате ее некоторого пластического растяжения. Этим предупреждается появление продольной изогнутости, а также продольной скрученности даже при формировании профилей с несимметричным поперечным сечением. В случае необходимости повышенная точность профилей может быть достигнута последующим упругопластическим растяжением изготовленного профиля, как при правке растяжением.

Кроме рассмотренного процесса поштучного изготовления профилей, который характеризуется относительно невысокой производительностью, рационально изготовление профилей в автоматизированном непрерывно-циклическом режиме (рис. 1, в). При таком способе профилирования заготовка подается из рулона, зажимается в захватах неподвижной и тянущей зажимных головок. Тянущей головкой в заготовке создаются постоянные напряжения растяжения. В результате перемещения роликов вдоль оси заготовки осуществляется формирование профиля. Затем, после разжима захватов, готовый профиль с помощью зажимного устройства выталкивается. При повторении рабочего цикла изготавливается последующий участок профиля. Профиль необходимой длины отрезается.

Для изготовления профилей повышенной жесткости и с относительно малыми радиусами кривизны в местах изгиба, на плоскую заготовку предварительно наносятся продольные гофры жесткости [6]. Предварительное гофрирование заготовки осуществ-

ляется роликами, установленными перед захватами (рис. 1, г). Рассмотренный способ позволяет изготавливать высокоточные профили повышенной жесткости с различной формой поперечного сечения.

Технологические схемы для получения гофрированных профилей показаны на рис. 1 д, е, ж. Профили с периодически повторяющимися гофрами могут быть получены при использовании профилирующих роликов соответствующей формы (рис. 1, д).

На рис. 1, е показан процесс изготовления рифленых профилей со сфероидальными выступами. В этом случае на одном из роликов выполняются сферические выступы, а на другом – соответствующие впадины [7].

Возможно изготовление профилей с плоскими концевыми участками или с концевыми участками, на которых нанесены поперечные ребра жесткости. Кромки концевых захватов могут быть выполнены с отбортовкой (рис. 1, ж). При таком исполнении концевых участков осуществляется более надежный захват заготовки. Кроме того, отбортовка может использоваться для соединения профилей при сборке металлоконструкций.

Во время последовательного изгиба участка заготовки в плоскости, перпендикулярной её продольной оси, можно одновременно осуществлять продольную гибку деформированного участка. При этом в зоне деформирования возникает изгиб во взаимно перпендикулярных плоскостях. Таким образом могут изготавливаться профили с различной продольной кривизной (рис. 1, з).

Изготовление профилей со сложной кривизной проводится с помощью каретки с подвижными блоками профилирующих роликов при разных формах рабочих поверхностей концевых захватов (рис. 1, и).

Для изготовления гнутых профилей с продольными криволинейными гофрами блоки роликов могут перемещаться в поперечном направлении (рис. 1, к) [8].

При изготовлении гнутых профилей со сложной конфигурацией применимы различные комбинации рассмотренных технологических схем.

Для осуществления приведенных способов профилирования разработаны профилирующие установки для изготовления профилей с шириной заготовки 100 и 200 мм [3, 4].

На установках изготавливались уголки, швеллеры, корытные профили, С-образные профили, гофрированные и рифленые профили.

Разработаны способы профилирования, которые обеспечивают возможность изготовления профилей повышенной точности и жесткости и любой длины и позволяют создавать менее металлоемкие конструкции кузовов автомобилей.

В качестве заготовок для изготовления тонкостенных профилей рациональным является применение полос или лент в рулонах. Материалом заготовки могут быть холоднокатаная, горячекатаная, легированная сталь, медные, алюминиевые и другие сплавы, биметаллические и плакированные материалы.

Гнутые профили малых сечений могут иметь разнообразную форму – от уголкового, швеллерного, корытного, С-образного до специальных профилей сложной конфигурации (рис. 2).

Такие профили могут использоваться как силовые элементы для рам, стоек, обвязки бортов кузовов, а также как декоративные малонагруженные элементы для наружной и внутренней отделки автомобилей.

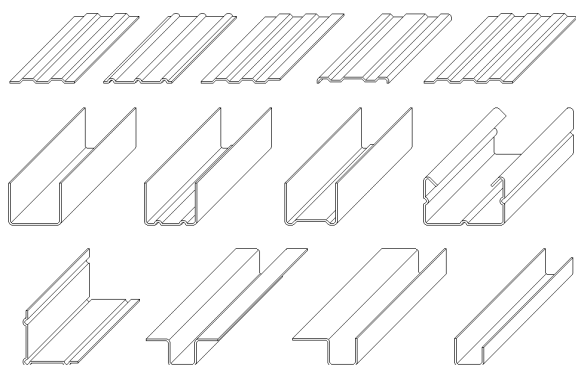


Рис. 2. Гнутые профили малых сечений

Для закрытых кузовов могут применяться гофрированные широкополочные гнутые профили волнистого типа (рис. 3, а), профили с периодически повторяющимися гофра-ми (рис. 3, б), рифленые профили (рис. 3, в),

а также профили с поперечными гофра-ми и отогнутыми концевыми участками (рис. 4).

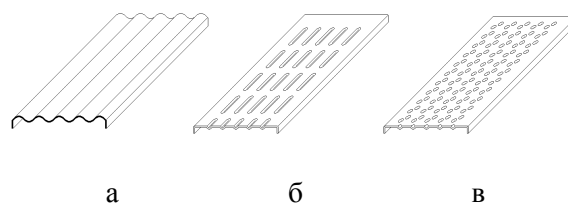


Рис. 3. Гофрированные широкополочные гнутые профили

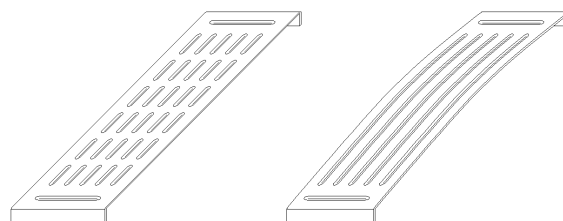


Рис. 4. Профили с поперечными гофра-ми и отогнутыми концевыми участками

Перспективным в ближайшее время считается применение для формирования закрытых кузовов трехслойных панелей. Оптимальные по металлоемкости трехслойные гофровые панели (рис. 5, а, б, в) состоят из плоских наружных листов, соединенных внутренним гофрированным элементом с помощью лазерной, электронно-лучевой или контактной роликовой сварки. Внутренние полости панелей могут быть полыми, либо содержать полимерный наполнитель.

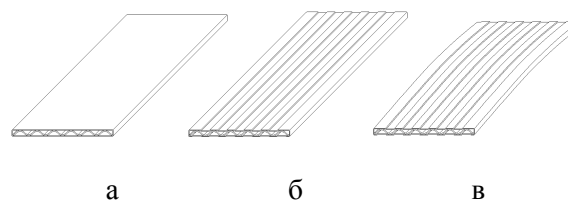


Рис. 5. Трехслойные гофровые панели

Предложенные способы профилирования обеспечивают возможность изготовления элементов панелей с рациональными геометрическими параметрами. Наружные листы панелей могут быть выполнены с различными ребрами жесткости (рис. 5, б), а также с продольной кривизной (рис. 5, в).

Профилирующее оборудование обладает меньшими массогабаритными показателями,

по сравнению с прессами и роликовыми профилирующими машинами, и обеспечивает возможность быстрого перехода на изготовление профилей другой номенклатуры путем замены профилирующей оснастки.

Тонкостенные профили, изготовленные согласно предложенной технологии, позволяют создавать легкие и жесткие конструкции кузовов автомобилей, отвечающие требованиям технической эстетики. Они предоставляют дизайнерам возможность ориентироваться не только на профили, выпускаемые промышленностью, но и принимать современные художественные решения.

Выводы

Разработанная технология в условиях мелкосерийного производства обеспечивает возможность изготовления тонкостенных профилей разнообразной конфигурации из конструкционных и легированных сталей, алюминиевых сплавов и металлопласта.

Вследствие локального силового воздействия на заготовку при действии продольной растягивающей нагрузки, энергозатраты для формообразования профилей меньше, чем при использовании традиционных способов профилирования.

Литература

1. Производство и применение гнутых профилей проката: справочник / И.С. Тришевский, Г.В. Донец, В.И. Мирошниченко и др.; под ред. И. С. Тришевского. – М.: Металлургия, 1975. – 536 с.
2. А. с. 653000 СССР, МКИ В 21 D 5/00. Способ изготовления гнутых профилей / В.А. Новошицкий, В.Н. Цымбалюк (СССР). – № 2140607; заявл. 02.06.1975; опубл. 25.03.1979, Бюл. № 11.
3. Деклараційний патент на винахід 43149А Україна. Розтяжна машина / С.М. Соловйов, А.В. Новошицький; заявник і патентовласник Миколаївський університет кораблебудування. – № 2001031675; заявл. 12.03.2001; опубл. 15.11.2001, бюл. № 10..
4. Деклараційний патент на винахід 55029А Україна. Розтяжна машина / С.М. Соловйов, А. В. Новошицький; заявник і патентовласник Миколаївський університет кораблебудування. – № 2002064965; заявл. 17.06.02.; опубл. 17.03.2003, бюл. № 3.
5. Новошицкий А. В. Работа при упругопластическом изгибе полосы с продольным растяжением / А.В. Новошицкий // Збірник наукових праць НУК. – 2008. – № 5 (422) – С. 60–65.
6. Деклараційний патент на винахід 44451А Україна. Спосіб виготовлення гнутих профілів / С.М. Соловйов, А.В. Новошицький; заявник і патентовласник Миколаївський університет кораблебудування. – № 2001031674; заявл. 12.03.2001; опубл. 15.02.2002, бюл. № 2.
7. Патент на винахід №79278 Україна. Спосіб виготовлення рифлених профілів / С.М. Соловйов, А.В. Новошицький; заявник і патентовласник Миколаївський університет кораблебудування. – № 2004108669; заявл. 25.10.04; опубл. 11.06.2007, бюл. № 8.
8. Соловьев С.Н. Экспериментальное исследование технологии изготовления судовых тонкостенных профилей гибкой с продольным растяжением / С.Н. Соловьев, А.В. Новошицкий // Зб. наук. пр. НУК. – 2010. – № 1 (430). – С. 57–64.

Рецензент: А.В. Бажинов, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 1 июня 2016 г.

УДК 629.02

РОЗРОБКА СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО ДИЗЕЛЯ ДЛЯ РОБОТИ НА БІОГАЗІ

О.М. Пилипенко, проф., д.т.н., І.А. Шльончак, доц., к.т.н.,
Черкаський державний технологічний університет

Анотація. Проведено аналіз сучасного стану використання газоподібних палив у двигунах внутрішнього згорання. Наведено ефективні способи використання газу в дизелях. Запропоновано здешевлену систему живлення дизеля біогазом. Визначено витрати дизельного та газодизельного палива під час роботи двигуна DONG FENG залежно від швидкості руху транспортного засобу.

Ключові слова: дизель, біогаз, газодизельна система живлення, конвертація дизеля.

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО ДИЗЕЛЯ ДЛЯ РАБОТЫ НА БИОГАЗЕ

А.М. Пилипенко, проф., д.т.н., И.А. Шленчак, доц., к.т.н.,
Черкасский государственный технологический университет

Аннотация. Проведен анализ современного состояния использования газообразных топлив в двигателях внутреннего сгорания. Приведены эффективные способы использования газа в дизелях. Предложена удешевленная система питания дизеля биогасом. Определен расход дизельного и газодизельного топлива во время работы двигателя DONG FENG в зависимости от скорости движения транспортного средства.

Ключевые слова: дизель, биогас, газодизельная система питания, конвертация дизеля.

DEVELOPMENT OF THE FUEL SUPPLY SYSTEM OF A PERSPECTIVE DIESEL ENGINE OPERATING ON BIOGAS

A. Pilipenko, Prof., D. Sc. (Eng.), I. Shlenchak, Assoc. Prof., Ph. D. (Eng.),
Cherkasy State Technological University

Abstract. Analysis of the current status of using gaseous fuels in internal combustion engines is carried out. Efficient ways of using gas in diesel engines are given. A fuel supply system of the diesel engine, which can operate using biogas, was proposed. Consumption of diesel and diesel-gas fuel in conditions of real exploitation of the DONG FENG engine, depending on the speed of the vehicle was determined.

Key words: diesel, biogas, gas and diesel fuel system, diesel engine conversion.

Вступ

Двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) набули широкого поширення у світі. І серед них значне місце займають дизелі. Перспектива використання дизелів зумовлює актуальність досліджень, присвячених проблемі використання в них альтернативних палив. Необхідність впровадження альтернативних палив викликана двома глобальними проблемами:

світовим дефіцитом нафтового палива та забрудненням навколишнього середовища.

Так, в Україні ДВЗ щорічно споживають більше 13 млн т палива. Для задоволення потреб нашої держави в ПММ потрібно 25–30 млн т нафти на рік. Щорічне видобування нафти становить близько 4 млн т – це 10–12 % потрібної кількості [1]. Ось чому раціональне використання паливно-мастильних матеріа-

лів, економія паливно-енергетичних ресурсів і пошук нових альтернативних джерел енергії – це завдання державного значення. При цьому автомобільний транспорт є одним з основних споживачів нафтопродуктів і залишиться таким на період до 2040–2050 рр. У найближчій перспективі очікується збільшення споживання нафтопродуктів за постійних обсягів їх виробництва, що може призвести до дефіциту моторних палив. Частковим вирішенням розглянутих вище проблем є впровадження та використання у ДВЗ альтернативних палив, зокрема біогазу.

Аналіз публікацій

Використання газоподібних палив у теплових двигунах має давню історію. Перший промисловий зразок ДВЗ, що працював на світільному газі, був сконструйований ще в 1860 році французьким механіком Ж. Ленуаром [2]. У силу різних факторів інтерес до таких двигунів то зникав, то з'являвся знову. Так, у 60-ті роки минулого сторіччя, у зв'язку із впровадженням дешевших високооктанових бензинів, використання газоподібних палив було практично повністю зупинено. Надалі суспільна потреба в економії нафтових ресурсів та необхідність покращення повітряного середовища великих міст привели до збільшення кількості енергетичних установок, що працювали на газоподібних паливах.

Серед різноманітних видів газів велике практичне використання як моторні палива знайшли суміші газоподібних вуглеводнів, які отримують із природного та нафтового газів.

Значний внесок у дослідження та покращення показників транспортних засобів, які працюють на газовому паливі, зробили такі відомі вчені: Ю.Ф. Гутаревич, М.І. Дикий, Ф.І. Абрамчук, В.П. Матейчик, А.Г. Говорун, А.О. Корпач, О.М. Кабанов, В.Н. Луканін, А.С. Хачіян, А.І. Гайворонський, К.І. Генкін, В.А. Ліханов, В.І. Єрохов, Г.С. Савельєв та ін.

Одним з ефективних напрямів розширення використання газового палива на автотранспорті є заміна дизелів на двигуни, які працюють на скрапленому природному газі (СПГ), що розглядається як ефективний спосіб покращення екологічної обстановки, особливо у великих містах. Конструктивно це здійснюється переобладнанням (конверта-

цією) дизелів на живлення СПГ за допомогою незначних доробок двигуна [3].

Створення провідними фірмами світу газових двигунів, які задовольняють найбільш жорстким вимогам щодо шкідливих викидів, свідчить про переваги конвертації дизелів у газові двигуни.

Використання у двигунах газових палив відрізняється великою різноманітністю способів організації робочих процесів і конструкцій. Їх можна класифікувати за типом газового палива, особливостями організації процесів сумішоутворення, займання і згоряння, а також за принципом регулювання потужності [3, 4].

Однією з основних ознак класифікації газових двигунів є спосіб займання газового палива. Газові двигуни зазвичай створюються на базі серійних рідкопаливних двигунів. При цьому використання газоподібних палив можливе як у двигунах із примусовим займанням конвертованих (переведених) з бензину для роботи на газовому паливі, так і у двигунах із запалюванням від стиску (дизелях) [4].

Досить поширеним є спосіб використання газу у великовантажних автомобілях з газодизелями великого літражу. У газодизельних модифікаціях здійснюється одночасне живлення двигуна дизельним паливом і СПГ. Обсяг заміщення дизельного палива газом становить від 50 до 90 %, залежно від реалізованих конструктивних рішень і режимів роботи двигуна [5].

Газодизельні двигуни створені в таких організаціях, як Науковий автотракторний інститут (м. Москва, Росія), Центральний науково-дослідний інститут (м. Київ), Національний транспортний університет (м. Київ), Всесоюзний науково-дослідний інститут природних газів (м. Москва, Росія), Північно-західний політехнічний інститут (м. Санкт-Петербург, Росія) та ін., на базі транспортних дизельних двигунів типу ЯМЗ-236, ЯМЗ-240, БелАЗ-584, дизелів 6Ч12,1/15 та ін. У зазначених двигунах забезпечувалась робота як за дизельним, так і за газодизельним циклами на СПГ.

У газодизелі ЯМЗ-236 (6Ч13/14) застосовується якісне регулювання потужності шляхом зміни подачі газового палива за допомо-

гою дозатора газу, причому подача повітря не регулюється [5].

Газодизельні двигуни встановлюються і в пасажирських автобусах, наприклад «Ікарус-260», «Ікарус-280», ЛАЗ-695НГ, ЛАЗ-42024, ЛАЗ-52564 та ін. Горківський автомобільний завод свої автомобілі ГАЗ-4301 обладнує газодизельними двигунами, створеними на базі дизеля ГАЗ-542.10 [6].

Суттєвою перевагою газодизеля перед дизелем, з точки зору екології, є зниження викидів твердих часток – в 1,5–2 рази, а викиди NOx залишаються приблизно такими самими, як і при роботі дизеля. При цьому значно збільшуються викиди CO і C_mH_m – це можна пояснити неповним згорянням метану при бідних газоповітряних сумішах, які надходять у двигун на режимах середніх та малих навантажень [5].

Однак надійність роботи газодизеля нижча, ніж дизеля. Це пов'язано з використанням одночасно двох систем живлення, що призводить до ускладнення керування двигуном, а також закоксування розпилювачів форсунок через суттєве зменшення охолоджувального ефекту від потоку дизельного палива через форсунку [5].

Всебічний аналіз газодизеля і власне газового двигуна на базі дизеля [7] показує, що кращі економічні, екологічні та вартісні показники має двигун, конвертований з дизеля для роботи тільки на газі.

Тому ще одним досить цікавим напрямом у процесі збільшення використання СПГ як моторних палив рухомого складу автомобільного транспорту є створення на базі транспортних дизелів суто газових двигунів з іскровим запалюванням [8]. Це може покращити екологічну ситуацію і збільшити обсяги використання газового палива на автомобілях та автобусах [9].

З наведеного аналізу видно, що переобладнання в газові двигуни з іскровим запалюванням для роботи на природному газі здійснювалось переважно з автомобільних дизелів. При цьому вносились суттєві зміни в конструкцію двигунів. Зниження ступеня стиску газових модифікацій досягалось розточуванням камер згоряння в поршнях, тобто здійснювалась незворотна конвертація. На таке переобладнання потрібно отримувати

дозвіл заводу-виробника двигуна. На переобладнаних з дизелів газових двигунах переважно встановлені складні електронні системи керування паливоподачею та запалюванням, що підвищує вартість переобладнання.

Мета і постановка завдання

Метою роботи є розробка здешевленої системи живлення дизеля для його роботи на біогазі як альтернативний шлях конвертації дизелів. У дослідженнях пропонується конвертацію дизеля DONG FENG в газодизель виконати без істотних змін у конструкції двигуна. Переобладнання повинно зводитись до оснащення транспортного засобу газобалонною установкою і системою подачі газу у впускну систему дизеля. При цьому очікується, що штатна система паливоподачі конвертованого дизеля має забезпечувати подачу в камеру згоряння запалювальної дози рідкого палива.

Система живлення дизеля біогазом

Розроблена система живлення двигуна забезпечує можливість його роботи як за дизельним, так і за газодизельним циклами (рис. 1). Передбачено, що біогаз буде зберігатись у сталевих балонах 1. Контроль запасу газу здійснюється за показаннями манометра 4 високого тиску ДУ 50. Заправка балонів біогазом здійснюється через спеціальний пристрій. При відкритті витратного вентиля 2 газ із балонів по сталевому паливопроводу надходить до редуктора високого тиску 5, щоб потім потрапити у впускний колектор 11.

Робота двигуна за газодизельним циклом здійснюється наступним чином: відкривається електромагнітний клапан 7 газової паливної магістралі для подачі газу до редуктора, де тиск газу знижується до робочого тиску 0,2 МПа та поступає до газового змішувача. Дозована подача газу через змішувач надходить до впускного колектора, після чого надходить до циліндрів двигуна. У кінці такту стискування у циліндр двигуна впорскується запалювальна доза дизельного палива, яка займається і підпалює газоповітряний заряд.

Стендові випробування розробленої системи проводились у лабораторії № 2 кафедри «Автомобілі та технології їх експлуатації» Черкаського державного технологічного університету. Стенд складається з навантажувальної частини та вимірювального блока.

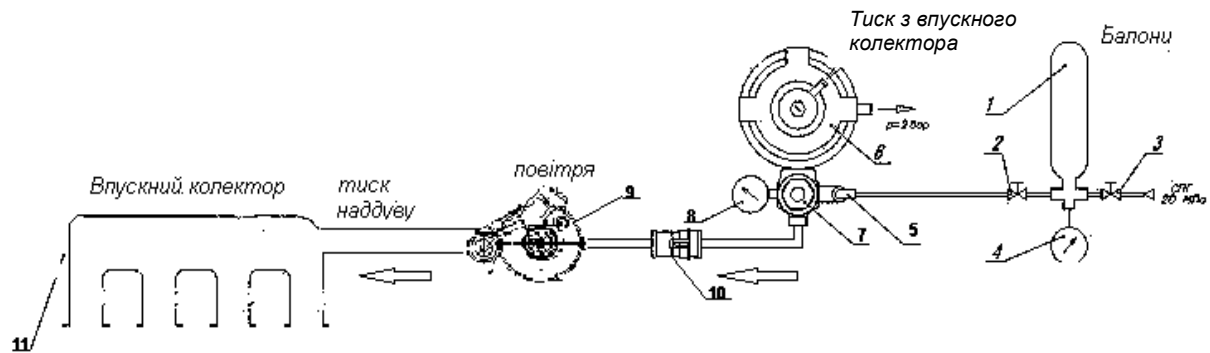


Рис. 1. Принципова схема подачі газу газодизельної системи живлення: 1 – балони для біогазу; 2 – витратний вентиль; 3 – наповнювальний вентиль; 4 – манометр високого тиску; 5 – штуцер підводу газу до редуктора; 6 – газовий редуктор; 7 – електромагнітний клапан; 8 – манометр редуктора; 9 – турбіна; 10 – кількісний регулятор подачі газу; 11 – впускний колектор двигуна

Вимірювання положення рейки паливного насоса високого тиску здійснювалося за допомогою повзункового реостата, закріпленого пластиною з двома гвинтами на його корпусі. Рухомий стержень реостата був жорстко з'єднаний з рейкою насоса. Фіксація положення рейки здійснювалася за допомогою омметра моделі DT-830B. Конкретному положенню рейки h_p , відповідає конкретне значення опору реостата R_p (рис. 2).

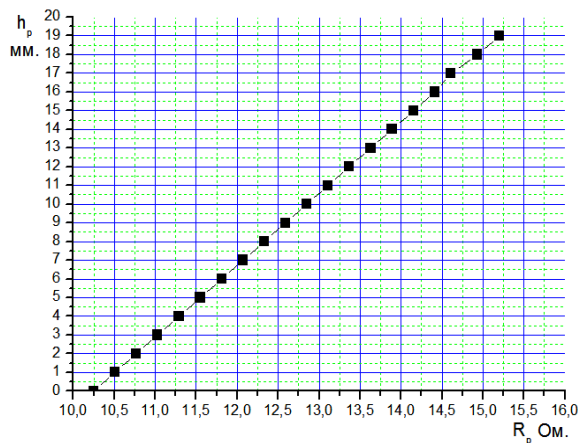


Рис. 2. Залежність опору від положення рейки паливного насоса високого тиску

На основі отриманих закономірностей положення рейки від опору був побудований тарувальний графік залежності опору від положення рейки паливного насоса. Із графіка видно, що зазначена взаємодія має прямо пропорційну залежність.

Наступним кроком була розробка процесу керування паливopoдачею. Так, для вимірювання кута повороту важеля керування пали-

воподачею використовувалася проградуїрована шкала з кутом повороту регульовального органа від 0 до 100 % (рис. 3).

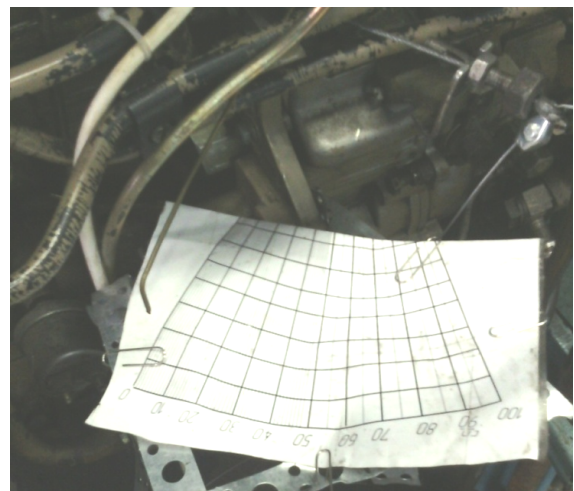


Рис. 3. Шкала положення кута повороту важеля паливopoдачі паливного насоса високого тиску

Положення дросельної заслінки для подачі біогазу визначалось за допомогою проградуїрованої шкали від 0 до 100 %, встановленої безпосередньо на дросельну заслінку (рис. 4).

Для керування паливopoдачею було розроблено ручний важіль, за допомогою якого забезпечувалось переміщення рейки паливного насоса високого тиску (рис. 5). Витрата біогазу здійснювалася за допомогою серійного газового лічильника «Візар» моделі 199ж.

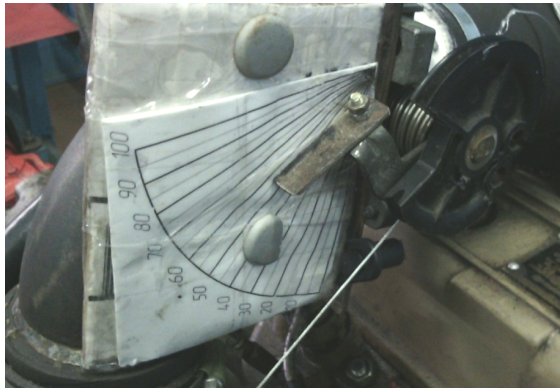


Рис. 4. Шкала положення дросельної заслінки у градусах, від 0 до 100



Рис. 5. Керування важелями паливоподачі в газодизельному режимі

З метою перевірки працездатності розробленої системи в роботі було використано перспективний дизель DONG FENG моделі CY4102BZLQ. На дизелі був встановлений серійний паливний насос ZEXEL105118-7541 з відцентровим механічним всережимним регулятором. Необхідно зазначити, що до початку досліджень дизель відпрацював не менше 110 годин.

Головний чинник, який спонукає до конвертації дизеля в газодизель, – це очікування економічного ефекту. Останній досягається за рахунок заміни ДП на більш дешеве паливо – біогаз. Сьогодні вартість ДП становить у середньому 18 грн/л, при вартості біогазу – 7–8 грн/м³.

На рис. 6 подано витрати ДП та газодизельного під час руху транспортного засобу на п'ятій передачі.

З рисунка видно, що витрати газодизельного палива значно менші, ніж витрати ДП. Необхідно зазначити, що максимальна розбіжність між витратами ДП та газоподібного палива становить майже 20 л.

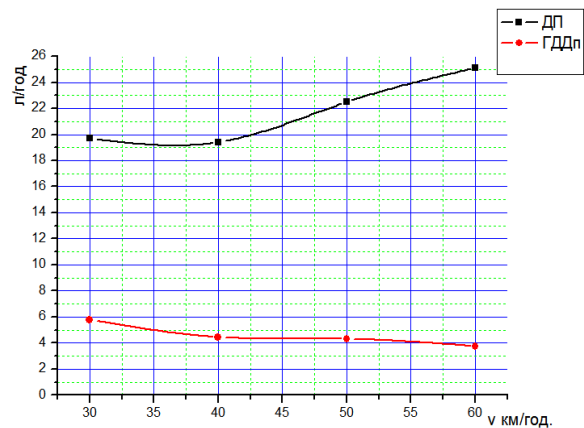


Рис. 6. Витрати дизельного та газодизельного палива під час роботи двигуна залежно від швидкості руху транспортного засобу на 5-й передачі

Для встановлення запропонованої системи живлення необхідно інвестувати близько 30 тис. грн на її виготовлення. За попередніми підрахунками термін окупності розробленої системи живлення для роботи дизеля на біогазі залежить від пробігу транспортного засобу. Так, для випадку, коли добовий пробіг становить 150 км, розрахунковий термін окупності дорівнює 4 місяці.

Висновки

У результаті проведеної роботи можна зробити такі висновки:

- розроблено економічно вигідну систему живлення дизеля біогазом;
- розроблено принципову схему подачі газу в системі живлення перспективного дизеля біогазом;
- визначено витрати дизельного палива та газодизельного і встановлено максимальну та мінімальну розбіжність між ними.

Література

1. Девянин С.Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С.Н. Девянин, В.А. Марков, В.Г. Семенов. – Х.: Новое слово, 2007. – 452 с.
2. Николаева Н. Альтернативные источники энергии для автомобилей / Н. Николаева // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – 2002. – № 3. – С. 43–47.
3. Галышев Ю.В. Перспективы применения газовых топлив в ДВС / Ю.В. Галышев, Л.Е. Магидович // Двигателестроение. – 2001. – № 3. – С. 31–352.

4. 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.
 5. Лютко В. Применение альтернативных топлив в ДВС / В. Лютко, В.Н. Луканин, А.С. Хачиян. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 331 с.
 6. Тимонин Е.Д. Газобаллонные ГАЗы / Е.Д. Тимонин, А.Е. Ульяновцев // Автомобильная промышленность. – 1995. – № 7. – С. 4–5.
 7. Гутаревич Ю.Ф. Екологічні показники вантажного автомобіля при роботі на бензині і природному газі / Ю.Ф. Гутаревич, В.І. Задорожній, В.П. Матейчик, О.А. Клименко // Автошляховик України. – 1997. – № 4. – С. 14–15.
 8. Захарчук О.В. Газовый двигатель с искровым зажиганием на базе дизеля / О.В. Захарчук // Двигатели внутреннего сгорания: Реферативный журнал. – 1995. – № 1. – С. 24.
 9. Панов Ю.В. Опыт эксплуатации автобусов, работающих на газовом топливе в г. Москве / Ю.В. Панов, Ю.А. Бакиров, В.Н. Прохоров // Решение экологических проблем в автотранспортном комплексе: тезисы докладов 4-й Междунар. научно-технической конф. – М.: МАДИ(ТУ) НИИАТ ФГУП НАМИ – 2000. – С. 111–112.
- Рецензент: Ф.І. Абрамчук, професор, д.т.н., ХНАДУ.
- Стаття надійшла до редакції 30 квітня 2016 р.
-

УДК 62-752.2

ВИЗНАЧЕННЯ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ МАСИ ПАСИВНОГО ДИНАМІЧНОГО ГАСНИКА З ДОДАТКОВОЮ МЕХАНІЧНОЮ СТРУКТУРОЮ

І.І. Сидоренко, проф., д.т.н., А.В. Ткачов, доц., к.т.н., О.А. Ткачов, к.т.н.,
Одеський національний політехнічний університет

Анотація. Проведено математичне моделювання вільних коливань маси гасників з розширеною структурою. Виконано порівняльний аналіз коливальних процесів в одномасовій лінійній та нелінійній системах при кінематичному збурюванні. Побудовано скелетні криві, що відображають основні властивості нелінійних пасивних динамічних гасників коливань.

Ключові слова: вільні коливання, динамічна характеристика, коливальний процес, нелінійна система, скелетні криві, додаткова механічна структура.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ МАССЫ ПАССИВНОГО ДИНАМИЧЕСКОГО ГАСИТЕЛЯ С ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ СТРУКТУРОЙ

І.І. Сидоренко, проф., д.т.н., А.В. Ткачев, доц., к.т.н., А.А. Ткачев, к.т.н.,
Одесский национальный политехнический университет

Аннотация. Проведено математическое моделирование свободных колебаний массы гасителей с расширенной структурой. Выполнен сравнительный анализ колебательных процессов в одномассовой линейной и нелинейной системах при кинематическом возмущении. Построены скелетные кривые, отражающие основные свойства нелинейных пассивных динамических гасителей колебаний.

Ключевые слова: свободные колебания, динамическая характеристика, колебательный процесс, нелинейная система, скелетные кривые, дополнительная механическая структура.

DETERMINATION OF FREE VIBRATIONS OF MASSES OF THE PASSIVE DYNAMIC ABSORBER WITH AN ADDITIONAL MECHANICAL STRUCTURE

I. Sidorenko, Prof., D. Sc. (Eng.), A. Tkachiov, Assoc. Prof., Ph. D. (Eng.),
A. Tkachiov, Ph. D. (Eng.), Odessa National Polytechnic University

Abstract. Mathematical modeling of free vibrations of masses of dampers with an extended structure is conducted. Comparative analysis of oscillatory processes in single-mass linear and nonlinear systems with kinematic perturbations is carried out. Skeletal curves reflecting the basic properties of nonlinear passive dynamic dampers are built.

Key words: free vibrations, dynamic characteristic, oscillating process, nonlinear system, skeletal curves, additional mechanical structure.

Вступ

Вивчення вільних коливань системи викликає великий інтерес вже тому, що їхні характеристики відображають основні залежності механічної системи, що досліджується, і ма-

ють першорядне значення при аналізі вимушених коливань системи. Вибір методів математичного дослідження вільних коливань маси пасивних динамічних гасників коливань з додатковою механічною структурою (ПДГК із ДМС) залежить від виду його ди-

намічних характеристик, характеру збурювальних впливів, необхідної частоти налаштування. Враховуючи, що нелінійність динамічної характеристики є невід'ємною ознакою ПДГК із ДМС, завдання математичного дослідження повинні вирішуватися у нелінійній постановці.

Аналіз публікацій

Дослідження динаміки механічної системи в нелінійній постановці передбачає вивчення всіх можливих режимів руху за різних фізично реалізованих значень параметрів [4]. Здійснення такої програми для систем складної структури являє досить важку самостійну задачу теорії коливань. Тому в технічних додатках обмежуються локальними рішеннями, отриманими під час вивчення поведінки системи в типових розрахункових режимах руху, зокрема стаціонарному, періодичному [3], [5].

Мета і постановка завдання

Метою проведених досліджень є математичне вивчення вільних коливань одномасової механічної системи у вигляді нелінійної ПДГК із ДМС зі встановленням взаємозв'язку між амплітудами і частотами коливального процесу, що відображають основні властивості нелінійних ПДГК із ДМС і є основою для подальшого аналізу вимушених коливань механічних систем і оцінювання ефективності їхнього динамічного гасіння.

Визначення вільних коливань та побудова скелетних кривих

Нелінійність динамічних характеристик ПДГК із ДМС зумовлює специфіку дослідження їх властивостей. Так, під час розгляду власних коливань шляхом порівняльного аналізу коливальних процесів в одномасовій лінійній та нелінійній системах при кінематичному збурюванні встановлено, що частота коливань залежить від величини амплітуди. Проілюструємо це таким прикладом. Диференціальне рівняння руху для одномасової системи має вигляд

$$m\ddot{x} + F(x) + b\dot{x} = 0, \quad (1)$$

де m – маса гасника; $F(x)$ – динамічна характеристика гасника; b – коефіцієнт дисипації; x – пружне переміщення; $\dot{x}$ і $\ddot{x}$ – відповідні похідні від пружного переміщення за часом t .

З урахуванням результатів попередніх досліджень для ПДГК із лінійною динамічною характеристикою, рівняння (1) має вигляд

$$m_{\alpha}\ddot{x} + c_3(x) + \frac{\bar{\psi}_{\Sigma}^* \cdot c_3}{2 \cdot \pi \cdot \omega} \dot{x} = 0, \quad (2)$$

де c_3 – коефіцієнт зведеної жорсткості пружних елементів ПДГК; $\bar{\psi}_{\Sigma}^*$ – коефіцієнт поглинання, зумовлений наявністю у ПДГК циліндричних витих пружин і напрямних кочення.

Під час дослідження коливальних процесів у нелінійних системах зазвичай вважають, що їх характеристика залежить тільки від першої та третьої ступенів пружної деформації й може бути описана кубічною функцією. Але попередньо проведені дослідження показують, що за допомогою запропонованих пристроїв реалізується характеристика, яка залежить і від більших ступенів пружної деформації. Саме тому як дослідні зразки розглянемо ПДГК із ДМС із кубічно-нелінійною динамічною характеристикою «м'якого» виду та з нелінійною комбінованою характеристикою [1], [2].

З урахуванням цього, рівняння (1) для кожного зі зразків має вигляд:

– для зразка з «м'якою» динамічною характеристикою:

$$m_{\alpha}\ddot{x} - (0,0012 \cdot x^3 + 0,0781 \cdot x^2 + 4,51 \cdot x + 1,02) + \frac{\bar{\psi}_{\Sigma}^{**} \cdot c(x)}{2 \cdot \pi \cdot \omega} \dot{x} = 0; \quad (3)$$

– для зразка з нелінійною комбінованою характеристикою:

$$m_{\alpha}\ddot{x} - (10^{-6} \cdot x^5 + 10^{-6} \cdot x^4 - 0,0027 \cdot x^3 + 2 \cdot 10^{-13} \cdot x^2 + 2,5 \cdot x - 3 \cdot 10^{-6}) + \frac{\bar{\psi}_{\Sigma}^{**} \cdot c(x)}{2 \cdot \pi \cdot \omega} \dot{x} = 0, \quad (4)$$

де $c(x)$ – коефіцієнт зведеної жорсткості пружних елементів ПДГК із ДМС; $\bar{\psi}_{\Sigma}^{**}$ – коефіцієнт поглинання, зумовлений наявністю у ПДГК циліндричних витих пружин, напрямних кочення, додаткової механічної структури у вигляді шарнірно-важільного механізму.

Встановимо значення постійного коефіцієнта для лінійного ПДГК $c_3 = 6,67$ Н/мм для того, щоб значення динамічних характеристик лінійного ПДГК і нелінійного ПДГК із ДМС на границі розрахункового діапазону переміщень $x(t)$ були однаковими й зумовили приблизно однакові амплітуди коливань.

Чисельне розв'язання диференціальних рівнянь (2) і (3) виконано за умови, що обидві системи мали кінематичне збурювання від положення пружної рівноваги. Результати розв'язання рівнянь при $m = 1$ кг і за початкових умов $x(0) = 40$ мм і $\dot{x}(0) = 0$ вказують на суттєві відмінності коливальних процесів у лінійному ПДГК і нелінійному ПДГК із ДМС (рис. 1).

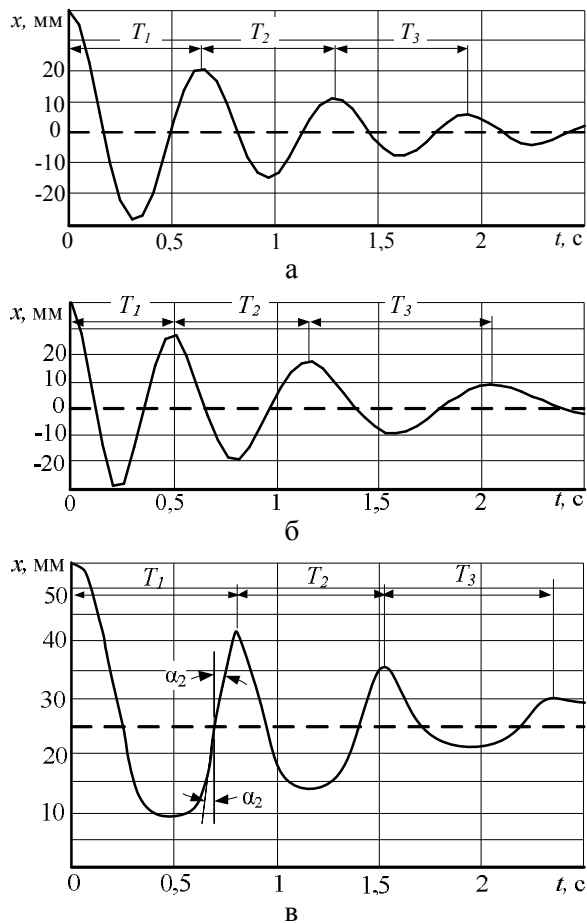


Рис. 1. Графіки коливального процесу при кінематичному збурюванні: лінійної системи (а); системи з м'якою динамічною характеристикою (б); системи із нелінійною комбінованою характеристикою (в)

Для ПДГК із лінійною динамічною характеристикою (рис. 1, а) можна відзначити, що період коливань не залежить від величини

амплітуди ($T_1 = T_2 = T_3$) і визначається постійною частотою власних коливань ω_0

$$T = \frac{1}{\omega_0} = \frac{1}{\sqrt{\frac{m}{c_3}}}, \quad c_3 = \frac{dF}{dx} = \text{const.} \quad (5)$$

У ПДГК із ДМС із «м'якою» динамічною характеристикою, як і в будь-якій іншій нелінійній системі, коефіцієнт зведеної жорсткості залежить від амплітуди, оскільки $c(x) = dF(x)/dx \neq \text{const}$, що і визначає змінне значення частоти вільних коливань ω_0 . Саме тому коливальний процес у ПДГК із ДМС із м'якою динамічною характеристикою має змінний період ($T_1 \neq T_2 \neq T_3$), значення якого залежить від величини амплітуди (рис. 1, б).

Якщо розглянути коливальний процес ПДГК із ДМС із комбінованою динамічною характеристикою, то цей процес зумовлює не тільки зміну періоду, але і форми коливань ($\alpha_1 \neq \alpha_2$). Про це свідчать результати розв'язання рівняння (4) при $m = 1$ кг і за початкових умов: $x(0)=70$ мм і $\dot{x}(0)=0$ (рис. 1, в).

Враховуючи, що величина амплітуди коливань маси ПДГК є одним з найважливіших факторів, що характеризує загальний коливальний процес системи і визначає ефективність динамічного гасіння за допомогою запропонованих пристроїв, то встановлення функціонального взаємозв'язку між амплітудами і частотами коливань у цьому випадку є актуальною науковою задачею.

Взаємозв'язок між амплітудою і частотою коливань нелінійної механічної системи найбільш ефективно визначається побудовою скелетної кривої [3]. При її побудові будемо вважати, що коливна система, що розглядається, є консервативною, тертя в системі відсутнє, а динамічна характеристика подана ітераційним поліномом. Відповідне рівняння вільних коливань в узагальнених координатах у такому випадку має вигляд

$$\ddot{x} + \sum_{i=1}^N a_i \cdot x_i = 0. \quad (6)$$

Позначимо через x_0 найбільше відхилення об'єкта вниз від положення статичної рівноваги. Оскільки в початковий момент часу, при якому $x = x_0$ швидкість переміщення

$\dot{x}=0$, то перший інтеграл рівняння (6) має вигляд

$$\dot{x} = \sqrt{2 \cdot \sum_{i=1}^N \frac{a_i}{i+1} (x_0^{i+1} - x^{i+1})}. \quad (7)$$

Щоб обчислити координату x_1 , відповідну крайньому верхньому положенню об'єкта, дорівнює до нуля вираз під знаком кореня. Розділивши отримане рівняння на $x_0 - x$, отримано рівняння відносно x_1

$$\sum_{i=0}^N e_i \cdot x_i = 0$$

$$e_i = \frac{a_i}{i+1} + e_{i+1} \cdot x_0; \quad e_N = \frac{e_N}{N+1}; \quad (8)$$

$$i = N-1, \dots, 1; \quad e_0 = e_1 \cdot x_0.$$

Амплітуда вільних коливань дорівнює половині розмаху

$$A = \frac{x_0 - x_1}{2}, \quad (9)$$

а зсув центру коливань відносно положення статичної рівноваги

$$S = \frac{x_0 + x_1}{2}. \quad (10)$$

Для періоду вільних коливань знаходимо

$$T = \sqrt{2} \int_{x_1}^{x_0} \Phi(x) dx \quad (11)$$

$$\Phi(x) = \left[\sum_{i=1}^N \frac{a_i}{i+1} \cdot (x_0^{i+1} - x^{i+1}) \right]^{-0,5}.$$

Під час вивчення вільних коливань велику зацікавленість викликає тимчасова несиметричність процесу. Для цього потрібно обчислити інтеграли

$$t_1 = \sqrt{2} \int_0^{x_0} \Phi(x) dx; \quad (12)$$

$$t_2 = \sqrt{2} \int_0^{x_1} \Phi(x) dx,$$

де t_1 і t_2 – відповідно час руху об'єкта від положення статичної рівноваги у крайнє нижнє

положення, крайнє верхнє положення і назад. Тоді період коливань

$$T = t_1 + t_2. \quad (13)$$

Застосування звичайних формул чисельного інтегрування вищенаведених невластивих інтегралів є неможливим, оскільки підінтегральний вираз в точках, що визначають зміну напрямку руху x_0 і x_1 , обертається в нескінченність, що зумовлює велику помилку інтегрування. Щоб уникнути цього, рекомендують замінити вираз (10) квадратурною формулою найвищої точності [3]. Дотримуючись вказаних рекомендацій, подамо $\Phi(x)$ у такому вигляді

$$\Phi(x) = (x - x_0)^{-0,5} \cdot (x - x_1)^{-0,5} \cdot \left(\sum_{i=0}^{N-1} \alpha_i x_i \right)^{-0,5}$$

$$\alpha_i = e_{i+1} + \alpha_{i+1} \cdot x_1; \quad \alpha_{N-1} = e_N; \quad i = N-2, \dots, 0. \quad (14)$$

Використовуючи лінійне перетворення

$$x = 0,5 \cdot (x_0 + x_1) + 0,5 \cdot (x_0 - x_1) \cdot x = S + A \cdot x, \quad (15)$$

зведемо відрізок інтегрування $[x_1, x_0]$ у рівнянні (11) до стандартного відрізка $[-1, 1]$. Виконавши необхідні математичні перетворення, отримаємо ортогональну систему многочленів на відрізку $[-1, 1]$ з відповідною ваговою функцією $\rho(x) = (1 - x^2)^{-0,5}$, що відповідає системі многочленів Чебишева першого роду. Квадратурна формула найвищої алгебраїчної точності для періоду коливань буде мати вигляд

$$T = \frac{\sqrt{2} \cdot \pi}{n} \times$$

$$\times \sum_{k=1}^n \frac{1}{\sqrt{\sum_{i=0}^{N-1} \alpha_i \left(S + A \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot k - 1}{2 \cdot n}\right) \cdot \pi \right)^i}} + R(T), \quad (15)$$

де $R(T)$ – залишковий член, найменша величина якого регламентує вибір вузлів інтерполяції.

У результаті проведених розрахунків були отримані скелетні криві для ПДГК із ДМС. У разі реалізації пристроєм динамічних характеристик у вигляді «м'якої» і «жорсткої» нелінійностей відповідні скелетні криві дозво-

ляють виявити нелінійне збільшення частоти вільних коливань зі зростанням амплітуди при нелінійності «жорсткого» виду (крива 1 на рис. 2, а) і нелінійне зменшення частоти при нелінійності «м'якого» виду (крива 2 на рис. 2, а). Варіюючи коефіцієнт зведеної жорсткості пружного зв'язку, шляхом зміни геометричних параметрів елементів додаткової механічної структури можна отримати відповідний зсув скелетної кривої в частотному діапазоні, що розглядається. При цьому форма скелетної кривої не змінюється.

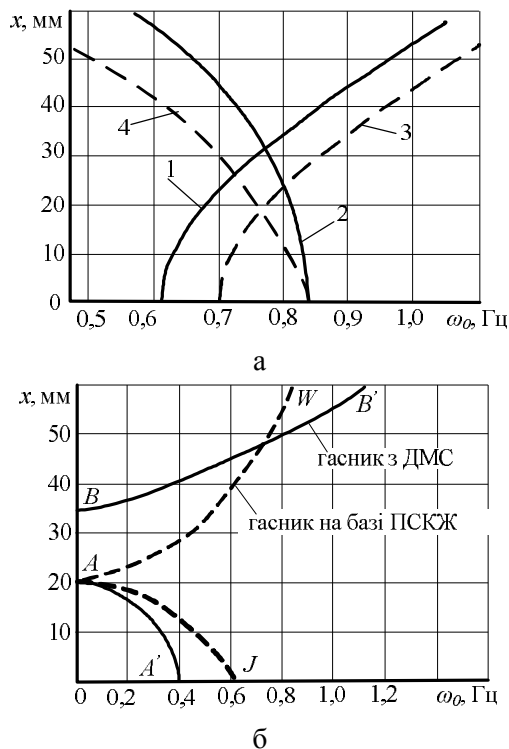


Рис. 2. Скелетні криві: для ПДГК із ДМС із «м'якою» та «жорсткою» динамічними характеристиками (а); для ПДГК із ДМС із комбінованою динамічною характеристикою (б)

Наприклад, за збільшення коефіцієнта наведеної жорсткості в системі з нелінійністю «жорсткого» виду, її скелетна крива зміщується в область високих частот (крива 3 на рис. 2, а). У випадку, коли варіювання конструктивних параметрів додаткової механічної структури призводить до зміни величини, яка визначає нахил динамічної характеристики, відповідно змінюється і нахил скелетної кривої. Наприклад, збільшення цього параметра для системи з кубічною нелінійністю «м'якого» виду приводить до більш інтенсивного зниження частоти вільних коливань за зростання амплітуди (крива 4 на рис. 2, а).

Розглянемо скелетну криву, що відповідає системі при реалізації ПДГК із ДМС динамічних характеристик з комбінованою нелінійністю. Як зазначено в деяких джерелах, подібну динамічну характеристику можна реалізувати, застосовуючи як пружний зв'язок гасника пружний зв'язок, що реалізується у пружних системах із квазінульовою жорсткістю (ПСКЖ). Проведені розрахунки показують відмінність скелетних кривих для таких систем (суцільна і штрихова криві на рис. 2, б), на яких залежно від величини амплітуди можна виділити як подібні, так і різні ділянки. На першій ділянці, відповідний діапазону амплітуд $A \in [0; 20]$ мм, в системах, що розглядаються, відбувається нелінійне зменшення частоти вільних коливань. Подібна зміна частоти спостерігається і у ПДГК із ДМС із нелінійною динамічною характеристикою «м'якого» виду. За подальшого збільшення амплітуди (більше 20 мм) скелетні криві мають істотну відмінність, хоча відповідають однаковому стану систем. Отже, необхідно дослідити вплив квазінульової жорсткості на частоту вільних коливань. Так, для гасників, побудованих на базі ПСКЖ, взаємозв'язок між амплітудою і частотою виявляється у вигляді точки квазінульової частоти A . Фактично вказана точка відповідає чітко визначеному конструктивним параметрам пристрою значенню амплітуди (точці «спрацьовування»), за якого відбувається зміна напрямку деформації пружних елементів у такому гаснику. На відміну від гасників, побудованих на базі ПСКЖ, у системі, яка містить ПДГК із ДМС, дійсно можна реалізувати ділянку квазінульової частоти вільних коливань AB . Величину цієї ділянки визначає стрибкоподібна зміна амплітуди коливання з точки у точку, причому варіювання конструктивних параметрів додаткової механічної структури дозволяє змінювати як величину вказаної ділянки, так і її положення в діапазоні амплітуд.

За подальшого збільшення амплітуди в обох розглянутих системах відбувається нелінійне зростання частоти вільних коливань (ділянки AW і BB').

Висновки

У результаті проведених математичних досліджень розглянуто коливальний процес маси ПДГК із ДМС із кубічно-нелінійною та комбінованою динамічними характеристиками.

ми із побудовою скелетних кривих. При цьому аналіз результатів розрахунку скелетних кривих показав, що для ПДГК із ДМС, у яких динамічна характеристика має одну комбіновану ділянку, можна виявити притаманну тільки таким ПДГК із ДМС здатність забезпечувати ділянку квазінульової та комбінованої частот вільних коливань, що дозволяє припустити можливість зміни форми резонансних коливань у бік їхнього зменшення без використання спеціальних демпфірувальних пристроїв.

Описана методика побудови скелетних кривих застосовна для пасивних динамічних гасників коливань з різними нелінійними динамічними характеристиками, незалежно від того, якими конструкціями ПДГК вони реалізовані.

Література

1. Сидоренко І.І. Динамічні характеристики пружинного погашувача коливань розширеної структури / І.І. Сидоренко, О.А. Ткачов, К.Г. Мосієнко // Праці Одес. політехн. ун-ту. – 2013. – Вип. 1_(40). – С. 54–59.
2. Сидоренко І. І. Динамічні характеристики пружинного погашувача коливань з структурою, розширеною кулачковим механізмом / І.І. Сидоренко, Г.Б. Параско, О. А. Ткачов // Вісн. Хмельн. нац. ун-ту. – 2014. – Вип. 1 (209). – С. 16–21.
3. Алабужев П.М. Виброзащитные системы с квазиулево́й жесткостью / П.М. Алабужев, А.А. Гритчин, И.И. Ким. – Л.: Машиностроение, 1986. – 96 с.
4. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем / М.З. Коловский. – М.: Наука, 1966. – 320 с.
5. Корнев Б.Г. Динамические гасители колебаний: теория и технические приложения / Б. Г. Корнев, Л. М. Резников. – М.: Наука, 1988. – 304 с.

Рецензент: М.А. Подригало, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 21 квітня 2016 р.

УДК 621.017 / 621.891

СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД В ПРИМЕНЕНИИ ДОБАВОК, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ВОССТАНОВЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

А.В. Левченко, к.т.н., МТУ «Николаевская политехника»,
И.С. Наглюк, проф., д.т.н., Д.В. Осипенко, магистр,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Аннотация. Предложен общий методический подход к решению задачи применения присадок к ДВС, обеспечивающих восстановление его эксплуатационных параметров без текущего ремонта, связанного с разборкой двигателя и заменой его деталей. Подход основан на моделировании и трибодиагностике работы основных узлов трения ДВС в лабораторных условиях.

Ключевые слова: трибосистема ДВС, износ, присадки, самоорганизация, ремонтно-восстановительный состав, исследования, трибодиагностика.

СИСТЕМНИЙ ПІДХІД У ЗАСТОСУВАННІ ДОБАВОК, ЯКІ ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ ВІДНОВЛЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

О.В. Левченко, к.т.н., МТУ «Миколаївська політехніка»,
І.С. Наглюк, проф., д.т.н., Д.В. Осипенко, магістр,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. Запропоновано загальний методичний підхід до вирішення задачі застосування присадок до ДВЗ, що забезпечують відновлення його експлуатаційних параметрів без поточного ремонту, пов'язаного з розбиранням двигуна і заміною його деталей. Підхід ґрунтується на моделюванні і трибодіагностиці роботи основних вузлів тертя ДВЗ у лабораторних умовах.

Ключові слова: трибосистема ДВЗ, зношування, присадки, самоорганізація, ремонтно-відновлювальний склад, дослідження, трибодіагностика.

SYSTEM APPROACH IN THE USE OF ADDITIVES FOR PERFORMANCE RESTORATION OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

A. Levchenko, Ph. D. (Eng.), ITU «Mykolayiv Polytechnics», I. Nahliuk, Prof., D. Sc. (Eng.), Osypenko, M.S., Kharkiv National Automobile and Highway University

Abstract. A common methodological approach to solving the problem of using additives for internal combustion engines that provide the restoration of its operating parameters without the maintenance associated with engine disassembly and replacement of its parts is offered in the given article. The approach is based on modeling the operation of the main tribosystems of internal combustion engines in laboratory conditions, application of modern methods of tribodiagnostics and conducting performance tests.

Key words: tribosystem of internal combustion engines, wear, additives, self-organising, repair and refurbishment structure, testing, tribodiagnostics.

Введение

По данным Министерства промышленной политики и Научно-исследовательского центра

безопасности дорожного движения на 2002 год автомобильный парк Украины составил около 7 млн, в 2007 году – 9 млн, а в 2012 – уже более 10 млн единиц, из них, по данным

ООН, – 6,5 млн легковых. Уровень изношенности коммерческого транспорта составил 55–70 %. Имеющая место низкая покупательная способность предприятий и физических лиц пока не позволяет обновить парк автомобилей. Поэтому в Украине сложилась и остается таковой ситуация образования и действия так называемых «разношерстных» парков техники по: возрасту, наработке, типу и маркам, условиям эксплуатации.

Отсутствие государственного мониторинга и контроля в области автотранспорта (в основном легкового) привело к следующим общеизвестным фактам: грубое нарушение правил и норм технической эксплуатации, технического обслуживания и ремонта, ухудшение качества эксплуатационных материалов и запчастей, увеличение загруженности и ухудшение состояния автомобильных дорог. Все это приводит к сокращению сроков службы ДВС автомобилей. При этом остро стоит вопрос рентабельности и целесообразности капитального ремонта ДВС и контроля его качества.

В последнее время, как и 20 лет назад, широкое распространение получили методы (и философия) безразборного ремонта ДВС в процессе его эксплуатации, основанные на практике ввода добавок (составов) различного назначения и принципа действия в систему смазки двигателя. Цель этого метода состоит в восстановлении первоначальных эксплуатационных параметров двигателя, в том числе геометрических размеров изношенных деталей, или поддержании действующих. Таким образом, в существующей стратегии поддержания работоспособности машин становится возможной замена текущего ремонта эксплуатационным, то есть без остановки и разборки агрегатов машины.

Анализ публикаций

Вопросами исследования присадок на износостойкость узлов и агрегатов занимались авторы работ [1–5]. В основном авторы стремились получить результат без обоснования методики исследований и раскрытия механизма взаимодействия добавок с материалами сопряжений. Впервые подробный анализ и обоснование методики исследований были предложены В. Войтовым, Н. Стадниченко и др. [6]. Фундаментальные теории трения и износа школ Крагельского

И.В. и Гаркунова Д.Н., Костецкого Б.И. и Фляйшера Г. не могли четко объяснить физическую картину трибовосстановительных процессов. Поэтому теоретическую основу новых трибологических процессов на поверхности трения дала научная школа Стадниченко Н.Г. в работах [7–9]. Она же впервые для исследования этих явлений применила в качестве метода трибодиагностики акустическую эмиссию [10].

Цель и постановка задачи

Разнообразие на рынке Украины добавок формирует проблему их подбора к ДВС. Добавки базируются на определенных научно-практических школах, имеют свои достоинства и недостатки. Судя по рекламе этих продуктов, каждый из них феноменален по эффективности применения и универсален. Однако нет классификации этих добавок, нет предложенной и обоснованной технологии их применения (не путать с инструкцией по применению). Исходя из анализа литературы, системный подход в решении проблемы не задействован. Целью статьи является разработка системного подхода к применению добавок к ДВС, который позволит ответить на вопрос целесообразности их применения, замены традиционных методов ремонта и создать технологию безразборного восстановления геометрических параметров узлов трения и эксплуатационных показателей.

Ремонтно-восстановительные составы

Присадками их назвать нельзя, поскольку традиционно присадками, или добавками, мы называем вещества, вводимые в моторные масла в процессе изготовления или эксплуатации ДВС для изменения только их физико-химических свойств и эксплуатационных показателей ДВС, но не для изменения геометрических размеров деталей двигателя.

Все известные в настоящее время средства для безразборного восстановления трущихся соединений по компонентному составу, процессу их взаимодействия, свойствам получаемых покрытий следует делить на три основных группы: металлоплакирующие композиции, металлокерамические (геомодификаторы) и металлоорганические материалы. Все группы можно объединить в понятие «ремонтно-восстановительные составы» (РВС), исключив коммерческие названия реме-

ревиталлизантов и нанотехнологий. Модификаторы трения (кондиционеры металла, анамелаторы, слоистые добавки и полимеризующиеся вещества) относятся к РВС условно – только по снижению механических потерь и скорости изнашивания трущихся деталей. Однозначно, с точки зрения вопроса повышения эксплуатационных показателей ДВС, необходимо применять добавки, которые химически нейтральны к смазочному материалу, не склонны к нагарообразованию и выделению при сгорании химически агрессивных сред. Моторное масло может выступать только в роли носителя добавки в зону трения.

Заменить капитальный ремонт применением ремонтно-восстановительных составов физически не представляется возможным и не имеет под собой никакого смысла. Увеличить срок эксплуатации ДВС – главная задача этой технологии.

Разработка методики применения РВС

Методика применения РВС должна основываться на нескольких принципах:

1. Механизме действия РВС в реальных трибосистемах ДВС, которые могут быть сформулированы и смоделированы на основании результатов нескольких этапов рационального цикла испытаний.
2. Учете конструктивно-технологических особенностей двигателя и его трибосистем, условий его работы.
3. Диагностировании ДВС до и после применения РВС. При лабораторных испытаниях необходимо провести углубленное диагностирование пар трения во время испытаний и исследование подповерхностных слоев трения после испытаний.

Методика применения должна учитывать следующие конструктивно-технологические особенности двигателя:

- литровую мощность двигателя и емкость системы смазки;
- степень износа трибосистем двигателя;
- материалы, используемые при изготовлении трибосистем двигателя (ТС), лимитирующих его ресурс, способы их обработки, особенности их конструкции. Это определяет совместимость РВС с материалами ТС двигателя.

Испытания проводились с целью решения следующих задач:

- получения триботехнических характеристик обработанных поверхностей, необходимых для обоснованного выбора режимов нанесения состава;
- оперативного оценивания эффективности обработки РВС в качестве безразборного метода текущего ремонта ДВС, оценки надежности его ТС по параметрам износостойкости;
- определения изменений выходных параметров обработанного ДВС, контроля износостойкости поверхностей трения его деталей;
- исследования закономерностей трения и изнашивания, к которым относится комплекс работ по определению влияния различных факторов на износ;
- выбора оптимальных условий эксплуатации и режимов работы машин, подвергнутых обработке.

Каждому этапу испытаний соответствует свой комплекс совместно решаемых задач. Первый этап – это лабораторные испытания. Цель лабораторных испытаний: с помощью методики физического моделирования процессов трения и изнашивания сформулировать механизм (физическую картину) восстановления изношенных поверхностей модельных образцов ТС ДВС, изучить динамику переходных процессов трения и изнашивания, поведение ТС в процессе обработки и после ее завершения, оценить влияние условий эксплуатации ДВС и его конструктивно-технологических параметров на процесс обработки, а главное – ответить на вопрос: какова эффективность применения РВС в изношенных ТС двигателя.

Используя системный подход, необходимо выделить несколько основных ТС двигателя, определяющих его надежность и долговечность, и разработку методики применения РВС к ДВС осуществлять на основании оценки эффективности восстановления изношенной поверхности и совместимости её с ТС ДВС: поршневое кольцо – гильза, коленчатый вал – вкладыш, кулачок распредвала – толкатель.

Узлы трения ДВС являются открытыми диссипативными ТС. При исследовании таких сложных трибологических процессов физи-

ческое моделирование является наиболее подходящим и достоверным.

Наиболее удобным методом моделирования является метод подобия, основанный на теории размерностей. Его конечной целью является получение критериев подобия, на основании которых модель можно описать математически. Но в настоящее время имеется единственный реальный путь для разработки и эмпирической проверки модели процессов трения, изнашивания и смазки с использованием математики – представление исходной информации в виде системы моделей и составление для нее математического описания в виде системы совместимых уравнений. При появлении новой информации описание дополняется соответствующими уравнениями, т.е. это развивающаяся модель.

Методика физического моделирования этих нестационарных трибохимических и термодинамических процессов диссипации энергии, самоорганизации структур на поверхности должна базироваться на теории системного анализа. Входной параметр этой модели (влияющие факторы): нагрузочно-скоростной и температурный режимы, структура и свойства поверхности материалов трибосистемы, масштабный фактор (площадь поверхности трения, объем под поверхностью трения), трибологическая активность моторного масла. Влиянием окружающей среды в модельной ТС мы пренебрегаем, ввиду сложности и нецелесообразности такого моделирования при лабораторных испытаниях. Выходные параметры – скорость изнашивания, коэффициент трения, время, структура и свойства материалов, свойства и размер вторичных структур, по которым можно судить о результатах взаимодействия РВС с рабочими поверхностями элементов ТС.

Необходимым условием таких испытаний для каждого выбранного узла трения ДВС является соответствие конструкционного материала модельной ТС, технологической обработке и видом изнашивания, а достаточным условием – соответствие кинематических пар, учет масштабного фактора. Испытания должны проходить, в основном, в режиме граничной смазки.

При лабораторных испытаниях необходимо задействовать современные методы трибо-

диагностики, позволяющие регистрировать некоторые выходные параметры в реальном масштабе времени, поскольку существующие стандартные методы измерения этого сделать не позволяют. Это регистрация скорости изнашивания, размера новообразованных структур на поверхности трения, коэффициента внутреннего трения материалов образцов, их объемной температуры и температуры поверхности трения, а также изменения коэффициентов теплопроводности, по которым можно провести анализ движения термодинамических потоков в трибосистеме. Исследование внутреннего трения в материалах ТС и распределение в ней термодинамических потоков характеризуют ее диссипативную способность, которую можно оценить по коэффициенту диссипации. Коэффициент диссипации ТС – это индивидуальная физическая величина, характеризующая способность элементов ТС рассеивать подведенную к ней энергию (ее плотность) с минимальным производством энтропии. Поэтому в физической модели скорость изнашивания необходимо связать со скоростью порождения энтропии единичной массы объема поверхности трения, которая, в свою очередь, напрямую связана со скоростью относительной деформации единичной массы объема поверхности трения и скоростью реакции на поверхности трения.

Регистрацию скорости изнашивания образцов проводят с помощью метода акустической эмиссии. Скорость изнашивания связана с мощностью регистрируемых сигналов акустической эмиссии. Состав и структуру полученных (вторичных) структур на поверхностях трения в различные моменты времени, то есть критические изменения структуры основного материала образцов, можно исследовать с помощью известных методов согласно ГОСТ 30480-97.

Чтобы понять, как РВС будет взаимодействовать с рабочими поверхностями, на которых есть твердые лаковые пленки или нагар, необходимо нанести подобные покрытия на поверхности модельных образцов и провести пробную серию экспериментов с целью уточнения полученной модели. Необходимо еще до эксплуатационных испытаний определить степень влияния РВС на физико-химические свойства смазочного материала и на работу системы смазки ДВС.

В результате исследований мы получим некую модель, которая позволит нам на начальном этапе судить о механизме действия состава (что происходит на поверхностях трения и под ней, какие структурные превращения происходят в материале) и с помощью математического описания физической модели определить скорость изнашивания и восстановления, механические потери в трибосистемах реального ДВС, чтобы спрогнозировать его ресурс после обработки.

При выборе той или иной добавки необходимо знать причину неисправности деталей ДВС, остаточный ресурс этих деталей, что решается с помощью глубокой диагностики ДВС с локализацией неисправности в узлах трения. Для подтверждения теоретических выводов, сформулированных после лабораторных испытаний, анализа трибологических процессов во время и после обработки РВС реального двигателя необходима методика и средства диагностирования его ТС. Поэтому перед стендовым этапом испытаний необходимо разработать систему комплексной диагностики ДВС, главной составляющей которой будет новый метод локальной диагностики ТС ДВС по оценке состояния рабочей поверхности трения деталей ДВС (наличию, величине и характеру дефектов, скорости изнашивания), его изменения во времени. Перспективным методом диагностики ДВС, но еще практически не изученным, из-за чрезвычайной сложности анализа спектров излучения, является метод регистрации сигналов акустической эмиссии. Хотя с практической точки зрения не обязательно получать информацию из зон трения в любой момент времени. Гораздо важнее по косвенным диагностическим признакам (величина компрессии, давление картерных газов, динамика изменения продуктов износа в масле, расход топлива, мощность, параметры вибрации) убедиться в восстановлении геометрии сопряженных деталей ДВС и его показателей. Главной особенностью диагностирования ТС ДВС является обязательное исправное состояние систем управления. Таким образом, в результате общей диагностики мы можем установить наличие износа ДВС и только затем проводить локализацию неисправностей конкретно для каждого узла трения.

Цель эксплуатационных испытаний – проследить за поведением обработанного ДВС в

процессе эксплуатации, определить его характеристики, степень влияния эксплуатационных факторов на процесс обработки ДВС и оценить ресурс двигателя после безразборной технологической обработки, в результате чего отработать технологию (режимы) нанесения износостойкого покрытия без разборки двигателя.

Выводы

Предложенный системный подход применения добавок к ДВС включает рациональный цикл испытаний и диагностику узлов трения на разных этапах с применением современного оборудования. Подход позволяет выявить положительные и отрицательные стороны средств безразборного восстановления эксплуатационных параметров ДВС, сформулировать технологию их применения. Технология применения может быть задействована не только в автомобильном транспорте, но и в железнодорожном и аграрном секторе. На примере этой технологии составы могут быть применены и в других агрегатах техники.

Литература

1. Кузьмин В.Н. Влияние смазочных композиций с различными присадками на износ трибосопряжений / В.Н. Кузьмин, Л.И. Погодаев, П.П. Дудко // Трение, износ, смазка. – 1999. – Т.1, № 3. – С. 24.
2. Половинкин В.Н. Антифрикционная противоизносная добавка в смазочные материалы минерального происхождения (геомодификатор трения) / В.Н. Половинкин, В.Б. Лянной, Ю.Г. Лавров // Трение, износ и смазка. – 1999. – Т.1, № 1. – С. 8.
3. Аратский П.Б. Сравнительные исследования влияния присадок к смазочным маслам на показатели трения и износа узлов ДВС / П.Б. Аратский // Двигателестроение. – 1999. – № 2. – С. 30–31.
4. Перепелицын М.Г. Методика эксперимента безразборного восстановления кулачкового вала ТНВД / М.Г. Перепелицын // Совершенствование технологий, машин и оборудования в АПК: сб. науч. тр. – 2006. – С. 231–236.
5. Тарасенко Б.Ф. Физические основы инновационной технологии обработки машин и механизмов ремонтно-восстановительными составами (РВС) / Б.Ф. Тарасенко, Е.А. Шапиро // Научный

- журнал КубГАУ: Scientific Journal of KubSAU. – 2013. – № 86. – С. 34–38.
6. Технологии триботехнического восстановления. Обзор и анализ перспектив / В. Войтов, Н. Стадниченко, Р. Джус и др. // Проблемы трибології. – 2005. – №2. – С. 86–93.
 7. Методические аспекты неравновесной самоорганизации трибосистем / О.Н. Трошин, В.Н. Стадниченко, Н.Г. Стадниченко и др. // Системи озброєння і військова техніка. – 2014. – № 1. – С. 233–241.
 8. Стадниченко В.Н. Классификация видов наноизноса по значению коэффициента диссипации подводимой внешней энергии к трибосистеме / В.Н. Стадниченко, О.Н. Трошин, Н.Г. Стадниченко и др. // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил. – 2011. – Вип. 1(27). – С. 44–49.
 9. Трошин О.Н. Синергетическая концепция самоорганизации в трибологических системах при управлении тепловыми потоками / О.Н. Трошин, В.Н. Стадниченко // Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. тр. Сер. Технологии в машиностроении. – 2007. – Вып. 17. – С. 49–62.
 10. Запорожец В.В. Теоретические и экспериментальные основы акустико-эмиссионной идентификации механизмов изнашивания и прогнозирования ресурса трибосистем / В.В. Запорожец, В.Н. Стадниченко, О.М. Трошин // Проблемы трибології. – 2013. – № 1. – С. 16–29.
- Рецензент: А.Н. Врублевский, профессор, д.т.н., ХНАДУ.
- Статья поступила в редакцию 7 июня 2016 г.
-

УДК 629.113

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРА ДЕМПФИРОВАНИЯ ПНЕВМОПОДВЕСКИ ГОРОДСКОГО АВТОБУСА

Е.М. Мисько, аспирант,
Национальный транспортный университет, г. Киев

Аннотация. Определены характеристики демпфирования пневматической подвески колесного транспортного средства (КТС) на основе сопоставления результатов натурного эксперимента и результатами математического моделирования колебаний системы, отвечающих условиям эксперимента.

Ключевые слова: городской автобус, вертикальная динамика, инкремент затухания колебаний.

ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПАРАМЕТРА ДЕМПФІРУВАННЯ ПНЕВМОПІДВІСКИ МІСЬКОГО АВТОБУСА

Є.М. Місько, аспірант,
Національний транспортний університет, м. Київ

Анотація. Визначено характеристики демпфірування пневматичної підвіски колісного транспортного засобу (КТС) на основі зіставлення результатів натурного експерименту з результатами математичного моделювання коливань системи, що відповідають умовам експерименту.

Ключові слова: міський автобус, вертикальна динаміка, інкремент загасання коливань.

PARAMETER IDENTIFICATION OF CITY BUS PNEUMATIC SUSPENSION DAMPING

E. Misko, P. G., National Transport University, Kyiv

Abstract. The characteristics of the pneumatic suspension damping of the wheeled vehicle on the basis of comparison corresponding of the field experiment results and mathematical modeling of system vibrations to the experimental conditions are determined.

Key words: city bus, vertical dynamics, oscillations growth rate.

Введение

Возрастающая интенсивность движения современных транспортных средств выдвигает более жёсткие требования к характеристикам их подвески, от совершенства конструкции которой зависят многие технико-эксплуатационные качества автомобиля, такие как: безопасность движения, устойчивость, комфортабельность и др. Движение автомобиля по неровностям дорожного полотна сопровождается непрерывными коле-

баниями кузова, как в продольной, так и в поперечной плоскостях.

Современные методы разработки автомобиля уже на стадии проектирования позволяют исследовать и совершенствовать системы поддрессирования, что дает возможность оценивать характеристики плавности хода и нагруженность несущей системы посредством математического моделирования его вертикальной динамики.

Анализ публикаций

Большое количество работ [3, 5–7] посвящено общим вопросам определения параметров, влияющих на вертикальную динамику транспортного средства. В публикациях [8, 9] уделяется достаточное внимание анализу современных подвесок с активным управлением демпфирующих и упругих элементов подвески и совершенствованию алгоритма их работы. Такие подвески обеспечивают более высокую комфортабельность и безопасность транспортного средства. В то же время применение на современных автомобилях подвесок с пневматическими упругими элементами сопровождается снижением их вертикальной и угловой жёсткости, а также уменьшением периода колебаний [4, 7], что благоприятно влияет на уровень комфортности пассажира.

Цель и постановка задачи

Задача заключается в идентификации демпфирующих характеристик подвески, необходимых для построения математической модели и последующего анализа вертикальной динамики транспортного средства. Для задачи идентификации параметров демпфирования пневмобаллонной подвески предлагается комбинированный подход: используются результаты экспериментально полученных характеристик процесса затухания колебаний в стойке подвески, а также возможности численного моделирования на основе как полной математической модели, так и её упрощений. Для выполнения поставленной цели решена следующая задача: идентифицированы параметры демпфирования пневмоподвески пассажирского автобуса особо большого класса на основе сопоставления результатов натурного эксперимента с результатами математического моделирования связанных линейных колебаний галопирования (по углу тангажа) и подпрыгивания (вертикального перемещения центра масс автобуса).

Идентификация диссипаций на основе математической модели

При движении транспортного средства по дорожному полотну возникают колебания кузова, воспринимаемые от неровностей дорожного полотна. Рассмотрим частные случаи возникновения подобных колебаний.

Случай 1. Колесо одной стороны подвески наезжает на дорожную неровность (рис. 1, а); при этом упругий и демпфирующий элементы поглощают часть энергии, а оставшаяся часть передается на кузов, пока колебание не угаснет под действием демпфирующего элемента. Колебания кузова происходят относительно продольной оси x .

Случай 2. Оба колеса одной оси наезжают на дорожную неровность (рис. 1, б); при этом упругий и демпфирующий элементы поглощают часть энергии, а оставшаяся часть передается на кузов, пока колебание не угаснет под действием демпфирующего элемента. Колебания кузова происходят относительно поперечной оси y . Описанные колебания имеют одну степень свободы. Однако реальная картина плоских колебаний должна учитывать перемещение центра масс m системы в вертикальной плоскости. Это приводит к необходимости учитывать две степени свободы.

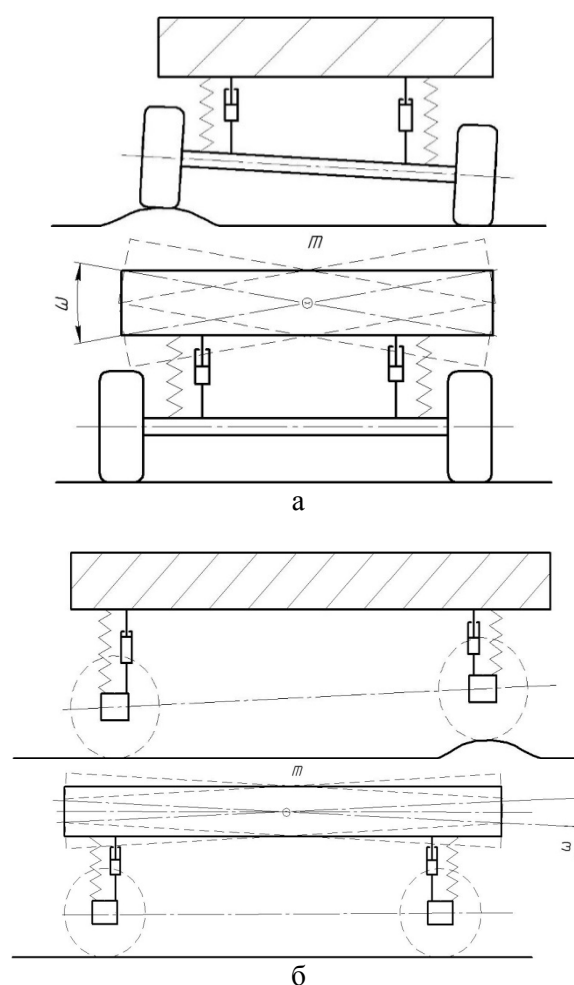


Рис. 1. Наезд на неровности (препятствия) дорожного полотна

В обоих случаях кузов транспортного средства будет выполнять сложные вращательно-поступательные движения, которые можно рассматривать как суперпозицию двух главных мод колебательной системы, каждая из которых имеет свою круговую частоту и характеристику демпфирования.

Рассмотрим простейшую модель прямолинейных колебаний одномассовой системы. Далее укажем возможность идентификации параметра демпфирования в этом простейшем случае. Цель рассмотрения – определение параметров демпфирования транспортного средства (задача идентификации).

$$m\ddot{x} + k\dot{x} + cx = 0. \quad (1)$$

Приведем уравнение к каноническому виду

$$\ddot{x} + \frac{k}{m}\dot{x} + \frac{c}{m}x = 0, \quad (2)$$

где $\frac{k}{m} = a$ соответствует параметру приведенного демпфирования; $\frac{c}{m} = b$ соответствует параметру приведенной жесткости.

Дифференциальному уравнению (2) соответствует следующее характеристическое уравнение:

$$\lambda^2 + 2a\lambda + b = 0. \quad (3)$$

Корни характеристического уравнения (3) определяют вид решения

$$\lambda_{1,2} = -a \pm \sqrt{a^2 - b}, \quad (4)$$

$$\lambda(t) = Ae^{-at} \sin(\omega t + \varphi). \quad (5)$$

Если для простейшей одностепенной системы характеристика скорости затухания колебаний определяется лишь одним приведенным коэффициентом демпфирования, то для системы с двумя степенями свободы (5) получить явное аналитическое выражение для скорости затухания колебаний не представляется возможным, что приводит к необходимости использования приближенных численных методов, включающих задачи численного интегрирования и аппроксимации огибающей экспоненты, показатель ко-

торой будет определять искомую скорость затухания колебаний.

$$\begin{cases} m(\ddot{z}(t)) + k_1(z(t) - a\varphi(t)) + k_2(z(t) + b\varphi(t)) + \\ + k_{d1}(\dot{z}(t) - a\dot{\varphi}(t)) + k_{d2}(\dot{z}(t) - b\dot{\varphi}(t)) = 0 \\ J(\ddot{\varphi}(t)) - k_1a(z(t) - a\varphi(t)) + k_2b(z(t) + b\varphi(t)) - \\ - k_{d1}a(\dot{z}(t) - a\dot{\varphi}(t)) - k_{d2}b(\dot{z}(t) - b\dot{\varphi}(t)) = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Дальнейший анализ основан на экспериментально полученных данных процесса затухания колебаний в стойке шасси автобуса. Опыт проходил следующим образом: на автобусе была выбрана контрольная точка, в которой производились замеры. Точка находилась над центром передней оси автобуса, где установлен измерительный прибор, работающий на основе ультразвукового дальномера, измеряющего текущую аппликату точки.

Автобус для удобства установили на смотровую канаву и подняли на 50 мм (величину первоначального возмущения) относительно её положения статического равновесия; положение аналогичной точки на задней оси фиксировалось в положении своего статического равновесия. Освобождая переднюю точку от связи, фиксировались вертикальные колебания контрольной точки. Результаты эксперимента были обработаны с помощью математического пакета Maple и аппроксимированы в виде сплайна (рис. 2, синяя линия).

Считаем, что все параметры системы, кроме коэффициентов демпфирования, заданы. Приведем численные значения используемых параметров: $J = 20000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $a = 1,8 \text{ м}$, $b = 4,2 \text{ м}$, $m = 12000 \text{ кг}$, $k_1 = 403 \text{ кН/м}$, $k_2 = 806 \text{ кН/м}$.

В широком диапазоне значений, пока неизвестных, коэффициентов демпфирования анализ характера интегральных кривых указывает на быстрое затухание колебаний по угловой координате (по галопированию), и в дальнейшем колебания происходят как в системе с одной степенью свободы (по вертикальному перемещению). Это позволяет нам определить соответствующий коэффициент демпфирования, подбирая значение показателя экспоненты так, чтобы экспоненциальная зависимость удовлетворяла свойству огибающей затухающих колебаний (рис. 2).

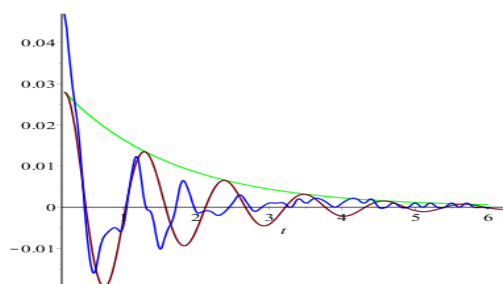


Рис. 2. Определение характеристик огибающей затухающих колебаний, полученной в эксперименте

На рис. 2 представлена полученная огибающая: e^{-at} , где численное значение параметра $a = 0,66$. Исходя из принятых упрощений в уравнении (2), находим численное значение коэффициента демпфирования

$$k_{d1} = 2ma = 2 \cdot 12000 \cdot 0,66 = 15800.$$

Коэффициент демпфирования задней подвески k_{d2} , учитывая конструктивные особенности, соответствует $k_{d2} = 2k_{d1} = 31600$.

Представим результаты математического моделирования системы (5) при найденных значениях коэффициентов демпфирования для сравнения с результатами эксперимента; начальные условия отвечают углу продольного наклона кузова $\varphi_0 = 0,47^\circ$, аппликате центра масс $z_0 = 0,016$ м (рис. 3).

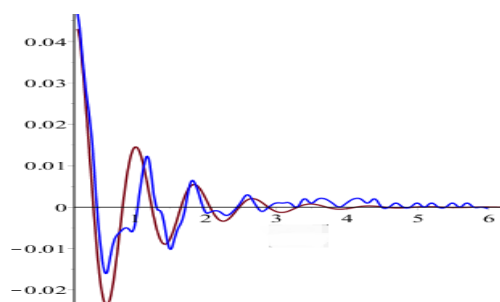


Рис. 3. Результаты математического моделирования и экспериментальной части

Графики диссипации на рис. 3 имеют хорошую совместимость. Незначительные расхождения между ними обусловлены цифровыми шумами в измерительном оборудовании.

Выводы

Проведена идентификация параметров демпфирования подвески городского автобуса на основе результатов математического моделирования колебаний кузова с двумя степенями свободы и экспериментально получен-

ной характеристики затухания колебаний передней подвески. Показано, что данную задачу возможно свести к более простой – с одной степенью свободы.

Литература

1. Брех Е.Т. Измерения механических колебаний и ударов / Е.Т. Брех. – Рига: Наука и техника, 1973. – 308 с.
2. Ведемейер Е.А. Колебание автомобиля и двигателя / Е.А. Ведемейер. – М.: Автотрансиздат, 1959. – 14 с.
3. Галашин В.А. Амплитудно-частотные характеристики подвески малолитражных автомобилей / В.А. Галашин // Труды МВТУ им. Н. Э. Баумана: Вопросы автомобилестроения. – 1974. – № 204. – С. 115–120.
4. Сахно В.П. Исследование жесткостных характеристик подвески городского автобуса МАЗ-105 / В.П. Сахно, Е.М. Мисько // Вестник ДААТ. – 2015. – № 2–3. – С. 134–139.
5. Семенов М.В. Методика расчета параметров подвески автомобиля с учетом поперечно-угловых колебаний кузова: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / М.В. Семенов. – Санкт-Петербург, 2011. – 173 с.
6. Дмитриев С.Н. Уточненная формула для вычисления коэффициентов передаточной матрицы в задачах статистической динамики / С.Н. Дмитриев, Р.К. Хамидуллин // Наука и образование. – 2013. – №3. – С. 329–346.
7. Шифрин Б.М. Линейная модель колебаний подвески шасси пневмоколесной машины / Б.М. Шифрин // Констрування, експлуатація та виробництво сільськогосподарських машин. – 2011. – Вип. 41. – С. 207–215.
8. Жилейкин М. М. Методика подбора характеристик управляемой подвески с двумя уровнями демпфирования многоосных колесных машин / М.М. Жилейкин, Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач // Наука и образование. – 2012. – №3. – С. 287–291.
9. Климов А.В. Динамика рычажной релаксационной подвески с прерывистым демпфированием: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / А.В. Климов. – Орел, 2001. – 115 с.

Рецензент: В.И. Клименко, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 16 мая 2016 г.