МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ
KHARKIV NATIONAL AUTOMOBILE AND HIGHWAY UNIVERSITY

Кафедра двигунів внутрішнього згоряння
Department of Internal Combustion Engines

ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ МІЖНАРОДНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ «ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ ТА АЛЬТЕРНАТИВНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ»

11–12 березня 2024 року

(Посвідчення УкрІНТЕІ від 05 грудня 2023 р. № 497)

BOOK OF ABSTRACTS: INTERNATIONAL CONFERENCE ON "ENERGY SYSTEMS AND ALTERNATIVE ENERGY SOURCES" (ESAES – 2024)

March 11–12, 2024

Харків 2024
Kharkiv 2024

УДК 621.43
З 41

Редакційна колегія:

Леонтьєв Д.М. – декан автомобільного факультету ХНАДУ, д.т.н., професор;

Воронков О.І. – завідувач кафедри двигунів внутрішнього згоряння, ХНАДУ, д.т.н., професор;

Корогодський В.А. – професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння, ХНАДУ, д.т.н, професор;

Руденко Н.В. – заступник завідувача кафедри іноземних мов ХНАДУ. к.т.н., доцент;

Тесленко Е.В. – асистент кафедри ДВЗ ХНАДУ

З 41 Збірник тез та доповідей міжнародної конференції "Енергетичні установки та альтернативні джерела енергії". 11–12 березня 2024 року – Харків: ФОП Бровін О.В., 2024. – 424 с.

ISBN 978-617-8238-51-3

У збірнику наведені матеріали міжнародної конференції, яка відбулася у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті (м. Харків). Розглянуті науково-технічні, організаційні, екологічні та економічні питання, що виникають при дослідженні, проектуванні, виготовленні та експлуатації енергетичних систем та машин різного типу і призначення, питань пов'язаних з ними. Досліджені загальні питання тенденції розвитку енергетики; робочі процеси, динаміка і техніко-економічні показники енергетичних систем та машин; конструкція і конструкційні матеріали; технології виробництва, обслуговування та ремонту енергосистем, енергетичного обладнання та засобів автоматизації; наукові дослідження, діагностика, випробування, експлуатація та надійність енергосистем. оптимізація результатів дослідження; електричні, гібридні, альтернативні енергетичні системи, системи генерації електроенергії та альтернативні джерела енергії; енергетичні і теплоенергетичні системи, їх керування та діагностування; процесори і мікроелектроніка в енергетичних установках. програмування мікроконтролерів енергетичних установок і транспортних засобів. електронні системи керування та засоби діагностики транспортних засобів. електронне обладнання електромобілів і інших транспортних засобів; традиційні та альтернативні палива для енергетичних систем; комп'ютерне проектування та моделювання енергетичних систем. системи автоматизованого проектування в енергетикних системах транспортних засобів. комп'ютерні технології в енергетичних системах і машинах; екологізація енергетичних систем. енергетика і навколишнє середовище. енергозберігаючі технології; консалтингові схеми в енергетиці. енергетичний аудит і методологічні основи його проведення. енергетичний менеджмент

Матеріали збірника можуть бути корисними для науковців, інженерно-технічних працівників,викладачів, студентів і аспірантів.

УДК 621.43

ISBN 978-617-8238-51-3

ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ

КЕРІВНИКИ ОРГКОМІТЕТУ

Богомолов Віктор Олександрович – ректор ХНАДУ, д.т.н., професор, Заслужений діяч науки і техніки України, Лауреат Державної премії України, академік Транспортної академії України, голова організаційного комітету конференції;

Дмитрієв Ілля Андрійович – проректор ХНАДУ з наукової роботи, д.е.н., професор, Заслужений діяч науки і техніки України, академік Транспортної академії України, заступник голови організаційного комітету конференції;

Леонтьєв Дмитро Миколайович – декан автомобільного факультету ХНАДУ, д.т.н., професор, відповідальна особа за організацію та проведення конференції

ЧЛЕНИ ОРГКОМІТЕТУ

Воронков О.І. – завідувач кафедри двигунів внутрішнього згоряння, ХНАДУ, д.т.н., професор, Харків, Україна;

Корогодський В.А. – професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння, ХНАДУ, д.т.н, професор, Харків, Україна;

Грицюк О.В. – професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння, ХНАДУ, д.т.н., професор, Харків, Україна;

Манойло В.М. – професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння, ХНАДУ, д.т.н., доцент, Харків, Україна;

Нікітченко І.М. – доцент кафедри двигунів внутрішнього згоряння, ХНАДУ, к.т.н., доцент, Харків, Україна**;**

Кузьменко А.П. – доцент кафедри двигунів внутрішнього згоряння, ХНАДУ, к.т.н., доцент, Харків, Україна;

Подригало М.А. – завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин, ХНАДУ, д.т.н, професор, Харків, Україна;

Батигін Ю.В. – завідувач кафедри фізики, ХНАДУ, д.т.н., професор, Харків, Україна;

Клименко В.І. – завідувач кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, ХНАДУ, д.т.н., професор, Харків, Україна;

Гнатов А.В. – завідувач кафедри автомобільної електроніки, ХНАДУ, д.т.н., професор, Харків, Україна;

Волков В.П. – завідувач кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. Говорущенка М.Я., ХНАДУ, д.т.н., професор, Харків, Україна;

Воропай О.В. – завідувач кафедри деталей машин і теорії механізмів і машин, ХНАДУ, д.т.н., професор, Харків, Україна;

Глушкова Д.Б. – завідувач кафедри технології металів та матеріалознавства, ХНАДУ, д.т.н., професор, Харків, Україна;

Криштопа С.І. – завідувач кафедри автомобільного транспорту, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, д.т.н., професор, Івано-Франківськ, Україна;

Гутаревич Ю.Ф. – професор кафедри двигунів і теплотехніки, Національний транспортний університет, д.т.н., професор, Київ, Україна;

Грицук І.В. – професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, д.т.н., професор, Херсон, Україна;

Варбанець Р.А. – завідувач кафедри суднові енергетичні установки і технічна експлуатація, Одеський національний морський університет, д.т.н., професор, Одеса, Україна;

Роговий А.С. – завідувач кафедри гідравлічні машини ім. Г.Ф. Проскури (Навчально-науковий інститут механічної інженерії і транспорту), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» (НТУ «ХПІ»), д.т.н., професор, Харків, Україна;

Лісовал А.А. – професор кафедри двигунів і теплотехніки, Національний транспортний університет, д.т.н., професор, Київ, Україна;

Гогоренко О.А. – завідувач кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації, к.т.н., доцент, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, к.т.н., доцент, Миколаїв, Україна;

Слинько Г.І. – завідувач кафедри двигунів внутрішнього згоряння, Національний університет «Запорізька політехніка», д.т.н., професор, Запоріжжя, Україна;

Полив'янчук А.П. – професор кафедри екології, хімії та технологій захисту довкілля, Вінницький національний технічний університет, д.т.н., професор, Вінниця, Україна;

Лебедєв С.А. – директор Харківської філії Державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого», к.т.н., Харків, Україна;

Калінін Є.І. – професор кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, Національний університет біоресурсів і природокористування України (НУБІП), д.т.н., професор, Київ, Україна;

Кравченко С.С. – завідувач кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок (Навчально-науковий інститут енергетики, електроніки та електромеханіки), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» (НТУ «ХПІ»), к.т.н., доцент, Харків, Україна;

Krzysztof Górski – DSci, Prof., Head of the Department of Automotive Transport, Kazmierz Pulaski University of Technology and Humanities, Radom, Poland;

Ruslans Šmigins – DSci., Professor of the Latvia University of Life Sciences and Technologies, Latvia Powertrain Institute;

Albina Tropina – DSci., Research Professor Aerospace Engineering, Texas A&M University, TX 77843, United States;

Otar Gelashvili – Dean of transport and Faculty of Mechanical Engineering, Department of Road Transport and Logistics, DSci., Prof. Georgian technical University, Tbilisi, Georgia;

Valery Topalidi – Associate Prof., Ph.D of Tashkent University Automobile and Road University, Tashkent, Uzbekistan

ЗМІСТ

Секція 1. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ЕНЕРГЕТИКИ

Бабайлов В.К
Впровадження нової парадигми підприємництва в умовах повного виснаження основних енергетичних ресурсів планети 17

Парсаданов І.В., Рикова І.В
Основні напрямки підвищення ефективності дизельних двигунів автомобільного транспорту 19

Пахомова Л.В
Визначення основної тенденції розвитку енергетики в умовах повного виснаження основних енергетичних ресурсів планети як актуальна глобальна проблема людства 23

Пильов В.В.
Роль і місце двз з вуглецевим слідом в умовах декарбонізації транспортної галузі 25

Olexandr Plakhtii, Volodymyr Nerubatskyi, Denys Hordiienko
Concepts of the development micronetworks of distributed energy resources 27

Секція 2. РОБОЧІ ПРОЦЕСИ, ДИНАМІКА І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ ТА МАШИН

Афонін В.М.
Сучасні методи математичного моделювання процесів упорскування та сумішоутворення в дизелях 30

Калінін Є.І.
Дослідження роботи плунжерних пар з гідрокорекцією швидкісної характеристики 33

Калінін Є.І.
Особливості розрахунку сили, що створюється тиском палива, яке діє на голку розпилювача 35

Петухов І.І., Ковальов А.В., Михайленко Т.П.
Моделювання робочого процесу підшипникової камери ГТД 37

Петухов І.І., Лисиця О.Ю.
Моделювання тепломасопереносу в процесі нагріванні кріорідин в рекуператорах 39

Роговий А.С., Азаров А.С., Діордієв В.Т., Рогач Ю.П., Авершин А.Г., Хованський С.О.
Покращення характеристик відцентрового компресора удосконаленням радіального лопатевого диффузора 41

Погорлецький Д.С., Грицук І.В., Худяков І.В.
Дослідження паливної економічності та екологічних показників двопаливних транспортних засобів обладнаних системою теплової підготовки 43

Olexandr Plakhtii, Volodymyr Nerubatskyi, Denys Hordiienko
Improvement of electromagnetic compatibility in power converters of electric rolling stock 48

Секція 3. КОНСТРУКЦІЯ І КОНСТРУКЦІЙНІ МАТЕРІАЛИ

Лалазарова Н.О., Мачан І.С., Афанасьєва О.В.
Лазерне зміцнення деталей паливної апаратури 50

Манойло В.М., Лебедєв С.А., Олійник О.П.
Центрування дефлектора відносно вентилятора дизеля Lombardini 1503 для транспортного засобу УМТЗ – 26 «Надія» 52

Манойло В.М., Лебедєва І.А., Чачхалія М.О., Цвіркун Д.В.
Компонування дизеля Lombardini 1503 на рамі універсального малогабаритного транспортного засобу – УМТЗ-26 «Надія» 56

Манойло В.М., Мясушка М.С., Гужва С.Ю.
Компонування дизеля Lombardini 2004 з удосканаленим механізмом зчеплення на міні вантажному автомобілі категорії N1..... 61

Манойло В.М., Поляшенко С.О., Ситніков О.О.
Адаптація модернізованого механізму зчеплення з дизелем Lombardini 1503 на транспортному засобі УМТЗ-26 «Надія»..... 65

Манойло В.М., Твердохліб С.П., Плигун М.С., Ніколаєнко М.А.
Адаптація серійного зчеплення з дизелем Lombardini 1503 для малогабаритного транспортного засобу УМТЗ-26 «НАДІЯ»..... 69

Манойло В.М., Тетівник Г.О., Пігарєв Д.О., Стрижак Г.О.
Компонування дизеля Lombardini 1603 з механізмом зчеплення серійного виробництва на міні вантажному автомобілі категорії N1 73

Павленко В.М.
Оцінка стійкості лакофарбового покриття до корозії 76

Секція 4. ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА, ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА РЕМОНТУ ЕНЕРГОСИСТЕМ, ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ЗАСОБІВ АВТОМАТИЗАЦІЇ

Вірченко В.В., Рудик Р.Ю., Біданець С.С.
Автоматизація обладнання для приготування бетону в умовах будівельного майданчика 81

Грицук І.В., Головань А.І., Гончарук І.П.
Метод оптимізації плану технічного обслуговування для підвищення ефективності експлуатації суднових термо-електричних генераторів 83

Грицюк О.В., Кузьменко А.П., Лазченко Б.О., Копилов В.В., Жуков О.С.
Огляд можливості виробництва складових ДВЗ в Україні на прикладі малолітражного високообертового дизеля 87

Дощечкіна І.В., Дуліч Д.В.
Підвищення післяремонтної довговічності деталей двигуна внутрішнього згоряння 92

Іванов Д.І., Білик С.Ю.
Обґрунтування необхідності використання системи прогнозування технічного стану стаціонарних газових двигунів 97

Колеснікова Т.М., Бас К.М., Сакно О.Р.
Визначення раціональних параметрів та встановлення їх впливу на швидкодію механізму зміни ступеня стиску в безшатунному двигуні при різних режимах роботи двигуна 99

Колеснікова Т.М., Лиходій О.С., Данько Д.А., Савельєв М.І.
Дослідження механізму відключення циліндрів у безшатунному двигуні 103

Кравець С.В., Супонєв В.М., Рагулін В.М., Ярижко О.В., Понікаровська С.В.
Аналіз процесів взаємодії з ґрунтом робочого обладнання машин для безтраншейного прокладання підземних комунікацій методом протягування 107

Супонєв В.М., Рагулін В.М., Разарьонов Л.В., Коваль О.О., Кибіш С.В.
Ножобурогвинтове робоче обладнання труглозаглиблювача для формування горизонтальних свердловин в ґрунті 110

Худяков І.В., Грицук І.В., Погорлецький Д.С., Черненко В.В.
Тенденції експлуатації транспортних засобів в умовах розвитку інформаційно-комунікаційних технологій 112

Секція 5. НАУКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ, ДІАГНОСТИКА, ВИПРОБУВАННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА НАДІЙНІСТЬ ЕНЕРГОСИСТЕМ. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Аврунін Г.А., Подригало М.А., Мороз І.І..
Визначення витрат робочої рідини для забезпечення 116

Волков В.П., Грицук І.В., Волкова Т.В.
Моніторинг і прогнозування технічних параметрів стану двигунів і транспортних засобів в умовах експлуатації..... 120

Вольченко Д.О., Нікіпчук С.В., Фідровська Н.М., Мусаєв З.Р., Караван Р.А.
Алгоритм визначення ентропії і ентальпії у фрикційних вузлах гальмових пристроїв 126

Грицюк О.В., Вахрушев В.І., Міхедькін М.В.
Відпрацювання алгоритму діагностування працездатності системи автономного підігріву впускного повітря..... 129

Дзюбенко О.А., Карпец В.А.
Визначення робочих характеристик акумуляторної батареї 133

Єпіфанов С.В., Подгорський К.М.
Розробка вимірювача крутильного моменту на валу вентилятора авіаційного двоконтурного двигуна, інтегрованого в конструкцію 135

Кіндрачук М.В., Скрипник В.С., Журавльов Д.Ю., Харченко В.В., Гуменюк І.А., Осташук М.М.
Визначення енергонавантаженості пар тертя барабанно-колодкових гальм 139

Кривошапов С.І.
Критерій для загальної оцінки енергетичної ефективності транспортних засобів в умовах експлуатації..... 142

Кубіч В.І., Чернета О.Г., Назаренко О.М.
Оцінка навантаження моторної оливи картерними газами та її ресурс .. 145

Лемішко Д.С.
Переваги та недоліки рамної конструкції..... 150

Мармут І.А., Себко Д.П., Тищенко В.А.
Взаємодія повнопривідного автомобіля зі стендом при тягових випробуваннях 151

Мошенцев Ю.Л., Гогоренко О.А., Немченко А.В.
Узагальнені залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі та опору повітря для пучків плоско-овальних труб з груповим оребренням пластинами 156

Наглюк М.І.
Електропровідність охолоджувальних рідин автомобільних двигунів 161

Назаров О.І., Кулай В.П. Яценко К.С.
Оцінка енергетичних характеристик двигунів легкових автомобілів закордонного виробництва 163

Олєйнікова О.М., Шевченко В.О.
Забезпечення курсової стійкості землерийно-транспортних машин: сучасні методи та перспективи вдосконалення 167

Плєхова Г.А., Костікова М.В., Козачок Л.М.
Проблематика побудови програмно-конфигурованних мереж 168

Подригало М.А., Шеїн В.С.
Вимоги до точності вимірювання фізичних величин при проведенні випробувань автотракторних двигунів 173

Фідровська Н.М., Слєпужніков Є.Д., Перевозник І.П., Чернишенко О.В., Щукін О.В., Щербак О.В.
Навантаженність ходових коліс вантажних візків при пересуванні по рейкам 174

Фідровська Н.М., Стебелецька Н.М., Коцюмбас О.Й., Головин М.А., Костецький І.В.
Трибофізика електротермомеханічної фрикційної взаємодії пар тертя гальм 179

Фідровська Н.М., Мусаєв З.Р., Караван Р.А., Іваненко О.І., Щукін О.В., Орел О.В.
Вплив сил тертя на натягнення канату 182

Шевченко В.О.
Структура адаптаційних заходів щодо пристосування землерийно-транспортної машини до умов експлуатації 184

Шубенко О.Л., Голощапов В.М., Котульська О.В.
Визначення параметрів води та водяної пари на граничної лінії фазового переходу 188

Fidrovska N.M., Ragulin V.M., Khursenko S.A., Lushchenko A.O., Suminov A.V., Sadlovsmka T.V.
Economic aspects of new methods of rope drum calculations 192

Секція 6. ЕЛЕКТРИЧНІ, ГІБРИДНІ, АЛЬТЕРНАТИВНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ, СИСТЕМИ ГЕНЕРАЦІЇ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ ТА АЛЬТЕРНАТИВНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ

Багач Р.В.
Перспективні технології твердотільних акумуляторів 195

Воронков О.І., Гончаров С.В., Гуров Д.А.
Робота силової комбінованої установки з пневматичним двигуном..... 199

Воронков О.І., Круговий А.О., Созикін М.В.
Робота гібридної силової установки автотранспортного засобу 202

Воронков О.І., Черніков О.В. Назарько О.О., Стрижак Г.О.
Моделювання руху стисненого повітря в золотниковому механізмі пневмодвигуна..... 205

Воропай О.В., Богдан Д.І., Шарапата А.С., Скряга А.В.
Розробка зенітної системи кріплення сонячних панелей для домогосподарств..... 208

Дзюбенко О.А., Богдан Д.І.
Система моніторингу ефективності сонячної електростанції..... 212

Єсіпов О.В., Ісагулов Б.Д.
Перспективи використання рослинних відходів як палива..... 216

Задіранов В.С.
Утилізація скидного тепла за допомогою теплових насосів 219

Кравцов М.М.
Електромагнітна небезпека електро та гібридних автомобілів..... 221

Латвинський В.Д.
Перспективи і розвиткок водневих електромобілів 224

Маслов І.З.
Технічна експлуатація суднових енергетичних систем 228

Маслов І.З., Кулагін Д.О.
Формування сукупності параметрів для оцінки технічного стану автономних енергетичних установок 230

Нікітченко І.М., Птиця Г.Г., Савич Д.В.
Гібридна силова установка автотранспортного засобу..... 232

Смирнов О.П., Борисенко А.О.
Стан та перспективи розвитку технології від електромобіля до електричної мережі 234

Тесленко Е.В., Хомутов М.А.
Регулювання потужності автомобільного пневмодвигуна комбінованої енергетичної установки (КСУ)..... 239

Oleksiy Bazhynov, Maria Vesela
Analysis of methods for determining the optimal control of an electric vehicle..... 241

Tamalika Sarkar, Anna Lähde, Dmytro Donskyi, Kirill Murashko
Study on upcycling of polystyrene plastic waste using recycled oil into graphite for the energy storage application 245

Секція 7. ЕНЕРГЕТИЧНІ І ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ, ЇХ КЕРУВАННЯ ТА ДІАГНОСТУВАННЯ

Авраменко А.М., Лєвтєров А.М.
Розробка перспективної схеми комбінованої енергоустановки для децентралізованого енергопостачання..... 247

Савчук В.П., Білоусов Є.В., Курносенко Д.В., Сатулов А.І.
Діагностування несправностей систем змащення високообертових дизелів за характеристиками запобіжного клапану..... 249

Степанов О.В., Волобуєва Т.В., Лемішко Д.С.
Оптимізація оцінки технічного стану агрегатів..... 253

Степанов О.В., Лемішко Д.С.
Вантажний автотранспорт як складна технічна система 257

Секція 8. ПРОЦЕСОРИ І МІКРОЕЛЕКТРОНІКА В ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВКАХ. ПРОГРАМУВАННЯ МІКРОКОНТРОЛЕРІВ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ. ЕЛЕКТРОННІ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТА ЗАСОБИ ДІАГНОСТИКИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ. ЕЛЕКТРОННЕ ОБЛАДНАННЯ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ І ІНШИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Гнатов А.В., Аргун Щ.В., Сохін П.А., Ульянець О.А., Цимбал Д.В.
Дослідження методу балансування літій-іонних акумуляторних батарей..... 262

Грицук В.Ю., Грицук Ю.В.
Прогностичне обслуговування в автомобільному сервісі: використання IOT та BIG DATA 264

Дзюбенко О.А., Шевченко О.Ю.
Ристрій імітації роботи бортової інформаційної мережі автомобіля 267

Куликівський В.Л.
Моніторинг працездатності та діагностика електронних систем керування автомобілем 269

Макаренко М.Г., Шевченко І.О., Кривоніс С.В.
Оптимізація систем керування двигунами вантажних автомобілів 271

Макаренко М.Г., Шевченко І.О., Хейло В.О., Пиріжок В.І.
Електронні системи керування та діагностики сучасних автомобілів: проблеми і рішення 274

Нечаус А.О., Андрущак В.М.
Дослідження системи клімат-контролю електромобіля та оптимізація її енергоспоживання 279

Секція 9. ТРАДИЦІЙНІ ТА АЛЬТЕРНАТИВНІ ПАЛИВА ДЛЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ

Авраменко А.М.
Розрахунковий аналіз процесу течії продуктів часткової плазмохімічної конверсії метану в якості домішки до основного палива для допоміжного ДВЗ комбінованої енергоустановки 282

Бганцев В.М.
Плазмові технології в процесах отримання водню на заправних станціях водневих автомобілів 284

Гогоренко О.А., Вахник С.О.
Перехід до «зеленого» палива в судноплавстві: виклики та можливості 285

Голік Ю.С., Крот О.П., Чернецька І.В., Чепурко Ю.В., Серга Т.М.
Комплексна оцінка енергетичного потенціалу біомаси та муніципальних відходів у Полтавському регіоні 290

Грабовенко О.І., Гайченя Р.О., Вознюк С.С.
Основні фізико-хімічні властивості та способи отримання водопаливних емульсій для використання в ДВЗ 294

Доценко С.М., Тягнирядно Д.О., Фока Б.О.
Утилізація тепла когенераційними установками з газовими поршневими двигунами 297

Корпач А.О., Калашник Р.М.
Біодизель – як альтернатива традиційному паливу 300

Манойло В.М., Есіпов О.В., Варавіна О. П., Пігарєв Д.О., Сосніков Д.А.
Конвертування дизеля Lombardini 1503 у газодизель для застосування на транспортному засобі УМТЗ-26 «Надія» 303

Манойло В.М., Корогодський В.А., Макаренко М.Г., Шевченко І.О.
Особливості конвертації дизельних двигунів для використання метану 306

Мастепан С.М.
Адаптація автосервісної галузі до альтернативних палив 310

Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю., Анпілогов І.І., Бондарець О.Є.
Аналіз ефективності використання синтез-газу в автомобільному двигуні Volkswagen BVX 311

Нестеренко В.В., Дранчевський Д.В., Злоба Т.В.
Перспективи застосування альтернативних дешевих низькоякісних палив у суднових дизелях 315

Нестеренко В.В., Іванов Є.М., Іванов М.Я.
Аналіз основних напрямів поліпшення екологічних характеристик дизеля під час роботи на низькоякісних паливах 319

Поляшенко С.О., Гаман С.О.
Підвищення ефективності роботи малих біореакторів для анаеробної переробки органічних відходів 325

Прокопенко М.В.
Економічні перспективи застосування вітряних електростанцій (ВЕС) як компонента національної економіки України 329

Швець І.А., Коваленко Б.С., Клінишков Б.Ю.
Про ефективність використання альтернативних рідких палив на основі рослинних олій для живлення когенераційних установок 331

Natalia Chorna
Utilisation of high-efficiency systems for generation and storage of hydrogen for stand-alone power supply 335

Kateryna Levchuk, Oleksii Chyrkin, Maksym Balaka
Polymer waste as an alternative fuel source 337

Секція 10. КОМП'ЮТЕРНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ТА МОДЕЛЮВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ. СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ В ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМАХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ. КОМП'ЮТЕРНІ ТЕХНОЛОГІЇ В ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМАХ І МАШИНАХ

Димерцов Д.О.
Моделювання газодинамічних процесів хвильових генераторів холоду динамічного газорозподілу 339

Зайченко С.В., Жукова Н.І., Шао Мінгхуй, Чжанг Венцюн
Комп'ютерне моделювання системи технічного діагностування генератора на базі двигуна внутрішнього згорання 343

Кузьменко А.П., Солодкий Є.І., Москаленко О.О., Кравченко І.С.
Дослідження двофазного процесу впорскування палива дизеля з гідромеханічною паливною апаратурою в програмному комплексі Simcenter Amesim 347

Лебединський А.В., Щербініна Ю.В.
Використання штучного інтелекту під час створення дизайну та проектування транспортних засобів 351

Орисенко О.В., Вірченко В.В., Скляренко Т.О.
Розроблення стенда для дослідження роботи трифазних безщіткових двигунів засобами комп'ютерних технологій 354

Протектор Д.О., Топонен Д.О., Гарячевська І.В., Кокодій М.Г.
Моделювання процесу теплопереносу в ґрунті при використанні геотермальних теплових насосів 358

Oleksiy Bazhynov, Kateryna Kravchenko
Intelligent road transport systems 362

Tetiana Bazhynova
Application of predictive control model in automotive systems 365

Секція 11. ЕКОЛОГІЗАЦІЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ. ЕНЕРГЕТИКА І НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ. ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ (GREENING OF ENERGY SYSTEMS. ENERGY AND THE ENVIRONMENT. ENERGY-SAVING TECHNOLOGIES)

Аргун Щ.В., Гнатов А.В., Сохін П.А., Hnatova Hanna, Kunicina Nadezhda
Дослідження ефективності енергогенеруючих плиток різної конструкції 369

Безродний М.К., Притула Н.О., Тесленко О.І., Сліжевський К.Д.
Енергетична ефективність теплонасосної системи опалення з використання акумульованої сонячної енергії в ґрунті 373

Горбачов П.Ф., Любий Є.В., Литвиненко І.В., Алексін М.С.
Застосування електронних систем керування з метою координації потоків транспортних засобів у містах 378

Гутаревич Ю.Ф., Гора М.Д.
Поліпшення енергетичних показників двигунів з іскровим запалюванням в режимах повних навантажень добавкою закису азоту до повітряного зарядуа 380

Лемішко Д.С.
Вплив автотракторного парку на навколишне середовище 384

Савченко В.В.
Розробка деемульгаторів на основі гумінових кислот для зневоднення емульсій..... 387

Тарасова В.О., Кузнецов М.О., Грінченко Д.Д., Шафоростов Д.Д.
Розроблення методу розрахунку режимних параметрів транспортного кондиціонера щодо переведення його на теплонасосний режим роботи..... 390

Ткаченко А.О.
Виробництво біочару з гречаного лушпиння..... 394

Bannikov L.P., Bannikov A.L.
Biodiesel fuel as a washing oil to improve coke oven gas quality 396

Taisiia Sokolova, Galyna (Halyna) Krusir, Valeriia Sokolova
Перспективи одержання біочару з відпрацьованого кавового шламу..... 399

Секція 12. КОНСАЛТИНГОВІ СХЕМИ В ЕНЕРГЕТИЦІ. ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АУДИТ І МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ЙОГО ПРОВЕДЕННЯ. ЕНЕРГЕТИЧНИЙ МЕНЕДЖМЕНТ

Величко Я.І.
Переваги та недоліки впровадження систем енергетичного моніторингу на підприємствах автомобільного транспорту 402

Величко Я.І., Бочарова Н.А.
Енергетичний аудит на підприємствах автомобільного транспорту..... 405

Кирчата І.М., Шершенюк О.М.
фінансування енергоефективних проектів 408

Криворучко О.М., Кривенко Л.Ф., Пучков О.О.
Теоретичні аспекти формування системи енергетичного менеджменту підприємства..... 411

Непран А.В.
Баланс споживання і виробітку електроенергії як основний метод планування та аналізу енерговикористання на машинобудівному підприємстві 415

Федотова І.В., Бочарова Н.А., Архіпов О.В.
Енергоефективність і сталий розвиток: аналіз взаємозв’язку та можливостей для автотранспортних підприємств..... 419

Секція 1. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ЕНЕРГЕТИКИ

ВПРОВАДЖЕННЯ НОВОЇ ПАРАДИГМИ ПІДПРИЄМНИЦТВА В УМОВАХ ПОВНОГО ВИСНАЖЕННЯ ОСНОВНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ ПЛАНЕТИ

Бабайлов Василь Кузьмич, канд. екон. наук, доцент каф. ЕП,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: super_super-kod@ukr.net, ORCID: 0000-0003-1451-7222

У 2013–2018 роках автором розроблені глобальні стратегії поведінки людства, тобто, парадигми основних сфер діяльності людства (економіці, інженерії, маркетингу, логістиці тощо). При цьому був зроблений найважливіший висновок, що людство знаходіться на порозі принципове нової епохі. Вона пов'язатиме з головним – з попереднім *повним* виснаженням основних природних ресурсів планети. Це битиме епоха, *повної відсутності* основних природних ресурсів планети, в тому числі й основних енергетичних ресурсів (газу, нафти, вугілля).

Й до неї необхідне готуватися вже зараз. Це вже буде епоха вибору, боротьби, не технік, а новітніх ідей, гіпотез, концепцій, високих інтелектів, дотримання глобальних стратегій (парадигм).

Аналіз літературних джерел, щодо визначення строків експлуатації підземних надр, показав, що за теперішніх темпів видобування та споживання за середніми підрахунками у розвіданих родовищах світу горючих корисних копалин вистачить: вугілля на 148 років, нафти на 43 роки, природного газу на 61 рік [1].

За інших оцінках: «При нинішньому темпі споживання приблизний термін експлуатації світових запасів нафти, природного газу та вугілля становить відповідно 50 років, 52,8 року та 153 роки» [2].

На перший погляд проблема майбутнього розвитку енергетики може казатися чисто *інженерною, технічною*. Однак практика діяльності сучасних підприємств свідчить про тісний, нерозривний зв'язок трьох основних складових сучасного менеджменту: інженерії, економіки, адміністрації (керівництва). Й тому проблему визначення основної тенденції розвитку енергетики необхідне розглядати як загальну проблему всіх вказаних трьох основних складових менеджменту. Й навпаки, досягнення, загальні висновки, які отримані у менеджменті, можуть бути використані у кожній з трьох конкретних його складових й особливе у інженерії зокрема.

Тому *метою* доповіді було переконання спеціалістів у сфері енергетики у тому, що практичний інженерний інтерес, щодо визначення тенденцій розвитку енергетики, може бути задоволений за допомогою використання, визначення основних тенденцій розвитку саме менеджменту, як єдиного цілого, але з урахуванням саме особливостей інженерії.

У даній доповіді звертає увагу на виникнення нової, актуальної проблема інженерії, проблема визначення тенденції її розвитку у контексті повного виснаження основних енергетичних ресурсів планети.

При цьому акцент робиться на інженерії як тільки організації технік, як організація споживання і перетворення вже створеної енергії самою природою, енергії спалювання нафти, газу, вугілля, тобто, інженерії, як макромеханіки і як важливої складової менеджменту. Тут не розглядається проблема інженерії, як мікро-механіки і механіки інформаційних і нанотехнологій.

Тому автор вважає за необхідне звернути увагу, на те, що вже у 2016 році ним проведено дослідження і реалізована успішна розробка найбільш загальних, глобальних, тобто, притаманних всім країнам світу тенденцій, стратегій, глобальних стратегій розвитку менеджменту, тобто парадигм менеджменту протягом всієї його історії. Й головне – був визначений саме майбутній характер еволюції, тенденцій розвитку менеджменту, а значить й майбутній характер, тенденції розвитку інженерії, тенденції енергетики.

При цьому було визначені три глобальні тенденції, стратегії розвитку менеджменту: минула парадигма менеджменту – це парадигма сумісного зі виробництвом менеджменту; теперішня парадигма менеджменту – це парадигма відділеного від виробництва менеджменту; але головним було визначення саме майбутньої парадигми менеджменту, як наслідок *повного* знищення основних природних (й перш за все, енергетичних) ресурсів планети – це парадигма інноваційно-інвестиційного (підприємницького) менеджменту.

Висновок. Автор вважає, що саме впровадження, урахування характеру майбутньої глобальної стратегії, парадигми менеджменту, як підприємницького менеджменту допоможе сучасним інженерам знайти, визначити й тенденції розвитку інженерії, як важливішої складової менеджменту, тенденцій розвитку енергетики. Й основна тенденція вже слідує, випливає саме із майбутньої парадигми підприємницького менеджменту – це тенденція перенесення акценту на створення технік, не пов’язаних зі добичу нафти, газу, вугілля, а саме створення *дослідницьких*, *енерго-підприємницьких технік*.

Література

1. Горючі корисні копалини: веб-сайт. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/% (дата звернення: 20.02.2024).

2. Енергетичні запаси: веб-сайт. URL: https://ukrayinska.libretexts.org/% (дата звернення: 20.02.2024)

ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Парсаданов Ігор Володимирович, д.т.н., професор,
головний науковий співробітник каф. ДГЕУ,
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
Igor.Parsadanov@khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0003-0587-4033
Рикова Інна Віталіївна, к.т.н., с.н.с., старший науковий співробітник
каф. ДГЕУ, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» Inna.Rykova@khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0002-5348-8199

Раціональне використання енергії, забруднення навколишнього середовища та зміна клімату, спричинене підвищенням глобальної температури на нашій планеті, відносять до головних проблем забезпечення безпеки існування людства як в даний час, так і в перспективі. До основних джерел енергії відносять двигуни внутрішнього згоряння, які знаходять застосування у різних галузях. Переваги цих двигунів пов'язані з експлуатаційною мобільністю, паливною економічністю, надійністю [1–3].

Найбільше застосування двигуни внутрішнього згоряння, саме – дизелі, отримали на автомобільному транспорті, який за обсягом перевезень перевищує усі інші види транспорту (залізничний, морський, авіаційний). Ці двигуни також широко використовуються у сільському господарстві при виконанні будівельних та інших видів робіт. Основні напрями подальшого підвищення експлуатаційної ефективності дизельних двигунів пов'язують із зниженням споживання органічного палива нафтового походження і викидів у довкілля токсичних речовин та парникових газів.

Зниження витрати палива

Переваги дизельних двигунів визначаються:

- можливістю роботи при вищих ступенях стиснення (порівняно з бензиновими двигунами) без прояву детонаційних явищ;
- якісним регулюванням навантаження при зміні тільки кількості палива, яке подається за цикл, і збільшенням при цьому загального коефіцієнта надлишку повітря, що забезпечує повноту і швидкість згоряння з нижчими значеннями витрати палива на режимах максимальних навантажень;
- у міру зменшення кількості палива, яке впорскується в циліндр, значна його частка згоряє в об'ємі вдалині від стінок камери згоряння, що сприяє зменшенню втрат теплоти, зниженню середньої теплоємності продуктів згоряння, а це, в свою чергу, забезпечує підвищення ефективності використання теплоти для одержання корисної роботи.

Для оцінки динаміки зміни показників паливної економічності дизельних двигунів вантажних автомобілів розглянемо узагальнені дані щодо питомої витрати палива чотиритактних двигунів з об'ємом циліндрів в межах 7,5–10 л на режимі номінальної потужності (рис. 1).

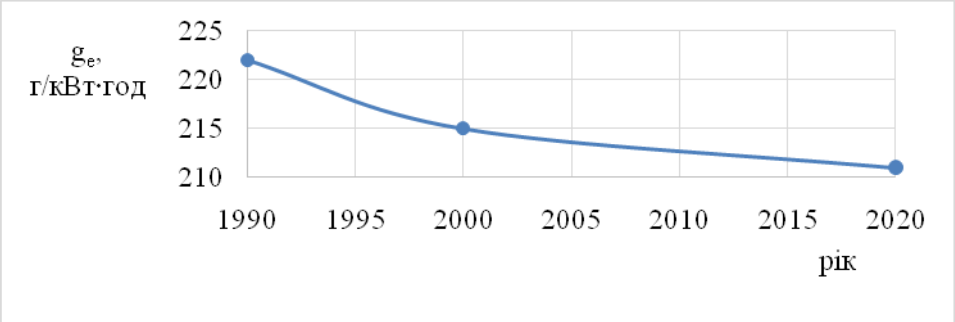


Рисунок 1 – Зміна питомої ефективної витрати палива дизельних двигунів вантажних автомобілів на режимі номінальної потужності за період з 1990 по 2020 р.

Наведені дані вказують на те, що зниження питомої витрати палива автомобільних дизельних двигунів за останні 30 років склало 10 г/кВт·год. Тобто покращення паливної економічності можна оцінити у 5%. Разом з тим можна і прогнозувати, що з підвищенням ефективного ККД цих двигунів (зараз цей показник знаходиться на рівні $\eta_{ен}$ = 0,4) динаміка поліпшення показників паливної економічності автомобільних дизельних двигунів знижуватиметься.

До негативних факторів застосування дизельних двигунів в автомобільному транспорті, необхідно віднести споживання дефіцитних нафтових вуглеводневих палив. Саме цей фактор значною мірою обмежує застосування цих двигунів, бо кількість дизельного палива, яку можна отримати з нафти, не перевищує 30%. У зв'язку з цим визначається актуальність розширення досліджень та забезпечення практичної реалізації технічних рішень щодо поширення використання в дизельних двигунах альтернативних палив.

Забруднення довкілля викидами токсичних речовин

Саме у напрямку забезпечення зниження викидів токсичних речовин із відпрацьованими газами досягнуто найбільших успіхів за останні роки. Для оцінки ефективності впроваджених технічних рішень щодо підвищення екологічної ефективності дизельних двигунів автомобілів протягом останніх 30 років, скористаємося даними щодо зміни вимог до показників двигунів вантажного автотранспорту відповідно до нормативів Правил ЄЕК ООН.

Таблиця 1 – Вимоги до викиду шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизельних двигунів транспортних засобів згідно з чинними в Європі нормативами.

Стандарти (АТЗ повною масою більш ніж 3,5 т)	Питомі викиди шкідливих речовин, (г/(кВт·год)			
	NO_x	CO	C_nH_m	PM (ТЧ)
Євро-0 (з 1990 р.)	14,4	11,2	2,4	0,7
Євро-I (до 01.10.1995 р.)	8,0	4,9	1,23	0,40
Євро-II(з 01.10.1995 р.)	7,0	4,0	1,10	0,25
Євро-III (з 2000 р.)	5,0	2,1	0,66	0,13
Євро-IV (з 2005 р.)	3,5	1,5	0,46	0,02
Євро-V (з 2008 р.)	2,0	1,5	0,25	0,02
Євро-VI (з 2015 р.)	0,4	1,5	0,13	0,01

За даними, наведеними в табл. 1, побудовано графіки (рис. 2), які дають наочну інформацію про динаміку зміни екологічних якостей дизельних двигунів вантажних автомобілів у період з 1990 по 2020 роки.

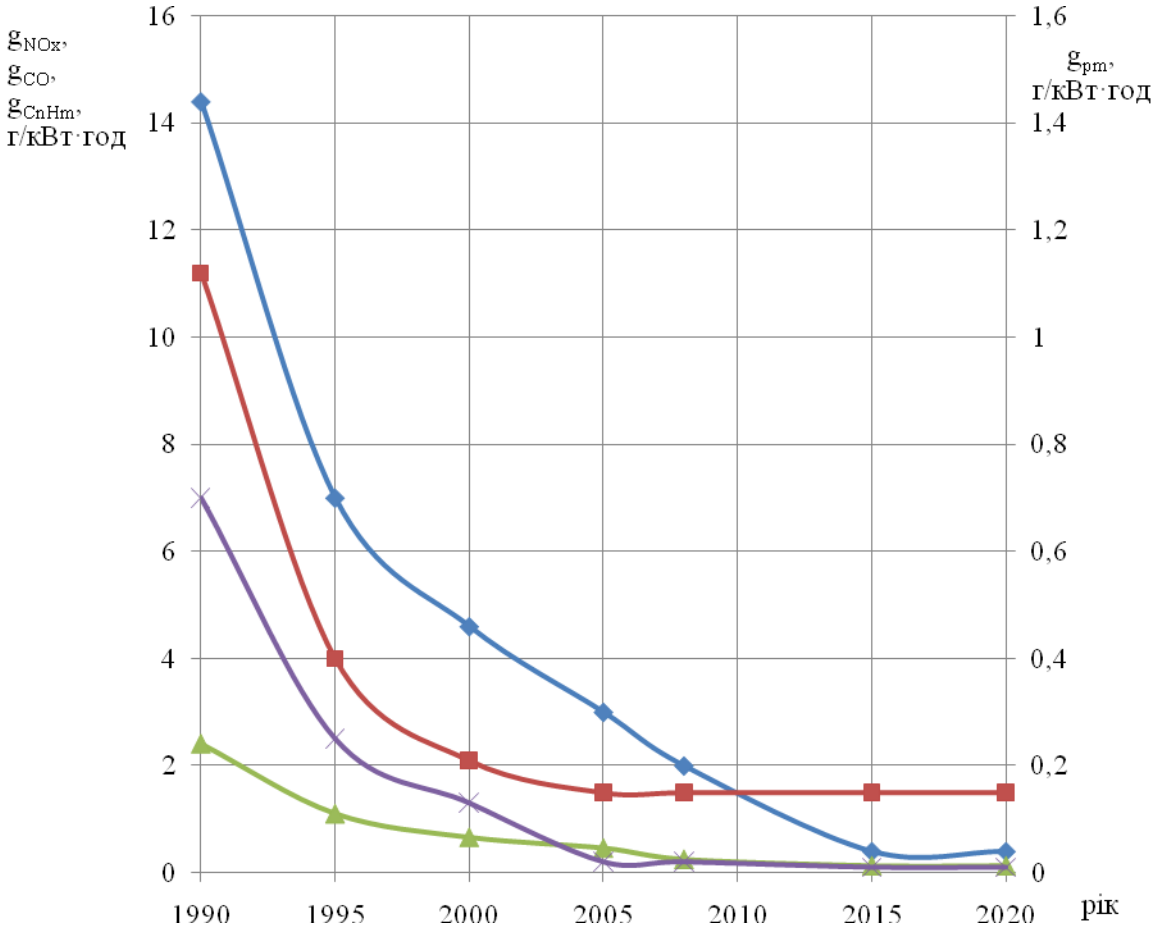


Рисунок 2 – Зміна вимог щодо викидів шкідливих речовин (викидів) з ВГ дизельних двигунів транспортних засобів згідно нормативам у період з 1990 по 2020 роки (1 – оксиди азоту, 2 – оксид вуглецю, 3 – вуглеводні, 4 – тверди частинки.

З графіків випливає, що за останні роки викиди шкідливих речовин із відпрацьованими газами дизельних двигунів автомобільного транспорту (NO_x, CO, C_nH_m) знизилися у 3 – 5 разів и в 40 разів (!) – викиди твердих частинок (PM). Рівень шкідливих викидів всіх нормованих токсичних речовин наближається до мінімуму, який можна забезпечити за рахунок удосконалення робочого процесу двигуна та систем очищення та нейтралізації відпрацьованих газів.

Шкідливий вплив діоксиду вуглецю на людину та навколишнє середовище під час експлуатації дизельних двигунів.

Збільшення викиду діоксиду вуглецю (CO_2, вуглекислого газу, парникового газу) головним чином викликано економічним розвитком, збільшенням використання енергії та чисельності населення на планеті, комплексом

факторів, пов’язаних із негативним впливом людської діяльності на навколишнє середовище.

Незважаючи на те, що кожен із наведених факторів практично у рівному ступеню впливає на підвищення глобальної температури на планеті, найчастіше як у пресі, так і в наукових колах, обговорюється проблема негативного впливу на навколишнє середовище від використання енергії, а саме – викидів двигунами внутрішнього згоряння парникових газів, що споживають органічні палива нафтового походження.

Глобальне потепління, його можливі причини та методи боротьби з ним, вплив ДВЗ на парниковий ефект викликають у цей час серйозні суперечки як серед наукової [3, 4] та ненаукової спільноти, так і серед політиків, потребує окремого розгляду. Найбільш докладний аналіз цієї проблеми, з нашого погляду, дано у працях проф. Канило П.М. [2].

Відзначимо лише той факт, що збільшення рівнів викидів CO_2 з продуктами згоряння вуглеводневих палив за останні п’ятирічні цикли становить від середнього менше 6 % відповідного зростання вмісту CO_2 у тропосфері.

Проте фахівцям у галузі теплової енергетики необхідно прагнути реалізації напрямів зі скорочення забруднення довкілля токсичними речовинами і викидів CO_2 усіма видами енергетичних установок, важливою складовою яких є дизельні двигуни. Головним чинником, що забезпечує скорочення забруднення довкілля планети, є економне та розумне споживання енергії.

Висновки

Підвищення ефективності дизельних двигунів автомобільного транспорту забезпечується за рахунок вдосконалення конструкції, технології виготовлення, організації робочого процесу, систем подачі палива і повітря, очистки відпрацьованих газів від шкідливих викидів в навколишнє середовище.

Зниження питомої витрати палива за останні 30 років складає на рівні у 5 %, проте з підвищенням ефективного ККД цих двигунів динаміка поліпшення показників паливної економічності автомобільних дизельних двигунів знижуватиметься.

Вплив дизельних двигунів автомобільного транспорту на забруднення довкілля токсичними речовинами значно зменшився, особливо це стосується викиду оксидів азоту і твердих частинок.

З урахуванням сучасних вимог до зменшення викидів в навколишнє середовище значної кількості парникового газу (CO_2) саме питанню декарбонізації в перспективі буде приділятися найбільша увага при розробці, виготовлені і експлуатації дизельних двигунів автотранспорту.

Обґрунтування і визначення впливу CO_2, що викидаються в навколишнє середовище при експлуатації дизельних двигунів автомобільного транспорту, необхідно проводити на основі об’єктивного наукового підходу, що враховує усі складові негативного впливу діоксиду вуглецю на людину і навколишнє середовище: парниковий ефект, зміну клімату як при безпосередньому впливі, так і довгостроковій перспективі.

Література

1. Марченко А.П., Парсаданов І.В., Товажнянський Л.Л., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах, Т. 5 Екологізація ДВЗ – 2-е видання / За редакцією проф. А.П. Марченко. – Х. Видавничий центр НТУ "ХПІ", 2014.– 348 с.

2. Глобальні енерго-еколого-кліматичні проблеми та невідкладність їх вирішення: підручник / П.М. Каніло, А.М. Туренко, А.В. Гриценко, Н.В. Внукова. – Харків: ХНАДУ, 2020. – 388 с.

3. Liu, Zongwei & Hao, Han & Cheng, Xiang & Zhao, Fuquan, 2018. "Critical issues of energy efficient and new energy vehicles development in China," Energy Policy, Elsevier, vol. 115(C), pages 92-97.

4. Reitz R. D., Ogawa H., Payri R., Fansler T., … Wagner R. M. & Zhao, H. IJER editorial: The future of the internal combustion engine // International Journal of Engine Researc. – 2020. – Vol.21, iss.1. – p. 3-10.

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНОЇ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ЕНЕРГЕТИКИ В УМОВАХ ПОВНОГО ВИСНАЖЕННЯ ОСНОВНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ ПЛАНЕТИ ЯК АКТУАЛЬНА ГЛОБАЛЬНА ПРОБЛЕМА ЛЮДСТВА

Пахомова Людмила Володимирівна, асистент каф. ЕіП,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: lyudakada@gmail.com, ORCID: 0009-0006-4449-2512

Проблема визначення тенденцій розвитку енергетики, перш за все, пов’язана зі тенденціями розвитку, організації двох основних явищ, складових інженерії – *організації техніки і організація механіки*. При всієї їх відмінності, вони обидві пов’язані саме із енергією, енергетикою. Тому *метою* доповіді є визначення минулого, теперішнього і майбутнього саме цих двох явищ: організації техніки і організація механіки.

Відмінність, нетотожність цих двох явищ була доведена ще у 2018 році на кафедрі економіки і підприємництва ХНАДУ при розробки парадигм, глобальних стратегій поведінці людства у всіх основних конкретних сферах його діяльності, та у інженерії зокрема. При цьому відмічалася їх загальна відмінність: організація техніки – це результат деятельности Людини, а організація механіки – результат деятельности решти Природи. А основна відмінність у їх сутності, основних законах, парадигмах.

Тому для розуміння організацій техніки і механіки необхідне визначити їх основні закони; а вже їх апробація методиками історичного-логічного Гегеля (коротко – методикою «час») і методикою «простору» дозволить визначити їх минулий і сучасний характер. А це дозволить визначити головне – тенденцію розвитку їх у майбутню Постіндустріальну епоху. А наслідок цього – можливість прогнозувати тенденції розвитку саме енергетики.

Задача визначення основного закону організації технік була вирішена теж у 2018 році. При цьому був зроблений висновок, що інженерія як організація людиною тільки технік пройшла у своєму розвитку два етапи: минулий (як організація ручних технік) і сучасний, теперішній (як організація машинних, індустріальних технік). Але головним був зроблений висновок про характер майбутньої інженерії, третього етапу її розвитку – переважною буде роль інноваційних, підприємницьких технік.

А це дозволяє стверджувати, що майбутній розвиток енергетики пов'язатиме із акцентом не на запаси природних енергетичних ресурсів: у сучасній літературі відмічається, що запаси основних природних ресурсів планети й особливе запаси основних енергетичних ресурсів (газу, нафти, вугілля) вже у недалекому майбутньому зникнуть повністю. До того ж це *невідновлювані* енергетичні ресурси [1, 2]. Тому на перше місце вийдуть розробка і впровадження *нових* ідей, гіпотез, концепцій тощо. Це буде епоха *підприємницької інженерії з точки зору її як організації технік*.

При вирішення *другої* задачі доповіді (тобто, визначення тенденцій розвитку інженерії як механіки) автор вважає за необхідне звернути увагу на визначення основного закон механіки: «Механіка – це організація сил». При цьому легко розуміти, що на відміну від основного закону організації технік основний закон механіки залишається незмінним від часу, не залежить від часу.

Але він залежить від простору. Під «простором» необхідно розуміти не географічний простір, а сукупність (простір) явищ різного рівня масштабності. На макро-рівні – це організація, використання сил, потужностей верстатів, машини, механізми, обладнання тощо. На мікро-рівні можна виділити навіть кілька рівнів явищ, просторів взаємодії сил: клітин, молекул, атомів, ядр, наночастинок тощо.

У цілому у 2018 році доведено, що апробація основного закону механіки методикою простору спиралася на результати багатовікової практики дослідницької діяльності. Ця практика показала, що в залежності від виду, характеру конкретних законів механіки до теперішнього часу вже визначені такі галузі, або простори механіки:

- макро-механіка Ньютона як механіка макрооб'єктів;
- біологія як механіка клітин;
- хімія як механіка молекул;
- атомна фізика як механіка атомів;
- ядерна фізика як механіка ядр;
- квантова фізика як механіка квантів (квантова механіка);
- механіка інформаційних і нанотехнологій.

Результати апробації основного закону механіки методикою простору – це є не що інше, як *перший* крок для вибору, визначення тенденцій розвитку енергетики, – це вибір предмету їх дослідження – типу механіки.

Другий крок – це вже вибір саме засобів, технік дослідження тенденцій розвитку механіки і енергетики. Тобто, тенденції розвитку енергетики й випливають із вибору спочатку типу механіки, а потім із вибору майбутньої техніки.

Висновок

Зі всього контексту доповіді слідує, що у майбутню епоху повної відсутності нафти, газу, вугілля, буде існувати тенденція пошуку принципово нових джерел енергії.

Література

1. Невідновлювані енергетичні ресурси: веб-сайт. URL: https://ukrayinska.libretexts.org/%

2. Відновлювані та невідновлювані енергетичні ресурси: веб-сайт. URL: https://ukrayinska.libretexts.org/%

РОЛЬ І МІСЦЕ ДВЗ З ВУГЛЕЦЕВИМ СЛІДОМ В УМОВАХ ДЕКАРБОНІЗАЦІЇ ТРАНСПОРТНОЇ ГАЛУЗІ

Пильов Вячеслав Володимирович, канд. техн. наук, доцент каф. ТтЕТ,
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
e-mail: viacheslav.pylov@khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0002-1514-1020

Подальший розвиток транспортної галузі є пов'язаним з розв'язанням протиріччя між постійно зростаючими потребами суспільства в енергетичних ресурсах та необхідністю кардинального зменшення викидів парникових газів, зокрема, CO_2. Відповідно до цього, європейські країни взяли на себе зобов'язання щодо створення першого кліматично нейтрального регіону до 2050 року. Основним документом, на який спираються країни-учасники, є дорожня карта Зеленої угоди ЄС. Цією дорожньою картою, зокрема, задекларовано скорочення викидів від автомобілів до 2030 року до 50% та забезпечення нульових викидів від нових автомобілів до 2035 року. При цьому, Зелена угода конятатує, що Європа вже показала позитивний приклад і спонукає великих міжнародних партнерів до встановлення власних цільових дат досягнення кліматичної нейтральності.

У цілому наведені орієнтири вже стали базою для новітнього наукового трактування перспективних тенденцій в напрямі використання транспортних енергетичних установок, науково-технічного пошуку та шляхів практичного оновлення автомобільного парку на науково-обґрунтованій основі.

Розвиток транспортних енергетичних установок відбувається з урахуванням вирішення двох основних задач. Це застосування нових первинних джерел енергії та використання ефективних конструкцій з перетворення енергії цих джерел в механічну роботу. Як основні первинні безальтернативно розглядаються відновлювальні джерела енергії (ВДЕ), у першу чергу сонячної і вітрової. На цій основі інтенсивними є наукові та практичні зусилля щодо впровадження електромобілів та вживання водню як складових новітнього енергетичного комплексу.

Разом з цим, вже чітко стали зрозумілими два аспекти загальної проблематики декарбонізації економіки та транспортної галузі як її невід'ємної складової.

Перший аспект пов'язаний з нестабільністю ВДЕ відповідно до річних і добових змін рівня генерації, суттєво залежних від погодних умов. Така нестабільність створює невідповідність рівнів електрогенерації і потреб споживачів. Зараз цей ефект вже прийнятий як властивість, якою потрібно керувати в міру змін рівня аперіодичної циклічної генерації ВДЕ. Електроенергетичні системи частково справляється з цією нестабільністю, змінюючи потужність традиційних контрольованих джерел виробництва електроенергії, частково шляхом міждержавної енергетичної інтеграції і, навіть, шляхом відключення ВДЕ, коли система досягає межі її гнучкості.

Наприклад, в Україні наприкінці лютого 2024 р. в денні години утворювався профіцит електроенергії. Для збереження балансу між виробництвом та споживанням та операційною безпекою енергосистеми Польща аварійно імпортувала надлишки української електроенергії, а Україна все одно мала обмежити роботу електростанцій на ВДЕ. При цьому регулювання системи за рахунок традиційних ТЕС і ТЕЦ є неефективним через часткове циклічне їх навантаження та повільну реакцію на запит, призводить до погіршення паливної ефективності та зростання викидів оксиду вуглецю [1].

Таким чином, постійно зростаюче застосування ВДЕ потребує залучення до енергосистеми нових ефективних рішень для збалансування ВДЕ. Відповідно до наведеного, АТ «Національна атомна енергогенеруюча компанія «Енергоатом» планує будівництво в Україні до 20 енергоблоків із малими атомними реакторами, а «Національна енергетична компанія «Укренерго» також розглядає за джерела гнучкості використання ДВЗ на газовому паливі [2]. Отже, застосування ВДЕ як джерела енергії та електромобілів як джерела механічної енергії на транспорті в найближчий перспективі не усуває наявності вуглецевого сліду.

Другий аспект полягає в тому, що до 2030 року в світі налічуватиметься близько двох мільярдів автомобілів, причому серед них лише 8% електричних транспортних засобів. Водночас, позиція провідних фахівців двигунобудівної галузі щодо майбутнього ДВЗ є однозначною – транспортні ДВЗ є енергогенеруючими засобами довгострокової перспективи.

При цьому відзначається, що джерела виробництва електроенергії не стануть повністю відновлюваними, а транспорт стане повністю електричним лише через кілька десятиліть, якщо взагалі колись; електроенергія повинна вироблятися ДВЗ і електростанціями; завдяки новітнім розробкам в ДВЗ конкуруючим технологіям ще складніше отримати перевагу, високоефективні двигуни з гібридними рішеннями будуть значною частиною бажаного підвищення ефективності, як і скорочення викидів; дослідження ДВЗ мають чітке майбутнє всупереч широко поширеним повідомленням у ЗМІ, оскільки, у порівнянні з іншими традиційними джерелами енергії, найменший негативний вплив на довкілля мають дизелі [1, 3].

Відповідно до наведеного, вже сьогодні ведуться інтенсивні роботи щодо залучення ДВЗ до циркулярної енергетики майбутнього, що забезпечує вимоги кліматично нейтральної енергетики при фактичній наявності процесів з вуглецевим слідом.

Циркулярна енергетика передбачає використання підходів, які базуються на застосуванні природних і штучних процесів зв'язування атмосферного CO_2 для отримання вуглецевих палив; синтезі безвуглецевих палив; уловлюванні CO_2 спалених вуглецевих палив з секвестрацією у нафтовий пласт.

На цій поданій основі базуються довгострокові перспективи використання транспортних ДВЗ в майбутньому.

Література

1. Парсаданов І.В., Марченко А.П., Строков О.П. Двигуни внутрішнього згоряння і навколишнє середовище. Двигуни внутрішнього згоряння. 2022. №2. С. 3-12.

2. Flexibility to future-proof the Ukrainian power system. Wärtsilä Corp – 2018. [Electronic resource] / available at: rb.gy/ic9eoq

3. Reitz R.D. IJER editorial: The future of the internal combustion engine / R.D. Reitz, H. Ogawa, R. Payri, T. Fansler et al. International Journal of Engine Research. 2020. № 21(1) : P. 3-10.

CONCEPTS OF THE DEVELOPMENT MICRONETWORKS OF DISTRIBUTED ENERGY RESOURCES

Olexandr Plakhtii, PhD, Associate Professor of Department of Electrical Energetics, Electrical Engineering and Electromechanics, Ukrainian State University of Railway Transport, e-mail: a.plakhtiy1989@gmail.com, ORCID: 0000-0002-1535-8991

Volodymyr Nerubatskyi, PhD, Associate Professor, Associate Professor of Department of Electrical Energetics, Electrical Engineering and Electromechanics, Ukrainian State University of Railway Transport, e-mail: NVP9@i.ua, ORCID: 0000-0002-4309-601X

Denys Hordiienko, postgraduate of Department of Electrical Energetics, Electrical Engineering and Electromechanics, Ukrainian State University of Railway Transport, e-mail: D.Hordiienko@i.ua, ORCID: 0000-0002-0347-5656

The rate of development of solar energy is extremely high compared to other sectors of the economy. Thus, according to the results of 2021, solar energy in Ukraine accounted for about 6 % of the total electricity production [1, 2].

The entire territory of Ukraine is suitable for the location of solar power plants. The most favorable for this are the southern regions of Ukraine (Odesa, Mykolaiv,

Kherson, Zaporizhzhya and part of the Donetsk region, Autonomous Republic of Crimea), where more than 60 % of industrial solar power plants are concentrated. As of the end of 2021, the total capacity of solar power plants was 6320 MW (excluding temporarily occupied territories) (Fig. 1).

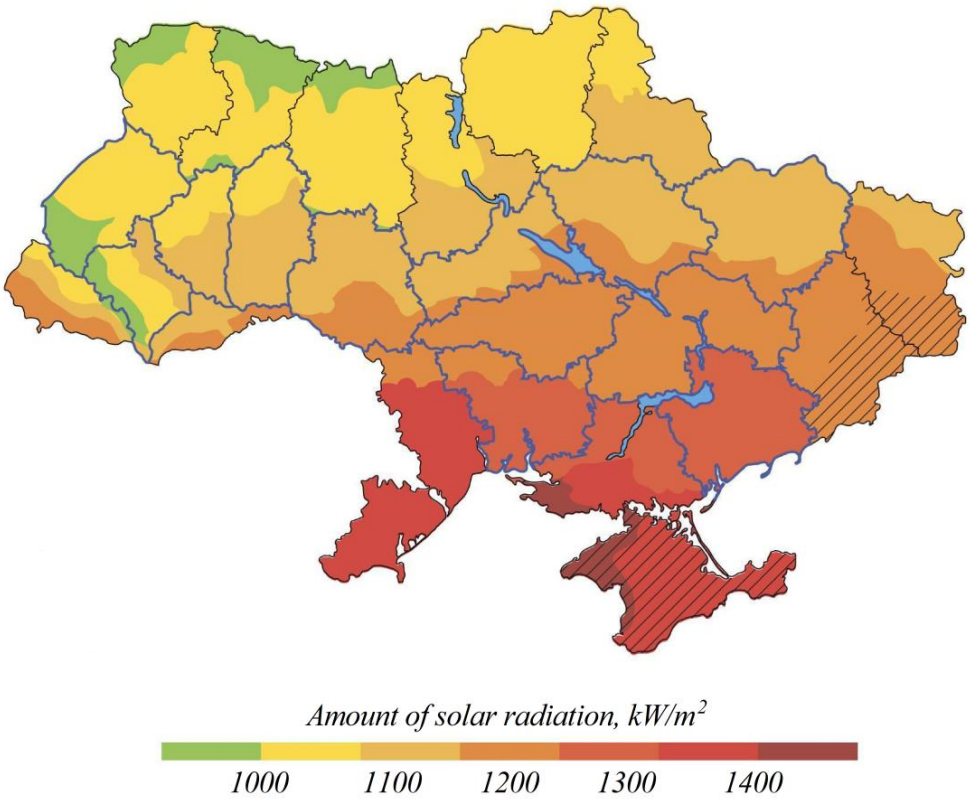


Figure 1 – Map of average annual solar radiation on the territory of Ukraine

According to the results of recent years, Ukraine had one of the highest rates of solar energy development in Europe. However, the invasion of the aggressor caused significant damage to the industry. Two-thirds of solar power plants in Ukraine are located in the south, where active hostilities continue today. According to various estimates, more than 30 % of solar power plants in the occupied territories were destroyed, which is approximately 1120...1500 MW of installed capacity. In addition, more than 25 % of non-industrial (private) solar power plants were destroyed.

The electricity market prone to liberalization, the presence of environmental problems regarding greenhouse gas emissions, the rapid development of transport technologies, not too high energy efficiency of energy sources – all these are the most important driving forces aimed at the spread of distributed energy resources in power supply systems. With the growing deployment of distributed energy resources, especially for small combined heat and power plants and renewable energy sources based on distributed generation units, distribution systems can no longer be considered as passive networks. The entire architecture of the future power supply system must be transformed in order to perform more complex operations. As a result, possible conceptual models of the micronetwork are envisaged.

The concept of micronetworks connects several customers to several blocks of distribution energy resources, including blocks of distributed generation. In the context of a micronetwork, customers and units of distributed energy resources may not only operate in parallel with the main grid, but also require a smooth transition to an intentional or unintentional isolated mode during abnormal network conditions. Unlike conventional distribution systems, such a grid structure has much more flexibility in managing blocks of distributed energy resources, and therefore the potential benefits of better power quality, more reliable electricity and dispatching, and higher capacity in terms of supply efficiency due to the optimal location of micro-thermal power plants.

Conclusion

The trend of the renewable energy system is to increase the nominal capacity, while reducing the cost and improving the efficiency of the power conversion systems. The characteristics of loads and blocks of distribution energy resources determine the stability of frequency and voltage in micronetworks.

References

1. Plakhtii O., Nerubatskyi V., Hordiienko D. Research of operating modes and features of integration of renewable energy sources into the electric power system. *2022 IEEE 8th International Conference on Energy Smart Systems (ESS)*. 2022. P. 133–138. doi: https://doi.org/10.1109/ESS57819.2022.9969337.

2. Nerubatskyi V. P., Plakhtii O. A., Hordiienko D. A., Khoruzhevskyi H. A. Study of the energy parameters of the system “solar panels – solar inverter – electric network”. *4th International Conference on Sustainable Futures: Environmental, Technological, Social and Economic Matters (ICSF-2023). IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2023. Vol. 1254. 012092. P. 1–12. doi: https://doi.org/10.1088/1755-1315/1254/1/012092.

Секція 2. РОБОЧІ ПРОЦЕСИ, ДИНАМІКА І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ ТА МАШИН

СУЧАСНІ МЕТОДИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ УПОРСКУВАННЯ ТА СУМІШОУТВОРЕННЯ В ДИЗЕЛЯХ

Афонін Валентин Миколайович, генеральний директор,
Приватна фірма «ПРОМЕНЕРГО»,
e-mail: v_afonin@ukr.net, ORCID: 0009-0006-5695-4796

Розвиток систем паливоподачі йде шляхом підвищення тиску упорскування, збільшенням кількості соплових отворів розпилювача форсунки, використанням електронних блоків керування та датчиків різного типу.

Це дозволяє поліпшувати умови сумішоутворення та згоряння, позитивно впливає на екологічні показники, рівень шуму та вібрацій двигуна і паливну економічність.

Залучення методів математичного моделювання дозволяє в стислі терміни проводити порівняльні чисельні дослідження умов сумішоутворення та згоряння та розробляти науково-практичні рекомендації з доведення паливної апаратури ДВЗ.

Одним з пріоритетних напрямків – є використання чисельних методів, реалізованих в сучасних програмних комплексах та моделях [1-3].

На кафедрі ДВЗ ХНАДУ розроблено математичну модель для моделювання процесів упорскування, сумішоутворення та згоряння (рис. 1).

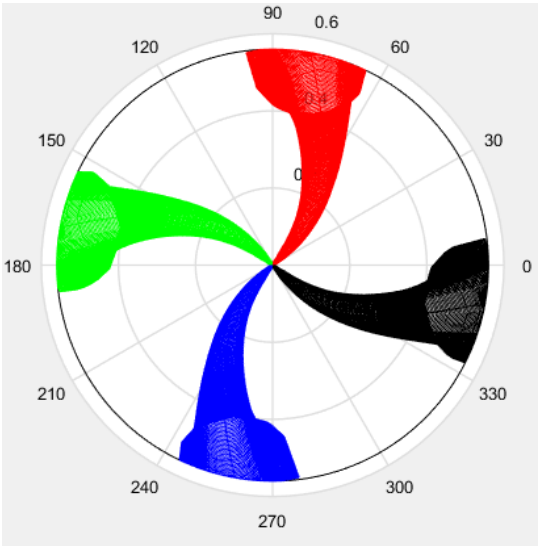


Рисунок 1 – Приклад візуалізації процесу розповсюдження паливних факелів у камері згоряння

Зазначена модель дозволяє враховувати конфігурацію камери згоряння та розпилювача форсунки, їх взаємне розташування, закон паливоподачі та закон переміщення поршня. Також в моделі враховуються вплив теплофізичних властивостей палива, умови формування та розповсюдження паливного факелу, його взаємодія зі стінками камери згоряння та свіжим повітрям.

У закордонних роботах широко використовують програмні комплекси типу Ansys Fluent, Open FOAM і AVL FIRE (рис. 2) [1].

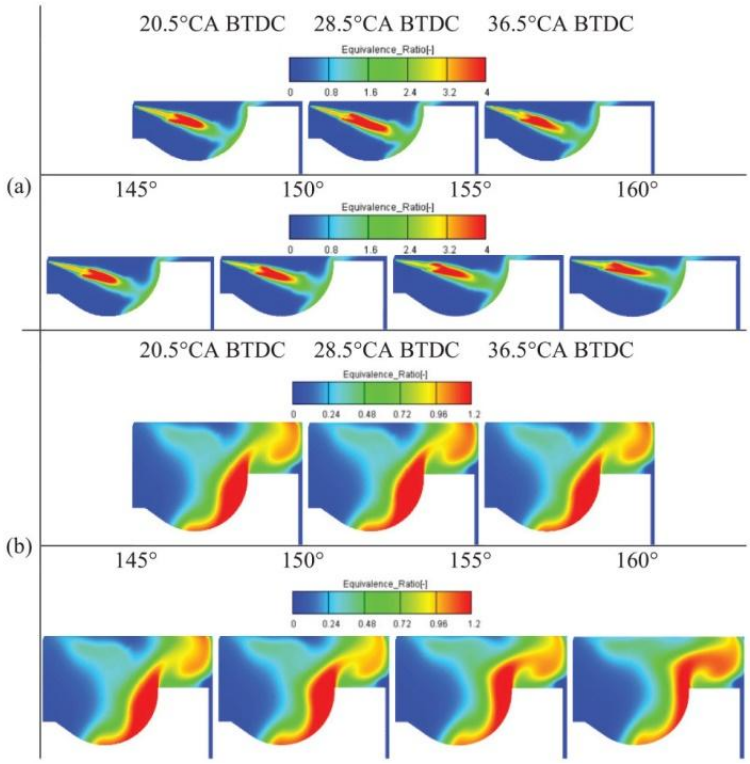


Рисунок 2 – Приклад розподілу палива у камері згоряння в залежності від різних кутів попереднього упорскування

Згідно запропонованої методики при використанні цих програмних комплексів спочатку формується геометрія розпилювача форсунки та камери згоряння. Потім вони збираються в єдине ціле – збірку. Далі, з використанням вбудованих функцій, їх внутрішній обсяг заповнюється віртуальним матеріалом (робиться зліпок проточної частини розпилювача, соплових отворів та камери згоряння), далі деактивуються тверді стінки. Або параметри соплових отворів описуються у вигляді аналітичних залежностей, а координати точок упорскування задаються в програмному комплексі.

Подальші налаштування виконуються зі зліпком (будується розрахункова сітка; проводиться її адаптація біля твердих стінок і, з урахуванням граничних умов).

Далі обираються тип аналізу (двомірний або тривимірний), вид палива та закон теплообміну. Потім налаштовуються умови розповсюдження паливного факелу у повітрі та обирається модель для опису турбулентної течії палива і повітря. На наступному кроці описуються граничні умови (тиск палива у

розпилювачі форсунки, закон паливоподачі, температура палива, повітря і твердих стінок).

Далі налаштовуються параметри розрахунку (кількість ітерацій) та параметри обчислювальної техніки (кількість задіяних у розрахунку ядер процесора). Потім задача запускається на розрахунок.

В подальшому отримані результати порівнюються з наявними експериментальними даними та аналітичними розрахунками і корегуються (за потреби) значення граничних умов та, або – налаштування математичних моделей.

За результатами розрахунку є можливість отримати розподіл тиску, швидкості, об'ємної частки (палива або повітря), екологічних показників та інші параметри у об'ємі або перетинах (рис. 3 і 4) [1-3].

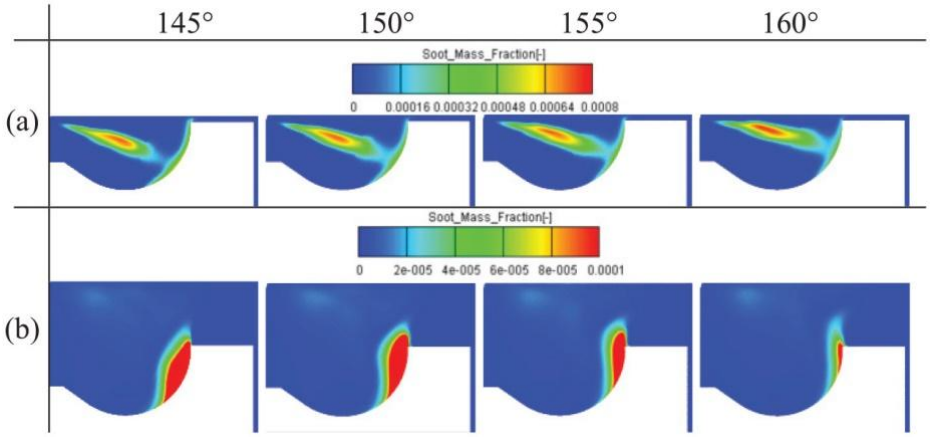


Рисунок 3 – Приклад розподілу масової частки сажі в залежності від умов упорскування палива [1]

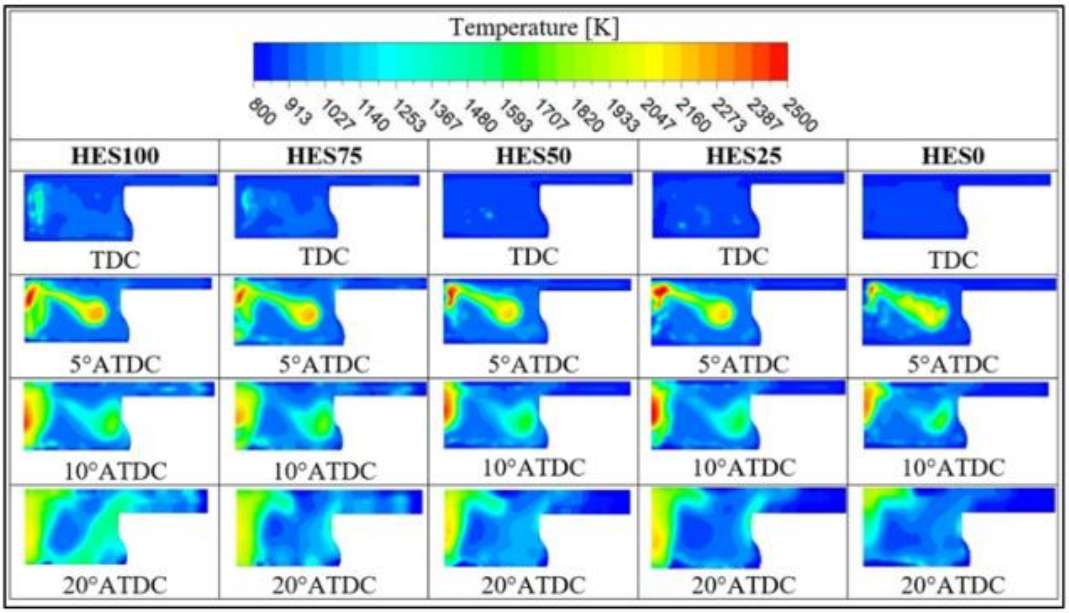


Рисунок 4 – Приклад розподілу температури у циліндрі дизеля в залежності від умов сумішоутворення [3]

Література

1. Kong S., Zhao C., Bian Z., Cai Y. Numerical investigation on the impact of multiple injection strategies and spray included angles on combustion and emissions in a marine diesel engine. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2022, Vol. 236(14), P. 3221-3235. https://doi:10.1177/09544070211069461

2. Milan V., Zvonimir P., Wilfried E., Jakov B., Neven D. Numerical modelling of diesel spray using the Eulerian multiphase approach, Energy Conversion and Management, Vol. 104, 2015, P. 160-169. https://doi.org/10.1016/j.enconman. 2015.03.040

3. Cameretti M.C., De Robbio R., Mancaruso E., Palomba M. CFD Study of Dual Fuel Combustion in a Research Diesel Engine Fueled by Hydrogen. Energies. 2022, Vol. 15, P. 5521. https://doi.org/10.3390/en15155521

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПЛУНЖЕРНИХ ПАР З ГІДРОКОРЕКЦІЄЮ ШВИДКІСНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Калінін Євген Іванович, завідувач кафедри тракторів,
автомобілів та біоенергоресурсів,
Національний університет біоресурсів та природокористування України,
e-mail: kalinin@nubip.edu.ua, ORCID: 0000-0001-6191-8446

Одним із напрямів зниження димності автотракторних двигунів до рівня вимог європейських стандартів є зниження димності на малих швидкісних режимах. Для цієї мети використовують зворотні коректори – пристрої, що зменшують циклову подачу палива зі зниженням частоти обертання нижче режиму максимального крутного моменту. Найбільше поширення отримали механічні зворотні коректори, що встановлюються на силових важелях регулятора ПНВТ.

Однак тривалими випробуваннями встановлено, що деталі зворотного коректора мають значні зноси, що призводять до нестабільності швидкісної характеристики в експлуатації.

Відомі плунжерні пари [1], що дозволяють отримувати зворотну корекцію. Ця властивість досягається перепуском палива через отвір, що дроселює, з лінії нагнітання на частини активного ходу плунжера. Відповідно до [1], цей отвір виконано на втулці плунжера вище впускного вікна.

Принцип дії цієї плунжерної пари полягає в тому, що зі зниженням швидкісного режиму збільшується час перепуску палива через отвір, що викликає зменшення циклової подачі.

У цій роботі наводяться результати дослідження працездатності плунжерних пар зі зворотною гідрокорекцією. Досліджувалися плунжерні пари з перепуском палива на початку та наприкінці активного ходу плунжера.

Перші ж дослідження показали, що плунжерні пари з перепуском палива в кінці активного ходу плунжера, хоча й мають властивість зворотної корекції, все ж знижують інтенсивність упорскування і збільшують у бік великих частот обертання зону двоперіодного підйому голки.

Для ПНВТ із серійними плунжерними парами це має місце при 500 об/хв. Плунжерні пари з перепуском палива на початку активного ходу також володіють властивістю зворотного коригування швидкісної характеристики ПНВТ і одночасно зменшують зону двоперіодного підйому голки, зрушуючи її в бік менших частот, повністю ліквідуючи її на режимах менше 500 об/хв.

Тому подальші дослідження проводилися тільки з плунжерними парами, що мають перепуск палива на початку активного ходу плунжера.

Ці дослідження були спрямовані на відшукання оптимальних параметрів коригуючого елемента: перерізу дроселюючого отвору і часу його роботи. Зміна перерізу дроселюючого отвору здійснювалася його розтиранням через 0,05 мм. Для нового перерізу знову проводилися дослідження із наступною заміною комплекту плунжерів.

Перепуск частини палива на початку активного руху плунжеру змінює процес впорскування, утворюючи на осцилограмі тиску палива у насосі характерну сходинку зниженої інтенсивності нагнітання, яка у форсунки починає проявлятися лише на знижених частотах.

Видно також підвищення максимального тиску палива у насосі при деякому зниженні тиску біля форсунки відносно відповідних тисків, характерних для серійної плунжерної пари. На підставі викладеного можна зробити такі висновки:

Плунжерні пари з гідрокорекцією володіють можливістю в широкому діапазоні отримувати величину зворотної корекції швидкісної характеристики ПНВТ. Існують оптимальні комбінації параметрів коригувального елемента плунжерної пари, що забезпечують підвищення інтенсивності впорскування на низьких швидкісних режимах.

Література

1. Дідур В.А., Дідур В.В., Вороновський І.Б. Вплив забрудненості дизельного палива на ефективність використання машинно-тракторних агрегатів (МТА). Праці ТДАТА. 2005. Вип. 33. С. 3-13.

2. Григорьєв М.А., Пономарьов М.А., Пономарьов Н.Н., Карпенко В.В. Методика оцінки ресурсу двигуна залежно від ресурсів його деталей. Автомобільна промисловість. 2009. № 10. С. 4–6.

3. Бурлака С.А., Явдик В.В., Єленич А.П. Методи досліджень та способи оцінки впливу палив з відновлюваних ресурсів на роботу дизельного двигуна. Вісник Хмельницького національного університету. 2019. № 2 (271). С. 212–220.

4. Запорожець О.І., Бойченко С.В., Матвєєва О.Л., Шаманський С.Й., Дмитруха Т.І., Маджд С.М. Навчальний посібник «Транспортна екологія», 2017 р., Київ. С. 509.

5. Анісімов В.Ф., Яцковський В.І., П'ясецький А.А., Рябошапка В.Б. Напрямки створення багатопаливних двигунів на базі дизельного циклу. Промислова гідравліка і пневматика. 2011. № 2 (32). С. 100–105.

6. Eberhart S. A., Russel W. A. Stability parameters for comparing varieties. Crop Sci. 1966. V. 6. № 1. P. 34–40.

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ СИЛИ, ЩО СТВОРЮЄТЬСЯ ТИСКОМ ПАЛИВА, ЯКЕ ДІЄ НА ГОЛКУ РОЗПИЛЮВАЧА

Калінін Євген Іванович, завідувач кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів,
Національний університет біоресурсів та природокористування України,
e-mail: kalinin@nubip.edu.ua, ORCID: 0000-0001-6191-8446

У процесі впорскування на голку розпилювача форсунки діє тиск палива, що створює підйомну силу F_m.

Розмір останньої входить у розрахункові рівняння граничних умов і в залежності, що використовуються для оцінки динамічних властивостей форсунки. Для розрахунку сили F_m, у разі закритих багатоструминних розпилювачів, використовується відома наближена залежність виду:

$$F_m = (f_н - f_x)P + f_x P', \quad (1)$$

де $f_н$, f_x – поперечні перерізи по напрямній та характерному діаметру d_x голки; P та P' – статичні тиски в корпусі розпилювача і каналі між голкою та отворами, що розпилюють.

На початковій ділянці підйому голки формула (1) дає занижені значення сили F_m порівняно із тими, що виміряні при експериментальних дослідженнях. Це пояснюється тим, що в залежності (1) на ділянку замикаючого конуса голки $l_1 + l_2$, що характеризується площею поперечного перерізу $f_x - f'_н$ діє тиск P'.

Величина останнього через гідравлічні втрати менше, ніж тиск у зазорі між конусами ($f'_н$ – поперечний переріз голки, що відповідає діаметру $d_{нк}$).

Пропозиція використовувати середній тиск у зазорі $\left(\frac{P + P'}{2}\right)$ призводить до стрибкоподібного збільшення сили вже при найменшому підйомі голки на величину $\Delta F_m = (f_x - f'_н)\frac{P}{2}$, що на певних режимах функціонування не забезпечує потрібного співпадіння експериментальних та розрахункових даних.

Використання ламінарної моделі для опису руху потоку палива в зазорі між запірними конусами голки та сідла розпилювача дозволило авторам уточнити розрахунок значень сили F_m.

В роботі замість чисельного розв'язку на ПК рівнянь, як це було зроблено в роботах [1, 2], синтезовані аналітичні залежності. Вони отримані інтегруванням загальних залежностей з роботи [3]. При цьому прийнято, що відсутнє зміщення осей голки та корпусу розпилювача та голка, в момент часу, що розглядається, нерухома. Останнє припущення доцільно для випадків експериментального визначення гідравлічних характеристик розпилювача на проливному стенді. Динаміка руху голки відображується на величині сили F_m.

Під час досліджень проведено аналіз залежностей розрахункових та експериментальних значень сили F_m, що отримані для розпилювача, який розглядається. Експериментальні значення сили F_m були визначені при проливанні на стенді постійної витрати. Сила F_m вимірювалась за допомогою тензодатчика кільцевого типу.

З вигляду кривих було встановлено, що при великих підйомах голки всі методики, які розглядаються, дають близьку збіжність з експериментальними даними. При малих підйомах голки ($y \le 0{,}08$ мм) розрахунок за формулою (1) дає занижені, а по методиці з роботи [2] – збільшені значення сили F_m.

Найкращу збіжність розрахункових та експериментальних даних в зоні малих підйомів голки дає розрахунок за формулою, яка представляє силу F_m як суму сил, що діють на окремі ділянки голки (з урахуванням значень членів, що входять в зазначену формулу).

При розрахунках приймалось, що додаткова сила $\Delta F_{mн}$, яка виникає в результаті руху голки в процесі впорскування, дорівнює нулю, що відповідало умовам проливу розпилювача.

Використання ламінарної моделі для опису руху потоку палива в зазорі між запірними конусами розпилювача дозволяє отримати аналітичну залежність для розрахунку сили тиску пального, що діє на голку розпилювача.

В результаті руху голки в процесі впорскування виникає додаткова сила, величину якої можна оцінити за визначеними залежностями.

Запропонована методика покращує та полегшує розрахунок сили тиску палива F_m та дає можливість уточнити значення цієї сили при аналізі роботи паливних систем дизельних двигунів внутрішнього згоряння.

Література

1. Григорьєв М.А., Пономарьов М.А., Пономарьов Н.Н., Карпенко В.В. Методика оцінки ресурсу двигуна залежно від ресурсів його деталей. Автомобільна промисловість. 2009. № 10. С. 4–6.

2. Анісімов В.Ф., Яцковський В.І., П'ясецький А.А., Рябошапка В.Б. Напрямки створення багатопаливних двигунів на базі дизельного циклу. Промислова гідравліка і пневматика. 2011. № 2 (32). С. 100–105.

3. Бурлака С.А., Явдик В.В., Єленич А.П. Методи досліджень та способи оцінки впливу палив з відновлюваних ресурсів на роботу дизельного двигуна. Вісник Хмельницького національного університету. 2019. № 2 (271). С. 212–220.

4. Запорожець О.І., Бойченко С.В., Матвєєва О.Л., Шаманський С.Й., Дмитруха Т.І., Маджд С.М. Навчальний посібник «Транспортна екологія», 2017 р., Київ. С. 509.

5. Eberhart S. A., Russel W. A. Stability parameters for comparing varieties. Crop Sci. 1966. V. 6. № 1. P. 34–40.

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПІДШИПНИКОВОЇ КАМЕРИ ГТД

Петухов Ілля Іванович, к. т. н., доцент; доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки; Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»,
e-mail: i.petukhov@khai.edu, ORCID: 0000-0002-0645-7912
Ковальов Артем Вікторович, аспірант, аспірант;
Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»,
e-mail: a.kovalov@khai.edu, ORCID: 0000-0002-9493-9769
Михайленко Тарас Петрович, к. т. н., доцент; доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки;
Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»,
e-mail: t.mykhailenko@khai.edu, ORCID: 0000-0003-4708-673X

Камера підшипника (КП) газотурбінного двигуна (ГТД) є однією з ключових деталей, що визначають його ефективність, надійність та безпеку. Вона забезпечує необхідне змащування та тепловідведення при будь-яких обертах підшипника та тепловому стані дотичних елементів ГТД. У зв'язку з цим питання, пов'язані з проектуванням та оптимізацією КП, є актуальними та становлять інтерес для широкого кола дослідників та інженерів. Найбільш складною при моделюванні температурного стану деталей КП та циркулюючої оливи є визначення коефіцієнту тепловіддачі до внутрішньої стінки камери. Складність вирішення цієї задачі обумовлена не тільки геометрією КП, але і наявністю двохфазного потоку змінної структури, який обертається за рахунок обертання валу та відповідних елементів підшипника. Додаткові впливаючі фактори пов'язані зі способом подачі оливи до підшипника та ущільнень.

В останні роки, з розвитком сучасних технологій та методів моделювання, стали доступними нові інструменти та підходи до вивчення робочого процесу підшипникових камер. Але навіть використання гетерогенної моделі Eulerian [1] при тривимірному CFD-моделюванні не є однозначним та вимагає уточнень у визначенні граничних умов, особливо щодо розміру крапель,

формування та течії пристінної оливної плівки. Тому хоча б вибіркова експериментальна верифікація варіантів CFD-моделі обов'язкова. Її реалізація ускладнюється як малим об'ємом наявних експериментальних даних, так і значною тривалістю розрахунку кожного режиму. Останнє, в свою чергу, робить тривимірне CFD-моделюванні проблематичним для використання у дослідно-конструкторській практиці.

Більш придатним у цьому випадку виглядає використання двовимірної моделі нерівноважного двофазного потоку в КП з роздільним описом повітряно-крапельного ядра та пристінної оливної плівки при урахуванні умов їхньої взаємодії [2]. Така модель вірно враховує основні чинники, пов'язані з переносом краплями теплоти з ядра потоку до плівки, нерівноважний між фазний обмін крапель з примикаючим повітрям, з дією сил тяжіння та тертя на пристінну плівку. В результаті вона дозволяє врахувати основні геометричні та всі режимні параметри при визначенні коефіцієнту тепловіддачі до внутрішньої стінки камери.

При моделюванні течії в повітряно-крапельному ядрі використано метод Лагранжа, що дозволило окремо розглянути поле швидкості повітря та рух різних ансамблів крапель від місця генерації до моменту осадження на оливну плівку. При цьому враховується силова та теплова взаємодія фаз, а діаметр крапель визначається за умови їхнього аеродинамічного дроблення в місці генерації.

Потоки крапель розглянуті при різних умовах по обертах валу, по витратах повітря та оливи. Витрата оливи за інших рівних умов визначає товщину оливної плівки, що впливає на внутрішній коефіцієнт тепловіддачі. Гравітація враховується як інший важливий фактор у формуванні плівки, що якісно змінює характер течії плівки, аж до реалізації режиму «захлинання» в області висхідної течії, коли сили тяжіння та пристінного тертя діють у одному напрямку. Ще одним важливим фактором є ефективність видалення оливи у магістраль відкачки.

Висновки

Сформована цілісна двовимірна модель нерівноважного газорідинного потоку в камері підшипника ГТД, яка дозволяє врахувати основні геометричні та всі режимні параметри при визначенні коефіцієнта тепловіддачі до внутрішньої стінки. Зважаючи на малий час розрахунку можливо дослідити внесок кожного з факторів і поелементно ідентифікувати модель та відповідні граничні умови за результатами більш детального моделювання та шляхом зіставлення розрахункових та експериментальних даних.

Модель на основі класичних підходів механіки гетерогенних середовищ враховує усі чинники, що визначають діаметри крапель у зоні їхнього утворення, міжфазну взаємодію у повітряно-крапельному ядрі потоку, рух та теплообмін пристінкової оливної плівки при осадженні крапель. Поперечний профіль параметрів оливної плівки визначається гідродинамічним режимом її течії.

Література

1. ANSYS Fluent Theory Guide. Release 2021 R1.

2. Петухов, І.І. Математичне моделювання пристінної оливної плівки в камері підшипника ГТД. [Текст] / І.І. Петухов, А.В. Ковальов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2023. – №4. – С. 43-49.

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОМАСОПЕРЕНОСУ В ПРОЦЕСІ НАГРІВАННІ КРІОРІДИН В РЕКУПЕРАТОРАХ

Петухов Ілля Іванович, канд. техн. наук, доцент каф. аерокосмічної теплотехніки,
Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»,
e-mail: i.petukhov@khai.edu, ORCID: 0000-0002-0645-7912
Лисиця Олексій Юрійович, канд. техн. наук, доцент каф. аерокосмічної теплотехніки,
Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»,
e-mail: a.lisitsa@khai.edu, ORCID: 0000-0002-5679-8459

При використанні кріогенних рідин в якості теплоносія в рекуперативних теплообмінних апаратах на холодних стінках можуть реалізовуватися умови для випадіння конденсованої фази. За температури міжфазної поверхні нижчої за температуру кристалізації будь-якого з компонентів парогазової суміші можливе утворення льоду. Наявність твердої чи рідкої фази на стінках ре купе-ратора може суттєво вплинути не тільки на перенос теплоти, а і на режим роботи системи в цілому. Конденсація призводить до інтенсифікації тепло об-міну, кристалізація чи десублімація змінює умови обтікання холодної поверхні та її шорсткість. При цьому зростає термічний опір стінки, а в деяких випадках кристали льоду при сколюванні можуть пошкодити елементи конструкції. На сьогодні питання моделювання тепломасопереносу при випадінні конденсор-ваної фази вивчені недостатньо і потребують подальшого дослідження.

Метою роботи є удосконалення моделі тепломасопереносу при випадінні конденсованої фази на холодній поверхні.

Модель передбачає утворення багатокомпонентного шару твердої фази на холодних стінках при температурах, які нижчі за температуру плавлення цих компонентів. За вищої температури утворюється вже рідка плівка. Структура шару конденсованої фази визначається інтенсивністю переносу дифузних компонентів до міжфазної поверхні, а також температурою цієї поверхні. Збільшення товщини шару твердої фази супроводжується підвищенням її температури.

Процес десублімації кожного з дифузних компонентів парогазової суміші завершується при досягненні його температури плавлення. В подальшому відбувається процес формування рідкої плівки на поверхні рекуператора.

До міжфазної поверхні теплота переноситься випромінюванням, конвекцією і за рахунок теплоти фазового переходу потоку маси дифузних компонентів. Температура міжфазної поверхні з потоком парогазової суміші розраховується з рівняння теплового балансу, в якому сума теплопритоків до міжфазної поверхні відповідає теплоті, що витрачається на фазовий перехід. Відведена теплота визначається термічним опором шару конденсованої фази та стінки при граничних умовах 3-го роду з боку кріоридини. Масоперенос до міжфазної поверхні описується рівняннями масовіддачі для кожного з дифузних компонентів.

Вважається, що густина парової фази на міжфазній поверхні відповідає стану насичення при цій температурі. Коефіцієнт масовіддачі розраховується за допомогою критеріальних рівнянь, які аналогічні рівнянням конвективного теплообміну, але з застосуванням чисел Шервуда і Шмідта.

Розроблена модель дозволяє проводити розрахунки в стаціонарній і нестаціонарній постановках задачі. Для стаціонарного процесу при заданих параметрах гарячого та холодного теплоносіїв визначається структура конденсованого шару та відповідний профіль температури. Для більшості варіантів нагрівання кріорідин в рекуператорах можна розглядати утворення тільки водяного льоду за умови, що рідка плівка зноситься потоком гарячого газу. Для таких умов температура міжфазної поверхні відповідає температурі танення водяного льоду. Далі тепловий потік з боку суміші визначається як сума конвективного і дифузійного потоків. З урахуванням відомих різниць температур і концентрацій визначається термічний опір багатошарової стінки і товщина льоду.

У випадку нестаціонарного процесу зростання товщини шару конденсорваної фази супроводжується зміною температури міжфазної поверхні. При досягненні стаціонарного режиму ця температура дорівнює температурі танення водяного льоду. Розраховується тепловий потік з боку парогазової суміші, термічний опір багатошарової стінки і максимальна товщина льоду на поверхні рекуператора.

Висновки. Розроблена модель дозволяє врахувати в стаціонарній і нестаціонарній постановках усі значущі фактори процесу, визначити коефіцієнти теплопередачі в умовах обледеніння теплообмінних поверхонь, тривалість перехідних процесів в рекуператорах та максимальну товщину шару льоду. Це дозволить більш надійно проектувати теплообмінники та точніше визначати їх характеристики на усіх режимах роботи.

ПОКРАЩЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА УДОСКОНАЛЕННЯМ РАДІАЛЬНОГО ЛОПАТЕВОГО ДИФУЗОРА

Роговий Андрій Сергійович, докт. техн. наук, завідувач кафедри гідравлічних машин ім. Г.Ф. Проскури,
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
e-mail: asrogovoy@ukr.net, ORCID: 0000-0002-6057-4845
Азаров Андрій Сергійович, аспірант,
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
e-mail: andrii.azarov@mit.khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0002-7119-715X
Діордієв Володимир Трифонович, докт. техн. наук, професор кафедри електротехніки та електромеханіки ім. професора В.В. Овчарова,
e-mail: volodymyr.diordiiev@tsatu.edu.ua, ORCID: 0000-0001-8552-8215
Рогач Юрій Петрович, канд. техн. наук, професор кафедри цивільної безпеки,
e-mail: yurii.rohach@tsatu.edu.ua, ORCID: 0000-0003-0523-5530
Авершин Андрій Геннадійович, канд. техн. наук, доцент кафедри ДМіТММ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: avershin.andrey@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9522-7229
Хованський Сергій Олександрович, канд. техн. наук, доцент кафедри прикладної гідроаеромеханіки, Сумський державний університет,
e-mail: s.khovanskiy@pgm.sumdu.edu.ua, ORCID: 0000-0003-2435-7787

Високонапірні відцентрові компресори використаються у великій кількості транспортних машин та виробництв для створення достатнього тиску та витрати повітря на виході з машини [1]. Загальні методики проектування створені на основі фізичних міркувань отриманих експериментальними дослідженням та різноманітними одновимірними та двовимірними моделями, не дозволяють в повній мірі дослідити течію в дифузорі та відривання потоку від стінок й його вплив на характеристики [2]. Метою даного дослідження є проектування лопатевого дифузора для високонапірного відцентрового компресора та отримання картин течії газу у лопатевих дифузорах з різним кутом нахилу лопаті із визначенням оптимального кута нахилу лопаті.

Дослідження проведено в п’ять етапів: експериментальне дослідження, числове моделювання вирішенням осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав’є-Стокса, перевірка адекватності, проектування нового робочого колеса та дифузора й аналіз картин течії газу у лопатевому дифузорі з визначенням оптимального кута.

Математичну модель можна знайти в роботах [3, 4]. Числове моделювання проведено за допомогою програми Ansys CFX на основі студентської ліцензії, що дозволила використовувати сіткову модель з максимальною кількістю комірок 0,5 млн. Для того, щоб виконати якісний розрахунок побудовано сіткову модель за допомогою програми TurboGrid, що дозволило отримати сітку, що складалася з гексагональних елементів [5]. Розрахунок здійснювався у стаціонарній постановці для зменшення часу моделювання

однієї робочої точки, який складав у середньому 3-4 години [6]. Нестаціонарний розрахунок показав середні значення інтегральних показників, що співпали з розрахунком у стаціонарній [7].

Висновки

Нове спроектоване за допомогою CAD-інструментів робоче колесо мало більшу ефективність на 5 % за меншого показника співвідношення тисків на 9 %. Змінені конструктивні особливості нового робочого колеса потребували проектування нового радіального дифузора.

Отримано рівняння регресії для співвідношення тисків, витрати та ККД компресора в залежності від кута нахилу лопаті лопатевого радіального дифузора. Для забезпечення максимальних показників різних параметрів ефективності компресора треба забезпечувати різні кути нахилу. Зі збільшенням кута нахилу лопаті з певного значення відбувається зменшення масової витрати на виході з компресора. При цьому вибір кута нахилу для забезпечення оптимального співвідношення тисків приведе до зменшення ефективності на 2%, вибір кута для забезпечення максимальної витрати – на 6%.

Література

1. Wu, Y., Bao, H., Fu, J., Wang, X., & Liu, J. (2023). Review of recent developments in fuel cell centrifugal air compressor: Comprehensive performance and testing techniques. International Journal of Hydrogen Energy.

2. Khan, A., Siddiqi, M. U., & Ahmad, F. (2020). Numerical Investigation of Transonic High-Pressure Ratio Centrifugal Compressor. J. Turbomach, 16, 83-95.

3. Rogovyi, A., Shudryk, O., Tulska, A., Basova, Y., Rezvaya, K., Makarov, V., ... & Machado, J. (2023). Using modern mechanical design methods for determining the main characteristics of a cryogenic centrifugal pump. International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics, (13), 198-208.

4. Роговий, А. С., Азаров, А. С., Шудрик, О. Л., Панамарьова, О. Б., & Лебединець, Д. В. (2023). Валідація відкритої бібліотеки OpenFoam гідротурбін для високонапірного відцентрового компресора. Вісник Національного технічного університету" ХПІ". Серія:" Гідравлічні машини та гідроагрегати", (2), 62-66.

5. Роговий А. С. Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів: дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.05.17 / Харківський нац. автомобільнодорожній ун-т. Харків, 2017. 364 с.

6. Chernetskaya-Beletskaya, N., Rogovyi, A., Baranov, I., Krut, A., Miroshnikova, M., & Bragin, N. (2019). Increasing the efficiency of highly concentrated coal-water fuel based on the simulation of non-Newtonian fluid flow. In MATEC Web of Conferences (Vol. 294, p. 01009). EDP Sciences.

7. Cai, J. C., Chen, H. J., Brazhenko, V., & Gu, Y. H. (2021). Study of the hydrodynamic unsteady flow inside a centrifugal fan and its downstream pipe using detached eddy simulation. Sustainability, 13(9), 5113.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВОПАЛИВНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ОБЛАДНАНИХ СИСТЕМОЮ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ

Погорлецький Дмитро Сергійович, к.т.н. доц.
Херсонська державна морська академія,
e-mail: dimon150582@gmail.com, ORCID: 0000-0002-1256-8053
Грицук Ігор Валерійович, д.т.н. проф.
Херсонська державна морська академія,
e-mail: gritsuk_iv@ukr.net, ORCID: 0000-0001-7065-6820
Худяков Ігор Валентинович, к.т.н. доц.
Херсонська державна морська академія,
e-mail: igor.khudiakov563@gmail.com, ORCID: 0000-0002-8900-7879

Паливна економічність транспортного засобу (ТЗ) та екологічні параметри під час підготовки та пуску безпосередньо залежать від умов експлуатації. Процес експлуатації в свою чергу безпосередньо залежать від конструктивних особливостей ТЗ, транспортного двигуна, наявності пристроїв теплової підготовки та умов експлуатації.

Існуючий автопарк достатньо широко використовує двигуни, які працюють на бензині та зрідженому нафтовому газі. Особливістю процедури запуску двигуна бензинового або газового ТЗ є те, що запуск відбувається на бензині, а після досягнення встановленої температури системи охолодження (СО) паливна система перемикається з бензину на зріджене газове паливо. Це обумовлено забезпеченням температурного режиму двигуна ТЗ не залежно від змін температури навколишнього середовища. Існують багато методів дотримання температурного стану двигуна ТЗ перед пуском або перед прийняттям їм навантаження. Одним зі способів покращення теплового режиму двигуна ТЗ та скорочення часу прогріву після пуску двигуна, підвищення паливної економічності і екологічності, є використання системи теплової підготовки (СТП) на основі теплового акумулятора фазового переходу (ТАФП). За рахунок використання СТП підтримуються екологічні вимоги до рівня викидів шкідливих речовин двигунами ТЗ, паливна економічність двигуна ТЗ, можливість отримання інформації про процеси теплової підготовки двигуна ТЗ на різних видах паливах, що впливає на вибір способів та методів дослідження паливної економічності двигуна ТЗ, енергетичної та екологічної ефективності. З огляду на вище викладене, це питання є достатньо актуальним для сьогодення.

Дослідженням впливу процесів прогріву двигунів ТЗ на паливну економічність та екологічні показники присвятили свої роботи Гутаревич Ю.Ф., Матейчик В.П., Грицук І.В., Симоненко Р.В., Цюман М.П. та інші [1-3]. У доступних наукових дослідженнях не знайдено результатів визначення впливу конструктивних і експлуатаційних факторів двигунів та ТЗ, обладнаних системами живлення для роботи на бензині та зрідженому нафтовому газі, оснащених СТП на ефективність їхньої роботи під час режимів прогріву.

Метою аналітичних досліджень є визначення паливної економічності та екологічних показників двигуна ТЗ, оснащеного системами подачі бензину та зрідженого нафтового газу та обладнаного СТП. Для цього потребувало вирішити наступні задачі: визначення особливостей формування процесу теплової підготовки; обґрунтування складових дослідження витрати палива і викидів шкідливих речовин двигуна ТЗ з системами подачі бензину та нафтового зрідженого газу, оснащеного СТП на основі ТАФП; формування алгоритму і математичної моделі дослідження; перевірка адекватності моделі та отримання залежностей викидів відпрацьованих газів під час роботи на бензині та зрідженому нафтовому газі за змодельованим Європейським міським їздовим циклом ТЗ в результаті проведеного аналітичного дослідження.

Для вирішення поставлених завдань у якості методологічної основи було використано системний підхід. Для виконання дослідження була використана принципова схема СТП на основі теплового акумулятора, адаптована для ТЗ з двигуном, переобладнаним для роботи на бензині та зрідженому нафтовому газі [1-3]. СТП конструктивно входить в двигуні ТЗ до системи охолодження, системи живлення (для бензину і зрідженого нафтового газу) та системи випуску відпрацьованих газів і виконує частину їх функцій [1-3]. Для досліджень було використано ТЗ та необхідне обладнання, описані в [1-3]. Для дослідження процесів забезпечення теплової підготовки двигуна ТЗ, переобладнаним для роботи на зрідженому газовому паливі, розроблено цикл теплової підготовки (рис. 1) в режимах передпускового та післяпускового прогріву. Особливість ТЗ полягала в тому, що двигун було оснащено СТП на основі ТАФП, який використовується в умовах експлуатації ТЗ.

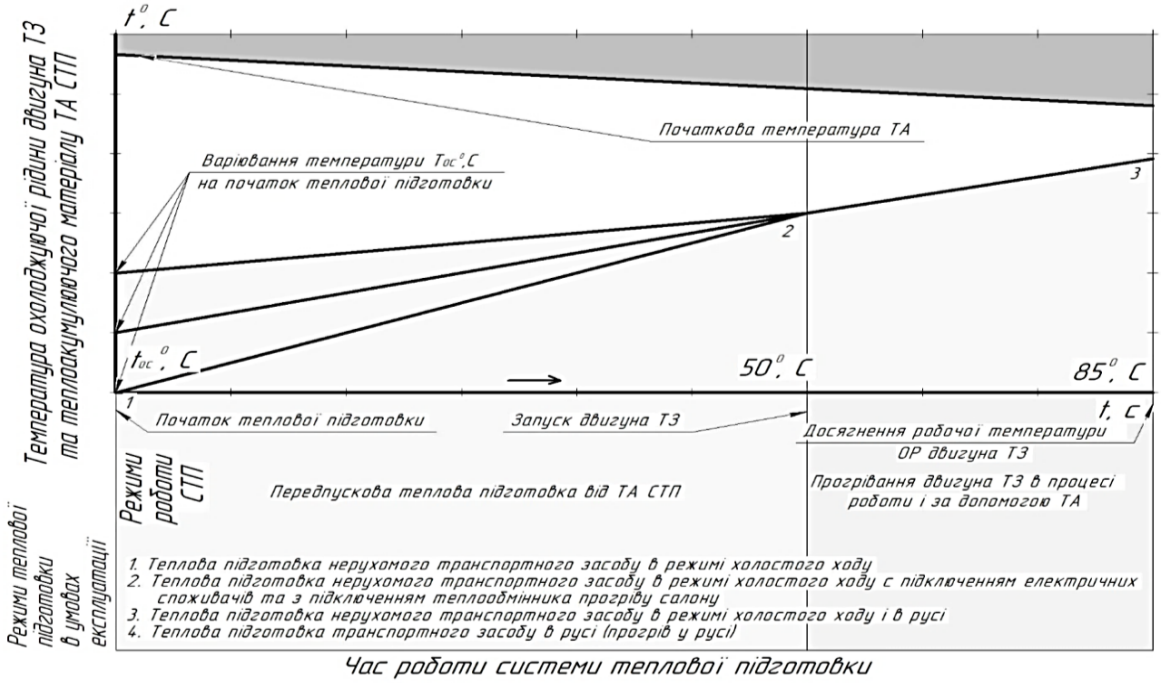


Рисунок 1 – Розроблений цикл теплової підготовки ТЗ з двигуном, переобладнаним для роботи на зрідженому нафтовому газі, оснащеного СТП на основі ТАФП в умовах експлуатації

Застосування СТП за розробленими циклами дозволяє скоротити час прогріву двигуна ТЗ до робочої температури, зменшити витрати рідкого та зрідженого газового палива на прогрів та зменшити викиди шкідливих речовин у відпрацьованих газах (ВГ). Особливостями циклу забезпечення теплової підготовки двигуна ТЗ в умовах експлуатації за допомогою СТП на основі ТАФП є те, що в точці 1 температура оточуючого середовища (ОС) ($T_{ос}$), а відповідно і температура рідини системи охолодження може змінюватися у широкому діапазоні температур. Залежно від цього можуть варіюватися режими роботи СТП та ТАФП та відповідно, теплоакумулюючого матеріалу (ТАМ) і алгоритми роботи СТП залежно від режимів прогріву ТЗ [1-3].

Для визначення паливної економічності та екологічних показників роботи ТЗ з двигуном, переобладнаним для роботи на бензині та зрідженому нафтовому газі, зі встановленим ТАФП в систему охолодження при відтворенні процесів теплової підготовки була використана модель системи «Двигун-нейтралізатор» (НТУ) [1-3]. Модель представлена диференціальними і алгебраїчними рівняннями та базується на визначенні режимів роботи двигуна при умовному русі ТЗ за їздовим циклом та відповідних цим режимам експериментально виміряних показників роботи двигуна ТЗ з розрахунком за цими даними витрати палива та викидів шкідливих речовин з ВГ на окремих ділянках руху та за їздовим циклом в цілому [1-3]. В моделі був реалізований метод, який дозволить усунути недоліки, властиві конструкції ТЗ та особливостям експериментальних досліджень в умовах експлуатації. Завдяки цьому методу був використаний комплекс трьох взаємопов'язаних складових прийнятого підходу дослідження: інформаційної, аналітичної та енергетичної. Це дозволить поєднати всі можливості реалізації в окремих взаємопов'язаних складових дослідження витрати палива і викидів шкідливих речовин двигуна ТЗ з системами подачі бензину і зрідженого нафтового газу, оснащеного СТП на основі ТАФП (табл. 1) для основних 4-х режимів теплової підготовки [1, 2].

В основі математичної моделі системи «Двигун-нейтралізатор» під час вирішення поставленої мети були використані методи дослідження експлуатаційних показників ТЗ, переобладнаних для роботи на двох видах палива у різних режимах їздового циклу (New European Driving Cycle (NEDC), Європейського міського їздового циклу згідно з ГОСТом 20306–90) та відповідно до Правил ЄЕК ООН №83-05 [1-3]. Такий цикл застосовується для оцінювання екологічної безпеки ТЗ, викидів шкідливих речовин та паливної економічності легкових ТЗ. Цикл складається з чотирьох елементарних міських циклів протяжністю 4,052 км на годину, 780 с та швидкістю 50 км/год і магістрального циклу протяжністю 6,955 км на годину, 400 с і максимальною швидкістю 120 км/год [1-3]. Для встановлення впливу температури ОС на ефективність використання розробленої СТП двигуна ТЗ, виконано розрахункове дослідження за показниками температурного середовища ОС -20ºС, 0ºС та 20ºС. Дані температурні умови не відповідають рекомендованим для проведення випробувань по їздовому циклу (20ºС), отримані результати розрахункового дослідження не можуть бути застосовані відповідно до екологічного стандарту, а використовуються для оцінювання ефективності застосування розробленої СТП.

Таблиця 1 – Можливості реалізації в окремих взаємопов’язаних складових дослідження витрати палива та викидів шкідливих речовин двигуна ТЗ

№	Процеси прогрівання транспортного засобу з двигуном, оснащеним системою теплової підготовки на основі теплового акумулятора фазового переходу і системами подачі бензину і нафтового зрідженого газу	Окремі взаємопов’язані складові дослідження витрати палива та викидів шкідливих речовин двигуна транспортного засобу з системами подачі бензину і нафтового зрідженого газу, оснащеного системою теплової підготовки на основі теплового акумулятора фазового переходу								
		Моніторинг процесів теплової підготовки і показників роботи транспортного засобу з двигуном, оснащеним системами подачі бензину і зрідженого нафтового газу в умовах експлуатації			Безпосереднє вимірювання параметрів і показників теплової підготовки, витрати палива і викидів шкідливих речовин транспортного засобу з двигуном, оснащеним системами подачі бензину і зрідженого нафтового газу в умовах експлуатації			Розрахунково-аналітичне дослідження для отриманням параметрів і показників теплової підготовки, витрати палива і викидів шкідливих речовин транспортного засобу з двигуном, оснащеним системами подачі бензину і зрідженого нафтового газу		
		Визначення параметрів і показників			Визначення параметрів і показників			Визначення параметрів і показників		
		паливної економічності	теплової підготовки	викидів шкідливих речовин	паливної економічності	теплової підготовки	викидів шкідливих речовин	паливної економічності	теплової підготовки	викидів шкідливих речовин
1	теплова підготовка нерухомого транспортного засобу в режимі холостого ходу	-	+	-	-	+	-	+	+	+
2	теплова підго-товка нерухомого транспортного засобу в режимі холостого ходу з підключенням ефектричних споживачів	-	+	-	-	+	-	+	+	+
3	теплова підготовка нерухомого транспортного засобу в режимі холостого ходу і в русі	- / +	+	- / +	- / +	+	- / +	+	+	+
4	теплова підготовка транспортного засобу в русі (прогрів у русі)	+	+	+	- / +	+	- / +	+	+	+

В основу використаної математичної моделі в режимах їздового циклу ТЗ при моделюванні його руху в циклі покладено визначення необхідного крутного моменту двигуна M_e та частоти обертання колінчастого вала n_d, які забезпечують відповідні значення швидкості V_a і прискорення j_a.

Висновки

Для забезпечення дослідження на предмет особливостей теплової підготовки були сформовані основні чотири режими теплової підготовки двигуна ТЗ, переобладнаним для роботи на бензині і зрідженому нафтовому газі, які найбільш повноцінно розкривають можливості здійснення теплової підготовки для забезпечення пуску ТЗ. Встановлені можливості реалізації в окремих взаємопов'язаних складових дослідження витрати палива і викидів шкідливих речовин двигуна ТЗ, оснащеного СТП на основі ТАФП.

Література

1. Gritsuk, I., Pohorletskyi, D., Mateichyk, V., Symonenko, R. et al., "Improving the Processes of Thermal Preparation of an Automobile Engine with Petrol and Gas Supply Systems (Vehicle Engine with Petrol and LPG Supplying Systems)," SAE Technical Paper 2020-01-2031, 2020, doi:10.4271/2020-01-2031.

2. Gritsuk, I.V., Mateichyk, V., Tsiuman, M., Gutarevych, Y. et al., "Reducing Harmful Emissions of the Vehicular Engine by Rapid After-Start Heating of the Catalytic Converter Using Thermal Accumulator," SAE Technical Paper 2018-01-0784, 2018, doi:10.4271/2018-01-0784.

3. Матейчик В. П., Цюман М. П. Дослідження впливу регулювальних параметрів на паливну економічність і екологічні показники бензинового двигуна з системою нейтралізації відпрацьованих газів. Наукові нотатки. Луцьк: ЛНТУ, 2010. № 28. С. 331–335.

IMPROVEMENT OF ELECTROMAGNETIC COMPATIBILITY IN POWER CONVERTERS OF ELECTRIC ROLLING STOCK

Olexandr Plakhtii, PhD, Associate Professor of Department of Electrical Energetics, Electrical Engineering and Electromechanics, Ukrainian State University of Railway Transport, e-mail: a.plakhtiy1989@gmail.com, ORCID: 0000-0002-1535-8991
Volodymyr Nerubatskyi, PhD, Associate Professor, Associate Professor of Department of Electrical Energetics, Electrical Engineering and Electromechanics, Ukrainian State University of Railway Transport, e-mail: NVP9@i.ua, ORCID: 0000-0002-4309-601X
Denys Hordiienko, postgraduate of Department of Electrical Energetics, Electrical Engineering and Electromechanics, Ukrainian State University of Railway Transport, e-mail: D.Hordiienko@i.ua, ORCID: 0000-0002-0347-5656

The sources of distortion of the quality of electrical energy are both a large number of household impulse consumers of electricity, and single powerful impulse nonlinear consumers, such as traction substations of railways and subways, frequency converters of electric drives, the growing number of electric vehicle charging stations, etc. [1].

Electric drives with DC motors powered by an AC electrical network are quite widespread, both in industry and in railway transport. Its rectifiers are an important component of AC electrical rolling stock. The power factor, the level of emission higher harmonics of currents and reactive power, as well as the possibility of realizing the mode of recuperation of electric rolling stock depend on traction rectifiers [2, 3].

Diode or thyristor rectifiers are used in the majority of AC electrical moving parts, which have a number of significant disadvantages, including the significant emission of higher harmonics, the presence of a significant part of reactive power, and the lack of the possibility of recuperation in most cases.

One of the schemes that is used on rolling stock and allows for the implementation of rectification and recovery processes is the scheme of a four-zone rectifier, the principle of which is to control the output voltage by switching on the secondary windings of the traction transformers, which determine the working zone and adjust the opening angle of the thyristors.

At different control angles and in different adjustment zones, the energy performance of the drive changes significantly. The dependence of the output voltage and the realized power factor of the four-zone rectifier is shown in Fig. 1. The power factor of the four-zone rectifier lies in the range from 0 to 0.92. At the same time, the average value of the power factor in the adjustment range of the four-zone rectifier is ~0.75. At the same time, active voltage rectifiers form the shape of the input current close to sinusoidal, and also make it possible to recover the energy of dynamic braking of electric rolling stock into the traction electric network.

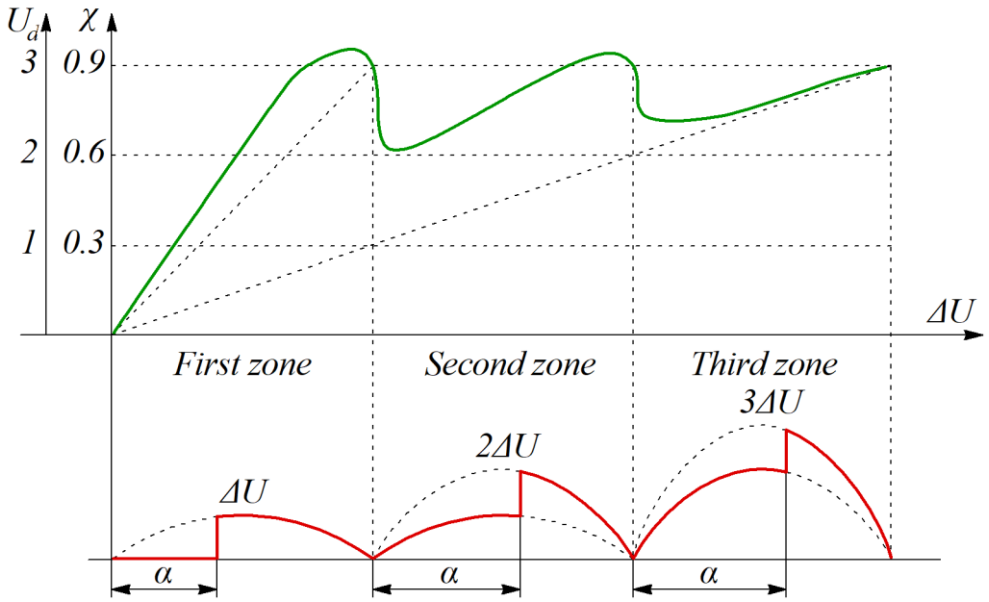


Figure 1 – Dependence of the output voltage and the realized power factor of the four-zone rectifier

The implemented parameters of energy efficiency and the level of emission of higher harmonics of current and reactive power will depend both on the parameters of the converter filter and on the implemented control system and modulation algorithm.

Conclusion

As a result of the studies of the four-zone rectifier scheme, it was determined that adaptive regulation of the switching frequency of power transistors is provided, thanks to which minimal power losses are ensured under the conditions of the given parameters of electromagnetic compatibility.

References

1. Khomenko I. V., Nerubatskyi V. P., Plakhtii O. A., Hordiienko D. A., Shelest D. A. Research and calculation of the levels of higher harmonics of rotary electric machines in active-adaptive networks. *4th International Conference on Sustainable Futures: Environmental, Technological, Social and Economic Matters (ICSF-2023). IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2023. Vol. 1254. 012040. P. 1–15. doi: https://doi.org/10.1088/1755-1315/1254/1/012040.

2. Oliynichenko M., Bialobrzheskyi O., Todorov O., Reva I., Bezzub M., Postil A. Investigation of the voltage distortion effect by external consumers on the power consumption mode of a controlled three-phase rectifier. *2022 IEEE 4th International Conference on Modern Electrical and Energy System (MEES)*. 2022. P. 1–5. doi: https://doi.org/10.1109/MEES58014.2022.10005732.

3. Nerubatskyi V., Hordiienko D. Study of the influence of sliding mode regulator on spectrum higher harmonics of the SEPIC converter. *2023 IEEE 5th International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES)*. 2023. P. 1–4. doi: https://doi.org/10.1109/MEES61502.2023.10402454.

Секція 3. КОНСТРУКЦІЯ І КОНСТРУКЦІЙНІ МАТЕРІАЛИ

ЛАЗЕРНЕ ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ

Лалазарова Наталія Олексіївна, к.т.н., доцент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: lalaz1932@gmail.com, ORCID: 0000-0002-2138-9081
Мачан Ігор Сергійович, студент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: machanigor@gmail.com
Афанасьєва Ольга Валентинівна, доцент,
Харківський національний університет радіоелектроніки
e-mail: 7584839@ukr.net ORCID: 0000-0002-7852-7385

Надійність техніки для дорожньо-будівельних робіт залежить в певній мірі від надійності паливної апаратури дизелів. Стан прецизійних деталей паливоподаючої системи, що визначається їх зносостійкістю, має значний вплив на експлуатаційні показники всієї машини.

Відповідальним елементом системи вприскування палива є розпилювач форсунки, який складається з корпусу і голки. Дорожньо-будівельна техніка працює найчастіше в умовах запиленого середовища, що забезпечує забруднення палива абразивними частинками [1]. Абразивну дію мають також продукти зносу деталей паливної апаратури. На знос деталей впливає також якість палива. Деталі форсунки працюють в умовах напіврідкого змащення, значних температур (100–280 °С), корозійного середовища, тертя, високого питомого тиску, змінних навантажень. Основним видом зносу у голки є абразивний з наступним переходом у мікросхоплювання.

Деталі прецизійних пар для забезпечення високої зносостійкості повинні мати високу твердість поверхневого шару, яку забезпечують різними методами. В роботі проблема підвищення зносостійкості прецизійних деталей паливної апаратури вирішується використанням поверхневого зміцнення лазерною обробкою малопотужними лазерами [2].

Для збільшення твердості голки розпилювача із швидкорізальної сталі в роботі було запропоновано використовувати лазерне гартування твердотільним YAG-лазером потужністю 5 Вт (довжина хвилі випромінювання λ=1,064 мкм, імпульсний режим). Ці лазери більш компактні, мають вищі значення коефіцієнта корисної дії в порівнянні з газовими.

В роботі визначали вплив тривалості імпульсу лазерного випромінювання на мікротвердість H_{100} зміцненого шару швидкорізальної сталі. Тривалість імпульсу лазерного випромінювання впливає на густину енергії в імпульсі. Згідно графіку на рис. 1 найбільшу твердість отримують після лазерного зміцнення від температур близьких до температури солідусу (T_c) імпульсами тривалістю τ=3 мс. Структура загартованого шару – дрібнодисперсний мартенсит, спеціальні карбіди і залишковий аустеніт.

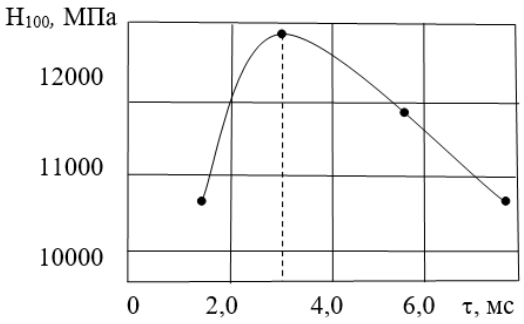


Рисунок 1 – Залежність твердості загартованого шару від тривалості імпульсу лазерного випромінювання

На рис. 2 показаний вплив енергії в імпульсі на величину мікротвердості. Максимальна твердість забезпечується гартуванням імпульсами з енергією 8,5 Дж. Розрахунки показали, що для нагріву поверхневого шару до температури солідусу, густина енергії імпульсів має бути 120 Дж·см, густина потужності – 40 квт·см$^{-2}$.

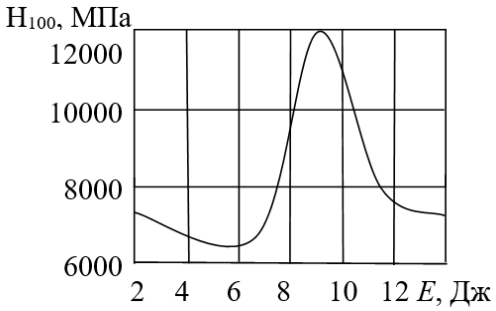


Рисунок 2 – Залежність твердості зміцненого шару від енергії в імпульсі

При збільшенні тривалості імпульсу випромінювання твердість знижується, що пояснюють оплавленням поверхні, а також збільшенням кількості залишкового аустеніту.

На основі проведених досліджень визначені оптимальні режими лазерного гартування сталі Р18 малопотужним твердотільним лазером, які за безпечили максимальну твердість H_{100}=12900 МПа при збереженні високої якості поверхневого шару.

Література

1. Atiyeh Vaezipour, Andry Rakotonirainy, Narelle Haworth. Reviewing In-vehicle Systems to Improve Fuel Efficiency and Road Safety. Procedia Manufacturing. V. 3, 2015, P. 3192-3199. https://doi.org/10.1016/j .promfg.2015.07.869

2. Lewin Rathmann, Tim Radel. Influence of laser hardening on laser induced periodic surface structures on steel substrates. 2021 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 1135 012024

ЦЕНТРУВАННЯ ДЕФЛЕКТОРА ВІДНОСНО ВЕНТИЛЯТОРА ДИЗЕЛЯ LOMBARDINI 1503 ДЛЯ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ УМТЗ – 26 «НАДІЯ»

Манойло Володимир Максимович, докт. техн. наук, професор кафедра ДВЗ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: volodimir.m.manoylo@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2208-4404
Лебедєв Сергій Анатолійович, канд. техн. наук, директор,
Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого,
e-mail: hfukrndipvt@gmail.com, ORCID: 0000-0002-1975-3323
Олійник Олександр Павлович, бакалавр,
Харківський державний біотехнологічний університет,
e-mail: oliynik1507@gmail.com

Актуальність теми роботи пов’язана з компонуванням кожухозабірного дефлектора відносно повітряного вентилятора дизеля Lombardini 1503 для мінітрактора з тяговим зусиллям на гачку менш 0,2 тони.

Мета дослідження: визначення витратних параметрів повітряного вентилятора при компонування його відносно радіатора на дизелі..

Об’єкт дослідження – повітряний вентилятор з кожухозабірним дефлектором системи охолодження дизеля Lombardini 1503 транспортного засобу УМТЗ-26 «Надія».

Предмет дослідження оцінка впливу параметрів повітряного вентилятора з дефлектором системи охолодження ДВЗ, з підвищенням потужності дизеля з 18,5 до 26 кВт, на тепло напруженість і функціональну стабільність мінітрактора з тяговим зусиллям на гачку менш 0,2 тони.

В роботі приведені тепловий розрахунок та розрахунок повітряного вентилятора дизеля Lombardini 1503 для УМТЗ-26 «Надія».

Виконаними дослідженнями розроблено ККД компонування кожухозабірного дефлектора відносно повітряного вентилятора дизеля Lombardini 1503 для мінітрактора.

Особливістю компонування є встановлення кожухозабірного дефлектора відносно повітряного вентилятора на дизелі Lombardini 1503. Для нового транспортного засобу було спроектовано робоче креслення кожухозабірного дефлектора, котре наведено на рис. 1.

Дефлектор виготовляється з тонкостінної малолегованої листової сталі товщиною 0,8 мм. Метод виготовлення штампування на спеціалізованому обладнанні. На спеціалізованому підприємстві їх полімерної пластмаси виготовляється повітряний вентилятор, котрий наведений на рис. 2.

З тонкостінної малолегованої листової сталі товщиною 0,8 мм, виготовляється дефлектор.

Повітряний вентилятор наведений на рис. 2 виготовляється із полімерної пластмаси на спеціалізованому підприємстві. Метод виготовлення штампування на спеціалізованому штампувальному обладнанні.

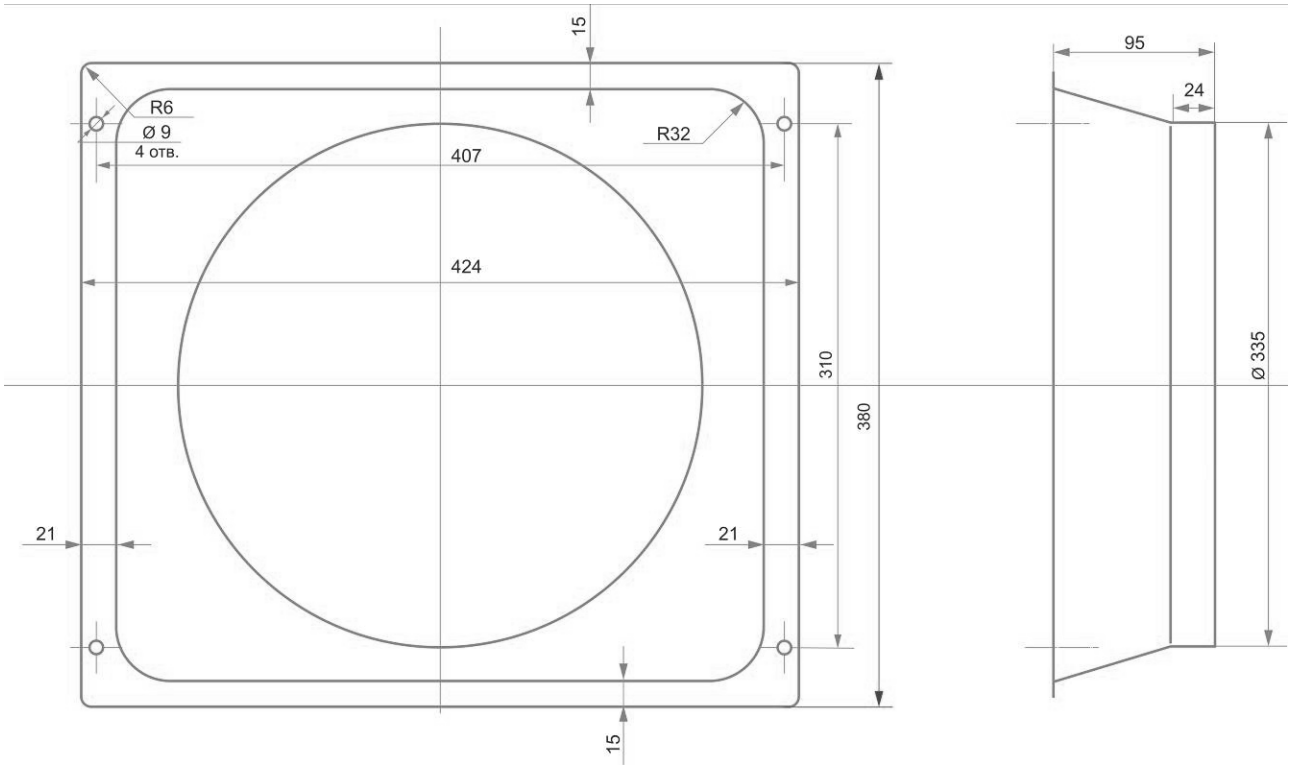


Рисунок 1 – Робоче креслення кожухозабірного дефлектора.

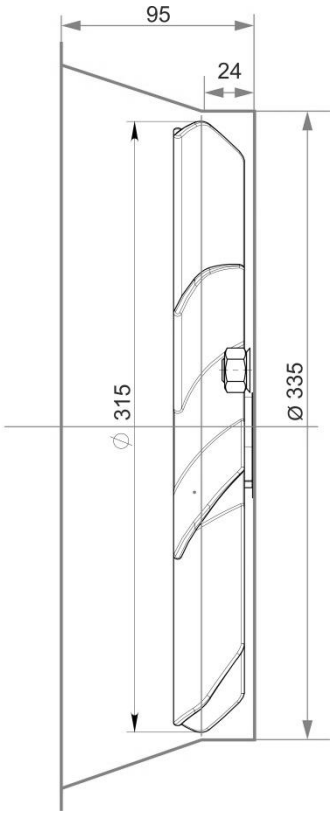


Рисунок 2 – Робоче креслення повітряного вентилятора

Для цього використовується спеціальна приспособа - кондуктор, внутрішня поверхня якого має зворотну конфігурацію поверхні вентилятора. У внутрішню поверхню кондуктора під тиском 10…25 бар подається розплавлений

полімер з температурою від 200 до 250 °С. ПС заходить в пристосування кондуктор і заповнює його. Після заповнення пристрою ПС остигає і твердне. Далі пристосування відчиняється і з нього виймається готовий – повітряний вентилятор.

Повітряний вентилятор встановлюється на підшипники у верхній частині дизеля. В рух вентилятор приводиться за допомогою клиновидного ременя від колінчатого валу ДВЗ.

Компонування кожухозабірного дефлектора відносно перетину рідинного радіатора та розташування на двигуні наведено на рис. 3.

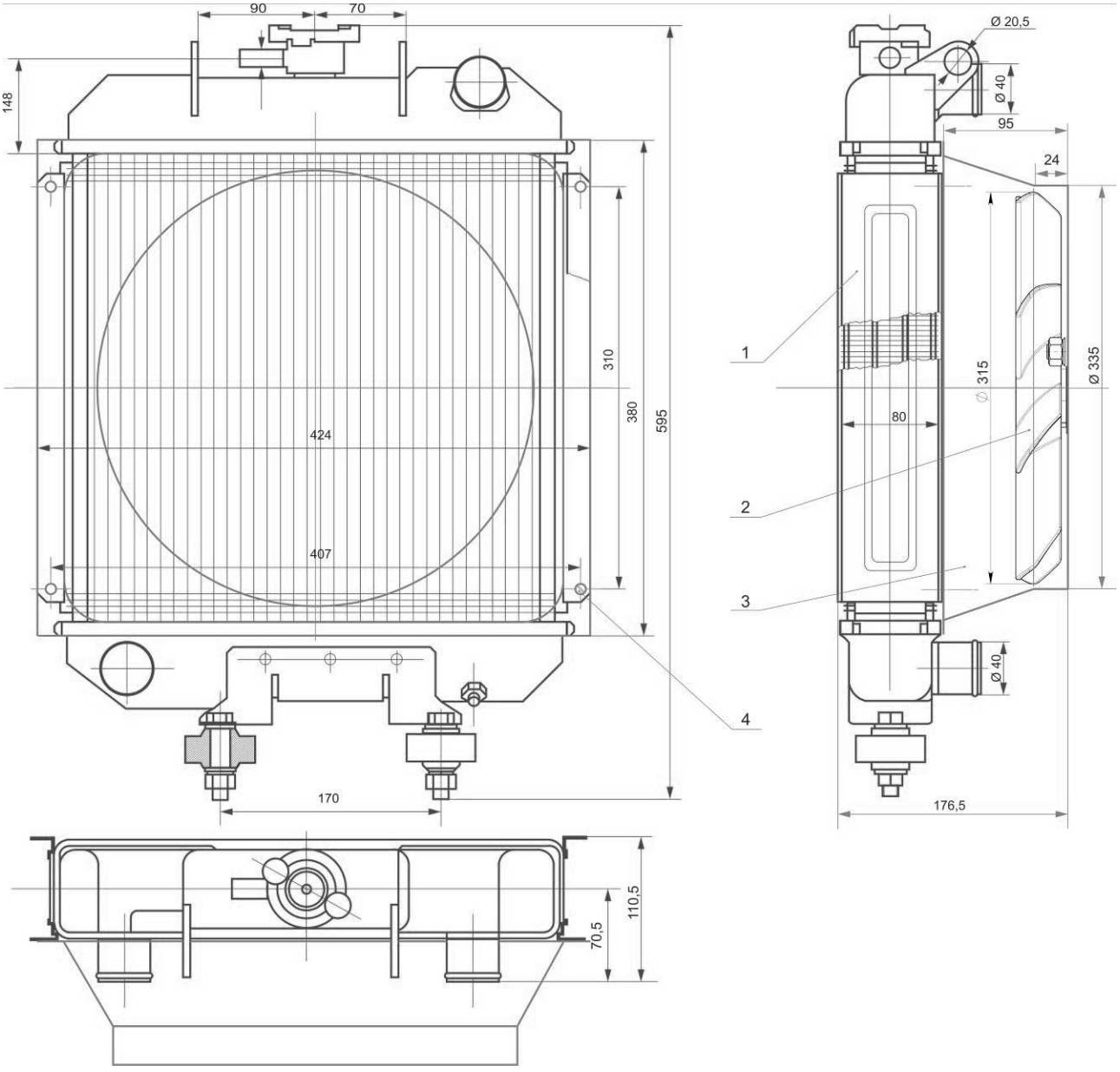


Рисунок 3 – Кріплення кожухозабірного дефлектора на радіаторі дизеля Lombardini 1503

В передній частині ДВЗ встановлені спеціальні додаткові опори, на які компонується рідинний радіатор, а на торцеву поверхню котрого встановлюється дефлектор.

Компоновка радіатора і дефлектора щодо шківів приводу вентилятора на дизелі Lombardini 1503 наведена на рис. 4.

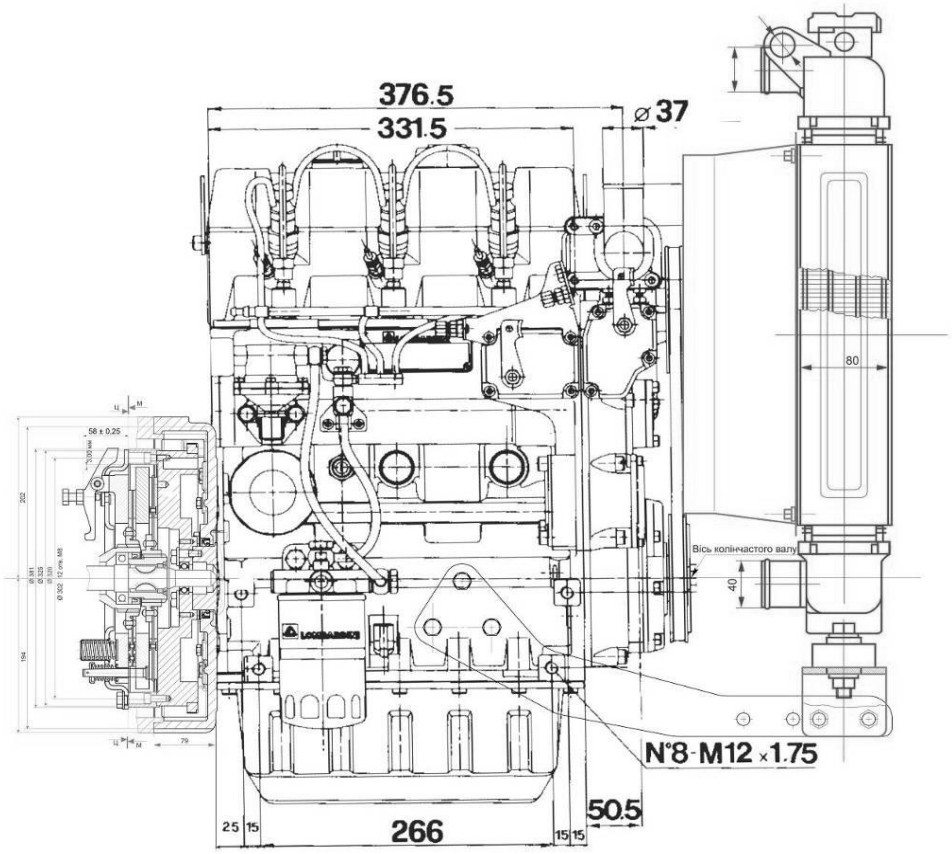


Рисунок 4 – Компонування радіатора та кожухозабірного дефлектора на двигуні (вид збоку) на дизелі Lombardini 1503

Така компоновка пристрів на двигуні виключає биття лопаток вентилятора відносно дефлектора.

Висновки

У даній роботі вирішені наступні науково-практичні задачі, а саме:

1. Зроблений аналіз стану питання та визначені задачі дослідження;

2. Зроблений розрахунок конструктивних елементів колінчастого вала дизеля Lombardini 1503 для АТЗ;

3 Визначене зусилля на педалі вимкнення муфти зчеплення;

4. Наведений аналіз різних схем автотракторних повітряних вентиляторів;

5. Приведений аналіз результатів випробувань повітряного вентилятора для автотракторного двигуна потужністю 26 кВт на транспортний засіб;

6. Наведений розрахунок габаритних розмірів вентилятора для двигуна Lombardini 1503;

7. Розроблена технічна документація для компонування кожухозабірного дефлектора на дизелі Lombardini 1503 для транспортного засобу УМТЗ-26 «Надія».

Література

1. Методичні вказівки до виконання динамічного розрахунку двигуна в курсових і дипломних проектах студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» з дисципліни «Автомобільні двигуни» (розділ 3 «Теорія, розрахунок і аналіз роботи автотракторних ДВЗ») / А.Т. Лебедєв, В.М. Манойло, М.Л. Шуляк, О.В. Єсіпов, С.О. Поляшенко. – Харків: Вид-во ХНТУСГ, 2019.– 22 с.
2. Чудаков Д.А. Основи теорії і розрахунку трактора і автомобіля. – М.: Колос, 1972. – 384 с.
3. Подригало Н.М. Концепція забезпечення ефективності та контролю функціональної стабільності мобільно-трансмісійних установок тягово-транспортних засобів: Дис. доктора техн. наук: 05.22.20/ Подригало Н. М. – Харків, 2016. – 408 с.
4. Протокол № 63–70 (ОП 0108) випробування досвідченого зразка самохідного шасі Т-16МГ потужністю двигуна 24 л.с. (СШ–24). – Харків, 1970.

КОМПОНУВАННЯ ДИЗЕЛЯ LOMBARDINI 1503 НА РАМІ УНІВЕРСАЛЬНОГО МАЛОГАБАРИТНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ – УМТЗ-26 «НАДІЯ»

Манойло Володимир Максимович, докт. техн. наук, професор каф. ДВЗ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: volodimir.m.manoylo@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2208-4404
Лебедєва Ірина Анатоліївна, старший науковий співробітник,
Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого,
e-mail: hfukrndipvt@gmail.com, ORCID: 0000-0002-1349-0702
Чачхалія Меджит Отарович, магістр,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: Boss.medzhit@gmail.com
Цвіркун Денис Володимирович, бакалавр,
Харківський державний біотехнологічний університет,
e-mail: enistswirkun@gmail.com

Актуальність роботи пов’язана з компонуванням дизеля, вузлів трансмісії, моторного відсіку і кабіни та інших систем на рамі транспортного засобу.

Мета дослідження: визначення максимальних сил і моментів, діючих в конструктивних перетинах рами при встановленні на неї вузлів і агрегатів транспортного засобу УМТЗ-26 «Надія.

Об’єкт дослідження – рама транспортного засобу УМТЗ-26 «Надія».

Предметом дослідження є конструктивні елементи рами транспортного засобу УМТЗ-26 «Надія». На рамі розробляємого УМТЗ-26 «Надія», в її задній частині встановлюється на передніх і задніх опорах дизель Lombardini 1503 з рідинним радіатором та кожухозабірним дефлектором повітряного вентилятора.

На рамі у середній її частині, розміщуються: паливний бак, кабіна з перекидаючим капотом, задній міст і на опорах кріпиться коробка перемикання передач. Передній міст з керованими колесами встановлюється у передній частині рами АТЗ, а зверху на рамі розміщується металевий кузов, який перекидається двома гідроциліндрами. На рис. 1 наведене загальне складальне креслення рами УМТЗ-26 «Надія».

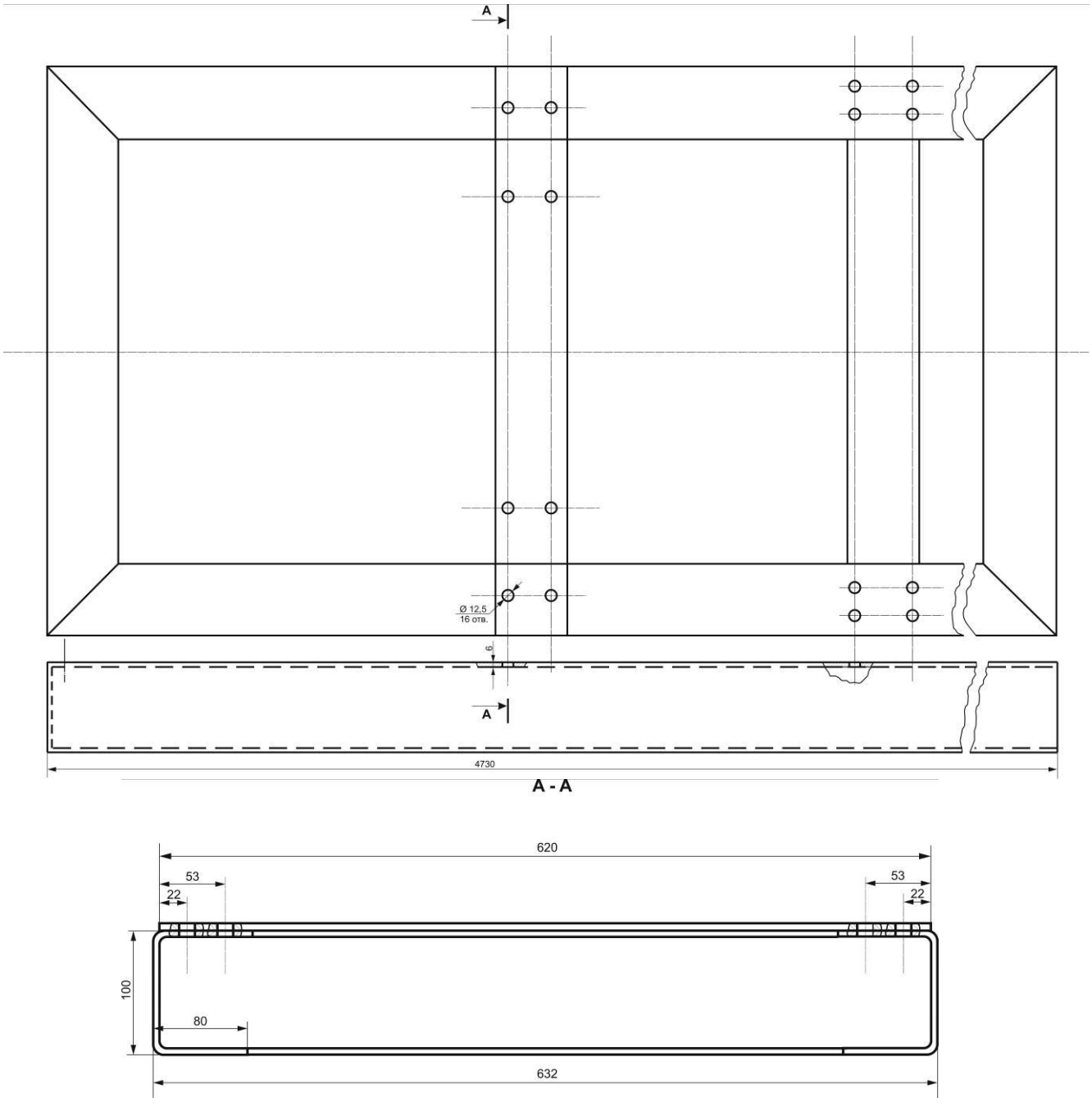


Рисунок 1 – Загальний вид складального креслення рами УМТЗ-26 «Надія»

Рами для мінітранспортних засобів складаються з двох поздовжніх балок лонжеронів. Балки з'єднані між собою декількома поперечинами.

Крайні поперечини зварюються з лонжеронами. Лонжерони і поперечини виготовляються у вигляді тонкостінних балок відкритого поперечного перерізу.

Загальні вигляди складальних креслень передніх та задніх опір дизеля Lombardini 1503 наведені на рис. 2 та рис. 3. У верхній частині передні опори кріпляться до ДВЗ 3-мя болтами М8.

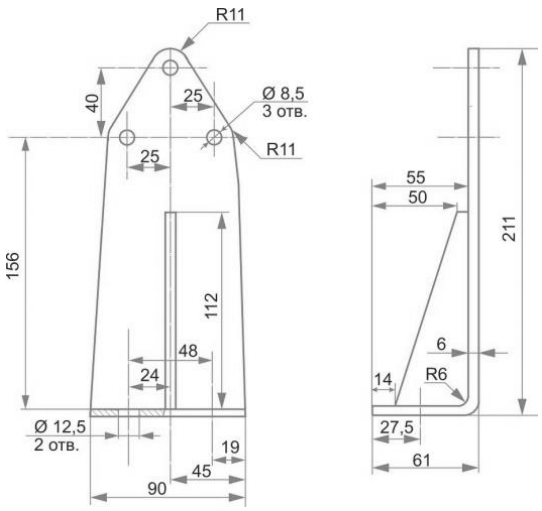


Рисунок 2 – Загальний вид складального креслення передніх опір двигуна

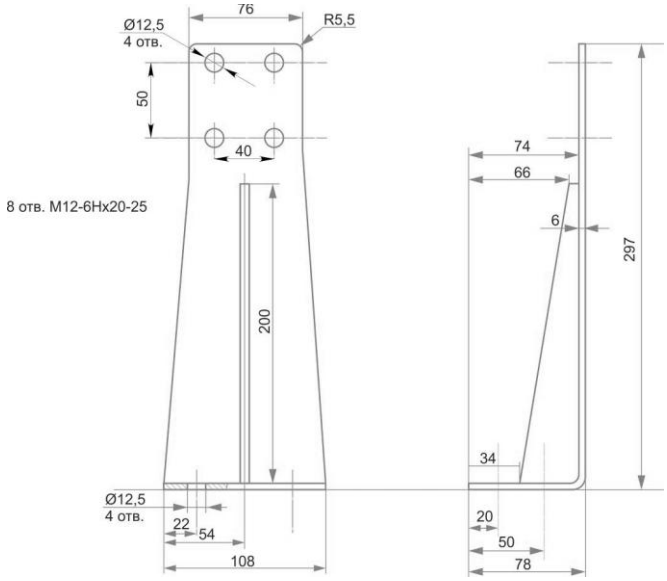


Рисунок 3 – Загальний вид складального креслення задніх опір двигуна

Передні опори в нижній частині монтуються на поперечині і притягуються до рами АТЗ 4-ма бовтами М10.

До кожуху маховика дизеля задні опори ДВЗ у верхній частині закріплюється 4-мя болтами М10, а до рами стосовно 4-мя болтами М12.

Передні та задні опори двигуна симетричні.

Складальне креслення кріплення задніх опір двигуна до рами АТЗ наведене на рис. 4.

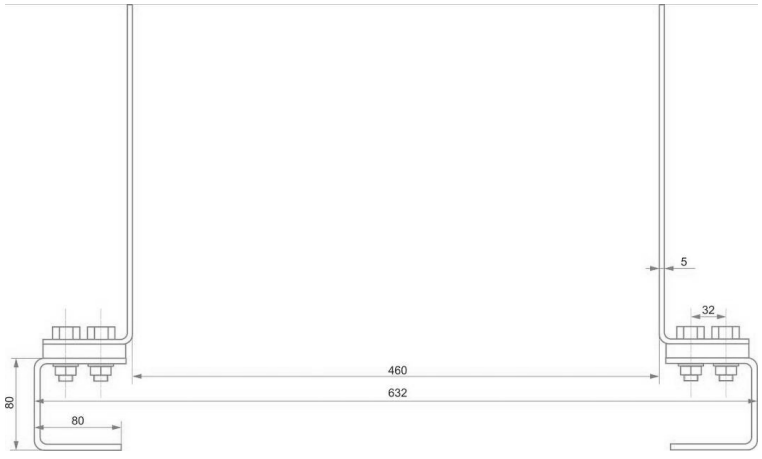


Рисунок 4 – Загальний вид кріплення задніх опір двигуна до рами АТЗ (вид попереду)

Загальний вид компонування та кріплення задніх опір з дизелем до рами АТЗ (вид позаду) наведене на рис. 5.

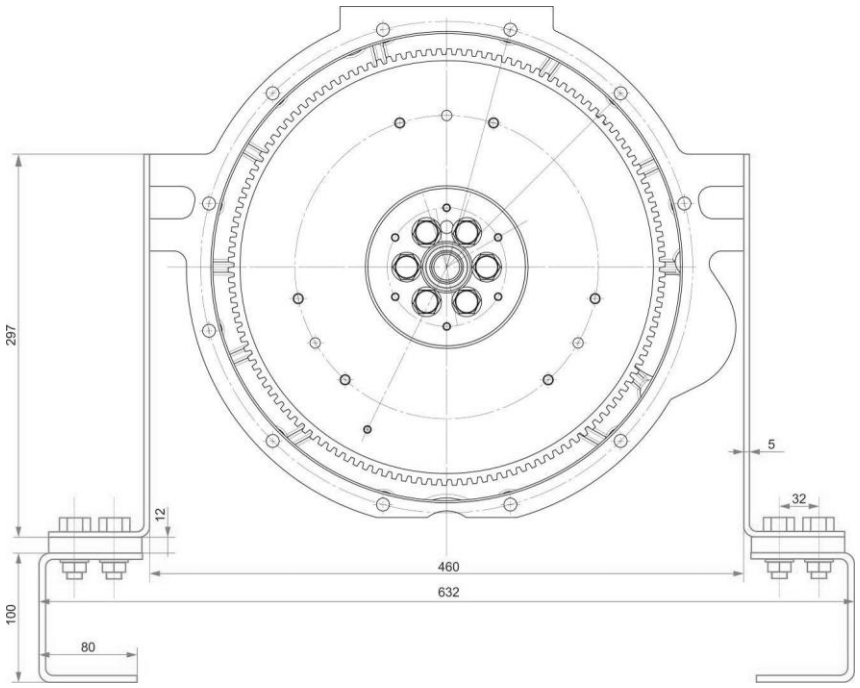


Рисунок 5 – Загальний вигляд компонування та кріплення задніх опір з двигуном до рами АТЗ (вид позаду)

Загальний вид компонування та кріплення передніх і задніх опір двигуна до рами АТЗ (вид попереду) наведене на рис. 6.

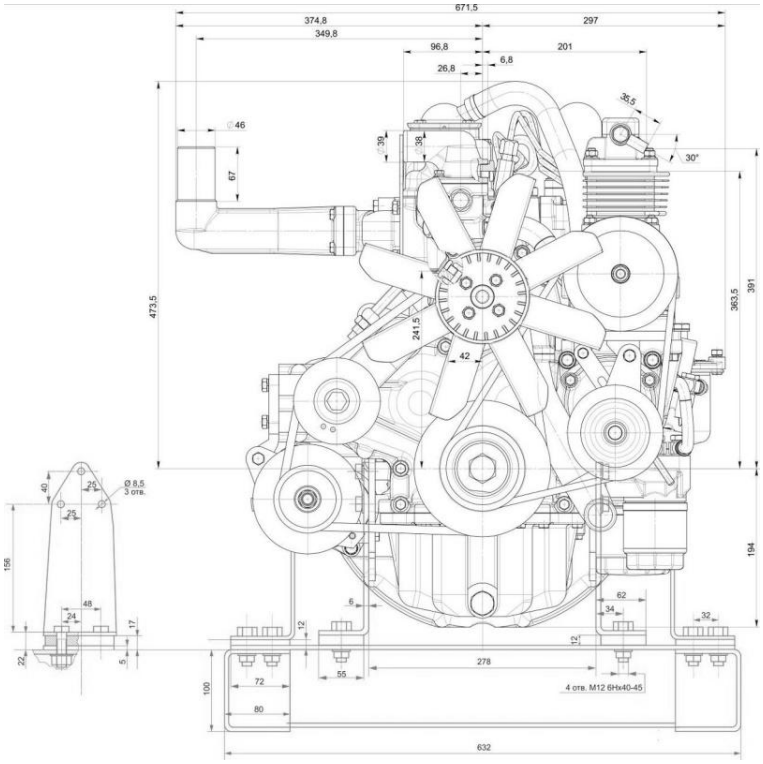


Рисунок 6 – Кріплення передніх і задніх опір двигуна до рами АТЗ (вид попереду)

Встановлення дизеля Lombardini LDW 1503 на задніх і передніх опорах рами АТЗ (вид збоку) наведено на рис. 7.

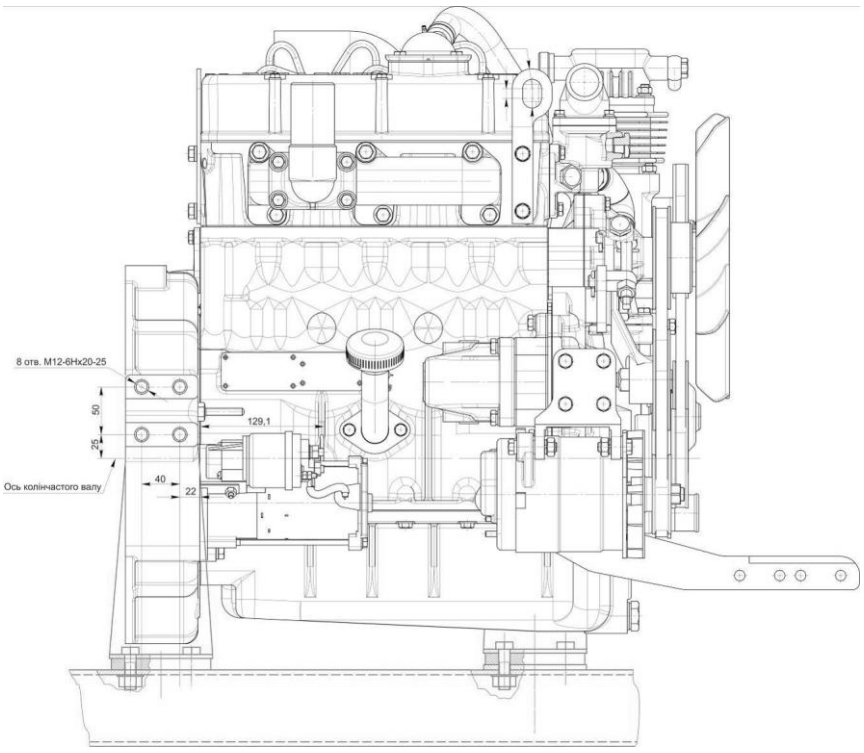


Рисунок 7 – Встановлення двигуна Lombardini LDW 1503 на задніх та передніх опорах рами АТЗ (вид збоку)

Висновки

На підставі виконаної роботи можна зробити наступні висновки:

– проаналізовані конструктивні особливості і умови експлуатації рам автотранспортних машин;

– виконаний розрахунок шатунної групи на міцність дизеля Lombardini LDW 1503 для АТЗ;

– виконаний розрахунок сил та максимальних моментів в перетинах лонжеронної рами при встановленні на неї агрегатів та вузлів АТЗ;

– виконано компонування на рамі агрегатів та вузлів АТЗ.

Література

Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є.,Тимченко І.І. Автомобільні двгуни: Підруч. для студентів спец. ―Автомобілі та автомобільне господдарство‖ вищ. навч. закладів. – К.: Арістей, 2004. –438 с.

Методичні вказівки до виконання розрахунків основних деталей двигунів внутрішнього згоряння на міцність в курсових і дипломних проектах студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» з дисципліни «Автомобільні двигуни» (розділ 4 «Зрівноваженість, розрахунок деталей КШМ на міцність та систем ДВЗ») / А.Т. Лебедєв, В.М. Манойло, М.Л. Шуляк, О.В. Єсіпов, С.О. Поляшенко. – Харків: Вид-во ХНТУСГ, 2019.– 34 с.

КОМПОНУВАННЯ ДИЗЕЛЯ LOMBARDINI 2004 З УДОСКАНАЛЕНИМ МЕХАНІЗМОМ ЗЧЕПЛЕННЯ НА МІНІВАНТАЖНОМУ АВТОМОБІЛІ КАТЕГОРІЇ N1

Манойло Володимир Максмович, докт. техн. наук, професор кафедра ДВЗ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: volodimir.m.manoylo@gemail.com, ORCID: 0000-0003-2208-4404
Мясушка Максим Сергійович, науковий співробітник,
Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого,
e-mail: hfukrndipvt@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2178-1144
Гужва Сергій Юрійович, бакалавр,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: sguzhva2310@gmail.com.

Актуальність теми роботи пов'язана з удосконаленням дводискового зчеплення, котре центрується відносно маховика дизеля Lombardini 2004 на малогабаритному транспортному засобі категорії *N1*.

Мета дослідження*:* визначення масо-габаритних показників модернізованого маховика та компонування удосконаленого дводискового механізму зчеплення на мінівантажному автомобілі категорії *N1*.

Об’єкт дослідження – модернізований маховик та удосконалений дводисковий механізм зчеплення застосований на мінівантажному автомобілі категорії *N1*.

Предметом дослідження є вплив техніко-економічних показників ДВЗ при підвищені потужності ДВЗ з 26,4 до 35 кВт на запас міцності удосконаленої дводискової муфти зчеплення.

Згідно результатів теплового розрахунку отриманий раціональний вибір масо-габаритних розмірів модернізованого маховика для установки його на 4-х циліндровий дизель Lombardini 2004 потужністю 35 кВт. Двигун використовується в якості силового агрегату на мінівантажнику. Визначені силі і моменти в вузлах КШМ двигуна. Побудовані годографи навантажень на шийки та підшипники. Наданий міцностний розрахунок деталей КШМ.

В роботі наведена креслярсько-конструкторська документація центрування, установка та кріплення дизеля з удосконаленим механізмом зчеплення на мінівантажному автомобілі категорії *N1*.

Най найбільш відповідальною операцією при установці ДВЗ на АТЗ є його центрування, відносно осі веденого вала коробки зміни передач.

Дизель встановлюється на мінівантажний автомобіль в передній частині АТЗ, останній показаний на рис. 1.

Для використання та встановлення удосконаленого дводискового зчеплення (рис. 2) на мінівантажний автомобіль була виконана незначна модернізація маховика двигуна Lombardini 2004, яка наведена на рис. 3.

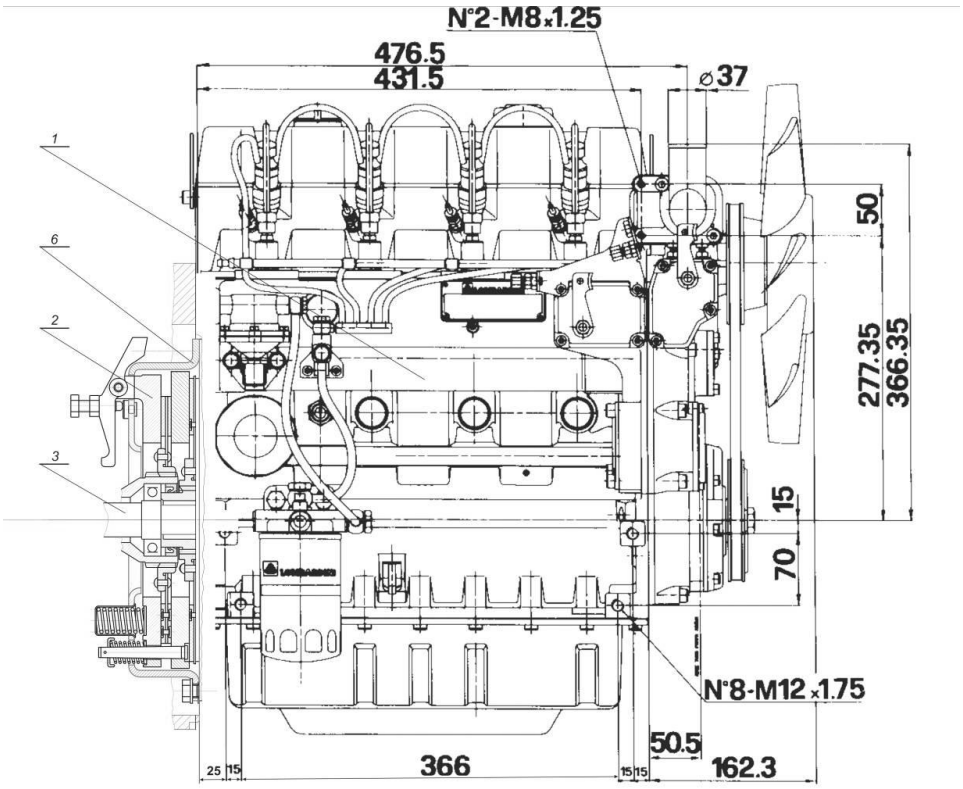


Рисунок 1 – Загальний вид збоку 4-х циліндрового двигуна Lombardini 2004 у зборі з удосконаленим дводисковим зчепленням

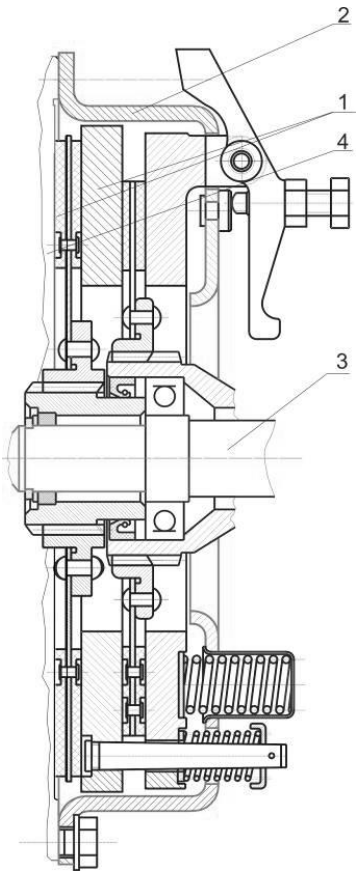


Рисунок 2 – Повздовжній розріз удосконаленої дводискової муфти зчеплення для двигуна Lombardini 2004

Модернізований маховик дизеля Lombardini 2004 приведений на рис. 3.

Для того, щоб розмістити удосконалене зчеплення (рис. 2) на дизелі Lombardini 2004 необхідна часткова модернізація маховика (рис. 3), котра пов`язана в незначною розточкою центрувального пазу з діаметру 270 до 288±0,25 мм.

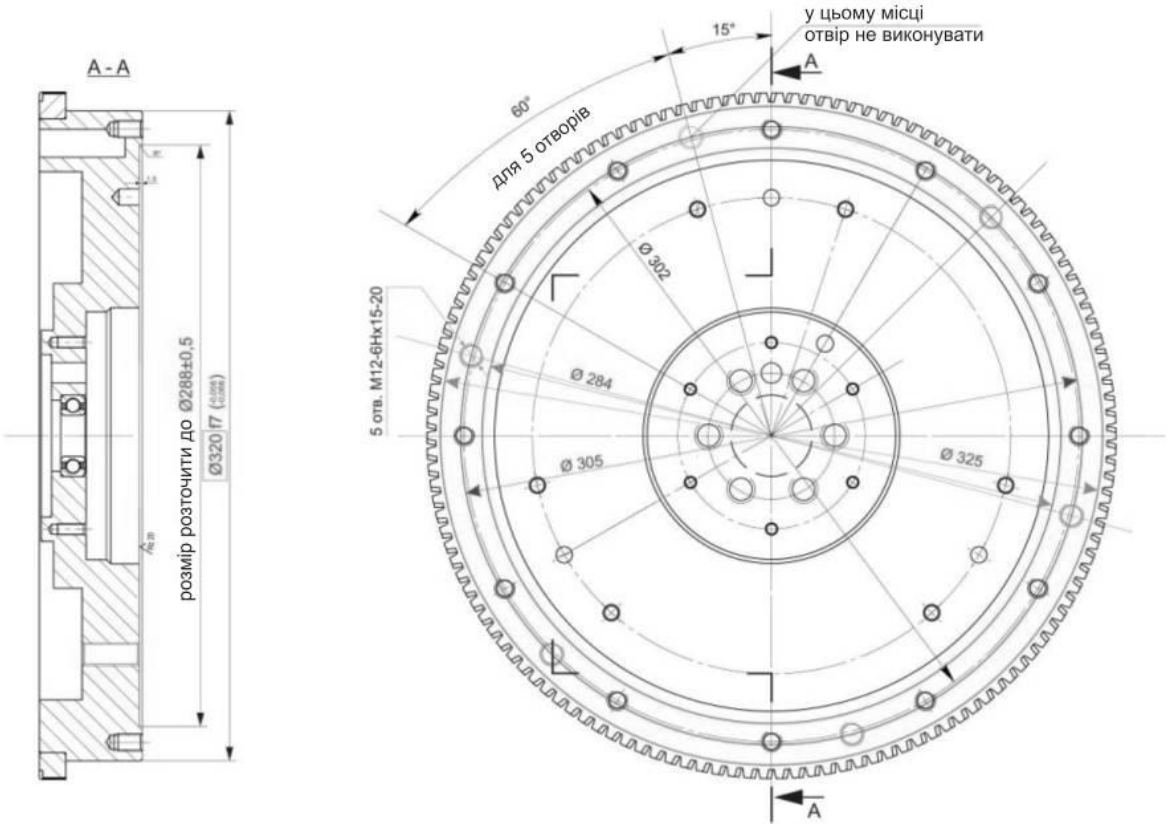


Рисунок 3 – Вид з переду та збоку маховика у зборі

Далі на модернізований маховик (рис. 3) в його центрувальний паз з діаметром 288±0,25 мм, своєю торцевою частиною встановлюється удосконалене дводискове зчеплення та притягується шістьома бовтами М 8 до корпусу маховика.

Дизель Lombardini 1503, це трьох циліндровий ДВЗ, а двигун Lombardini 2004 має чотири циліндри. Діаметр циліндру обох ДВЗ складає 88 мм,а хід поршню дорівнює 85 мм. За рахунок чого, у 3-х циліндрового ДВЗ Lombardini 1503 загальний літровий обсяг сягає 1,503 літра, а у дизеля Lombardini дорівнює 2,004 літра. Згідно технічних даних підприємства – виробника номінальна потужність дизеля Lombardini 1503 складає 26,4 кВт, а двигуна Lombardini 2004 дорівнює 35 кВт.

Тому в комплексній роботі ставиться задача на перспективу, яка полягає в наступному, а можна надалі одне і теж вдосконалене зчеплення застосовувати не тільки на сімействі 3-х, але й на 4-х циліндрових дизелях.

Висновки

У роботі вирішені наступні науково-практичні задачі.

1. Зроблений аналіз конструктивних особливостей та наведені умови експлуатації дводискових муфт зчеплення на малолітражних вантажівках.

2. Для визначення параметрів робочого процесу дизеля Lombardini 2004 для мінівантажного автомобілю категорії *N1* виконаний тепловий розрахунок.

3. Приведений розрахунок по визначенню раціонального вибору масо-габаритних розмірів модернізованого маховика при установці його на мініван-тажний автомобіль с двигуном Lombardini 2004 з номінальною потужністю до 35 кВт.

4. Визначені сили і моменти в деталях КШМ ДВЗ, побудовані годографи навантажень на шийки і підшипники колінчатого валу дизеля.

5. Наведений міцностний розрахунок КШМ в небезпечних перетинах деталей.

6. Розроблене ККД компонування серійного дводискового зчеплення на самому дизелі.

Література

1. Методичні вказівки до виконання теплового розрахунку двигуна в курсових і дипломних проектах студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» з дисципліни «Автомобільні двигуни» (розділ 3 «Теорія, розрахунок і аналіз роботи автотракторних ДВЗ») / А.Т. Лебедєв, В.М. Манойло, М.Л. Шуляк, О.В. Єсіпов, С.О. Поляшенко. – Харків: Вид-во ХНТУСГ, 2019.– 38 с.

2. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є.,Тимченко І.І. Автомобільні двгуни: Підруч. для студентів спец. – Автомобілі та автомобільне господдарство‖ вищ. навч. закладів. – К.: Арістей, 2004. –438 с.

3. Протокол №63–70 (ОП 0108) випробування досвідченого зразка самохідного шасі Т-16МГ потужністю двигуна 24 л.с. (СШ–24). – Харьков, 1970.

АДАПТАЦІЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО МЕХАНІЗМУ ЗЧЕПЛЕННЯ З ДИЗЕЛЕМ LOMBARDINI 1503 НА ТРАНСПОРТНОМУ ЗАСОБІ УМТЗ – 26 «НАДІЯ»

Манойло Володимир Максимович, докт. техн. наук, професор кафедра ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: volodimir.m.manoylo@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2208-4404
Поляшенко Сергій Олексійович, канд. техн. наук, доцент кафедра тракторів і автомобілів, Харківський державний біотехнологічний університет, e-mail: s.polyashenko@gmail.com, ORCID: 0000-0003-0133-4902
Ситніков Олег Олексійович, бакалавр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: sytnikovoleg2002@gmail.com

Актуальність теми роботи пов’язана з компонуванням удосконаленого механізму зчеплення двигуна Lombardini 1503 для з`єднання з трансмісією малогабаритного транспортного засобу УМТЗ-26 «Надія».

Метою дослідження є визначення вихідних параметрів удосконаленого дводискового зчеплення і компонування його на транспортному засобі УМТЗ-26 «Надія».

Об’єктом дослідження є удосконалений дводисковий механізм зчеплення ДВЗ з трансмісією УМТЗ-26 «Надія».

Предметом дослідження є оцінка впливу техніко-економічних параметрів дизеля при звеличенні потужності ДВЗ з 18,5 до 26 кВт на запас міцності модернізованої дводискової муфти зчеплення.

В роботі наведено динамічний розрахунок сил і моментів, діючих в вузлах КШМ двигуна УМТЗ-26 «Надія».

Виконаним розрахунком визначено запас міцності удосконаленої муфти зчеплення при установці двигуна Lombardini 1503 потужністю 26 кВт на універсальний малогабаритний транспортний засіб.

Особливості установки удосконаленого дводискового механізму зчеплення з маховиком дизеля Lombardini 1503 на малогабаритному АТЗ.

Не менш відповідальною операцією є встановлення вдосконаленого дводискового зчеплення в зборі відносно маховика дизеля.

В процесі проектування даного вузла розглядаються дві варіації розміщення складального вузла на маховику ДВЗ, які наведені на рис. 1.

Варіант 1 необхідний на початковій стадії виготовлення вузла, який можна встановити на ДВЗ. В варіанті 1 пропонується використовувати дводискове зчеплення в зборі від самохідного шасі Т-16МГ, яке серійно випускається.

Для того, щоб розмістити удосконалене зчеплення (варіант 2) на дизелі Lombardini 1503 необхідна часткова модернізація маховика (рис. 2), котра пов`язана в незначною розточкою центрувального пазу глибиною 1,5 мм на торцевій поверхні маховика. Розточка починається з діаметру 270 і закінчується на діаметрі 288 ± 0,25 мм.

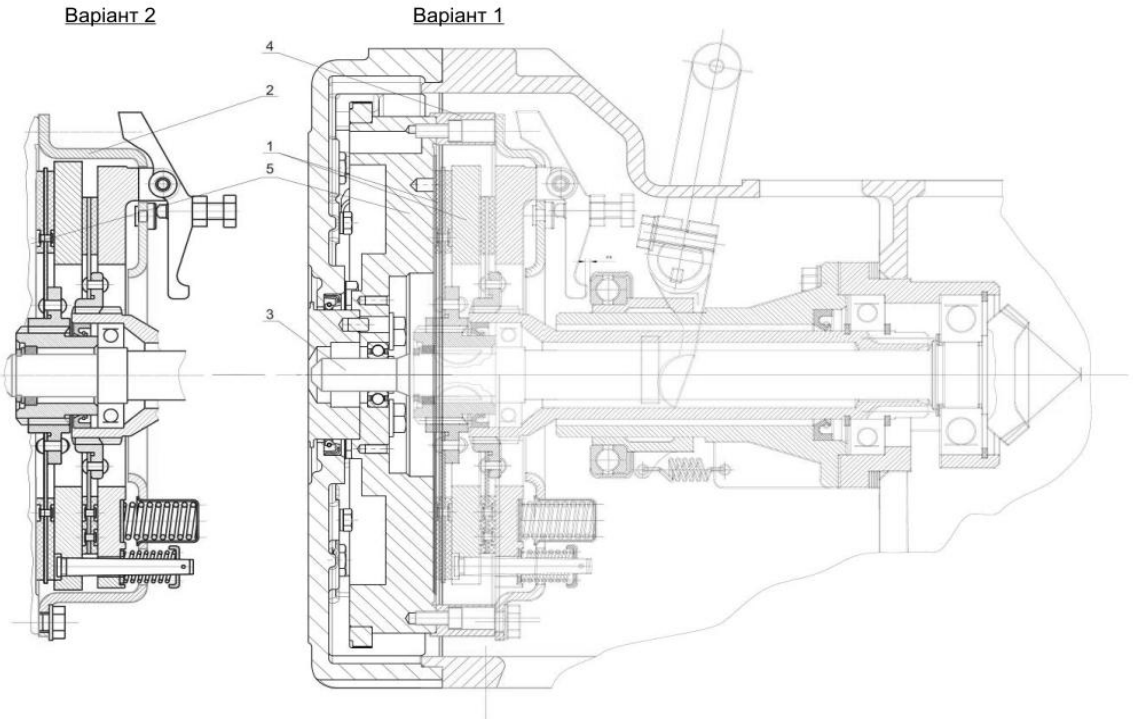


Рисунок 1 – Повздовжній розріз модернізованої дводискової муфти зчеплення для двигуна Lombardini 1503: варіант 1 – серійна муфта зчеплення від колісного трактора Т-16МГ; варіант 2 – удосконалена муфта зчеплення для УМТЗ-26 «Надія»

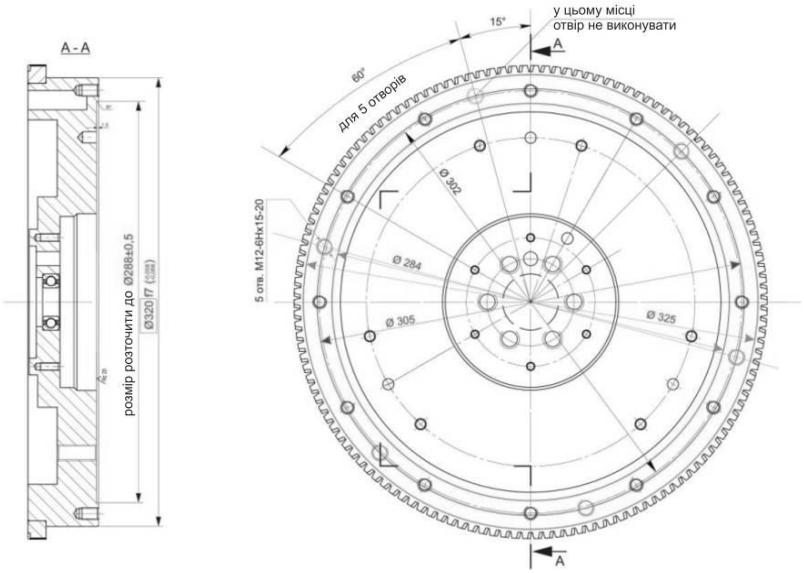


Рисунок 2 – Вид з переду та збоку модернізованого маховика у зборі

Варіант 2 вимагає розробки нової прес-форми, за допомогою якої можна масово виготовляти штамповані гарячим методом металевої болванки. А потім з оброблених термомеханічним способом болванок точити корзинки зчеплення і комплектувати ними нові модифікації зчеплень для двигунів.

Загальний вигляд ДВЗ з новим зчепленням в зборі удосконаленого вузла показаний на рис. 3.

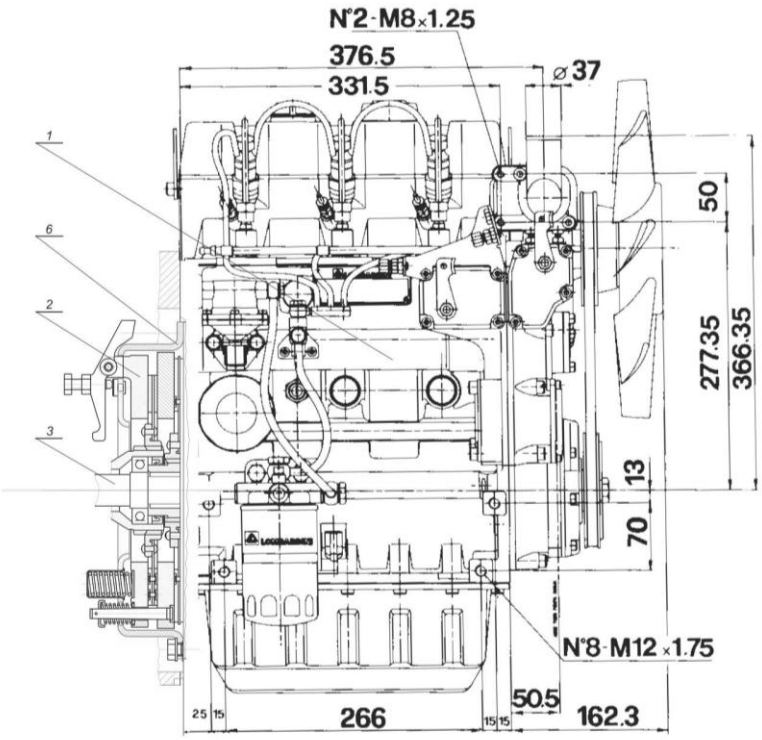


Рисунок 3 – Загальний вид двигуна Lombardini 1503 у зборі з удосконаленою дводисковою муфтою зчеплення

Для з’єднання дизеля Lombardini 1503 з удосконаленою дводисковою муфтою зчеплення з новою автоматичною КПП розроблений приєднувальний фланець КПП, який наведений на рис. 4.

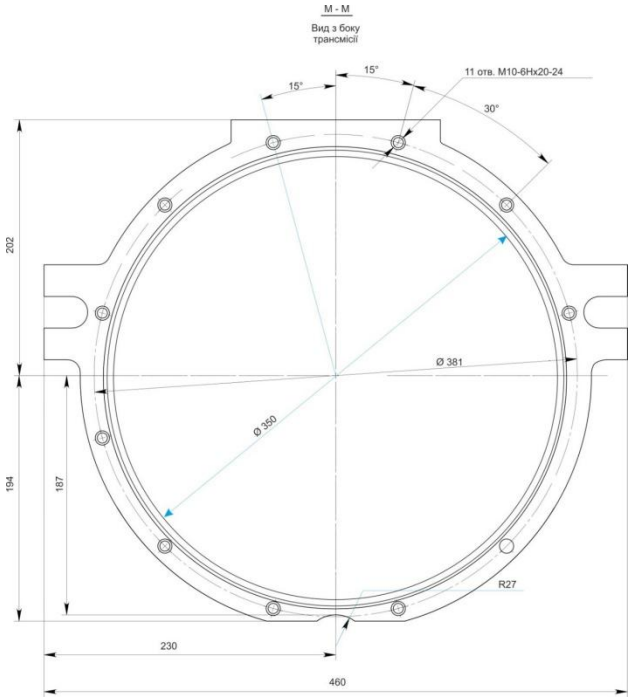


Рисунок 4 – Приєднувальний фланець КПП

Вид з переду та збоку модифікованої корзинки зчеплення пояснюється рис. 5.

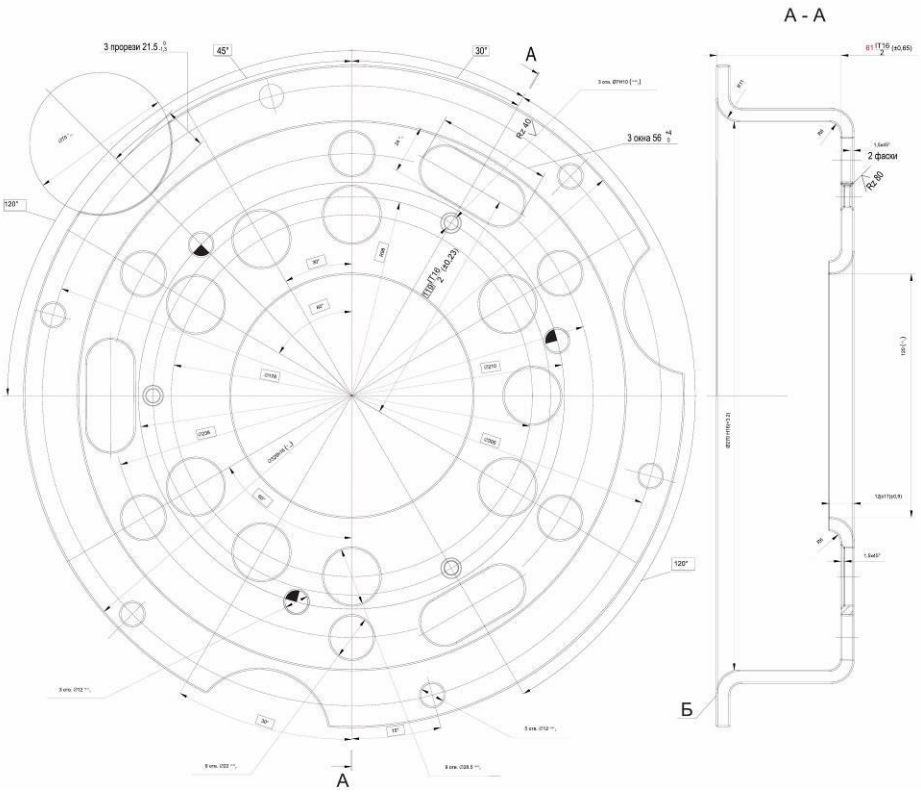


Рисунок 5 – Вид з переду та збоку модифікованої корзинки зчеплення

Висновки

У роботі вирішені наступні науково-практичні задачі.

1. Виконаний динамічний розрахунок ДВЗ та побудовані сили і моменти, діючі на деталі КШМ дизеля Lombardini 1503 для АТЗ.

3. Виконаний розрахунок по визначенню запасу міцності вдосконаленої муфти зчеплення при установці двигуна потужністю 26 кВт на транспортний засіб:

– запас на знос і нагрівання муфти зчеплення;

– коефіцієнти запасу зчеплення головної муфти зі здвоєними натискними пружинами складають:

– $\beta_{зч} = 2{,}317$ – при незношених накладках;

– $\beta_{зч} = 1{,}951$ – при сумарному зносі двох поверхонь тертя $X_{\max}$ = 3,0 мм;

– для забезпечення необхідного запасу зчеплення муфти ВВП $\beta_{зч} = 1{,}03$ необхідно збільшити деформацію натискних пружин муфти ВВП на 1,15 мм. В літературі відсутні рекомендації по вибору коефіцієнта запасу зчеплення муфти ВВП;

– тиск питомої роботи буксування і температура нагріву натискного диска за одне включення зчеплення знаходяться в рекомендованих межах, що свідчить про достатню працездатності фрикційних поверхонь муфти зчеплення.

4. Розроблено ККД компонування ДВЗ на транспортному засобі, а також виконано компонування модернізованого дводискового зчеплення на дизелі ТЗ.

Література

1. Методичні вказівки до виконання динамічного розрахунку двигуна в курсових і дипломних проектах студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» з дисципліни «Автомобільні двигуни» (розділ 3 «Теорія, розрахунок і аналіз роботи автотракторних ДВЗ») / А.Т. Лебедєв, В.М. Манойло, М.Л. Шуляк, О.В. Єсіпов, С.О. Поляшенко. – Харків: Вид-во ХНТУСГ, 2019.– 22 с.

2.Подригало Н.М. Концепція забезпечення ефективності та контролю функціональної стабільності мобільно-трансмісійних установок тягово-транспортних засобів: Дис. доктора техн. наук: 05.22.20/ Подригало Н. М. – Харків, 2016. – 408 с.

3. Протокол №63–70(ОП 0108) випробування досвідченого зразка самохідного шасі Т-16МГ потужністю двигуна 24 л.с. (СШ–24). – Харків, 1970.

АДАПТАЦІЯ СЕРІЙНОГО ЗЧЕПЛЕННЯ З ДИЗЕЛЕМ LOMBARDINI 1503 ДЛЯ МАЛОГАБАРИТНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ УМТЗ-26 «НАДІЯ»

Манойло Володимир Максимович, докт. техн. наук, професор кафедра ДВЗ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: volodimir.m.manoylo@gemail.com, ORCID: 0000-0003-2208-4404
Твердохліб Світлана Пилипівна, науковий співробітник,
Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого,
e-mail: hfukrndipvt@gmail.com, ORCID: 0000-0001-6462-1402
Плигун Максим Сергійович, магістр,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: maksplygun@gmail.com;
Ніколаєнко Максим Андрійович, бакалавр**,**
Харківський державний біотехнологічний університет,
e-mail: jojobas21235@gmail.com

Актуальність роботи пов’язана з адаптацією серійного дводискового механізму зчеплення з дизелем Lombardini 1503 на малогабаритному транспортному засобі УМТЗ-26 «Надія».

Об’єктом дослідження є зчеплення від трактора Т-16МГ серійного виробництва котре застосоване на дизелі Lombardini 1503 для використання на УМТЗ-26 «Надія».

Предмет дослідження вплив тягово-потужностних параметрів силової установки, зі збільшенням потужності дизеля з 18,5 до 26 кВт, на запас міцності дводискової муфти зчеплення серійного виробництва.

Центрування, установка і кріплення дизеля до ведучого фланця КПП УМТЗ-26 «Надія».

Однією з найбільш відповідальних операцій при з’єднанні механізму зчеплення з удосконаленим маховиком дизеля є його центрування, тобто мінімальне відхилення осі колінчастого вала ДВЗ відносно осі веденого вала трансмісії.

На УМТЗ-26 «Надія» в його задній частині встановлюється дизель Lomdardini 1503 потужністю 26 кВт, наведений на рис. 1.

За допомогою спеціального пристосування вісь колінчастого вала ДВЗ з боку маховика поєднується з віссю веденого вала КПП. Далі, двигун плавно пересувають в сторону фланця КПП, на передньому кінці веденого вала КПП є фаска, за допомогою якої вал спочатку входить у внутрішній калібрований отвір підшипника запресованого в маховику ДВЗ. У міру подальшого пересування двигуна, ведений вал КПП остаточно центрується щодо підшипника, з перехідною посадкою, яка не перевищує 2-3 мкм. У процесі пересування виступ і отвори у фланці маховика ДВЗ центруються між собою відносно направляючого паза і отворів головного фланця КПП, при цьому фланці корпусу маховика і КПП, які щільно прилягають один до одного і стягуються болтами.

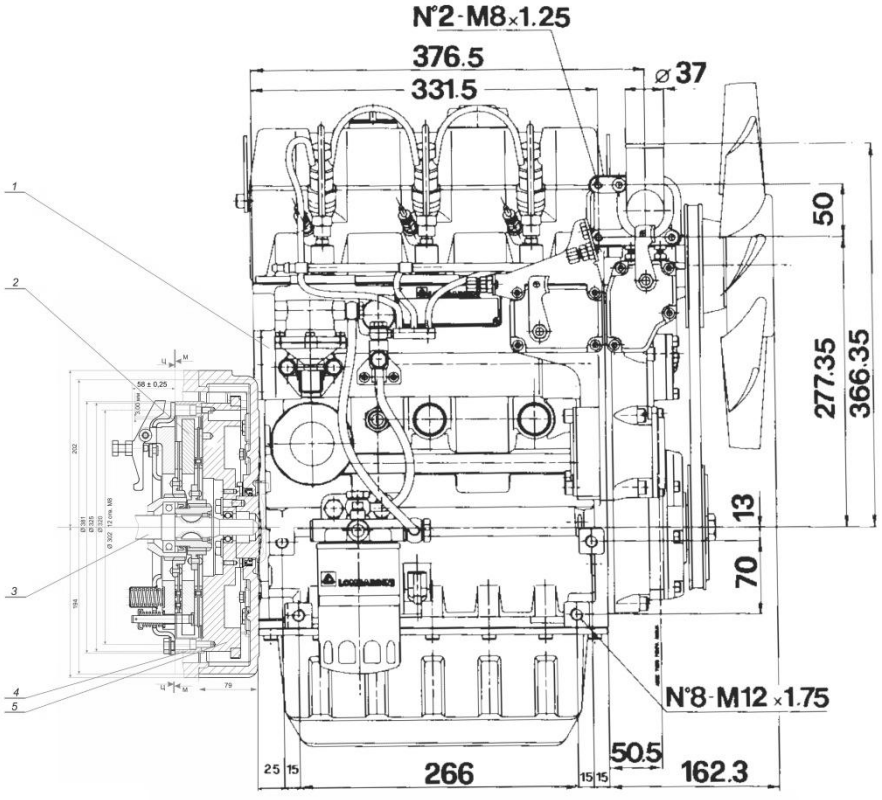


Рисунок 1 – Вид з боку дизеля Lombardini 1503 зі зчепленням серійного виготовлення

Для застосування серійного зчеплення (рис. 2) від колісного трактора Т-16МГ на УМТЗ-26 «Надія», передбачена незначна модернізація маховика двигуна Lombardini 1503, яка наведена в роботі [5].

При встановленні серійного дводискового зчеплення на УМТЗ-26 «Надія» модернізації піддається вал головного зчеплення, який наведений на рис. 3.

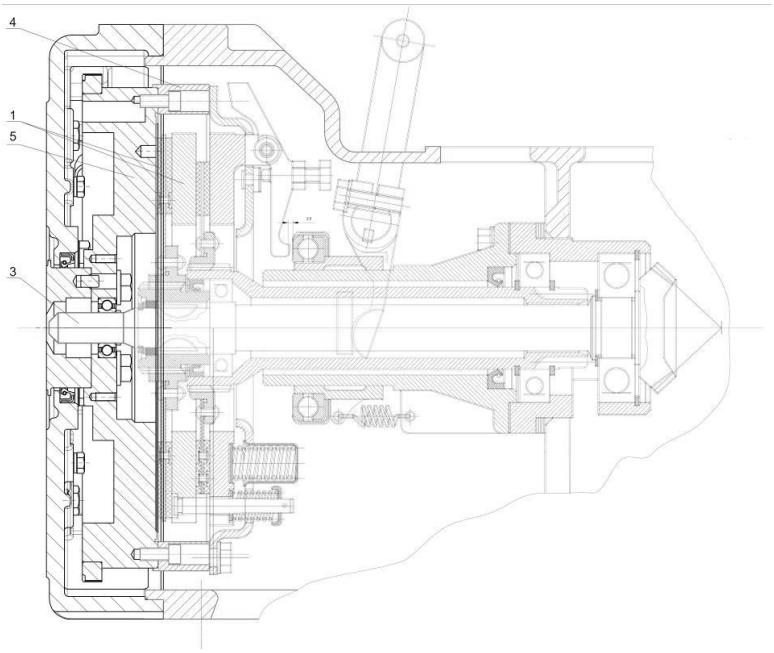


Рисунок 2 – Поздовжній розріз дводискового зчеплення серійного виготовлення і маховика дизеля Lombardini 1503

Конструкцією передбачено, що передній кінець веденого вала на 50 мм виступає відносно торця головного фланця КПП (див. рис. 3).

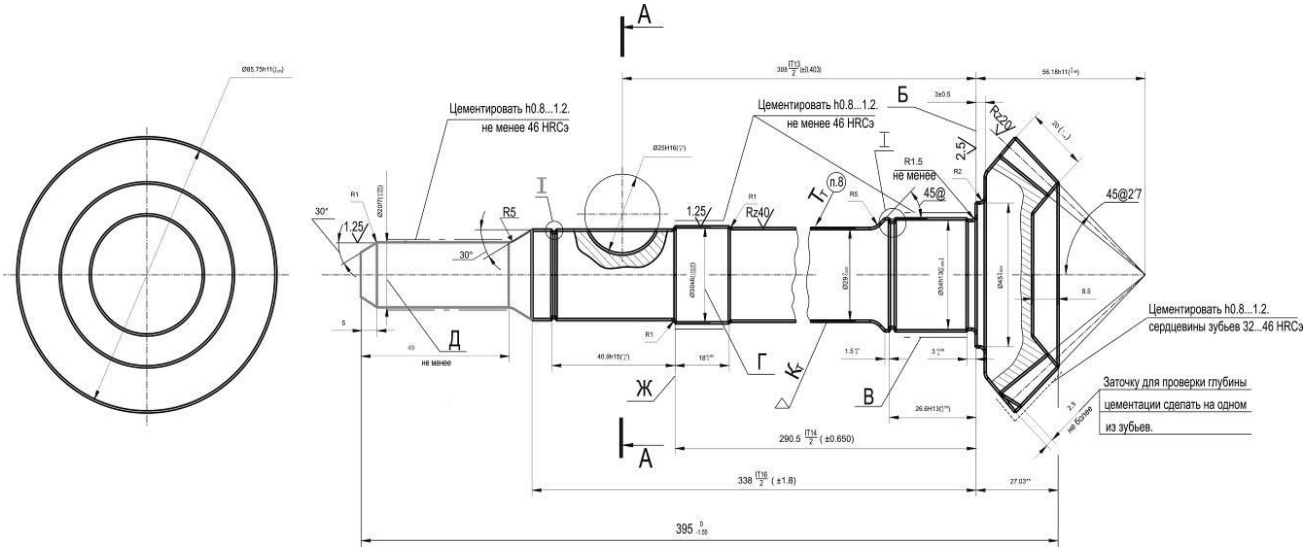


Рисунок 3 – Вал головного зчеплення

Для того щоб диск зчеплення серійного виготовлення центрувався відносно модернізованого маховика на ньому вироблений внутрішній паз в котрий заходить перший проміжний диск дводискового зчеплення. Центрування серійного диску зчеплення відносно маховика здійснюється за допомогою спеціально виготовленого центрувального диску, який приведений на рис. 3.3. Центрувальній диск зчеплення центрується по зовнішній поверхні маховика, а потім притягується до нього 12 болтами М8, а далі на центрувальний диск

встановлюється дводискове зчеплення, яке центрується відносно нього та притягується 5-ю болтами М8.

Габаритні розміри дизеля Lombardini 1503 аналогічні двигуну Lombardini 1603. Літровий об'єм і номінальна потужність першого складає 1503 $см^3$ і 26,2 кВт, а другого – стосовно дорівнює 1603 $см^3$ і 30 кВт. Їх можна обидва застосовувати на універсальному малогабаритному транспортному засобі – УМТЗ-26 «Надія».

Висновки

У роботі вирішені наступні задачі.

1. Проведений огляд конструктивних особливостей та умови експлуатації дводискових муфт зчеплення на малолітражних вантажних АТЗ.

2. Виконаний тепловий розрахунок ДВЗ та побудовані швидкісні характеристики дизеля Lombardini 1503 для АТЗ.

3. Виконаний розрахунок по визначенню запасу міцності муфти зчеплення серійного виготовлення при установці на АТЗ двигуна потужністю 25 к.с., а саме:

– запас на знос і нагрівання муфти зчеплення;

– коефіцієнт запасу зчеплення головною муфти самохідного шасі Т-16МГ при установці на нього двигуна потужністю 25 к.с. становить $\beta = 2,32$, що знаходиться в рекомендованих для тракторних муфт межах (рекомендується $\beta = 2...3$);

– коефіцієнт запасу зчеплення муфти ВВП самохідного шасі Т-16МГ при установці на нього двигуна потужністю 25 к.с. становить 0,92 (при вимкненій головній муфті).

Для серійного самохідного шасі (з двигуном потужністю 25 к.с.) зазначений коефіцієнт запасу дорівнює 1,03;

– збільшення коефіцієнта запасу зчеплення муфти ВВП до 1,03 при установці на шасі з двигуном потужністю 25 к.с. може бути досягнуто шляхом додаткового підтиснення пружин муфти ВВП на 1,15 мм; коефіцієнт запасу зчеплення муфти ВВП при включеній головній муфті дорівнює 2,83;

– питомі тиски на поверхнях тертя муфти зчеплення, питома робота буксування при рушанні з місця і температура нагріву натискного диска головною муфти за одне включення знаходиться в рекомендованих межах.

4. Розроблено ККД компонування ДВЗ на транспортному засобі, а також виконано компонування серійного дводискового зчеплення на самому дизелі.

Література

1. Методичні вказівки до виконання теплового розрахунку двигуна в курсових і дипломних проектах студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» з дисципліни «Автомобільні двигуни» (розділ 3 «Теорія, розрахунок і аналіз роботи автотракторних ДВЗ») / А.Т. Лебедєв, В.М. Манойло, М.Л. Шуляк, О.В. Єсіпов, С.О. Поляшенко. – Харків: Вид-во ХНТУСГ, 2019.– 38 с.

2. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є.,Тимченко І.І. Автомобільні двгуни: Підруч. для студентів спец. Автомобілі та автомобільне господдарство‖ вищ. навч. закладів. – К.: Арістей, 2004. –438 с.

3. Подригало Н.М. Концепція забезпечення ефективності та контролю функціональної стабільності мобільно-трансмісійних установок тягово-транспортних засобів: Дис. доктора техн. наук: 05.22.20/ Подригало Н. М. – Харків, 2016. – 408 с.

4. Протокол № 63-70 (ОП 0108) випробування дослідного зразка самохідного шасі Т-16МГ потужністю двигуна 24 к.с. (СШ-24). - Харків, 1970.

КОМПОНУВАННЯ ДИЗЕЛЯ LOMBARDINI 1603 З МЕХАНІЗМОМ ЗЧЕПЛЕННЯ СЕРІЙНОГО ВИРОБНИЦТВА НА МІНІВАНТАЖНОМУ АВТОМОБІЛІ КАТЕГОРІЇ N1

Манойло Володимир Максимович, докт. техн. наук, професор кафедра ДВЗ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: volodimir.m.manoylo@gemail.com, ORCID: 0000-0003-2208-4404
Тетівник Геннадій Олександрович, завідуючий наукової лабораторії,
Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого,
e-mail: hfukrndipvt@gmail.com, ORCID: 0000-0002-2512-411X
Стрижак Гліб Олександрович, бакалавр,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: glebstrijak2003@gmail.com, ORCID: 0009-0002-1850-3557

Актуальність теми роботи пов’язана центруванням серійного дводискового зчеплення з модернізованим маховиком дизеля Lombardini 1603 на мініавтомобілі міського комунального призначення. Мета дослідження: визначення вихідних параметрів модернізованого маховика та дводискового зчеплення серійного виробництва від колісного трактора Т-16МГ та адаптація її до мінівантажного автомобілю категорії *N1*. Об’єкт дослідження – модернізований маховик та дводискове зчеплення від колісного трактора Т-16МГ серійного виробництва застосоване до мінівантажного автомобілю категорії *N1*.

Предмет дослідження. Як впливає значення параметрів дизеля, при збільшенні потужності ДВЗ з 26,4 до 30 кВт, на запас міцності дводискової муфти зчеплення серійного виробництва.

Зроблений тепловий розрахунок (ТР) ДВЗ для мінівантажного автомобілю категорії *N1* з повною масою до 3,2 тони. Вхідні дані ТР дозволили виконати розрахунок маховика за допустимим ступенем нерівномірності ходу при установці двигуна потужністю 30 к.с на мінівантажний автомобіль. Наведений розрахунок маховика за умови забезпечення торкання автомобіля з місця.

Найвідповідальнішою операцією при установці зчеплення на маховику ДВЗ є його центрування, тобто повинно бути мінімальне відхилення осі колінчастого вала ДВЗ відносно осі веденого вала вузла трансмісії.

На рис. 1 наведений дизельній двигун, що встановлений на мінівантажний автомобіль. Останній компонується в передній частині АТЗ.

Перед тим як встановити серійне дводискове зчеплення (рис. 2) від колісного трактора Т-16МГ на мінівантажний автомобіль категорії *N1* відбувається

незначна модернізація маховика двигуна Lombardini 1603, яка наведена на рис. 3.

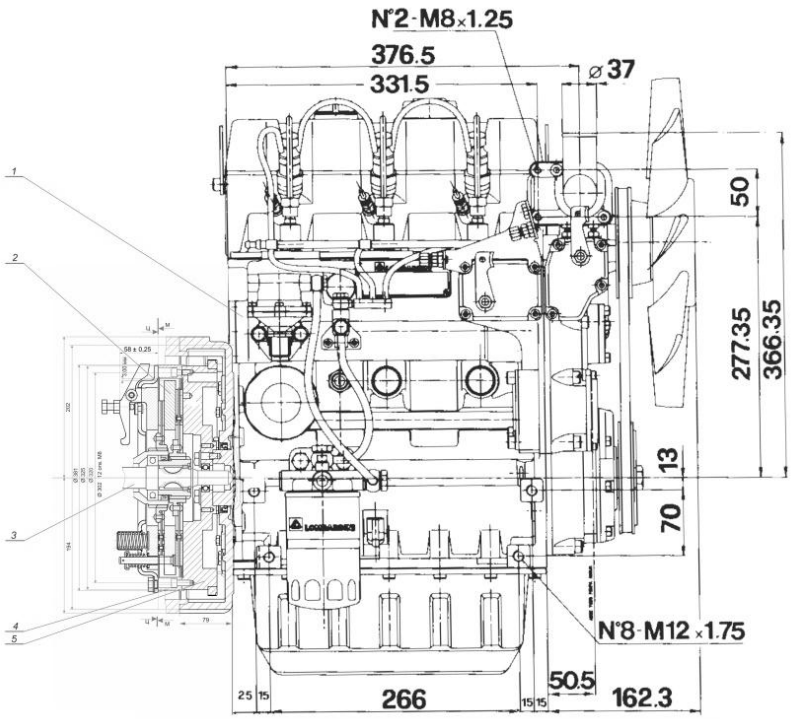


Рисунок 1 – Поздовжній розріз трьохциліндрового двигуна Lombardini 1603 у зборі з дводисковим зчепленням серійного виробництва

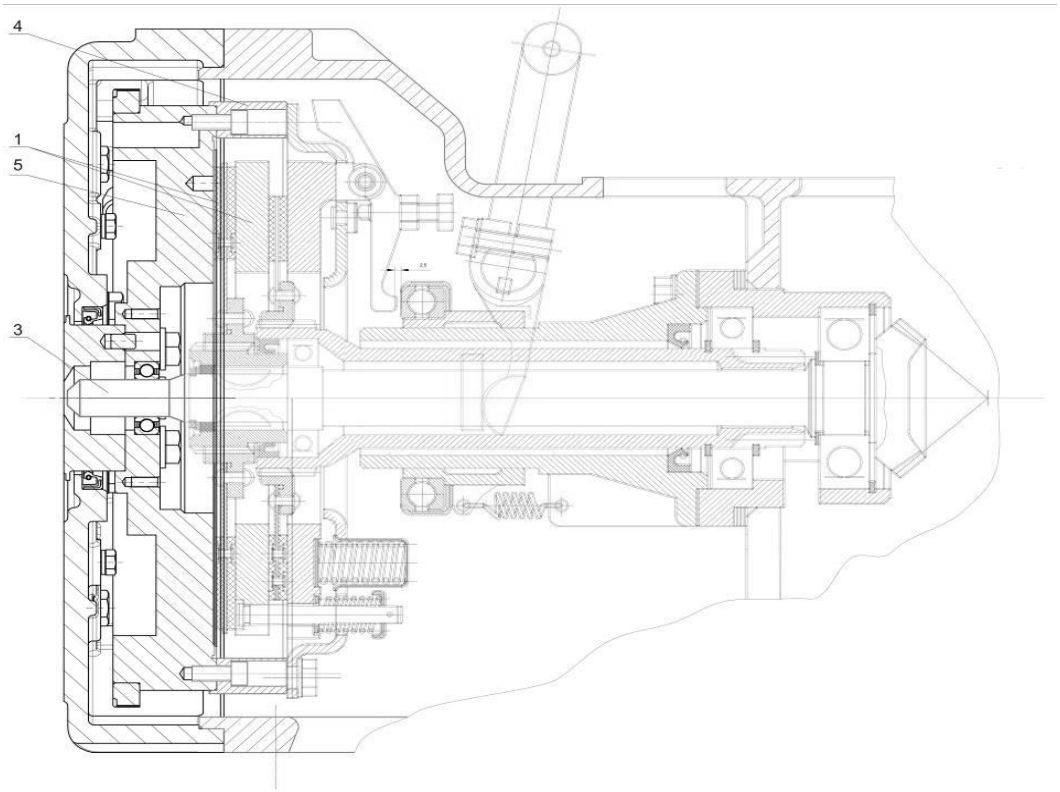


Рисунок 2 – Поздовжній розріз маховика і дводискового зчеплення серійного дизеля Lombardini 1603

Модернізований маховик дизеля Lombardini 1603 приведений на рис. 3. Маховик до оброблений зі зовнішньої сторони по діаметру з посадкою з невеликим зазором рівним 320 f7. На це місце встановлюється центрувальний диск.

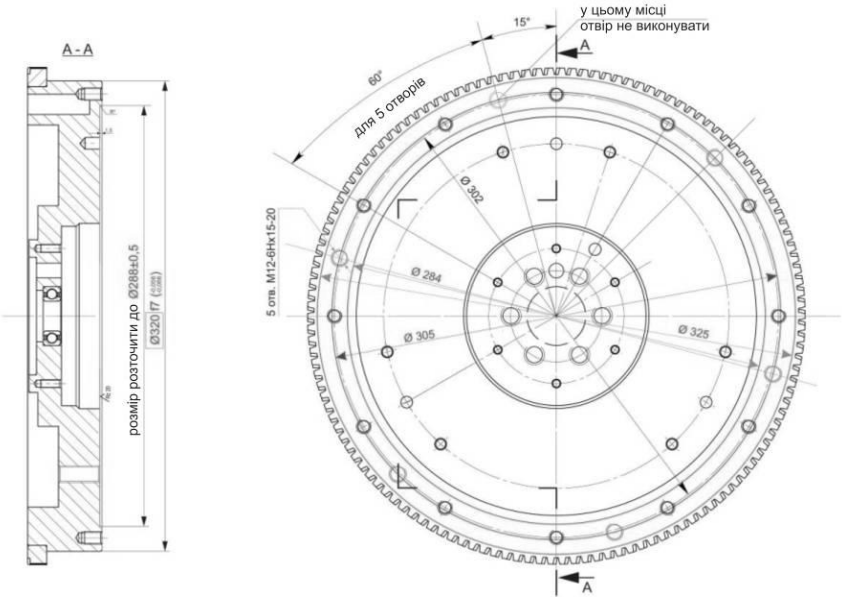


Рисунок 3 – Вид з переду та поперечний розріз маховика у зборі

Вид з переду та збоку центрувального диску, а також вал головного зчеплення приведені у роботах [5 і 6]. Центрувальний диск встановлюється на модернізований маховик і притягується до маховика 6-ма бовтами. Далі на центрувальний встановлюється і центрується серійний механізм зчеплення та фіксується шістьома бовтами М 8.

Відмінними особистостями між модифікаціями двигунів є те, що хід поршню дизеля Lombardini 1603 відрізняється від двигуна Lombardini 1503, у першого він складає 90,4 мм, а у другого стосовно дорівнюється 85 мм. Радіус кривошипного коліна колінчатого вала дизеля Lombardini 1603 рівний 45,2 мм, а довжина штоку шатуна дорівнює 145,3 мм. Стосовно у Lombardini 1503 радіус кривошипного коліна складає 42,5 мм, а довжина штоку шатуна - 148 мм. За рахунок чого, у 3-х циліндрового ДВЗ Lombardini 1603 літровий обсяг одного циліндру на 33 см^3 більший, а загальній літровий об'єм складає 1603 см^3. Стосовно у дизеля Lombardini 1503 він дорівнює усього 1503 см^3. Тому згідно технічних даних підприємства – виробника номінальна потужність дизеля Lombardini 1503 складає 26,4 кВт, а двигуна Lombardini 1603 дорівнює 30 кВт.

Висновки

У роботі вирішено наступне.

1. Проведений аналіз конструктивних особливостей та умови експлуатації дводискових муфт зчеплення на малолітражних вантажних АТЗ.

2. Виконаний тепловий розрахунок параметрів робочого процесу дизеля Lombardini 1603 для мініавтомобілів категорії *N1*.

3. Виконаний розрахунок по визначенню раціонального вибору масо-габаритних показників модернізованого маховика при установці на мініавантажний автомобіль двигуна потужністю 30 к.с.

4. Виконаний динамічний розрахунок сил і моментів які виникають в КШМ ДВЗ, побудовані годографи навантажень на шатунні та корені шийки і підшипники колінчатого валу ДВЗ.

5. Приведений розрахунок маховика дизеля за умови забезпечення торкання автомобіля з місця.

6. Розроблене ККД компонування ДВЗ на міні вантажному АТЗ, а також компонування серійного дводискового зчеплення на самому дизелі.

Література

1. Методичні вказівки до виконання теплового розрахунку двигуна в курсових і дипломних проектах студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» з дисципліни «Автомобільні двигуни» (розділ 3 «Теорія, розрахунок і аналіз роботи автотракторних ДВЗ») / А.Т. Лебедєв, В.М. Манойло, М.Л. Шуляк, О.В. Єсіпов, С.О. Поляшенко. – Харків: Вид-во ХНТУСГ, 2019.– 38 с.

2. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є.,Тимченко І.І. Автомобільні двгуни: Підруч. для студентів спец. Автомобілі та автомобільне господдарство‖ вищ. навч. закладів. – К.: Арістей, 2004. –438 с.

3. Подригало Н.М. Концепція забезпечення ефективності та контролю функціональної стабільності мобільно-трансмісійних установок тягово-транспортних засобів: Дис. доктора техн. наук: 05.22.20/ Подригало Н. М. – Харків, 2016. – 408 с.

4. Протокол № 63-70 (ОП 0108) випробування дослідного зразка самохідного шасі Т-16МГ потужністю двигуна 24 к.с. (СШ-24). - Харків, 1970.

ОЦІНКА СТІЙКОСТІ ЛАКОФАРБОВОГО ПОКРИТТЯ ДО КОРОЗІЇ

Павленко В'ячеслав Миколайович, к.т.н., доцент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: vp.khadi@gmail.com, ORCID: 0000-0003-0796-4307

Корозія являється однією з основних проблем лакофарбового покриття й автомобіля загалом, вона може серйозно погіршити їх зовнішній вигляд, стан, надійність та структурну цілісність автомобіля. Механізм корозії полягає в реакції металу з водою і киснем або іншими хімічними речовинами. Це призводить до утворення корозійних плям і оксидів, які руйнують метал і знижують його міцність.

Основними учасниками корозії є металеві деталі, вода, кисень і інші хімічні речовини, які можуть бути присутні в навколишньому середовищі. До основних видів корозії за її механізмом відносять: хімічну, електрохімічну, а також біологічну

Стійкість до корозії є основним показником ефективності лакофарбового покриття на автомобілі. Дослідження включають в себе експерименти зі симуляцією умов корозійного середовища, які можуть бути зустрінуті в різних кліматичних умовах. Ці умови часто складно змоделювати в лабораторії, оскільки більша частина цієї корозії виникає через те, що сіль або інші хімічні речовини залишаються на поверхні фарби протягом тривалого часу - і все це у багатьох випадках у поєднанні з екстремальними погодними умовами.

Хімічний процес корозії є складним і може бути розглянутий як електрохімічне явище. Під час корозії в певній точці на поверхні предмета, який виготовлений із заліза, відбувається окислення.

Ця пляма на поверхні предмета діє як анод, внаслідок чого вивільнюються електрони. Ці електрони переміщаються через метал та переходять до іншої точки на металі.

У цьому процесі кисень в присутності H+ (який може утворюватися з H_2CO_3, утвореного внаслідок розчинення вуглекислого газу з повітря у воді в умовах вологості атмосфери) відновлюється в місці, де відбувається окислення. Основні зовнішні агенти, які сприяють корозії автомобілів, наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Зовнішні агентами, які сприяють корозії

Хімічні речовини на дорозі	Різні хімічні речовини, такі як солі, хлориди і інші розсипи для розчищення доріг, можуть потрапляти на автомобіль під час руху і сприяти корозії металевих деталей.
Атмосферні умови	Погані атмосферні умови, такі як дощ, сніг, сильне сонце і вологість, можуть впливати на швидкість корозії.
Забруднене повітря	Переносні забруднення та хімічні речовини у повітрі, такі як сірководень та оксиди азоту, можуть викликати корозію на поверхні автомобіля.
Механічні ушкодження та подряпини	Подряпини і ушкодження лакофарбового покриття автомобіля можуть робити метал вразливим до впливу корозії, оскільки вони порушують захисний бар’єр.

Щоб найкраще відтворити ці типи умов та забруднень, будуть використані такі тести: випробування на нейтральний сольовий туман.

Випробування сольовим туманом є широко поширеним методом прискорених випробувань на корозію [1]. В цьому методі металеві та неметалеві матеріали піддаються впливу агресивного корозійного середовища протягом тривалого періоду для оцінки їхньої стійкості до корозії в камері сольового туману.

Цей метод використовується для визначення ефективності фарб та покриттів, призначених для захисту матеріалів від корозії. Зазвичай випробування в сольовому тумані проводять відповідно до стандарту ASTM B117 [2] і включають в себе піддавання матеріалів впливу нейтрального сольового туману протягом періоду часу, який може становити від 24 до 1000 годин. Під час

випробування регулярно перевіряють стан зразків через певні інтервали часу, щоб моніторити та фіксувати будь-які зміни в їх стані. Випробування може завершитися, коли спостерігається початок корозії або після завершення визначеного часу.

Випробування в сольовому тумані з оцтовою кислотою (з мідним прискоренням та без мідного прискорення).

Випробування на сольовий туман із прискореною міддю та оцтовою кислотою (CASS) – це метод, відкритий у 1945 році, який включає додавання оцтової кислоти до розчину, що містить сіль, що використовується у випробуваннях на сольовий туман.

Цей метод набагато агресивніший, ніж звичайний метод тестування сольовим туманом. Порівняно зі звичайним методом солоного розпилення, цей метод є набагато більш корозійним і дозволяє швидше виявити вразливість матеріалів на корозію. Це випробування є формою прискореного корозійного випробування, яке призводить до корозивної дії на покриті зразка для прогнозування придатності захисного покриття.

Для проведення CASS-тесту використовується 95 частин води на 5 вагових частин солі [3] для приготування стандартного розчину. Потім реактив додають хлористої міді кваліфікації, який зневоднює з розрахунку 1 г на 4 л розчину. Розчин атомізується після змішування, і в камері підтримують температуру 490°C.

Зразки мають багатошарові оцинковані або покриті кромки, на які нанесено покриття для запобігання корозії країв. Коли випробувальна камера готова, металеві зразки і зразки з металевим покриттям очищаються за допомогою відповідного розчину для очищення. Компоненти, що використовуються в автомобільній або аерокосмічній промисловості, розміщуються в положенні "як використовується". Ідеальний варіант - оцінювати зразки в будь-який інтервал часу і потім повертати їх до камери.

Циклічне випробування на корозію.

Циклічне корозійне випробування призначене для більш реалістичного проведення тестів на солоний туман порівняно з традиційними, сталими випробуваннями. Метод випробування ґрунтується на реальних корозійних умовах [4].

Оскільки фактичні атмосферні впливи, як правило, включають як вологі, так і сухі умови, має сенс відтворювати прискорені лабораторні випробування за цими природними циклічними умовами. Дослідження показують, що випробування на циклічну корозію відтворює більш схожі відносній швидкості корозії, структуру і морфологію з тими, що спостерігаються на вулиці, виставляючи зразки на послідовність різних середовищ у повторюваному циклі.

Після завершення випробувань, аналіз зразків за допомогою мікроскопа з нескінченним фокусом може бути використаний для докладного вивчення явищ локальної корозії, таких як піттинг у металевих матеріалах. Цей аналіз дозволяє

визначити глибину проникнення корозії і допомагає оцінити серйозність пошкоджень.

Мікроскоп з нескінченним фокусом (IFM) [5] є спеціальним пристроєм для швидкого та безконтактного оптичного 3D-вимірювання (рис.1).

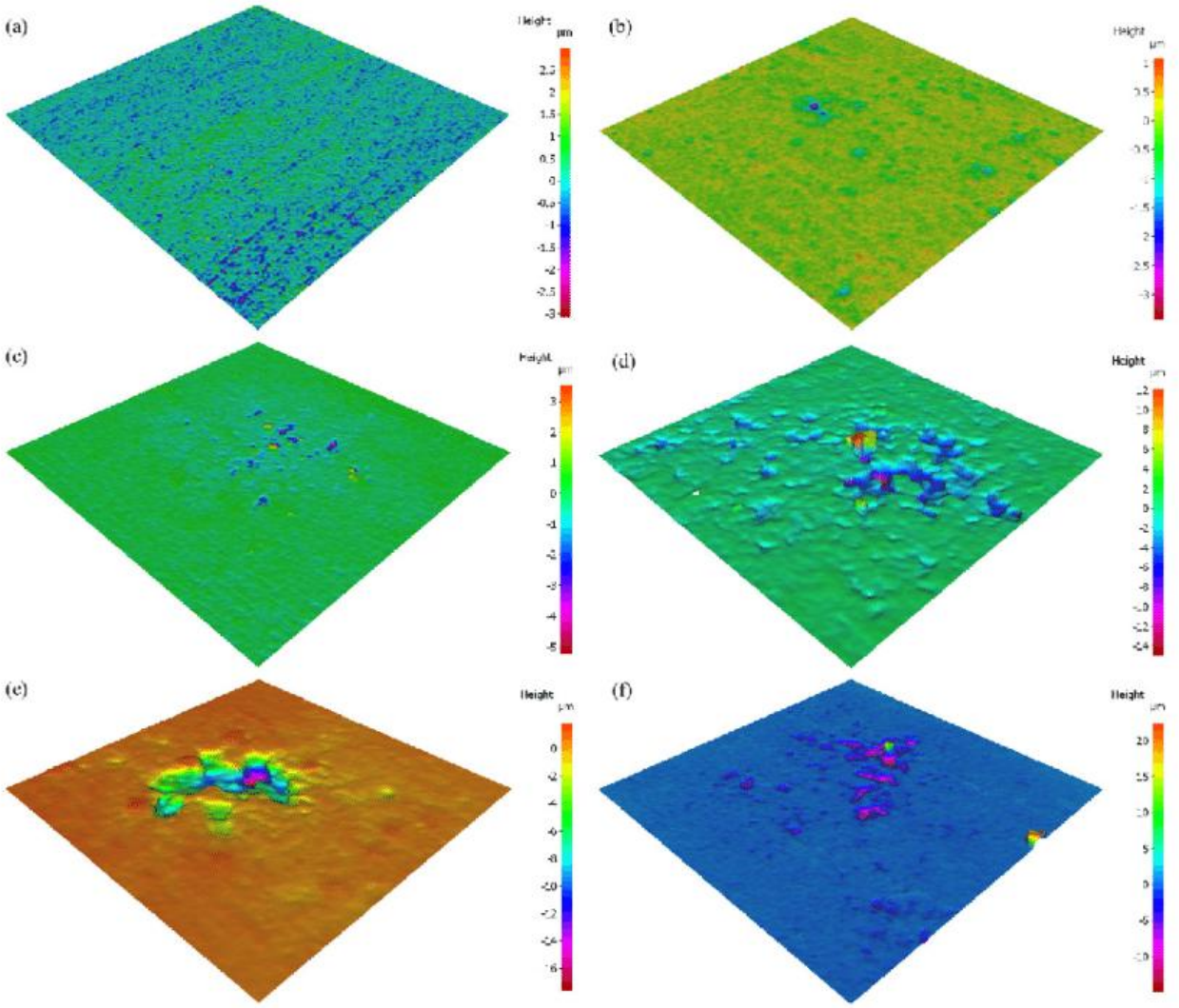


Рисунок 1 – Нескінченно фокусний мікроскоп (IFM) 3D-зображення піттингу, протягом (a) 0 днів, (b) 2 днів, (c) 7 днів, (d) 14 днів, (д) 21 день та (e) 30 днів

Він поєднує в собі низьку глибину різкості оптичного мікроскопа з вертикальним скануванням, що перетинає поверхню зразка, забезпечує високу роздільну здатність та велику глибину різкості для отримання детальних топографічних зображень з великим полем зору. Мікроскоп з нескінченним фокусом реконструює 3D-зображення з ряду 2D-зображень, отриманих між найнижчою та найвищою фокальною площиною. Він компілює області, що перебувають у фокусі, для отримання відтворюваних, чітких, кольорових зображень та точної реконструкції поверхні зразка.

Спеціалісти по антикорозійному захисту і матеріалознавці розробляють лакофарбові матеріали, які мають в своєму складі спеціальні компоненти і добавки, спрямовані на запобігання корозії та збереження металевих поверхонь. Одні з основних компонентів, що додаються до лакофарбових матеріалів, є антикорозійні пігменти. Це речовини, такі як цинковий оксид, фосфати і хромати, які мають здатність створювати захисний бар'єр на металевій поверхні, запобігаючи проникненню вологи та агресивних речовин, що сприяють корозії. Також додавання інгібіторів корозії, таких як бензотриазол або фосфати, може значно зменшити окислення металу та сповільнити процес корозії.

Дослідження компонентів та добавок, які використовують в складі різних лакофарбових матеріалів дозволяє розробникам лакофарбових матеріалів створювати більш ефективні засоби захисту металу від корозії. Тому важливо використовувати високоякісні фарби та правильно наносити їх на металеву поверхню.

В таких фарбах роблять все, щоб вони мали властивості, котрі допомагають утримувати вологу та агресивні середовища подалі від металу. Але навіть з використанням найкращих матеріалів і добавок, корозія може виникнути з часом. Тому регулярна огляд та обслуговування поверхонь, які піддаються впливу агресивного середовища, допоможе вчасно виявляти і усувати ознаки корозії, попереджуючи її подальше поширення.

Висновки

Досліджено різні методи випробувань на стійкість до корозії лакофарбових покриттів, включаючи такі параметри як тривалість випробувань, температурні режими, хімічна агресивність середовища та методи аналізу цих випробувань.

Все це вказує на те, що належний вибір методів випробувань та правильна оцінка їх ефективності допомагають покращити стійкість лакофарбового покриття до корозії в різних умовах експлуатації.

Література

1. Тест із сольовим туманом. [Електронний ресурс]: https://en.wikipedia.org/wiki/Salt_spray_test

2. Випробування нейтральним сольовим спреєм (ASTM B117). [Електронний ресурс]: https://www.shu.ac.uk/research/specialisms/materials-and-engineering-research-institute/facilities/neutral-salt-spray-testing

3. Випробування мідним прискореним сольовим спреєм (тест CASS). [Електронний ресурс]: https://www.corrosionpedia.com/definition/326/copper-accelerated-salt-spray-test-cass-test

4. Випробування на циклічну корозію. [Електронний ресурс]: https://en.wikipedia.org/wiki/Cyclic_corrosion_testing

5/ Мікроскоп нескінченного фокусу (IFM). [Електронний ресурс]: https://www.shu.ac.uk/research/specialisms/materials-and-engineering-research-institute/facilities/infinite-focus-microscope

Секція 4. ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА, ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА РЕМОНТУ ЕНЕРГОСИСТЕМ, ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ЗАСОБІВ АВТОМАТИЗАЦІЇ

АВТОМАТИЗАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ БЕТОНУ В УМОВАХ БУДІВЕЛЬНОГО МАЙДАНЧИКА

Вірченко Віктор Вікторович, к.т.н., доцент, доцент каф. галузевого машинобудування та мехатроніки,
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»,
e-mail: itm.vvvirchenko@nupp.edu.ua, ORCID: 0000-0002-5346-9545
Рудик Ростислав Юрійович, аспірант,
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»,
e-mail: rostyslavrudyk@nupp.edu.ua, ORCID: 0000-0001-8386-977X
Біданець Сергій Сергійович, аспірант,
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»,
e-mail: bidanetsserhii@gmail.com, ORCID: 0009-0003-3374-0961

Сучасні тенденції в будівельній індустрії свідчать про постійне підвищення вимог до якості, ефективності та безпеки процесів будівництва. Одним із ключових аспектів будівельних робіт є приготування бетону, яке вимагає точності, швидкості та надійності. У зв'язку з цим, актуальним напрямком розвитку є впровадження автоматизованих технологій у процес приготування бетону на будівельних майданчиках.

Традиційні методи виробництва бетону мають ряд недоліків, такі як низька точність дозування компонентів, нестабільна якість продукції, великі витрати ресурсів та часу [1].

Додатковою проблемою є високий рівень втрат матеріалів, пов'язаний з неефективними процесами змішування та подачі бетону, а також недостатньою автоматизацією контролю за якістю продукції. Ці чинники значно ускладнюють планування та виконання будівельних проектів.

Сучасні технології автоматизації виробництва бетону на будівельних майданчиках пропонують широкий спектр інноваційних рішень, спрямованих на оптимізацію процесів приготування та подачі бетонної суміші [2]. Дослідження та розвиток в цій галузі сприяють підвищенню якості, ефективності та безпеки будівельних робіт.

Системи автоматичного дозування компонентів забезпечують точне дозування різних складових бетонної суміші, враховуючи необхідні пропорції та характеристики, що дозволить уникнути помилок, пов'язаних з ручним дозуванням, та забезпечують стабільність якості продукції.

Зазвичай автоматизовані системи дозування включають в себе сенсори та датчики, які вимірюють потрібну кількість кожного компонента, а також системи керування, які регулюють процес дозування на основі заданих параметрів.

Однією з переваг автоматизованих систем дозування є їхній високий рівень точності і повторюваності. Вони дозволяють забезпечити однакову якість бетону незалежно від змінних умов виробництва та індивідуальних характеристик компонентів. Крім того, такі системи можуть бути легко інтегровані з іншими автоматизованими технологіями, що спрощує процес виробництва та підвищує його продуктивність.

Впровадження автоматизованих систем дозування компонентів бетону дозволяє підвищити ефективність приготування, зменшити витрати та ризики, пов'язані з людським фактором. Автоматизовані системи змішування забезпечують рівномірне та ефективне змішування компонентів бетонної суміші, що надає однорідність і якість кінцевого продукту.

Використання автоматизованих бетонозмішувачів є важливим складовим для забезпечення рівномірного та ефективного змішування компонентів бетону. Ці сучасні устаткування використовують передові технології для забезпечення однорідності та якості бетонної суміші, що є ключовим фактором у забезпеченні стійкості та міцності будівельних конструкцій.

Завдяки автоматизації процесу змішування та подачі бетону досягається підвищення продуктивності, зниження витрат ресурсів та ризиків, а також забезпечується висока якість та безпека будівельних робіт. Ці переваги роблять автоматизовані системи незамінним елементом сучасного будівництва.

Також, використання інтелектуальних систем керування дозволяє автоматизувати процеси моніторингу, аналізу та оптимізації виготовлення бетону, що можуть включати системи дистанційного керування, моніторингу якості продукції та прогнозування підтримки обслуговування.

Дистанційне керування обладнанням під час приготування бетону дає можливість для підвищення ефективності та рівня безпеки на будівельну майданчику. Ця технологія дозволяє операторам спостерігати та керувати процесом з відстані, використовуючи спеціальне програмне забезпечення та віддалені системи керування.

Система моніторингу якості продукції в процесі приготування бетону на будівельних майданчиках грає важливу роль у забезпеченні високої якості та надійності будівельних матеріалів. Ця система включає в себе датчики та сенсори для постійного контролю за рівнем якості бетону на кожному етапі виробництва. За результатами отриманих даних автоматичне регулювання виробничого процесу, що дозволяє підтримувати стабільну якість бетону та уникати відхилень від заданих параметрів.

Забезпечити системи моніторингу можливо при встановленні датчиків на обладнання, а також використання IoT-технологій дасть можливість підключати різні пристрої та обладнання до мережі Інтернет, щоб збирати дані про їхню роботу та передавати до центральної системи керування або до хмарного сервісу для подальшого аналізу та обробки. Одержані дані можуть бути оброблені за допомогою алгоритмів штучного інтелекту або спеціалізованих програмних засобів для виявлення аномалій, прогнозування можливих проблем та оптимізації роботи обладнання.

Висновки

Використання автоматизованого обладнання для приготування бетону забезпечує підвищення ефективності змішувача та якості бетону. Автоматизовані системи дозування та змішування забезпечують точне та стабільне виготовлення бетону, що веде до підвищенні продуктивності. Інтелектуальні системи управління забезпечують віддалений моніторинг і дистанційне керування, що значно спростить ведення контролю над процесом роботи та підвищить безпеку роботи.

Література

1. Rudyk R., Kuzub Yu (2022). Justification of new equipment development for preparing concrete solutions. Academic journal. Industrial Machine Building, Civil Engineering, 1 (59), 11-16. https://doi.org/10.26906/znp.2022.58.3077

2. Inga Emeljanova, Viktor Virchenko, Denys Chayka (2018). Wet Shotcrete Process Using a New Set of Small-Sized Equipment for Concreting Formless Computer Simulation. International Journal of Engineering & Technology, 7 (3.2) 97-101. https://doi.org/10.14419/ijet.v7i3.2.14382

МЕТОД ОПТИМІЗАЦІЇ ПЛАНУ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ТЕРМО-ЕЛЕКТРИЧНИХ ГЕНЕРАТОРІВ

Грицук Ігор Валерійович, док. техн. наук, професор каф. ЕСЕУ
Херсонська державна морська академія,
e-mail: gritsuk_iv@ukr.net, https://orcid.org/0000-0001-7065-6820
Головань Андрій Ігорович, канд. техн. наук, доцент каф. СМБ,
Одеський національний морський університет,
e-mail: g.onmu@ukr.net, https://orcid.org/0000-0001-6589-4381
Гончарук Ірина Павлівна, канд. техн. наук, доцент каф. СМБ,
Одеський національний морський університет,
e-mail: h.onmu@ukr.net, https://orcid.org/0000-0002-5306-4206

На морських суднах допоміжним джерелом електроенергії, за різних умов експлуатації, може бути як генератор на гребному валу, дизель-генератор, так і термоелектричні генератори (ТЕГ). ТЕГ відіграють ключову роль, як допоміжне джерело електроенергії на морських суднах, проте їх надійність та ефективність вимагають систематичного технічного обслуговування.

Автоматизована система моніторингу стану – з її потенціалом економії коштів у порівнянні зі звичайною системою – вже була показана в роботах [1] на прикладі системи індикації енергоспоживання для суховантажного судна. Система (ViTherGen) визначається як така, що складається з бортової мережі

датчиків з системою контролю електричних параметрів ТЕГ на кожному осередку ТЕГ і блоку індикації на навігаційному містку.

Метод Монте Карло використовується для моделювання різних сценаріїв роботи термоелектричних генераторів та визначення оптимальної частоти контролю їх технічного стану. Метод дозволяє оптимізувати план технічного обслуговування термоелектричних генераторів, зменшуючи кількість непотрібних перевірок та ремонтів, а також підвищує ефективність експлуатації судна за рахунок своєчасного виявлення та усунення дефектів.

Після введення основних параметрів для вимірювання системи необхідно оцінити найкращий час для вимірювання. Це особливо важливо для дискретних вимірювань, які є знімками поточного стану системи за певні проміжки часу. Для використання у системі ViTherGen з метою зменшення впливу зовнішнього тепловиділення рекомендується враховувати температуру ТЕГ для отримання найбільш надійних вимірювань електричної опірності ізоляції.

Щоб забезпечити достовірність вимірювання опору ізоляції (IR_m) і врахувати вплив температури, необхідна температурна компенсація. Метод прямого вимірювання передбачає вимірювання інших параметрів роботи ТЕГ, які демонструє відтворюваний і чіткий зв'язок з (IR_m). Такі параметри повинні бути практично вимірюваними, наприклад, напруга (V), струм (I) і градієнт температури (ΔT). Однак, оскільки зв'язок між параметрами роботи ТЕГ і (IR_m) часто залежить від температури, дуже важливо також вимірювати температуру ТЕГ. Залежність (f_τ^d) де (d) вказує на прямі вимірювання, а (τ) на температурний параметр, між виміряними параметрами ТЕГ та (IR_m) може бути збережена в системі, тобто:

$$IR_m = f_\tau^d(V, I, \Delta T), \tag{1}$$

Неточності в системі вимірювання опору ізоляції ТЕГ виникають насамперед через складність точного визначення функції f_τ^d, яка характеризує зв'язок між вимірюваними параметрами роботи ТЕГ та (IR_m). Точне визначення характеристик за всіх можливих умов, включаючи варіації напруги, струму, температури і температурного градієнту, є складним завданням, оскільки поведінка ТЕГ сильно залежить від зовнішніх умов. Більша варіативність практичних умов використання може призвести до зниження точності, оскільки отримання f_τ^d для всіх можливих умов є складним завданням. Крім того, поведінка ТЕГ змінюється з використанням і старінням, що ускладнює отримання точних значень f_τ^d для різних ТЕГ. Адаптивні системи вимірювання і контролю, на кшталт ViTherGen, можуть бути краще пристосовані для врахування старіння і деградації ТЕГ [2].

Попередня обробка даних є критично важливим кроком у забезпеченні точності та надійності вимірювання опору ізоляції ТЕГ [3]. Наприклад, суттєве збільшення опору ізоляції ТЕГ може вказувати на відхилення або аномалію в даних. Варто зазначити, що оскільки на опір ізоляції ТЕГ впливає температура

навколишнього середовища, то при підвищенні температури навколишнього середовища або системи може бути зафіксоване нижче значення опору ізоляції ТЕГ. Цей ефект особливо помітний для малих середніх втрат опору ізоляції ТЕГ, і навіть незначні неточності в температурній компенсації можуть призвести до збільшення еталонного значення опору ізоляції ТЕГ $(IR_{m,ref})$. У цьому сценарії значення $(IR_{m,ref})$ з попереднього вимірювання на $(SCV-1)$ розглядається як верхня межа еталонного значення для нового вимірювання. Тому розрахунок виконується наступним чином:

$$IR_{m,ref} = min\left(IR_{m,ref}(SCV-1), IR_{m,ref}\right) \quad (2)$$

Припускається наявність даних з температурною компенсацією, де оцінюється лише опір ізоляції ТЕГ $(IR_{m,ref})$ – нормалізований до змодельованих умов навколишнього середовища у тропічних умовах – вологість 100 % і температура повітря 35 °C. Узгодженість умов експлуатації забезпечується шляхом порівняння вимірювань опору ізоляції ТЕГ, отриманих за аналогічних умов в один і той же час до відходу судна від причалу. Таким чином, на етапі попередньої обробки вже враховані різні сценарії експлуатації, і їх вплив на розробку моделей прогнозування є несуттєвим.

Враховуючи вимоги до надійного методу прогнозування для порівняння було обрано два різні методи: метод середнього значення та регресійний метод. Основна концепція методу середнього значення полягає у визначенні середнього значення деградації ($\bar{d}_a$) шляхом взяття суми всіх значень приростів деградації опору ізоляції ТЕГ (d_i) до SVG_a та обчислення їхнього середнього значення. З іншого боку, метод регресії використовує лінійну регресію для прогнозування деградації опору ізоляції ТЕГ на основі кумулятивної кількості циклів, при цьому нахил лінії регресії представляє швидкість деградації. Ці методи будуть оцінюватися на основі їх здатності точно прогнозувати час виходу з ладу, стійкості до викидів і здатності надавати своєчасні прогнози, які не перевищують EOL системи.

Моделювання базується на фіксованому пороговому значенні для запуску подальших дій з технічного обслуговування. Як показано в Таблиці 1, методи прогнозування майже завжди передбачають середню похибку прогнозу або EOL. Для того, щоб автоматизована система ViTherGen моніторингу стану ТЕГ була найбільш ефективною, необхідно мінімізувати запас міцності для заходів з технічного обслуговування.

Приклад сценарію передбачає середньодобову втрату опірності ізоляції ТЕГ і стандартне відхилення 30 Ω/day, з циклом зчитування 6 SVC що призводить до значення P_{96} на рівні 1 SVC. Це означає, що існує 4% ймовірність того, що прогнозований EOP відхилиться більше ніж на 1 SVC від фактичного EOL. Щоб уникнути ймовірності передчасного виходу з ладу до планового технічного обслуговування, профілактичне ТО (MT_p) повинно враховувати цей 1 SVC, як правило, встановлюючи його на рівні, що забезпечує достатній запас надійності:

$$MT_p = MT_m + \frac{P_{96}}{u_m} \cdot \bar{d}_a, \quad (3)$$

де MT_m - максимально допустимий поріг деградації, визначений виробником, u_m - місячне використання та $\bar{d}_a$ - середня щомісячна деградація системи.

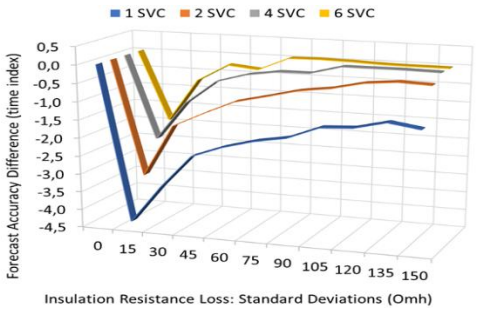


Рисунок 1 – Точність прогнозів: Різниця між $\left(A_f^{avg} - A_f^{reg}\right)$

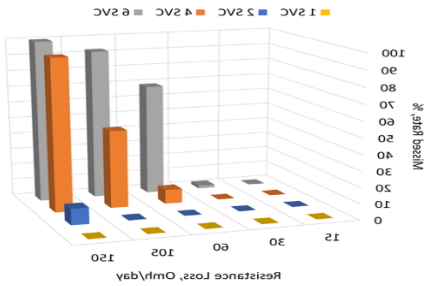


Рисунок 2 – Порівняння частоти пропусків для різних параметрів деградації

Таблиця 1 – Розрахунок показників ефективності ТО (Метод середнього значення)

IR Loss, Ω/day	**1 SVC**		**2 SVC**		**4 SVC**		**6 SVC**	
	R_{mf} %	P_{96}	R_{mf} %	P_{96}	R_{mf} %	P_{96}	R_{mf} %	P_{96}
15	0,0	1	0,0	6	0,0	6	0	2
30	0,0	1	0,0	6	0,0	5	1,8	1
60	0,0	1	0,0	5	8,8	3	68,8	0,5
105	0,0	1	0,32	4	48,4	0,8	92,5	0,1
150	0,0	1	10,1	2	94,6	0,1	100,0	-

На прогностичну спроможність системи ViTherGen впливають наступні фактори: загальна точність прогнозування, показник пропущених відмов значно збільшується при меншій частоті вимірювань і вищій середньодобовій деградації ізоляції, що в кінцевому підсумку призводить до найгіршого сценарію, коли 100% передчасних відмов відбуваються до першої точки контролю опірності ізоляції ТЕГ.

Надійного прогнозу відмов з незначними змінами в точності прогнозування можна досягти, проводячи оцінку опірності ізоляції ТЕГ двічі на місяць або кожний SVC, відповідно, з урахуванням базового використання.

Висновки

В результаті проведених досліджень було визначено оптимальну частоту вимірювань, яка забезпечить найкращу точність прогнозування, враховуючи при цьому необхідні інвестиційні витрати.

Література

1. Golovan, A.; Gritsuk, I.; Honcharuk, I. Reliable Ship Emergency Power Source: A Monte Carlo Simulation Approach to Optimize Remaining Capacity Measurement Frequency for Lead-Acid Battery Maintenance. SAE Int. J. Elec. Veh. 2024, 13(2) https://doi.org/10.4271/14-13-02-0009.

2. Sasa, K.; Chen, C.; Fujimatsu, T.; Shoji, R.; Maki, A. Speed Loss Analysis and Rough Wave Avoidance Algorithms for Optimal Ship Routing Simulation of 28,000-DWT Bulk Carrier. Ocean Engineering 2021, 228, 108800. https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.108800 .

3. Schröer, C.; Kruse, F.; Gómez, J. M. A Systematic Literature Review on Applying CRISP-DM Process Model. Procedia Computer Science 2021, 181, 526–534. https://doi.org/10.1016/j.procs.2021.01.199 .

ОГЛЯД МОЖЛИВОСТІ ВИРОБНИЦТВА СКЛАДОВИХ ДВЗ В УКРАЇНІ НА ПРИКЛАДІ МАЛОЛІТРАЖНОГО ВИСОКООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ

Грицюк Олександр Васильович, д.т.н., проф., професор каф. ДВЗ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: dthkbd@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5596-6254
Кузьменко Анатолій Петрович, канд. техн. наук, доц., доцент каф. ДВЗ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: kuzmatolja@gmail.com, ORCID: 0000-0002-4029-4010
Лазченко Богдан Олексійович, головний технолог відділу головного конструктора, ДП «Завод імені В.О. Малишева»,
e-mail: lazcenkobogdan@gmail.com
Копилов В'ячеслав Володимирович, керівник підприємства,
«Харківський центр ПроМотор»,
e-mail: wsh7@promotor.com.ua
Жуков Олександр Сергійович, здобувач бакалавтури каф. ЗЕФІЗтаКР ім. Б.М.Літвинова, Державний біотехнологічний університет,
e-mail: drag0nange1@meta.ua

На сьогоднішній день така підгалузь машинобудування України як двигунобудування перебуває у дуже складному становищі. В першу чергу це пов'язано з тим, що не спрацював жодний із існуючих механізмів залучення у цю галузь державних інвестиційних ресурсів.

Найбільш конкретним прикладом є вітчизняне малолітражне дизелебудування. Україна завжди мала та продовжує мати потребу в малолітражних дизелях, однак жодна зі спроб прискореного створення такого дизеля не набула широкого впровадження у масове виробництво.

Українське малолітражне дизелебудування створило й довело до серійного виготовлення, але малими партіями, вітчизняні малолітражні дво- та чотирициліндрові дизелі народногосподарського призначення, а саме: V-подібні дизелі Ч 8,2/8,8 серії СМД (СМД-900 і СМД-1800) з робочим об'ємом одного циліндра V_h = 0,464 дм^3, з безпосереднім упорскуванням палива і рядні дизелі Ч 7,9/8,2 серії ДТ (2ДТ, 2ДТМ, 2ДТХ і 4ДТС) з робочим об'ємом циліндра V_h = 0,402 дм^3 і вихорокамерним сумішоутворенням.

Отриманий при розробці та експлуатації цих дизелів власний науково-технічний досвід дозволив Харківській школі дизелебудування розробити нову серію вітчизняних малолітражних автомобільних дизелів потужністю 100÷175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель) [1,2] в чотири- та шестициліндровому виконанні з найпопулярнішим (навіть сьогодні) робочим об'ємом одного циліндра V_h = 0,498 дм^3. Вся серія передбачає безпосереднє упорскування палива у нерозділену відкриту камеру згоряння, але з застосуванням як системи паливоподачі безпосередньої дії типу *HPM*, так і системи типу *Common Rail*. Водночас передбачена організація ефективного сумішоутворення як при двоклапанній головці циліндрів, так і при чотириклапанній.

Запланована на рівні майже десятка державних відомств організація виробництва передбачала суттєве технічне переоснащення вже наявних виробництв і залучення виключно державних видатків розвитку, так як жодна спроба приватного капіталу підняти двигунобудівне виробництво без партнерства з державою успіху в Україні не мала. Але незважаючи на рівень існуючих документів, машинобудівна галузь України власного виробництва малолітражних автомобільних дизелів і на тепер все ще не дочекалась.

Незважаючи на вищевказані труднощі, в 2020 році команда ентузіастів з членів кафедри „Двигунів внутрішнього згоряння" Харківського національного автомобільно-дорожнього університету розпочала роботу з вже досвідченими фахівцями промисловості щодо перевірки спроможності освоєння виробництва автомобільного двигуна уніфікованого потужнісного ряду вітчизняних дизелів проєкту «Слобожанський дизель». Початок освоєння виробництва передбачався з чотирициліндрового дизеля 4ДТНА1 [2].

Роботи було вирішено розпочати з освоєння виробництва головки блоку циліндрів (ГБЦ), адже зазвичай ГБЦ є найбільш складною деталлю ДВЗ, так як конструкція та основні розміри залежать від кількості та діаметрів впускних і випускних клапанів, розміщення свічок, форсунок, форми камери згоряння та ін. Зазвичай в автомобільних і тракторних двигунах з рідинним охолодженням головку блоку циліндрів виготовляють у вигляді загальної відливки для всього ряду циліндрів[3].

Роботу по виготовленню ГБЦ було розпочато з аналізу конструкції та розробки технологічного процесу виготовлення головки блоку циліндрів.

Для цього було порівняно варіант з двоклапанною та багатоклапанною схемами. Конструкція системи газообміну визначає середній ефективний прохідний перетин клапанів і здатність впускних каналів пропускати певну кількість робочого тіла за визначений проміжок часу.

В свою чергу це впливає на наповнення циліндру свіжим зарядом, а тобто і на ефективність робочого процесу, яка характеризується середнім ефективним тиском ***Pe*** [4]. В даній роботі ефективний прохідний перетин використовується відповідно до обраних для дослідження типових конструкцій – двоклапанної та чотириклапанної.

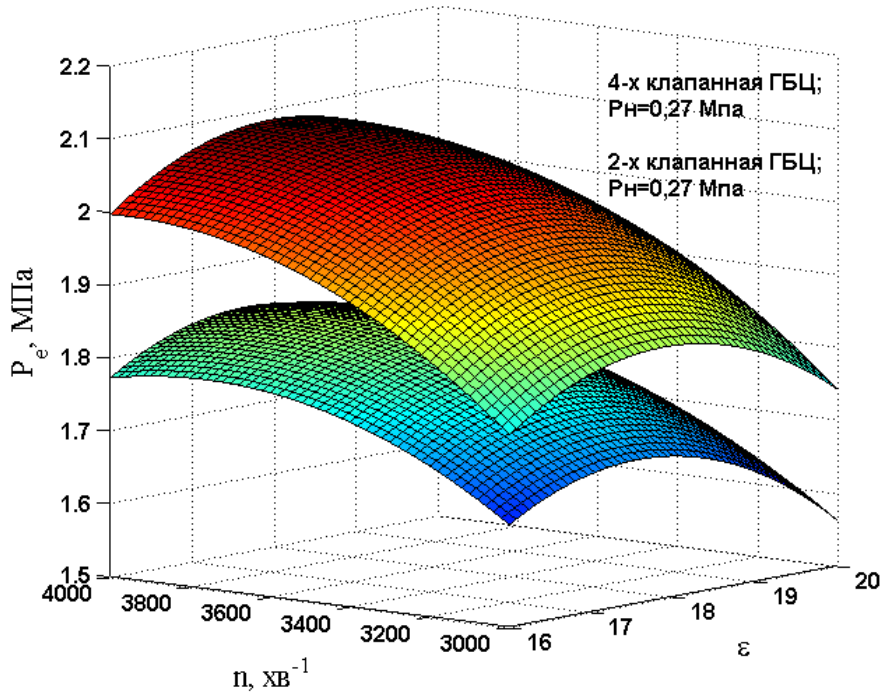


Рисунок 1 – Залежності *Pe=f(ε,n)* при 4-клапанній і 2-клапанній ГБЦ та тиску наддуву P_H=0,27 МПа

За результатами математичної обробки графічно продемонстрованих на рис.1 у тримірному просторі залежностей було знайдено значення оптимальних ***Pe*** для двоклапанної та чотириклапанної схеми газообміну та побудовано графік (рис.2) вже у двомірному просторі.

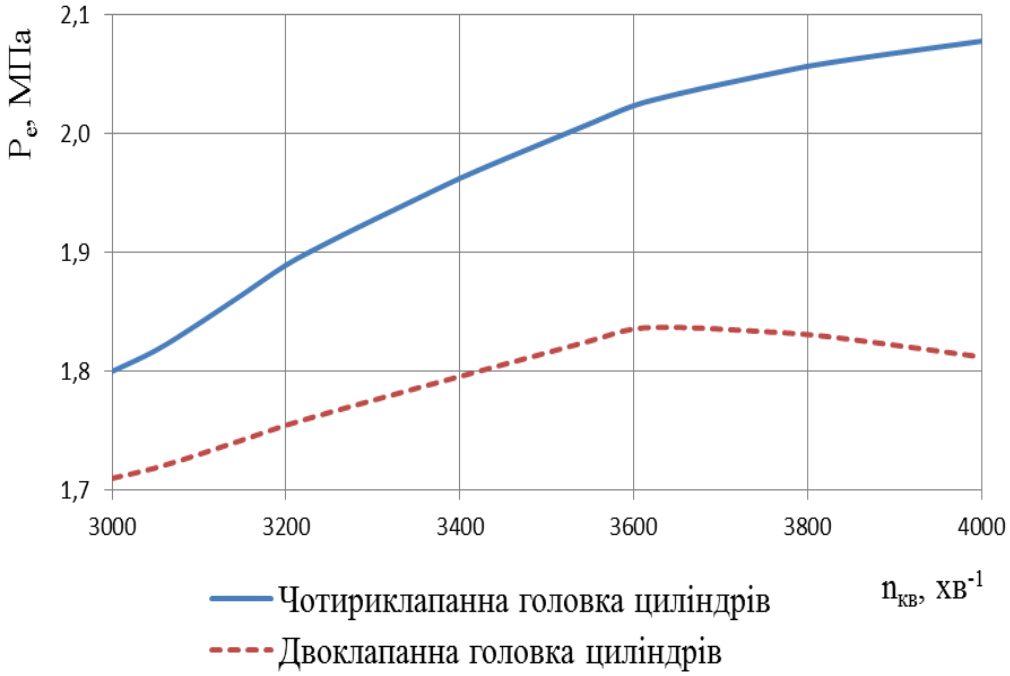


Рисунок 2 – Лінії розташування оптимальних ***Pe*** дизеля серії 4ДТНА при двох схемах організації сумішоутворення

Як видно з наведених на цьому графіку кривих при чотириклапанній головці циліндрів автомобільного дизеля спостерігається безперервне зростання оптимальних значень ***Pe*** в залежності від ***n*** у всьому дослідженому діапазоні частот обертання колінчастого валу, що неможливо сказати при застосуванні схеми з двома клапанами на циліндр.

З цього графіку видно, що ефективність застосування чотириклапанної головки циліндрів, різко збільшується на частотних режимах навантаження 3600 хв$^{-1}$ та вище.

Таким чином, при цілком сучасних рівнях ***Pe***, які досягнуті при ступіні стиснення ε = 18 та тиску наддуву $p_н$ = 0,27 МПа, застосування достатньо складної схеми організації робочого процесу (чотири клапани на циліндр), виключно з точки зору показників максимальної потужності, доцільно тільки для двигунів, які часто працюють на режимах з частотою обертання КВ вище 3600 хв$^{-1}$. Тому в даному випадку для автомобільного дизеля було прийнято рішення обмежитися двоклапанною схемою.

Після проведення першої технологічної операції щодо заготовки було отримано алюмінієву відливку головки блоку циліндрів, що виготовлена з алюмінієвого сплаву АК-5М. Більшість подальших операцій, згідно технологічного процесу, для отримання деталі передбачало механічну обробку. Для цього додатково було залучено технологічне обладнання філіалу центру „ПроМотор” у м. Харків. Зокрема було проведено обробку площин які потрібні для монтування впускної та випускної системи, приєднання елементів системи охолодження а також забезпечення газового стику. Фотознімок обробки вогневої поверхні ГБЦ показано на фото (рис. 3).

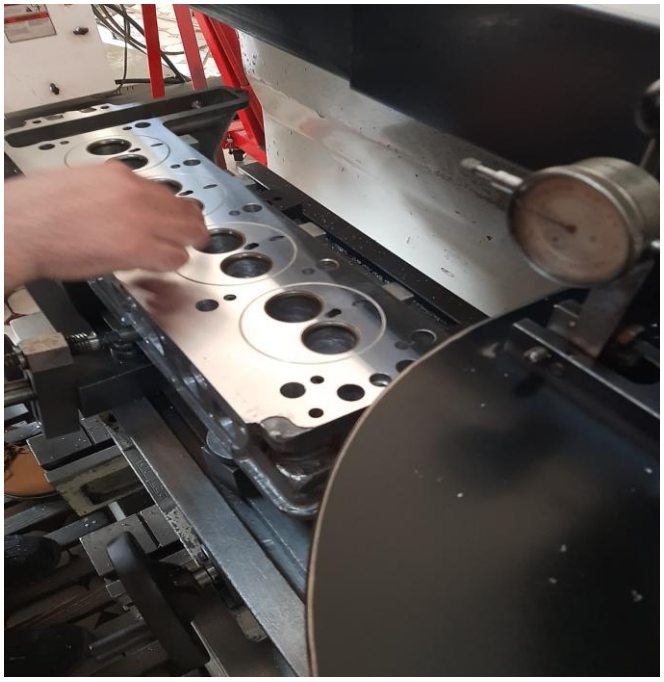


Рисунок 3 – Процес механічної обробки вогневої поверхні головки блоку циліндрів двигуна 4ЧН 8,8/8,2

Одночасно проводились роботи по комплектації механізму газорозподілу, для чого було проведено аналіз можливості використання комплектуючих закордонного виробництва. В результаті даної роботи було прийнято рішення, що в якості заготовок для випускних клапанів можуть бути використані клапани RF0112121B, що встановлюються на двигуни фірми Mazda, для впускних клапанів – 6010530401 що встановлюються на двигуни Mercedes OM 601, та направляючі втулки клапанів фірми FRECCIA G2664. Штовхачі клапанів були вибрані фірми FRECCIA PI 03-102, які використовуються в двигунах фірми FIAT.

Такі рішення суттєво скорочували час на технологічні операції щодо заготовок та дозволяли якомога швидше отримати комплектуючі для збирання головки блоку циліндрів. Після проведення всіх механічних операцій всі складові було зібрано в загальну конструкцію (рис.4).

Рисунок 4 – Фотографії головки блоку циліндрів двигуна 4ЧН 8,8/8,2 у зборі

Висновок

В результаті проведеної роботи було відпрацьовано технологію виробництва головки циліндрів з залученням наявного у регіоні виробничого потенціалу та використанням комплектуючих іноземного виробництва. Такий підхід дозволив суттєво скоротити час на виготовлення та підготовку виробництва ГБЦ для двигуна, що є представником потужнісного ряду «Слобожанський дизель» вітчизняного виробництва.

Література

1. Грицюк О.В. Новий напрямок у дизелебудуванні України / О.В. Грицюк, І.В. Парсаданов, О.А. Мотора // Двигуни внутрішнього згоряння. – Харків: НТУ "ХПІ", 2011 – №1. - С.48-53.

2. Техніко-економічне обґрунтування необхідності державної підтримки у виконанні інноваційно-інвестиційного проекту: Розроблення та впровадження у виробництво малолітражного автомобільного дизеля потужністю 100÷175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель): монографія / Ф.І. Абрамчук, С.О. Альохін, М.Л.Бєлов та ін.: за ред. Ф.І. Абрамчука, О.В. Грицюка, І.А. Дмитрієва. – Харків : ХНАДУ, 2012. – 164с.

3. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є.,Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підруч. для студентів спец. “Автомобілі та автомобільне господдарство” вищ. навч. закладів. – К.: Арістей, 2004. –438 с.

4. Дяченко В.Г. Теорія двигунів внутрішнього згоряння. Підручник для студентів вищих навчальних закладів / В.Г. Дяченко ХНАДУ. – Харків: ХНАДУ, 2009. – 500 с.

ПІДВИЩЕННЯ ПІСЛЯРЕМОНТНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ДЕТАЛЕЙ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Дощечкіна Ірина Василівна, канд. техн. наук, професор каф. ТКМ та М,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: divkhadi@ukr.net, ORCID: 0000-0002-6278-7780
Дуліч Дарина Владиславівна, магістр,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: dara2001200219@gmail.com

Як відомо, одним із найважливіших факторів, що обумовлює довговічність і термін експлуатації різних конструкційних елементів машин, є стан їх поверхні, який визначає службові характеристики в умовах тертя і зношування, дії циклічних навантажень, впливу агресивних середовищ. Згідно з сучасними поглядами вільна поверхня є видом плоского дефекту в кристалі і має суттєвий вплив на деформування та руйнування виробу в цілому.

Численні дослідження показують, що до 70 - 80% передчасного виходу з ладу агрегатів обумовлені зносом, і майже половина відмов припадає на долю двигуна, а саме на деталі циліндро-поршневої групи та кривошипно-шатунного механізму [1].

Ремонтні роботи з усунення відмов деталей потребують значних фінансових та трудових витрат і при цьому не завжди задовольняються технічні вимоги до післяремонтного ресурсу, який має бути не нижчим за 80 % від ресурсу нового виробу. Тому підвищення довговічності деталей після ремонту при найменших витратах є актуальним питанням.

Оскільки довговічність трибологічних сполучень, при всіх інших рівних умовах, значною мірою визначається станом поверхонь тертя, то використовується різні технологічні методи підвищення їх якості і зносостійкості - ефектроіскрове легування, іонно-плазмові покриття, напилення покриттів з порошкових матеріалів та ін. Всі ці заходи досягають певної ефективності, однак потребують спеціального обладнання. Суттєвих енергетичних затрат, що суттєво впливає на вартість ремонту.

Значна кількість деталей основних конструктивних вузлів ДВЗ піддаються постійним циклічним навантаженням і працюють в умовах втоми, та і знос має втомну природу, то цілком доцільно приділити увагу також питанню підвищення втомної міцності, як ще одному критерію довговічності.

Метою даної роботи є збільшення післяремонтного ресурсу деталей ДВЗ шляхом застосування сучасної нанотехнології епіламування робочих поверхонь.

Для досягнення мети передбачене виконання наступних завдань:

- дослідити зміни стану поверхні після епіламування (ЕП);
- визначити вплив епіламування на зносостійкість спряжених деталей;
- визначити вплив епіламування на підвищення циклічної довговічності виробів.

Останнім часом епіламування займає впевнені позиції в різних галузях промисловості і набуває все зростаючого використання для підвищення важливих експлуатаційних властивостей – трибологічних показників, втомної міцності, корозійної стійкості для виробів різного призначення [1-5].

У загальному випадку епілами – це розчини фторвмісних поверхневоактивних речовин (фторПАР) у різних легколетючих хладонах. Після випаровування хладонів на поверхнях, що модифікуються, утворюються покриття у вигляді нанорозмірної багатофункціональної молекулярної плівку певним чином орієнтованих молекул поверхнево-активної речовини (ПАР), яка істотно зменшує енергію поверхневого шару і надає поверхні нові властивості. Дуже тонка плівка епіламу не змінює структуру оброблюваної твердої поверхні, залишаються незмінними і геометричні розміри деталей, що є однією із значних переваг цієї технології. Плівки ПАР стійкі до дії високоагресивних середовищ, зберігають свої експлуатаційні властивості у температурному полі від –120 до +500 °С, а також під значним тиском - до 3000 мН/мм^2. Технологія нанесення плівки доволі проста і складається з наступних операцій: знежирення та очищення поверхні від механічних забруднень → епіламування → термофілсація → контроль. Процес епіламування низькотемпературний, з малими енерговитратами, не токсичний.

У даній роботі експерименти виконані на сталях 20 та 40Х. На поверхню сталевих зразків для випробувань на зносостійкість, циклічну довговічність та розтягання наносили плівку епіламу марки СФК-05. В якості розчинника була суміш фторвуглеродів і фторхлорвуглеводородів. Обробку здійснювали у гарячий ванні при температурі 50 - 55 °С з видержкою 15 хв.

Оскільки одним з основних факторів, що впливають на зносостійкість, є стан поверхонь тертя, було досліджено вплив епіламування (ЕП) на шорскість поверхневого шару. Рис. 1 свідчить, що шорсткість поверхні після епіламування зменшилася у 6 разів.

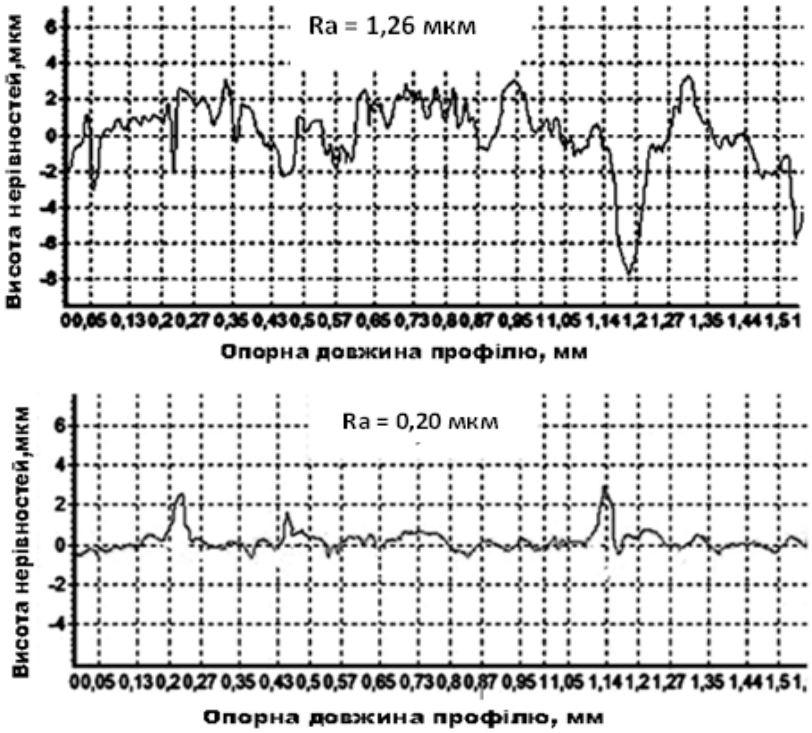


Рисунок 1 – Профілограми зразків сталі 20: а – вихідний стан; б - після ЕП

ФторПАВ внаслідок дуже низького поверхневого натягу і високої проникаючої здатності суттєво згладжує поверхню, заповнюючи та дегазуючи найдрібніші нерівності поверхні – наслідки зношування, що утворилися у процесі експлуатації двигуна. В результаті між поверхнями тертя утворюється розділовий бар'єрний шар дуже тонкої молекулярної плівки із низькою поверхневою енергією, наявність якої зменшує адгезію контактуючих матеріалів, істотно знижує коефіцієнт тертя, що позначиться на зносостійкості спряжених поверхонь.

Випробування на зносостійкість поверхні до та після ЕП проводили в умовах тертя зразка з абразивною поверхнею при наявності мастила у зоні тертя. Результати досліджень зафіксували майже в чотири рази менший знос у зразка з поверхнею, обробленою епіламом. Про позитивний вплив епіламу свідчить і поліпшення стану поверхонь – сліди тертя значно дрібніші і неглибокі (рис 2).

Суттєве підвищення зносостійкості епіламованих поверхонь відбувається через зниження коефіцієнта тертя, а також через зменшення шорсткості поверхонь тертя та збільшення площі їх контакту при наявності моно молекулярної роздільної захисної плівки. Оскільки значна кількість деталей двигуна працюють в умовах циклічних навантажень, та враховуючи ефект «заліковування» поверхневих дефектів, що суттєво позначиться на показниках втомної міцності, досліджувався вплив ЕП на циклічну довговічність.

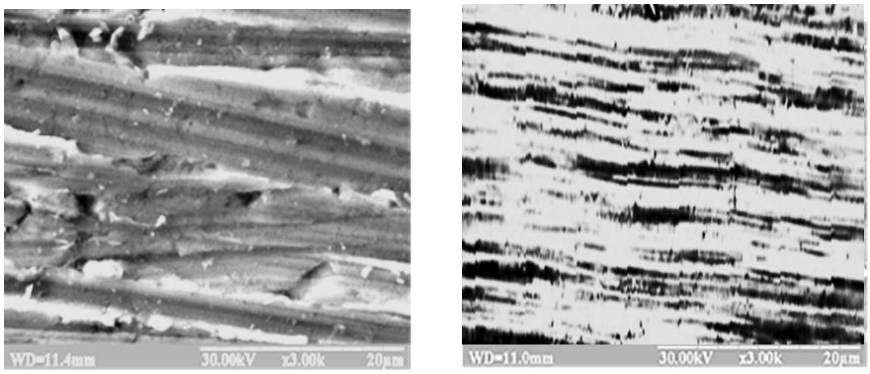


Рисунок 2 – Стан поверхні: а – вихідний; б - після ЕП

Випробування на виконували на машині МУІ-6000 за схемою симетричного вигину з обертанням. База випробувань складала 10^7 циклів навантаження. Зразки зі сталі 40Х були з укороченою робочою частиною за рахунок перехідних перерізів, що дозволило зменшити жолоблення (не більше 0,05 мм) та збільшити жорсткість.

Результати випробувань наведено у табл. 1, з якої видно, що ЕП збільшує циклічну довговічість в 4–4,5 рази в залежності від навантаження.

Таблиця 1 – Вплив ЕП на циклічну довічність

Матеріал і обробка	Напруження, МПа	Кількість циклів до руйнування
Сталь 40Х, вих.	320	70000
Сталь 40Х, ЕП	320	320000
Сталь 40Х, ЕП	380	270500

Для з’ясування впливу епіламованого поверхневого шару на поведінку виробу під дією статичних напружень були проведені дослідження стандартних циліндричних зразків (l_o = 50 мм, d_o = 10 мм) на розтягання, результати яких надані на рис. 3 та в табл. 2.

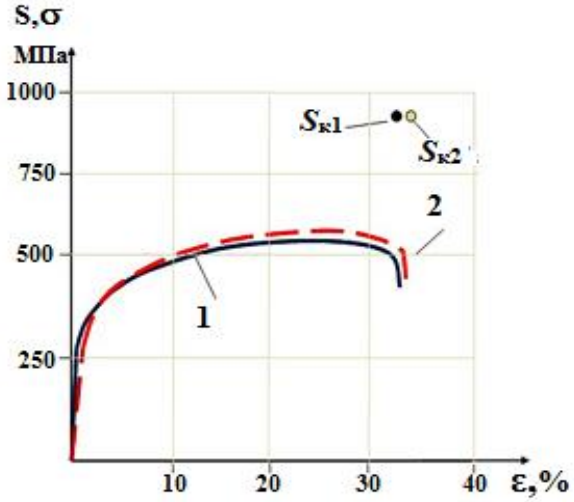


Рисунок 3 – Залежність «напруження – деформація» для зразків без ЕП (1) та після ЕП (2).

Зовнішній вигляд зразків після випробувань та вид зламів свідчать про в'язке руйнування як у вихідному стані, так і після ЕП. Отримані результати дозволяють зазначити, що зменшення шорсткості та покращення чистоти поверхні не впливають на поведінку виробу та його властивості при розтяганні.

Таблиця 2 – Вплив ЕП на механічні властивості при розтяганні

Стан поверхні	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	$S_к$, МПа	δ, %	ψ, %
Без ЕП	445	245	925	33	64
Після ЕП	465 (+ 3%)	240 (– 2%)	925	33	65

Висновки

Проведені дослідження показали, що модифікація робочих поверхонь сучасним способом нанотехнології – епіламуванням надає їм унікальну особливість одночасного зменшення інтенсивності зношування, корозійної стійкості та опору втомному руйнуванню і не впливає негативно на поведінку та зміну властивостей виробів при розтяганні. Отримані результати дозволяють розглядати цей метод як перспективний для використання на ремонтних підприємствах під час ремонту двигунів з метою підвищення довговічності ресурсовизначальних деталей. При цьому слід зазначити, що технологія ЕП екологічно безпечна, дуже проста, не вимагає спеціального і дорогого обладнання, значних капітальних витрат, та доступна на будь-якому підприємстві. ЕП може бути застосовано для деталей будь-яких розмірів і складної конфігурації.

Література

1. Ренський В.О. Дослідження довговічності двигунів внутрішнього згорання та шляхи її підвищення / В.О. Ренський, Є.В. Калганков // Інтеграція світових наукових процесів як основа суспільного прогресу : Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції Київ : ГО «Інститут інноваційної освіти», 2019. С.226-230

2. Трошін О.М. Розробка технології епіламування силових елементів транспортних засобів / О. М. Трошін, М. Г. Стадниченко, В. В. Парфило // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2018. Вип. 192. С. 91-98.

3. Дідур В.В. Спосіб підвищення післяремонтної довговічності шестеренних насосів / В.В. Дідур, В.В. Панін, О.В., В'юник // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь: ТДАТУ імені Дмитра Моторного, 2019. Вип. 19, т. 4. С.110 - 117.

4. Кузьменко Б.В. Управління процесами тертя в опорах валів суднових допоміжних механізмів / Б.В. Кузьменко, Є.О. Шендерей, В.П. Кардаш // Матеріали наук.-техн. конференції молодих дослідників "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт", Одеса: НУ «ОМА», 2021. С, 210-214.

5. Думанчук М.Ю. Новий спосіб зниження фретинг-корозії кріпильних деталей пружних муфт. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцьк, 2020, №70. С. 40-43.

ОБГРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМИ ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СТАЦІОНАРНИХ ГАЗОВИХ ДВИГУНІВ

Іванов Дмитро Ігорович, аспірант,
Національний Технічний Університет «Харківський Політехнічний Інститут»,
e-mail: dmytro.Ivanov@ieee.khpi.edu.ua, ORCID: 0009-0005-7001-4218
Білик Сергій Юрійович, к.т.н., доцент,
Національний Технічний Університет «Харківський Політехнічний Інститут»,
e-mail: serhii.Bilyk@khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0001-8813-5652

На сьогоднішній день у світі в експлуатації знаходиться велика кількість газових двигунів внутрішнього згоряння, які використовуються як силовий агрегат для приводу різноманітного обладнання. Таким обладнання найчастіше являються компресори для компримування природнього газу, генератори, насоси, та інші силові механічні установки. Найчастіше такі силові агрегати використовуються газовидобувними та газотранспортними компаніями на установках комплексної підготовки газу, газоперекачувальних станціях та хімічних заводах. На рис. 1 показано приклад використання газових двигунів від одного лише виробника Waukesha на типовому підприємстві з видобутку газу.

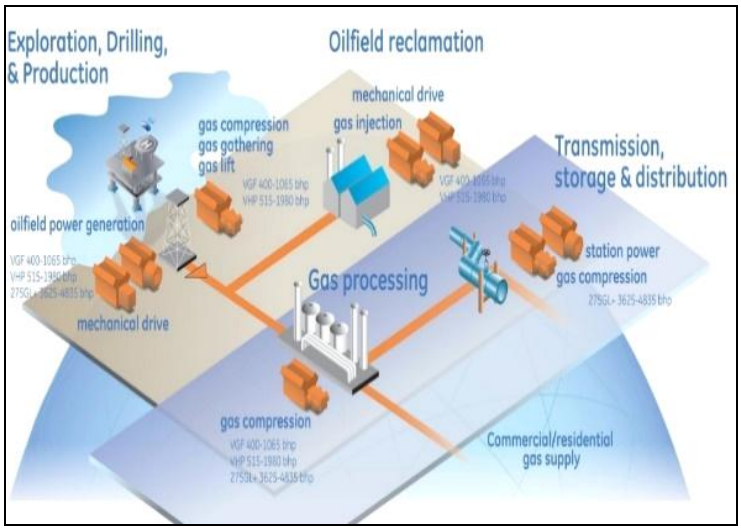


Рисунок – 1 Використання газових двигунів від виробника Waukesha в нафтогазовій промисловості

Зазвичай установки компримування газу, у яких в якості приводу компресора є газовий двигун, задіяні в технологічному процесі комплексної або спеціальної підготовки газу. Такий процес є послідовним та чутливим до непередбачуваних аварійних зупинок двигуна та довготривалими простоями пов'язаних з технічним обслуговуванням або ремонтними роботами з усуненням аварійних ситуацій. Якщо до регламентного технічного обслуговування можливо заздалегідь підготувати установку в цілому до зупинки, то аварійні

ситуації спричинені несправністю двигуна, призводять до порушень у виробничому процесі, та фінансовим втратам в цілому [1]. Саме тому можливість передбачити та усунути несправність без аварійних ситуацій в установках такого типу є актуальним і не дослідженим питанням.

Пропонується використовувати систему керування двигуна базовану на технології цифрових двійників з інтегрованою системою прогнозування технічного стану [2]. Така система має можливість моніторити максимальну кількість параметрів двигуна в реальному часі, та обробляти їх за допомогою прогностичної математичної моделі, порівнюючи з еталонними параметрами цифрового двійника на конкретному режимі роботи двигуна. Інформацію про параметри двигуна можливо збирати з його датчиків, кількість яких має бути більш ніж достатньою для повної оцінки стану [3]. Цими параметрами є тиски мастила, охолоджуючої рідини, тиск у впускному колекторі, тиск картерних газів, температури мастила, охолоджуючої рідини, впускного повітря, відпрацьованих газів по кожному циліндру, локальні температури мастила в парах тертя (наприклад в корінних підшипниках), датчики вібрації та ін.

Опираючись на вищесказане маємо можливість зробити висновок що технологія цифрових двійників з предиктивною моделлю дає можливість контролювати стан двигуна в реальному часі, мінімізувати аварійні ситуації та нерегламентовані простої, адаптувати інтервали обслуговування під реальні умови експлуатації, мінімізувати людський фактор під час керування силовою установкою. Також в майбутньому не виключена можливість покладання функції керування та моніторингу двигуном на штучний інтелект, який на даному етапі розвивається великими кроками.

Література

1. Грудз Я. В. Прогнозування технічного стану газоперекачувальних агрегатів // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2012. – № 4 (45). – С. 149-153.

2. Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2018): збірка матеріалів X Міжнародної науково-практичної конференції, (29–31 травня 2018 р., м. Херсон). – Херсон: Херсонська державна морська академія, 2018. – 416 с.

3. Прохоренко А., Кравченко С., Солодкий Є. Цифровий двійник газопоршневої компресорної установки: концепція, архітектура та пілотне впровадження // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. – № 2. – С. 68-72.

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ВСТАНОВЛЕННЯ ЇХ ВПЛИВУ НА ШВИДКОДІЮ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ В БЕЗШАТУННОМУ ДВИГУНІ ПРИ РІЗНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ ДВИГУНА

Колеснікова Тетяна Миколаївна, канд. техн. наук,
доцент кафедри експлуатації та ремонту машин,
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
e-mail: tnk1403@ukr.net, ORCID: 0000-0002-8568-4688
Бас Костянтин Маркович, канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри
автомобілів та автомобільного господарства,
Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»,
e-mail: k.m.bas.69@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2918-3501
Сакно Олена Русланівна, магістр,
Національний технічний університет «Дніпровська політéхніка»,
e-mail: sakno.o.r@nmu.one

У сучасному світі гостро стоїть питання раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів. Саме тому перед інженерами-двигунобудівниками стоїть мета створення двигуна, який би мав високий рівень економічності. Одним із напрямів поліпшення економічних і потужних показників ДВЗ є регулювання ступеня стиснення (ε) на часткових режимах роботи двигуна [1].

Роботи в цих напрямках ведуть фірми, Saab, Daimler Chrysler, Toyota, Peugeot, Citroen, і дослідницькі організації: MCE Technology (Франція), компанія Nissan та ін [2, 3]. З аналізу робіт, в яких розглянуто конструкції двигунів зі змінним ступенем стиску [4, 5], можна зробити висновки, що перспективною конструкцією двигуна з регульованим ступенем стиску, є безшатунний ДВЗ з кривошипно-шатунним силовим механізмом.

Метою теоретичного дослідження є удосконалення механізму зміни ступеня стиску (МЗСС) шляхом визначення його раціональних параметрів та встановлення їх впливу на швидкодію механізму при різних режимах роботи двигуна.

Досягнення мети передбачає виконання наступних завдань:

- розробити методику розрахунку швидкості зміни ступеня стиску бензинового чотиритактного двигуна;
- розробити алгоритм розрахунку параметрів механізму. На основі одержаних результатів розрахунку вибрати раціональні параметри.

Конструктивна схема механізму зміни ступеня стиску представлена на рис. 1. Переміщення рухомого корпусу відбувається під дією прикладених до нього газових $\Delta P_г$ та інерційних сил $\Delta P_{j\Sigma}$, а також сил тертя між поршневими кільцями і стінками циліндру $\Delta P_{тр.к}$ та тиску масла $\Delta P_м$. При появі детонаційного згоряння в циліндрі двигуна сигнал від датчика детонації надходить на механізм керування МЗСС. Це призводить до повороту гідрозамків 3 і 11. Після

чого під дією сили $\Delta P_{\text{Г}}$ поршень двигуна разом із рухомим корпусом механізму переміщується вниз, тим самим зменшуючи ступінь стиску до тих пір, доки гідрозамки не повернуться в початкове положення. Цикл повторюється.

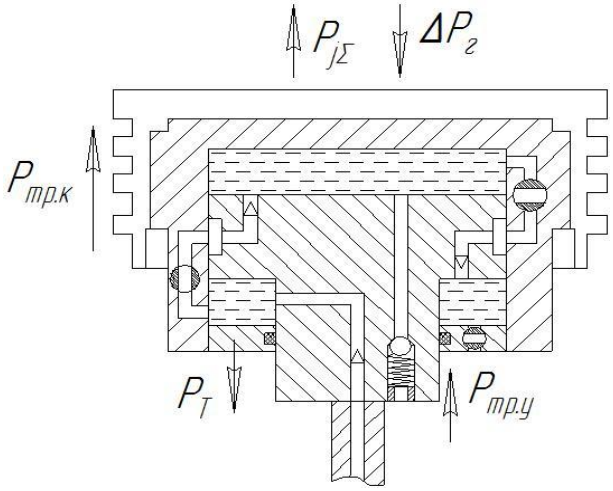


Рисунок 1 – Схема сил, що діють в механізмі зміни ступеня стиску

Основною вимогою, яку висувають до МЗСС, є його швидкодія, оскільки швидкість спрацьовування прямопропорційна забезпеченню бездетонаційної роботи двигуна. Тому метою складання математичної моделі було отримання залежностей, що дають змогу визначити час спрацьовування МЗСС, а потім на основі цих залежностей оптимізувати параметри механізму з метою отримання максимальної швидкодії. Для визначення часу спрацьовування МЗСС необхідно визначити швидкість переміщення рухомого корпусу. Для розв'язання цієї задачі складено рівняння руху МЗСС, яке являє собою рівняння другого закону Ньютона в диференціальній формі з урахуванням газових сил з боку двигуна, сил інерції, сил тертя поршневих кілець і гумових ущільнень, а також гідравлічних втрат у гідрозамках, клапанах і каналах механізму.

$$m_{\text{м}} \frac{d}{dt} v_{\text{мех}} = \Delta \text{P}_{\text{г}} + \text{P}_{j\Sigma} + \text{P}_{\text{т}} - \text{P}_{\text{тр.к}} - \text{P}_{\text{гідр}} - \text{P}_{\text{тр.у}} \qquad (1)$$

де $m_{\text{м}}$ – маса рухомої частини механізму, кг; $\Delta P_{\text{г}}$ – сила тиску газів у циліндрі двигуна, Н; $P_{\text{j}\Sigma}$ – сумарна сила інерції механізму, Н; $P_{\text{т}}$ – сила тяжіння рухомої частини механізму, Н; $P_{\text{тр.к}}$ – сила тертя поршневих кілець, Н; $P_{\text{гідр}}$ – сила, що характеризує гідравлічні втрати в механізмі, Н; $P_{\text{тр.у}}$ – сила тертя в ущільненнях механізму, Н.

Під час досліджень механізму зміни ступеня стиснення, на безмоторній установці, було визначено, що на швидкодію механізму зміни ступеня стиснення впливають такі параметри: тиск на механізм з боку пружинного пристрою; температура оливи; площа прохідного перерізу каналів; кут повороту рухомого корпусу МЗСС під час увімкнення гідрозамка; наявність протитиску в нижній порожнині механізму.

На підставі експериментальних даних [6] було взято експериментальні залежності часу спрацьовування механізму від відносної площі прохідного

перерізу гідрозамка, тиску p та температури t в масляній оливі) було отримано формули, що описують роботу механізму під час зміни різних чинників (тиск у циліндрі, переріз гідрозамка та температура оливи).

$$\tau(\delta,p,t)=\tau_A(p,t)\left(\frac{\delta_A}{\delta}\right)^{m(\delta,p,t)} \quad (2)$$

$$\tau_A(p,t)=\tau_B(t)\left(\frac{P_B}{P}\right)^{z(t)} \quad (3)$$

$$m(\delta,p,t)=m_A(p,t)\left(\frac{\delta_A}{\delta}\right)^{d(p,t)} \quad (4)$$

де δ - відносна площа прохідного перерізу гідрозамка δ=0...100%; p - тиск у верхній масляній порожнині механізму p=10…120 кгс/см^2; t - температура у верхній масляній порожнині механізму t=20...90°C.

За цими формулами побудовано розрахункові залежності (рис. 2) часу спрацьовування t МЗСС від тиску на поршень p за різних температур оливи та залежності часу спрацьовування t МЗСС від перерізу гідрозамків механізму за різних тисків на поршень і різної температури.

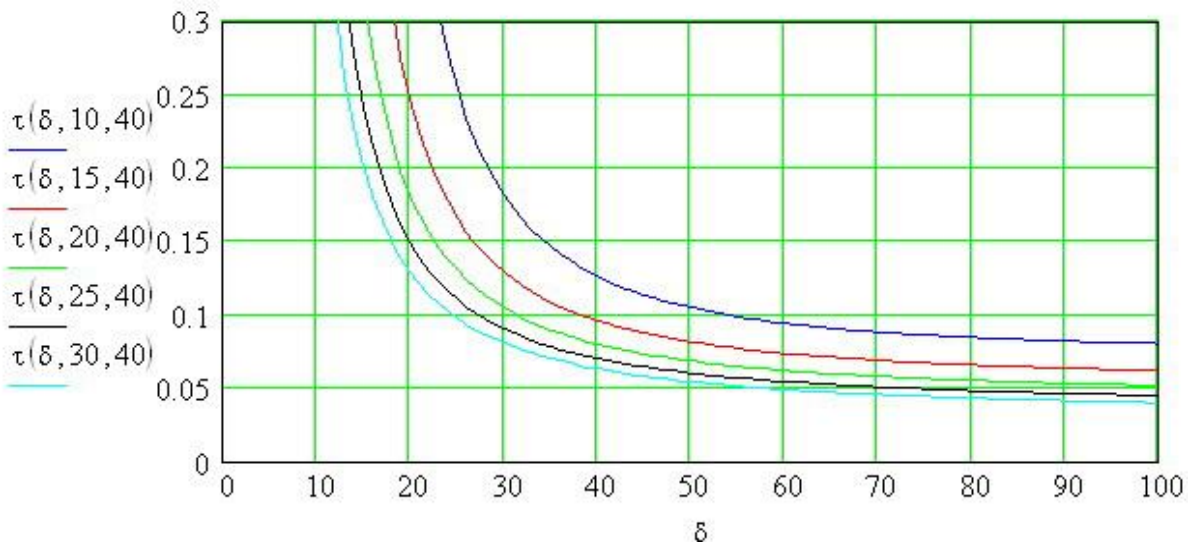


Рисунок 2 – Залежність часу спрацьовування τ(с) від відносної площі прохідного перерізу δ (%) гідрозамка при різних тисках p(кгс/см^2): t=40 °C

У всіх досліджених робочих умовах спостерігається зменшення часу спрацьовування τ МЗСС за збільшення δ, p та t (рис. 2) видно, що час спрацьовування τ різко зменшується в діапазоні зміни δ від 0 до 40% та зміни p від 0 до 30 кгс/см^2. Подальше збільшення δ і p мало впливає на τ. Залежність τ від температури оливи t (рис. 3) має інший характер. Нахил кривих свідчить про істотний вплив температури t у всій області її значень. Як видно, зв'язок між величиною τ і t сильно змінюється залежно від умов роботи МЗСС (зміни δ і p). В умовах низьких температур (0...40^{0}C), особливо за малих перетинів гідрозамку, час спрацьовування збільшується.

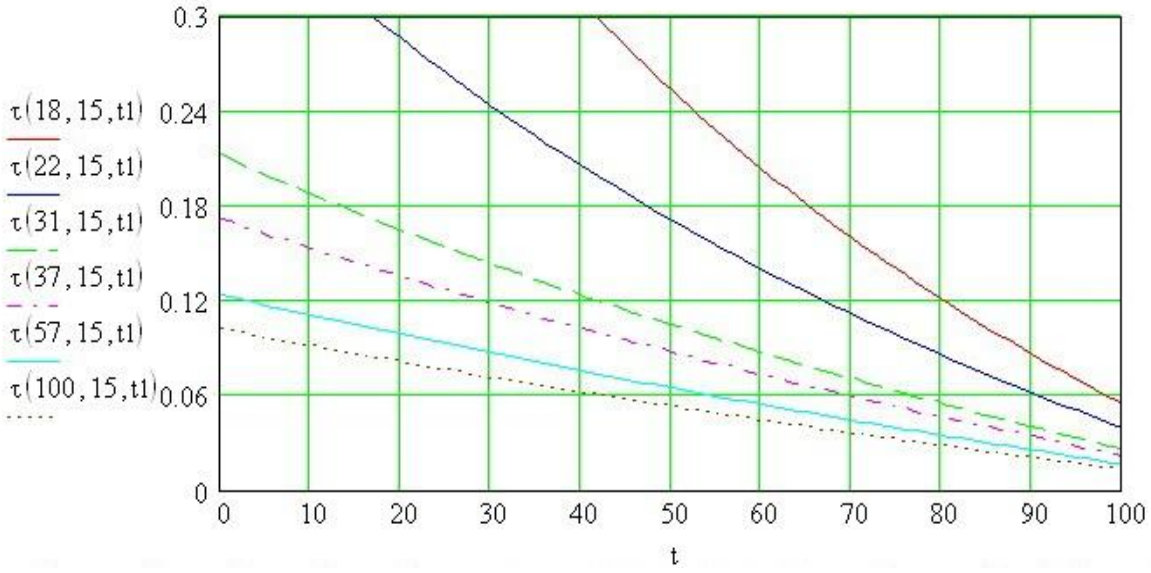


Рисунок 3 – Залежність τ(с) від температури масла *t* (°С) в масляній порожнині при різній відносній площі δ (%): р=15 кгс/см^2

Але це відбувається тільки під час прогрівання двигуна. Наведені результати вказують на можливість отримання великої швидкості зміни ступеня стиснення в двигуні за наявності МЗСС.

Висновки

В результаті проведених досліджень уточнена математичнуа модель розрахунку МЗСС, яка дає змогу виявити вплив різних факторів двигуна з кривошипно-колісним механізмом на роботу МЗСС, а саме на швидкість зміни ступеня стиснення. Розрахункові дослідження показали, що повне спрацьовування механізму відбувається досить швидко (0,02 с на одну одиницю ε_x), що свідчить про доцільність використання такого МЗСС у чотиритактному бензиновому двигуні з ККМ.

Література

1. Транспортні енергетичні установки: навч. посіб. / О.М. Артюх, О.В. Дударенко, В.В. Кузьмін та ін. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 264 с.

2. MCE-5 VCRi: repousser les limites de la reduction de la consummation de carburant [Електронний ресурс] / Офіційний сайт MCE-5. – Режим доступу: http://www.mce5.com/la_technologie_mce-5_vcri.html

3. Variable Kompression // Auto, Mot. und Sport, DE. – 2000. – № 6. – С.12.

4. Двигуни зі змінним ступенем стиску: від Saab до Infiniti // Журнал «Движок»: офіційний сайт. – 2016. – URL: https://dvizhok.su/ parts/dvigateli-s-izmenyaemoj-stepenyu-szhatiya-ot-saab-do-infiniti.

5. Міщенко М.І., Заренбін В.Г., Колесникова Т.М. Особливості проектування бензинового двигуна зі змінним ступенем стиснення.– Х.: ХПІ, 2006. – № 1. – С. 37 – 40.

6. Розрахунково-експериментальні дослідження механізму зміни ступеня стиску в безшатунному бензиновому двигуні / М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, В.Л. Супрун, М.А. Бондаренко // Авіаційно-космічна техніка та технологія. – 2011. – № 10. – С. 164–167. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/aktit_2011_10_36

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ У БЕЗШАТУННОМУ ДВИГУНІ

Колеснікова Тетяна Миколаївна, канд. техн. наук, доцент каф. ЕРМ,
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
e-mail: tnk1403@ukr.net, ORCID: 0000-0002-8568-4688
Лиходій Олександр Сергійович, канд. техн. наук, доцент, зав. каф. ЕРМ,
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
e-mail: lykhodii.oleksandr@pdaba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-2425-334
Данько Дмитро Андрійович, магістр,
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
e-mail: nebitnekrashen2017@gmail.com
Савельєв Максим Іванович, магістр,
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
e-mail: tartaria15@gmail.com

Шляхи підвищення економічності, зниження токсичності та поліпшення інших питомих показників класичних поршневих двигунів практично вичерпані. Подальший розвиток двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) буде пов’язаний з принциповими змінами в конструкції двигунів. Це підтверджують останні розробки та результати досліджень провідних фірм [1].

Відомо, що одним з недоліків бензинового двигуна є погіршення паливної економічності на режимах малих навантажень та холостого ходу. Це пояснюється тим, що у вище названих режимах використовується дроселювання паливоповітряної суміші, що забезпечує насосні втрати і погіршує умови згоряння. Існують багато напрямків усунення цього недоліку [1]. Одним із перспективних напрямів поліпшення економічних та екологічних показників ДВЗ є використання методу регулювання потужності за рахунок зміни робочого об’єму двигуна. Поліпшення паливної економічності при цьому досягає більше 30%..[2].

Відсутність на сьогоднішній день працездатних зразків автомобільних двигунів з регулюванням робочого об’єму обумовлена, насамперед, конфліктом між поліпшенням економічних показників і ускладненням конструкції і погіршенням масогабаритних характеристик двигунів.

Перспективною конструкцією двигуна зі змінюваним робочим об’ємом, за рахунок відключення циліндрів шляхом зупинки поршню, є безшатунний ДВЗ з кривошипно-шатунним силовим механізмом [2].

Тому дослідження механізму відключення циліндрів у безшатунному двигуні є актуальним. Основними конструктивними вузлами механізму модульного вимкнення циліндрів є (рис. 1): вузол Б блокування штока, вузол А керування блокуванням штока.

Функція вузла блокування (ВБ) полягає в з'єднанні та розриві, жорсткого кінематичного зв'язку між штоком і кулісою. Вузол керування (ВК) містить у собі власне реверсивний гідродвигун з обмеженим ходом (виконавчий механізм) і циліндричний золотниковий розподільник (ЗР), під'єднаний до блоку керування двигуна. Одним з основних параметрів ЗР є характеристика зміни площі перерізу отвору під час переміщення золотника, характер якої, по перше, безпосередньо впливає на швидкодію ЗР, і по друге, на характер зміни самої швидкодії.

Метою аналітичних досліджень є визначення характеристики золотникового розподільника, зокрема, його швидкодії – часу спрацьовування залежно від конструктивних параметрів, таких як перетин вікна, швидкість переміщення золотника, сила тяжіння електромагніта у функції часу та ін.

Досягнення мети передбачає виконання наступних завдань: визначення розрахунковим і експериментальним шляхом характеристики золотникового розподільника, зокрема, його швидкодії – часу спрацьовування залежно від конструктивних параметрів, таких як перетин вікна, швидкість переміщення золотника, сила тяжіння електромагніта у функції часу та.

Об'єктами досліджень є експериментальні зразки електромагніта і золотникового розподільника, а також безшатунний двигун.

Загальний вигляд золотникового розподільника показано на рис. 2.

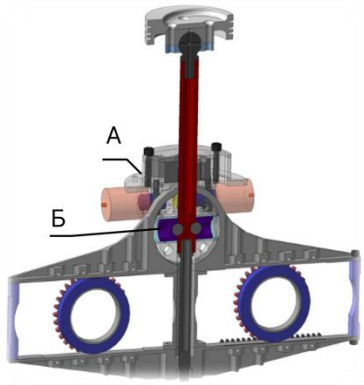


Рисунок 1 – 3d-модель механізму модульного вимкнення циліндрів

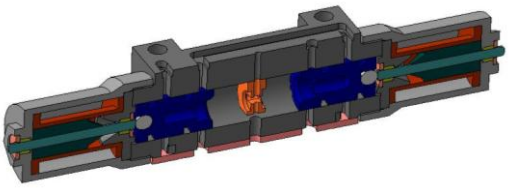


Рисунок 2 – 3d-модель золотникового розподільника

За знайденим значенням $x(t)$ можна визначити закони зміни прохідного перерізу вікна і секундної витрати оливи через золотниковий розподільник. Для отримання залежності $x(t)$ попередньо визначимо невідомий закон зміни швидкості v золотника з плином часу t, тобто $v=f(t)$. Завдання полягає в складанні диференціального рівняння прямолінійного руху повзуна. Сила F складається з таких сил (рис. 3).

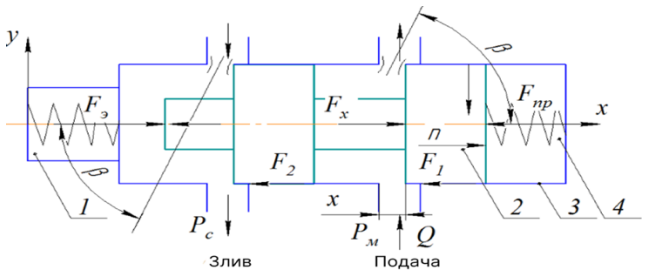


Рисунок 3 – Схема до визначення переміщення золотника *x(t)*
1 – електромагніт; 2 – повзун; 3 – корпус ЗР; 4 – пружина повернення;
n – напрям переміщення золотника

Таким чином

$$m\frac{dv}{dt} = F_e + F_x - F_{пр} - F_1 - F_2, \quad (1)$$

де *dv*/*dt* – прискорення повзуна, що рухається; *F* – результуюча сила, що діє на золотник у напрямку руху; F_e – сили електромагніту; $F_{пр}$ – сили опору пружини; F_1,F_2 – сил тертя; F_x – осьової сили потоку на золотник.

Сила F_e електромагніту. Вигляд формули, що визначає залежність між змінними F_e та δ (де δ – зазор між якорем і осердям електромагніта, або хід золотника), отримаємо на підставі результатів дослідів [3].

$$F_e = A(X_0 - x)^a \quad (2)$$

Де із дослідних даних: X_0=7.5; A=45/X_0^a; a=3.0

Силу F_x можна визначити за формулою

$$F_x = 2q\rho_м\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_м}}cos\beta \quad (3)$$

де Δ*p* – перепад тиску в золотниковому вікні, Па; Q – секундна об'ємна витрата через вікно ЗР, м^3/; ρ_M – щільність масла, кг/м^3; *B* – кут відхилення потоку у вікні, град.

Витрата масла через вікно

$$ЗР = \mu \cdot s\sqrt{\frac{2\Delta з}{\rho_м}}, \quad (4)$$

де μ – коефіцієнт витрати вікна, *s* – змінна площа вікна.

Сила $F_{пр}$ пружини з лінійною характеристикою дорівнює

$$F_{пр}=c(x+x_0). \quad (5)$$

де *c* – жорсткість пружини, Н/м; x_0 – попереднє стиснення пружини в момент початку відкриття вікна.

Сили F_1 та F_2 тертя будемо вважати рівними. Ці сили обчислюються за формулою:

$$F_1=F_2=f\cdot F_y. \quad (6)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання; F_y – нормальна сила потоку масла на золотник.

Цю силу знайдемо по формулі

$$F_x = 2q\rho_м\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_м}}sin\beta \quad (7)$$

Маса m системи

$$m = m_з + \frac{1}{3}m_{пр} \quad (8)$$

де $m_з$ – маса золотника; $m_{пр}$ – маса пружини

Швидкість золотника.

$$v(t)=S_p(t), \quad (9)$$

Переміщення золотника в розглянутий момент часу

$$x(t) = \int_0^t v(t)dt \quad (10)$$

Переміщення золотника, що відповідає куту повороту колінчастого вала

$$x(\varphi_1) = v\frac{\varphi_1}{\omega} \quad (11)$$

де ω – кутова швидкість колінчастого вала, $с^{-1}$; φ_1 – кут повороту колінчастого вала в радіанах

На рис. 3. наведено графіки залежностей $x(t)$ і $x(\varphi_1)$

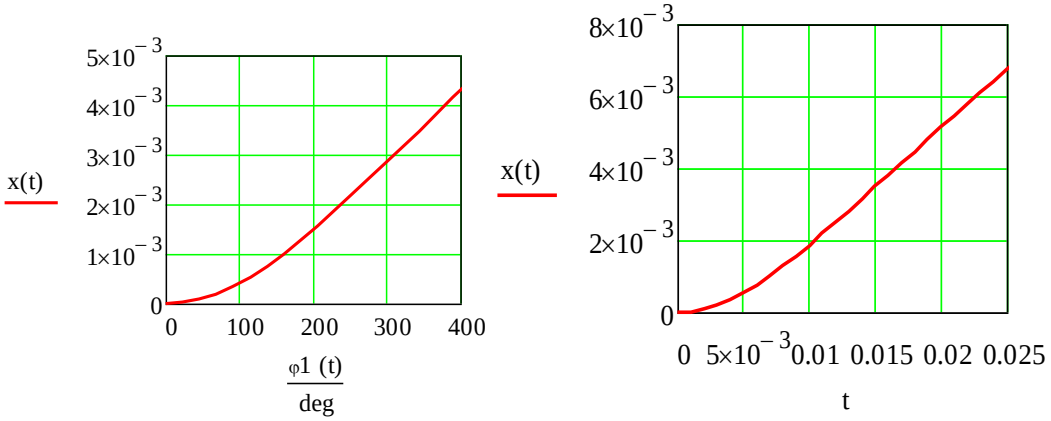


Рис. 3. Залежність переміщення золотника x від часу т (с) і кута повороту колінчастого вала в градусах

Висновки.

В результаті проведених досліджень уточнено математичну модель та запропоновано диференціальне рівняння переміщення золотника $x(t)$.

Література

1. Транспортні енергетичні установки: навч. посіб. / О.М. Артюх, О. В. Дударенко, В. В. Кузьмін та ін. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 264 с.

2. Міщенко М.І. Нетрадиційні малорозмірні двигуни внутрішнього згоряння. У 2-х томах. Т. 1. Теорія, розробка та випробування нетрадиційних двигунів внутрішнього згоряння. – Донецьк: "Лебідь", 1998 – 228 с.

3. Міщенко М.І. Деякі результати досліджень вимкнення циліндрів в автомобільному бензиновому двигуні внутрішнього згоряння / М.І. Міщенко, В.С. Шляхов, Ю.В. Юрченко, А.С. Корольова, В.Г. Заренбін, Т.М. Колесникова // Вісник НТУ збірник наукових праць. Серія: Машиноприладобудування і транспорт. 2013. – Вип. 142. – С. 84-87.

АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ ВЗАЄМОДІЇ З ГРУНТОМ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ МАШИН ДЛЯ БЕЗТРАНШЕЙНОГО ПРОКЛАДАННЯ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ МЕТОДОМ ПРОТЯГУВАННЯ

Кравець Святослав Володимирович, докт. техн. наук, каф. будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин і обладнання, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: s.v.kravets@nuwm.edu.ua, ORCID: 0000-0003-4063-1942
Супонєв Володимир Миколайович, докт. техн. наук, професор каф. БДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: v-suponev@ukr.net, ORCID: 0000-0001-7404-6691
Рагулін Віталій Миколайович, канд. техн. наук, доцент каф. БДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: ragulinrvn@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2083-4937
Ярижко Олександр Володимирович, канд. техн. наук, доцент каф. БДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: yaryzko@gmail.com, ORCID: 0000-0001-6398-8472
Понікаровська Світлана Володимирівна, старший викладач, каф. ІМ., Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: inmov.department@gmail.com, ORCID: 0000-0001-9432-402X

Серед існуючих технологій безтраншейного прокладання інженерних комунікацій широко поширені технології створення горизонтально спрямованих свердловин в ґрунті з використанням такої технологій розробки свердловин, як продавлювання. Вона полягає у силовому задавлюванні в ґрунт сталевої труби з відкритим торцем. Перевагою цієї технології є те, що майже увесь вибраний ґрунт поступає в середину труби, а не ущільнюється в боки, як це відбувається при проколі ґрунту робочими органами конічно-циліндричної форми. Також відсутність напруженого стану ґрунту навколо свердловини надає можливість створювати свердловини великого діаметру на незначної глибині, або відстані від поверхні доріг або прилеглих комунікацій.

Наряду таких суттєвих переваг цей метод має і свої недоліки. Першим є необхідність видалення ґрунту на зовні. Якщо це робити желонкою, то процес

буде затягуватися на видалення керну із стакану та мати циклічний характер. Видалення ґрунту шляхом його буріння та транспортування шнеками із смердловини і винесення його на поверхня додатковими засобами механізації.

Авторами тези пропонується спосіб підвищення ефективності створення свердловин в ґрунті шляхом видалення його зруйнованих частинок пневматикним транспортуванням із зони розробки на поверхню. Для цього необхідно визначити умови при яких це можливо реалізувати.

Очевидно, що, задаючи певні значення швидкості подачі бурової головки та його обертання, а також кількість і розмір ріжучих елементів можна задавати розміри зруйнованих частинок ґрунту. Відповідно від цих розмірів залежить вибір параметрів пневмотранспортної установки, яка має забезпечувати ефективне очищення свердловини. Для розрахунків були обрані наступні розміри гранульованих частинок ґрунту (див. таблицю).

Таблиця 1 – Характеристики матеріалу щодо розміру

Рід материалу	Розміри частиць
Пиловидний	1-1000 мікрон
Зернистий	1-10 мм
Дрібнокусковий	10-40 мм
Середньокусковий	40-80 мм

Об’ємні витрати повітря визначаються по залежності:

$$Q_{\text{в}} = \alpha\sqrt{\gamma_{\text{м}}} \cdot \frac{\pi \cdot \left(k \cdot d_{\text{м}}\right)^2}{4} \tag{1}$$

де v_b – швидкість повітряного потоку, м/с.

Для визначення орієнтовного значення швидкості повітряного потоку використовуємо емпіричну залежність

$$v_{\text{в}} = \alpha\sqrt{\gamma_{\text{м}}} + B \cdot L^2, \tag{2}$$

де α – емпіричний коефіцієнт; $\gamma_{\text{м}}$ – питома вага частинок; B – коефіцієнт, що враховує зміну частки повітря, $B = 2–5\times10^{-5}$; L – наведена довжина трубопроводу, м.

На рис.1 представлена залежність швидкості повітряного потоку від розміру частинок, що транспортуються, в діапазоні до 40 мм при питомій вазі грунтових частинок $\gamma_{\text{м}} = 2{,}2$ т/м^3. Як видно з графіка, оптимальний розмір для транспортування знаходиться в межах від 20 до 30мм. Подальше збільшення розміру частинок веде до значного збільшення швидкості потоку повітря транспортування матеріалу.

На підставі отриманих значень витрати повітря для транспортування ґрунту, при значеннях його питомої ваги $\gamma_{\text{м}} = 2{,}2$ т/м^3 для дрібнокускового матеріалу збудуємо графік його залежності від розмірів гранул (рис.2).

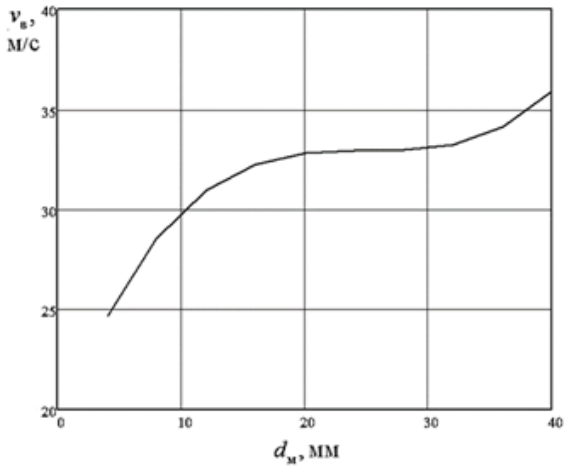


Рисунок 1 – Залежність швидкості потоку повітря від розміру частинок

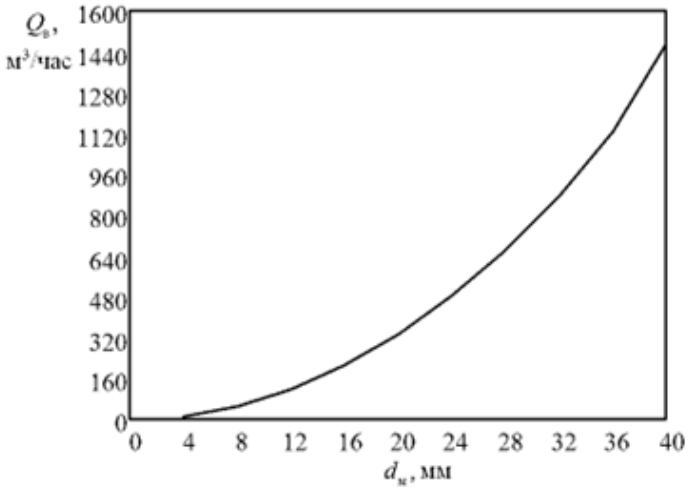


Рисунок 2 – Залежність витрати повітря від розміру матеріалу,
що транспортується

З графіка видно, збільшення розміру частинок призводить до збільшення витрати повітря за квадратичною залежності. Так при розмірі частинок, що транспортуються, розміром до 20 мм витрата повітря дорівнює 320 м3/год, а при розмірі частинки 30 мм витрата повітря дорівнюватиме близько 800 м3/год.

Наведені розрахункові дані дозволяють зробити попередній вибір пневматичної установки. Аналіз ринку існуючих установок показав, що одним із можливих варіантів установок, які найбільш близькі за своїми параметрами до розрахункових значень витрати повітря і, відповідно, здатні видаляти із свердловини ґрунтові частинки з розмірами 20 та 40 мм, є установки фірми Wieland (Німеччина), а також установка фірми Delphin (Сінгапур) .

Висновки

Таким чином, якщо при розробці ґрунту буровою головкою буде гарантовано отримання заданих розмірів частинок зруйнованого ґрунту, то можна під них підібрати пневматичну установку, яка забезпечуватиме видалення їх назовні проводити таким чином ефективне очищення свердловину.

НОЖОБУРОГВИНТОВЕ РОБОЧЕ ОБЛАДНАННЯ ТРУГЛОЗАГЛИБЛЮВАЧА ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ СВЕРДЛОВИН В ГРУНТІ

Супонєв Володимир Миколайович, докт. техн. наук, професор каф. БДМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: v-suponev@ukr.net, ORCID: 0000-0001-7404-6691
Рагулін Віталій Миколайович, канд. техн. наук, доцент каф. БДМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: ragulinrvn@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2083-4937
Разарьонов Леонід Володимирович, канд. техн. наук, доцент каф. БДМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: lrazarenof@gmail.com, ORCID: 0000-0002-7597-2053
Коваль Олександр Олександрович, аспірант,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: sanchapanda@gmail.com
Кибіш Сергій Васильович, студент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: kibush0204@gmail.com

Найбільш ефективне прокладання електричних кабелів та провідних ліній зв'язку здійснюється безтраншейним методом з використанням машин з ножовим робочим органом. Його принцип полягає у прорізанні в ґрунті вузької щілини та створення в її нижньої частині свердловини конічно-циліндричним робочим органом через яку пропускається трубопровідний батіг. Прокладання таким методом трубопроводів, наприклад, для транспортування газу або води обмежується невеликими діаметрами, оскільки виникає потреба створення значних тягових зусиль для роботи машини.

В роботі розглядається можливість прокладання розподільних міжселищних трубопроводів методом їх протягування шляхом визначення силової взаємодії обладнання з ґрунтом та на їх основі встановлення тягових зусиль базової машини ножового трубозагліблювача.

Особливістю міжселищних підземних мереж є те, що вони мають великі розміри довжини ділянки, які проходять по відкритій місцевості вздовж доріг, крізь поля та луги. Розміри траншеї, що утворюється при прокладанні комунікацій визначаються діаметрами кабелів або трубопроводів і мають відносно незначні розміри. Так, наприклад, для розподільних газопроводів та водогонів, згідно, їхні діаметри знаходяться в межах 65-225 мм. Альтернативою траншейного методу прокладання інженерних комунікацій для таких випадків є безтраншейна технологія з використанням ножового робочого органу для глибокого різання ґрунту.

Одним з напрямів є метод протягування трубопроводів через свердловину, що утворюється в нижньої частини щілини, яка утворюються шляхом радіального ущільнення ґрунту при протягуванням робочого органу конічно-циліндричної форми. Крім того додатковий опір створюється при протягуванні в ґрунті

трубопровідного батога, який теж слід враховувати при визначенні тяглового балансу машини.

Виходячи із описаного процесу роботи ножового трубозаглиблювача, представленого на рис. 1, та схеми його роботи, сумарний опір розробки ґрунту може бути записаний у наступному вигляді:

$$P_{\Sigma} = P_{н} + P_{пр} + P_{тр} \quad (1)$$

де P_{Σ} – сумарний опір переміщенню робочого обладнання з трубопровідним батогом; $P_{н}$ – горизонтальна складова зусилля різання ґрунту ножовим робочим органом; $P_{пр}$ – опір проколу ґрунту розширювачем конічно-циліндричної форми; $P_{тр}$ – опір волочінню трубопровідного батога у свердловині (рис. 1).

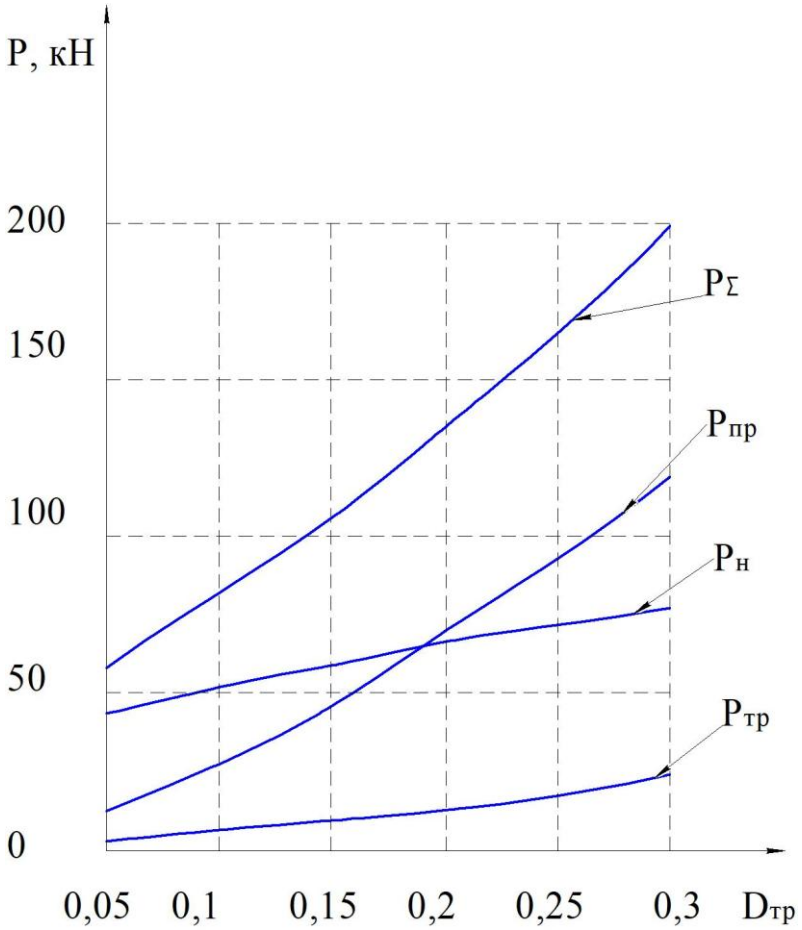


Рисунок 1 – Залежності сил опору ґрунту при безтраншейному прокладанні трубопроводів методом протягування

Проведеними дослідженнями та аналітичними методами були встановлені розрахункові залежності складових сил опору при роботі ножового трубозаглиблювача прокладанням трубопроводів методом їх протягування, які надали можливість провести їх оцінку та провести аналіз.

Довжина трубопровідного батога, який протягується в ґрунті, був визначений з умови втримання труби на міцність при її розтягування під час протядуван-

ня крізь свердловину, яка залежить від профілю труби та механічних властивостей її матеріалу. Виходячи з цих умов, згідно з розрахунків, довжина батога може складати 300-400 м. Відповідно до нормативів України поліетиленові газопроводи необхідно укладати на глибину 0,8 м, для водогонів необхідно заглиблюватися нижче глибини промерзання. Для деяких регіонів України може досягати 1,4 м.

Найбільш поширеними типами ґрунтів вважаються: суглинок II-III категорії міцності. Визначені умови було покладено в основу подальших розрахунків. Отриманий узагальнений графік залежності сумарного опору ґрунту при безтраншейному прокладанні поліетиленового трубопроводу методом його протягування в ґрунті від діаметру труби представлений на рис. 1.

Висновки

Проведеними натурними експериментами були підтверджена достовірність визначених сил опору ґрунту теоретичним шляхом. Також в цілому була підтверджена працездатність запропонованої технології безтраншейного прокладання трубопроводів з використанням методу їх протягування в ґрунті ножовим трубозаглиблювачем.

ТЕНДЕНЦІЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УМОВАХ РОЗВИТКУ ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Худяков Ігор Валентинович, к.т.н., доцент кафедри СЕУ,
Херсонська державна морська академія,
e-mail: igor.khudiakov563@gmail.com, ORCID: 0000-0002-8900-7879
Грицук Ігор Валерійович, доктор технічних наук, професор кафедри СЕУ,
Херсонська державна морська академія,
e-mail: gritsuk_iv@ukr.net, ORCID: 0000-0001-7065-6820
Погорлецький Дмитро Сергійович, к.т.н., доцент кафедри СЕУ,
Херсонська державна морська академія,
e-mail: dimon150582@gmail.com, ORCID: 0000-0002-1256-8053
Черненко Валентина Володимірівна, старший викладач кафедри СЕУ,
Херсонська державна морська академія,
e-mail: v.chernenko18@gmail.com, ORCID: 0000-0001-6639-1102

На сьогоднішній день, поряд із істотним зростанням рівня автомобілізації, зі зростанням важливості автомобільного транспорту для забезпечення сталого розвитку світової та регіональної економіки, спостерігається зростання неконтрольованої та нерегульованої експлуатації рухомого складу автомобільного транспорту (АТ). Це зумовлено тим, що практично миттєво відбувся перехід від організації великих автотранспортних підприємств (АТП), що складаються з 200–300 одиниць транспортних засобів (ТЗ), на яких організації

технічної експлуатації приділялася така ж пильна увага, як і комерційної експлуатації, до малих підприємств, кількість одиниць ТЗ у яких лише зрідка перевищує 20–30 автомобілів, або до комерційної експлуатації одного – особистого автомобіля. При цьому на таких малих підприємствах або діє стратегія технічного обслуговування великих АТП, що не відповідає об'єктивній реальності, або завдання підтримки автомобільного парку в працездатному стані із забезпеченням високого коефіцієнта технічної готовності віддані дилерським або стороннім сервісним станціям.

Очевидно, що на сьогоднішній день не існує альтернативи дилерському обслуговуванню, адже враховуючи все різноманіття ТЗ, тільки розробники володіють знаннями особливостей їхньої конструкції, і тільки вони можуть забезпечити якісний рівень технічного обслуговування (ТО) і ремонту (Р) автомобільного парку. Однак, контроль проходження ТО та Р кожним автомобілем у сьогоднішньому транспортному потоці практично не ведеться, що закономірно призвело до погіршення стану автомобільного парку, збільшення кількості дорожньо-транспортних пригод через несправність автомобілів [1].

Сформована протягом багатьох років планово- попереджувальна система ТО та Р, що еволюціонувала на даний момент у дотримання міжсервісних інтервалів ТО, передбачених автовиробниками, вже не повною мірою відповідає сучасним умовам та вимогам експлуатації АТ, оскільки не враховує таких важливих факторів, як культура експлуатації та дорожні умови. У той же час конструктивні елементи сучасних автомобілів, рівень застосовуваних на автомобільному транспорті телекомунікаційних технологій та інструментів аналізу параметрів працездатності ТЗ в режимі реального часу дозволяють припустити можливість уникнення планово-попереджувальної системи ТО та Р автомобілів, на користь систем ТО та ремонту станом, що враховують індивідуальні дані про експлуатацію кожного окремо взятого автомобіля.

Перехід на сучасні «енергетичні» системи ТО та Р автомобілів дозволяє відповідати з кожним днем все більш жорстким вимогам до безпеки автомобілів, що вимагають від підприємств, що експлуатують автомобільний транспорт, точного оперативного контролю технічного стану та прогнозування морального зношування ТЗ протягом усього циклу експлуатації, що представляється можливим лише завдяки впровадженню телематичних систем контролю технічного стану та експлуатаційних показників ТЗ у режимі реального часу, із застосуванням систем супутникового GPS моніторингу автомобільного транспорту.

Світовою транспортною спільнотою знайдено новий підхід до забезпечення безпеки та працездатності автомобільних транспортних засобів –створення телематичних транспортних систем, у яких засоби комунікації, управління та контролю вбудовані як у АТ, так і в об'єкти дорожньої інфраструктури (світлофори, камери фото та відео спостереження за дорожнім рухом, шлагбауми тощо), а можливості прийняття рішень. На основі наявної в режимі реального часу інформації доступні не тільки операторам транспортних систем, але й усім користувачам автомобільного транспорту. Описаний підхід забезпечується

шляхом побудови системи: людина – транспортна інфраструктура – автомобіль, з максимальним використанням новітніх інформаційно-керівних технологій. [2].

В основі систем транспортної телематики лежать інформаційні технології, в яких містяться дані про елементи транспортної мережі та суб'єктів транспортної галузі. Транспортна телематична система дозволяє збирати, обробляти, передавати та обмінюватися інформацією різним елементам та користувачам транспортної мережі, залишаючи при цьому можливість модернізувати її, адаптувати під різні вузько спрямовані цілі, керувати нею.

Формування архітектури транспортно-телематичної системи – це методика отримання виходячи з потреб споживачів, вимог державної транспортної політики, служби ТЕА функціональної концепції реалізації транспортно-телематичних додатків, що є різних рівнях транспортно- телематичної системи.

Телематична транспортна система – сервісна система. Отже, в основі її архітектури має бути інформація про передбачувані потреби в її послугах для споживачів транспортних послуг. Особливий інтерес телематичні транспортні системи викликають з позиції служби технічної експлуатації, адже вони дозволяють віддалено, в режимі реального часу контролювати швидкість руху автомобіля, яка, згідно з теорією ТЕА, визначає групу умов його експлуатації – чим вони важчі, тим нижча середня технічна швидкість.

Важлива роль у вдосконаленні управління надійністю ТЗ належить розробці та впровадженню методів прогнозування технічного стану агрегатів автомобілів. Так, у класичній планово- попереджувальній системі ТО і Р автомобілів є поняття «поточний ремонт», що передбачає відновлення працездатності автомобіля, що вийшов з ладу, що тягне за собою різні негативні наслідки з точки зору комерційної експлуатації автомобілів. Впровадження в систему ТО і Р автомобілів таких понять, як «Діагностика-1», що виконується дистанційно, за допомогою телематичного обладнання, встановленого на АТ, «Діагностика-2», що виконується на станціях технічного обслуговування в тому випадку, якщо дистанційний моніторинг параметрів працездатності автомобіля показав якесь відхилення від норми та «попереджувальний ремонт», що проводиться в той момент, коли ступінь несправності вузла автомобіля знаходиться на менш критичному рівні, при якому працездатність ТЗ все ще забезпечена, дозволить підвищити коефіцієнт технічної готовності автомобільного парку та уникнути можливих витрат , пов'язаних із відмовою автомобіля під час його роботи на лінії [3]. Крім того, застосування подібної «енергетичної» системи управління надійністю АТ забезпечується максимально можливе напрацювання кожного вузла автомобіля. Отже, справні деталі не потребуватимуть замінюватися новими лише через те, що цього вимагають статистичні дані про відмови.

Найбільш точним методом є математичний метод, що ґрунтується на прогнозуванні результатів безпосередніх вимірів того чи іншого прогнозовіного параметра у реальному часі. Знаючи математичну модель зміни прогнозованого параметра в залежності від експлуатаційних факторів (режими роботи агрегатів,

дорожні, транспортні та кліматичні умови), можна обчислювати залишковий ресурс агрегату. Точність прогнозування залежить від цього, наскільки правильно і точно математична модель визначає поведінка прогнозованого об’єкта.

Як видно, сучасний розвиток транспортно-телематичних систем дозволяє суттєво реорганізувати службу технічної експлуатації автомобілів та прогнозувати залишковий ресурс як окремих агрегатів та вузлів, так і всього автомобіля. Визначальним параметром при прогнозуванні є досконаліть діагностичного устаткування контролю параметрів тієї чи іншої вузла чи агрегату і, що найбільш сприятливо, можливість проведення з допомогою телематичних систем віддаленої діагностики АТ як реального часу.

Література

1. Волков В.П., Грицук І.В., Грицук Ю.В., Волков Ю.В., Володарець М.В. Інформаційні системи моніторингу технічного стану автомобілів. – Харків: ХНАДУ, 2018. – 300 с.

2. Організація баз даних: практичний курс: навч. посіб. для студ. / А.Ю. Берко, О. М. Верес; Нац. ун-т «Львів. Політехніка». - Л., 2003. - 149 с.

3. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку: Монографія / Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут; За заг. ред. А.М. Редзюка. –К.: ДП «Державтотранс НДІпроект», 2005. – 400 с.

Секція 5. НАУКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ, ДІАГНОСТИКА, ВИПРОБУВАННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА НАДІЙНІСТЬ ЕНЕРГОСИСТЕМ. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ РОБОЧОЇ РІДИНИ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПАР ТЕРТЯ ГІДРОМОТОРІВ

Аврунін Григорій Аврамович, канд. техн. наук,
доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини»,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: griavrunin@ukr.net, ORCID: 0000-0002-0191-3149
Подригало Михайло Абович, докт. техн. наук, професор,
завідувач кафедри «Технологія машинобудування і ремонту машин»,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: pmikhab@gmail.com, ORCID: 000-0002-1624-5219
Мороз Ірина Іванівна, старш. викл. кафедри «Вища математика»,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: irinamoroz1@ukr.net, ORCID: 0000-0001-5950-2089

В об'ємних гідроприводах мобільних машин, що використовують сучасні насоси і гідромотори з високим рівнем тиску та частоти обертання в замкнутому ланцюзі циркуляції робочої рідини (РР), де температура навіть у гідробаку перевищує 60...70 ^{o}С, а в корпусах гідромашин досягає 100 ^{o}С і більше, виникає проблема локального відведення тепла від вузлів тертя (поршневих пар, розподільного вузла, підшипників кочення і ковзання). Негативними наслідками неефективного відведення тепла є задири на поверхнях контртіл або їх заклинювання, підвищений знос підшипників та ін. Для забезпечення локального охолоджування гідромашин розробляються конструкторські заходи, які в основному зводяться до прокачування РР через корпуси гідромашин або конкретні вузли тертя. Тому визначення витрати РР, необхідної для охолоджування вузлів тертя об'ємних гідромашин, має важливе значення з погляду забезпечення їх надійного функціонування в широкому діапазоні навантажень і частот обертання. Великі труднощі викликає визначення витрати для локального охолоджування при створенні нових гідромашин. Особливу увагу слід звернути на запобігання місцевому перегріву при проведенні стендових випробувань або при підготовці до експлуатації на холостому ходу і підвищених частотах обертання гідромашин, коли через низький тиск власні витоки малі і, як правило, недостатні для охолоджування.

На підставі накопиченого досвіду випробувань і експлуатації об'ємних гідромашин їх виробники рекомендують витрати прокачування РР. Наприклад, для радіальнопоршневих високомоментних гідромоторів одноциклової дії серії MR фірми Riva Calzoni значення вихідної потужності гідромоторів, що досягаються при тривалому навантаженні, пов'язані з умовами охолоджування

робочих елементів для двох режимів роботи – без прокачування РР через корпус і з прокачуванням. При цьому залежно від типорозміру гідромотора витрати прокачування РР складають від 6 л/хв до 20 л/хв і дозволяють підняти потужність гідромоторів в 1,3…1,5 разів [1]. На універсальних характеристиках гідромоторів в координатах «крутний момент-частота обертання» фірма вказує допустимі зони експлуатації при тривалій роботі без прокачування і з прокачуванням через корпус гідромотора. Для аксіальнопоршневих гідромоторів фірми Hengli витрати прокачування знаходяться в діапазоні від 3,5 л/хв до 40 л/хв залежно від значення робочого об'єму від 28 $см^3$ до 215 $см^3$ [2].

На рис. 1 представлена гідравлічна принципова схема гідропривода з системою автоматичного прокачування РР через корпус гідромотора. Гідропривод містить регульований насос Н з приводним двигуном Д, гідромотор М, трипозиційний гідророзподільник Р з електрогідравлічним керуванням (умовне графічне зображення відповідає конструкції з пілотним гідророзподільником з електромагнітним керуванням і гідравлічним керуванням основного гідророзподільника), клапан запобіжний непрямої дії КЗ, двопозиційний трипровідний гідророзподільник Рп з автоматичним гідравлічним керуванням для забезпечення прокачування РР від основних магістралей гідросистеми *A* або *B* через корпус гідромотора М, дросель ДР для обмеження витрати прокачування, термометр Т для контролю температури РР в корпусі гідромотора М, манометр МН, фільтр Ф, охолоджувач АТ і гідробак Б.

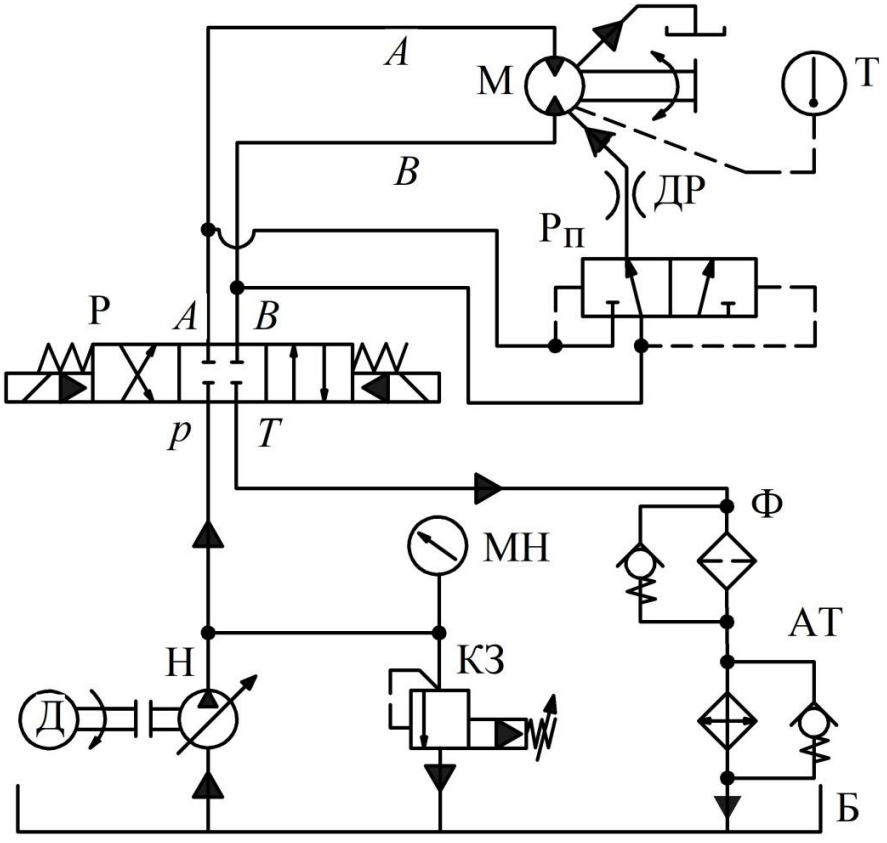


Рисунок 1 – Гідравлічна принципова схема гідропривода з прокачуванням РР через корпус гідромотора М для охолоджування вузлів тертя

При підвищеному тиску в магістралі A золотник гідророзподільника Рп зміщується вправо (як показано на схемі) і РР із зливної магістралі B надходить через дросель ДР в корпус гідромотора М для охолоджування його вузлів тертя. При реверсуванні гідромотора, коли під високим тиском знаходиться магістраль B, золотник зміщується вліво і РР із зливної магістралі A надходить в корпус гідромотора М.

За результатами експериментальних досліджень радіальнопоршневих гідропередач з шариками-поршнями і аксіальнопоршневих гідромоторів значення витрати прокачування РР через корпус гідромотора запропоновано визначати за формулою:

$$Q_{\text{пр}} = k_{\text{пр}} \cdot \Delta P \text{, л/хв,} \tag{1}$$

де ΔP – втрати потужності в гідромоторі, кВт, $k_{\text{пр}}$ – коефіцієнт прокачування, визначений як відношення витрати прокачування РР, що доводиться на одиницю втрати потужності, л/(хв.кВт).

Втрати потужності в гідромоторі визначають за різницею потужності, що споживається, і вихідної (ці обидва види втрат істотні при роботі під навантаженням):

$$\Delta P = P_{\text{спож}} - P_{\text{вих}} = \frac{Q_{\text{вх}} \cdot \Delta p}{60} - \frac{M \cdot n}{9550} \text{, кВт,} \tag{2}$$

де $P_{\text{спож}}$ – потужність, що споживається гідромотором, кВт, $P_{\text{вих}}$ – вихідна (корисна) потужність гідромотора, кВт, $Q_{\text{вх}}$ – подача РР на вході в гідромотор, л/хв, Δp – перепад тисків (номінальний або робочий, тобто на експлуатаційному режимі), МПа, n – частота обертання гідромотора, хв$^{-1}$, M – крутний момент гідромотора:

$$M = 0{,}159 \cdot V_{\text{р}} \cdot \Delta p \cdot \eta_{\text{гм}} \text{, Н.м,} \tag{3}$$

де $V_{\text{р}}$ – робочий об’єм гідромотора, см^3, $\eta_{\text{гм}}$ – гідромеханічний ККД гідромотора, або для орієнтування за такою формулою:

$$\Delta P \approx (0{,}15...0{,}2)\frac{M \cdot n}{9550} \text{, кВт,} \tag{4}$$

виходячи з того, що гідромеханічний ККД сучасних гідромоторів на підвищених частотах обертання не перевищує 80…85%.

Для режиму холостого ходу втрати потужності визначають за формулою:

$$\Delta P_{\text{х.х}} = \frac{M_{\text{х.х}} \cdot n}{9550} = \frac{0{,}159 \cdot V_{\text{р}} \cdot \Delta p_{\text{х.х}} \cdot n}{9550} \text{, кВт,} \tag{5}$$

де $M_{\text{х.х}} = 0{,}159 \cdot V_{\text{р}} \cdot \Delta p_{\text{х.х}}$ – момент тертя холостого ходу гідромотора при певній максимальній частоті обертання, Н.м, $\Delta p_{\text{х.х}}$ – перепад тисків холостого ходу між вхідною і вихідною магістралями гідромотора, МПа, n – частота обертання гідромотора, хв$^{-1}$.

В результаті узагальнення даних експериментальних досліджень і рекомендацій інофірм формула (1) може бути наведена в зручному вигляді для розрахунку витрати прокачування РР через корпус гідромотора при ухваленні $k_{\text{пр}}$ = 0,6 л/(хв.кВт):

$$Q_{\text{пр}} = 0{,}6 \cdot \Delta P \text{, л/хв.} \qquad (4)$$

Слід відзначити, що це значення коефіцієнта прокачування оливи знаходиться в діапазоні рекомендованих для ДВЗ: $k_{\text{пр}}$ = 0,23...1,13 л/(хв.кВт).

Щодо практичного застосування в гідроприводах мобільних машин, то значення рекомендованого коефіцієнта прокачування є орієнтованим і у ряді випадків завищеним, оскільки для конкретного гідромотора і умов його експлуатації можуть бути достатніми і менші значення. Але мінімізація коефіцієнта прокачування вимагає проведення великого об’єму дослідних робіт і пов’язана з ризиком виходу з ладу гідромашин.

Висновки

В результаті експериментальних досліджень отримана формула для розрахунку витрати робочої рідини для забезпечення охолодження пар тертя в вигляді коефіцієнта прокачування.

Література

1. https://www.lifcohydraulics.com/SpecFiles/Catalogs / Parker (MR,MRE, MRD, MRDE)-Hydraulic-Motors,-Denison-Calzoni,-Service-Literature,-Installation-Maintenance.pdf.

2. HM(E)6V SERIES. Bent-axial Piston Variable Displacement Motor / Hengli // NO. HL-CN-HM(E)6V 06/2023. – 40 p.

МОНІТОРИНГ І ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СТАНУ ДВИГУНІВ І ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Волков Володимир Петрович, д.т.н., професор,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: volf-949@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2202-3441
Грицук Ігор Валерійович, д.т.н., професор,
Херсонська державна морська академія,
e-mail: gritsuk_iv@ukr.net, ORCID: 0000-0001-7065-6820
Волкова Тетяна Вікторівна, к.т.н., доцент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: wolf949@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8546-4119

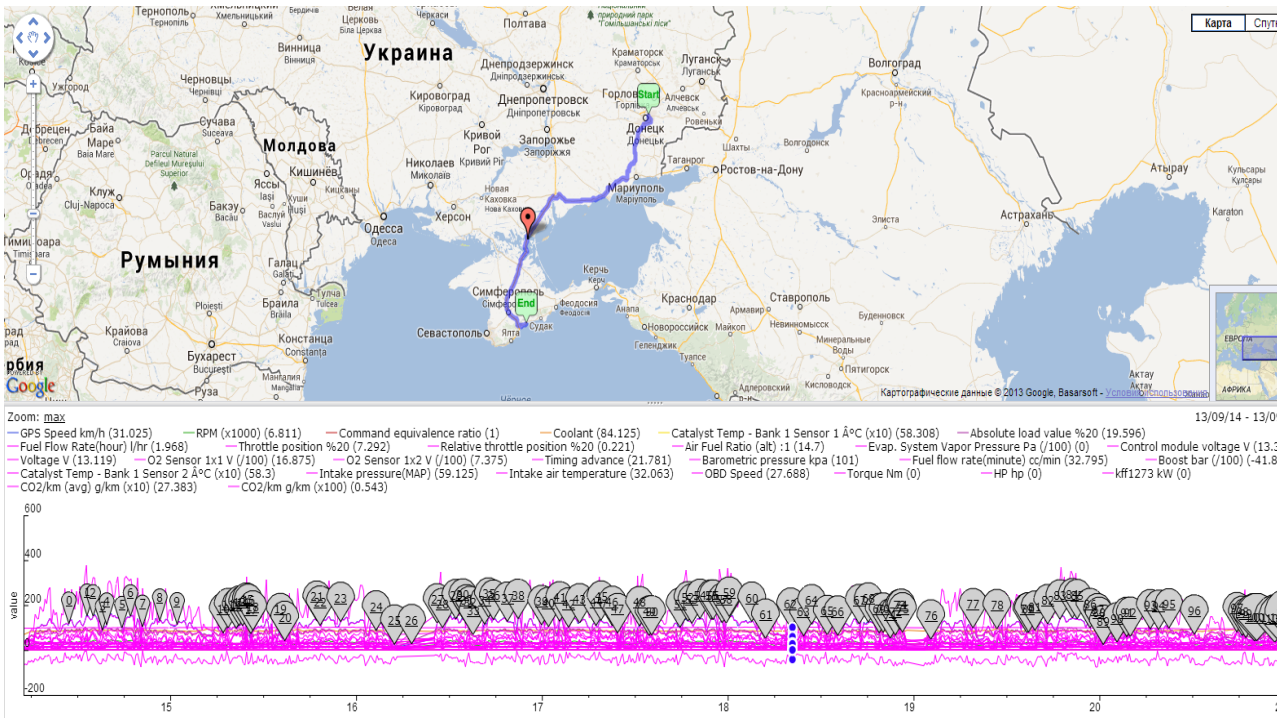
З метою перевірки забезпечення оптимального теплового стану двигуна транспортного засобу (ТЗ) в умовах експлуатації здійснено моніторинг інформації про параметри технічного стану двигуна ТЗ [1, 2].

В процесі проведення моніторингу параметрів технічного стану двигуна і ТЗ виникає потреба в забезпеченні умов для здійснення апроксимації параметрів моніторингу і прогнозуванні відповідних параметрів стану. На рис. 1 показані результати отримання інформації про основні положення (координати) ТЗ в умовах експлуатації і про результати вимірювання основних параметрів експлуатації ТЗ з використанням бортового інформаційного програмного діагностичного комплексу (БІПДК, на прикладі 32 параметрів для дослідного ТЗ).

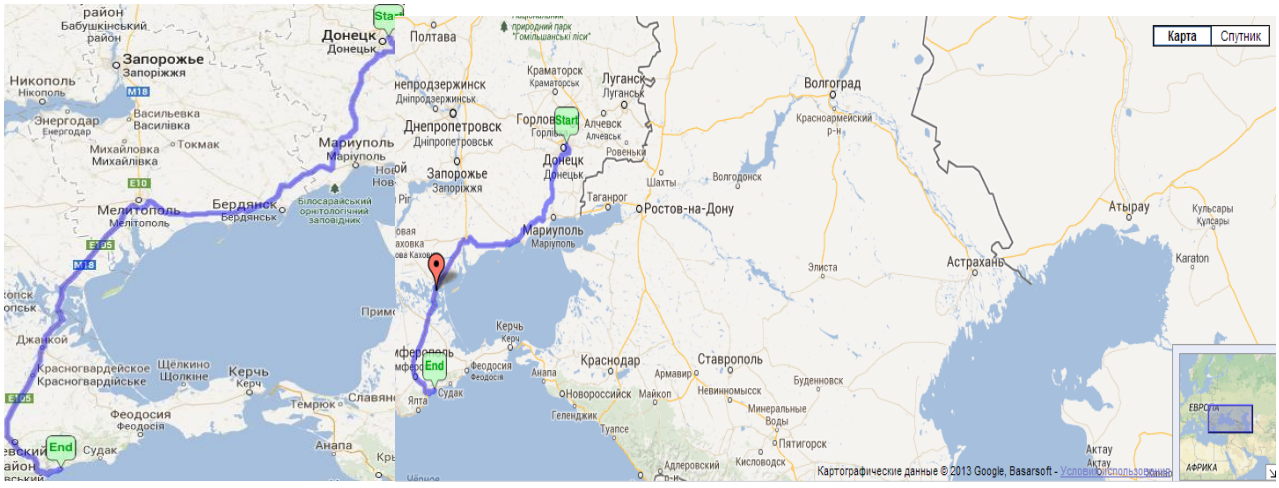
На рис. 2 показаний фрагмент звіту результатів моніторингу технікної інформації про легковий ТЗ сегменту *С* в умовах експлуатації, представленого у формі таблиці *.xls*: *а* - підсумковий звіт без розшифровування інформації; *б* - підсумковий звіт після розшифровування в інформаційному програмному комплексі (ІПК) отриманої інформації. На рис. 3 показані результати моніторингу основних параметрів технічного стану двигуна і ТЗ за період руху ТЗ (рис. 1). Спроба апроксимації і визначення лінії тренду всієї отриманої залежності (на прикладі результатів моніторингу і визначення лінії тренду для параметра технічного стану ТЗ – ОР двигуна) не дало бажаних результатів. Це видно з табл. 1.

Таблиця 1 - Рівняння апроксимації на діаграмі і величина достовірності апроксимації

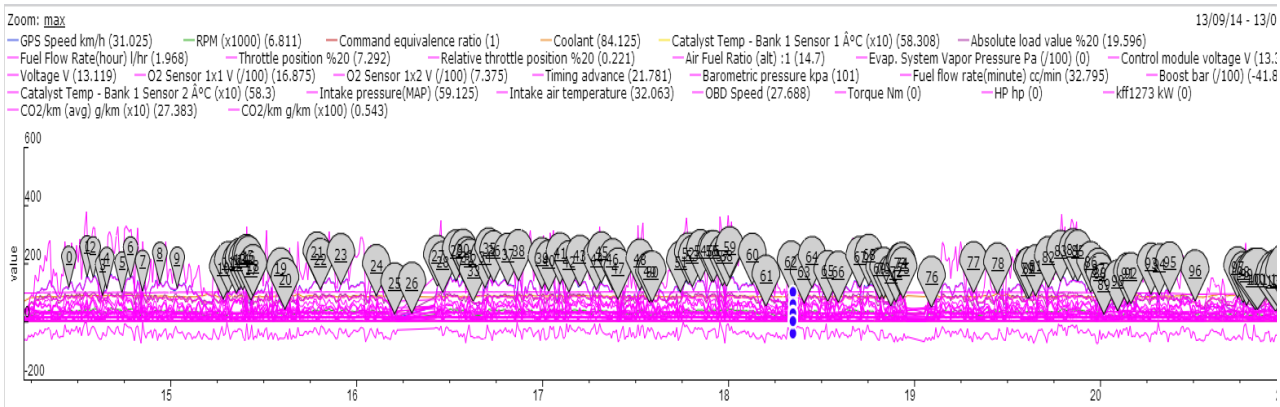
№ п/п	Лінія тренда	Рівняння апроксимації на діаграмі	Величина достовірності апроксимації, R^2
1	Експоненціальна	$y=85{,}812e^{9E-07x}$	0,037
2	Лінійна	$y=8E-05x+85{,}841$	0,0381
3	Логарифмічна	$y=0{,}6552\ln(x)+80{,}882$	0,0501
4	Поліноміальна (ступінь 2)	$y=2E-08x^2-0{,}0003x+87{,}255$	0,085
5	Поліноміальна (ступінь 3)	$y=3E-12x^3-1E-07x^2+0{,}0009x+84{,}935$	0,1751
6	Поліноміальна (ступінь 6)	$y=-6E-24x^6+5E-19x^5-1E-14x^4+2E-10x^3-1E-06x^2+0{,}0045x+82{,}522$	0,199
7	Ступенева	$y=80{,}8x^{0{,}0079}$	0,0543



а

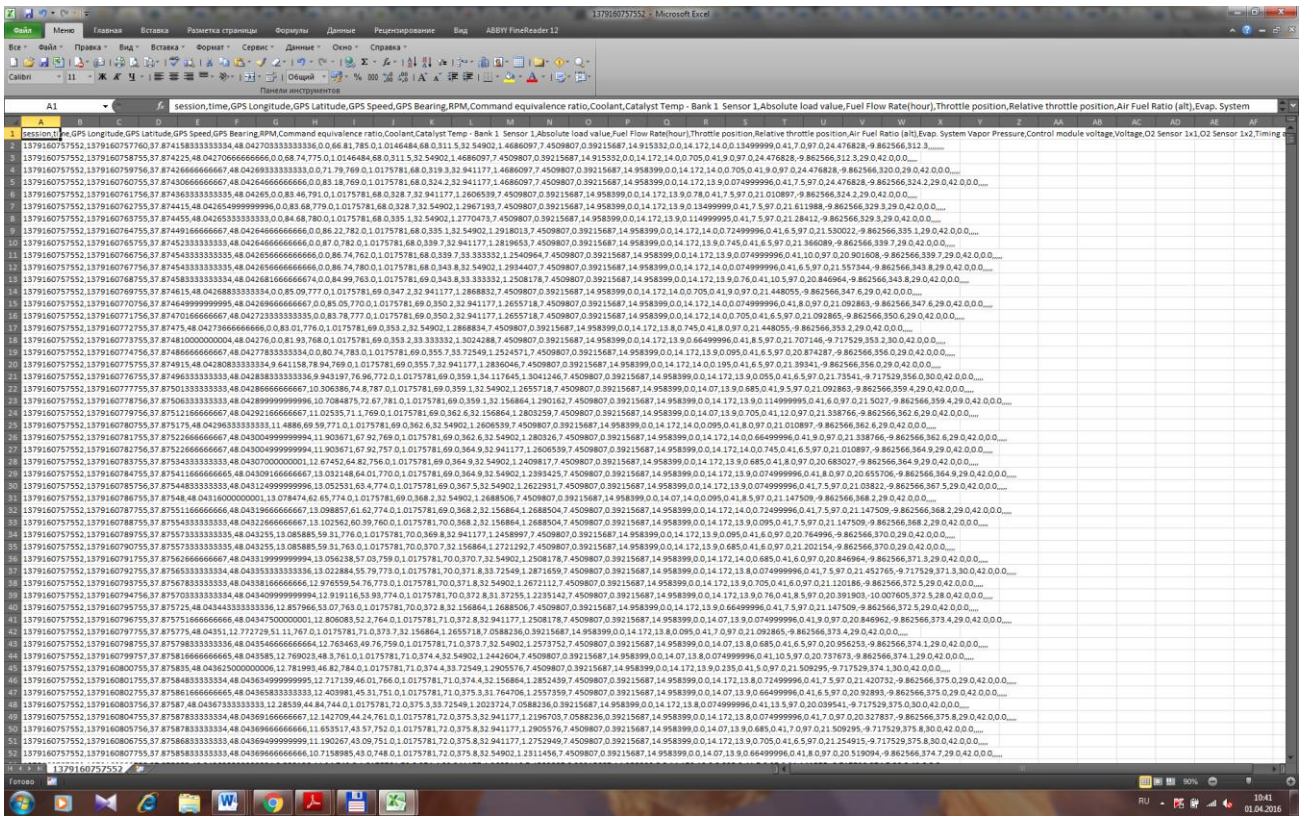


б

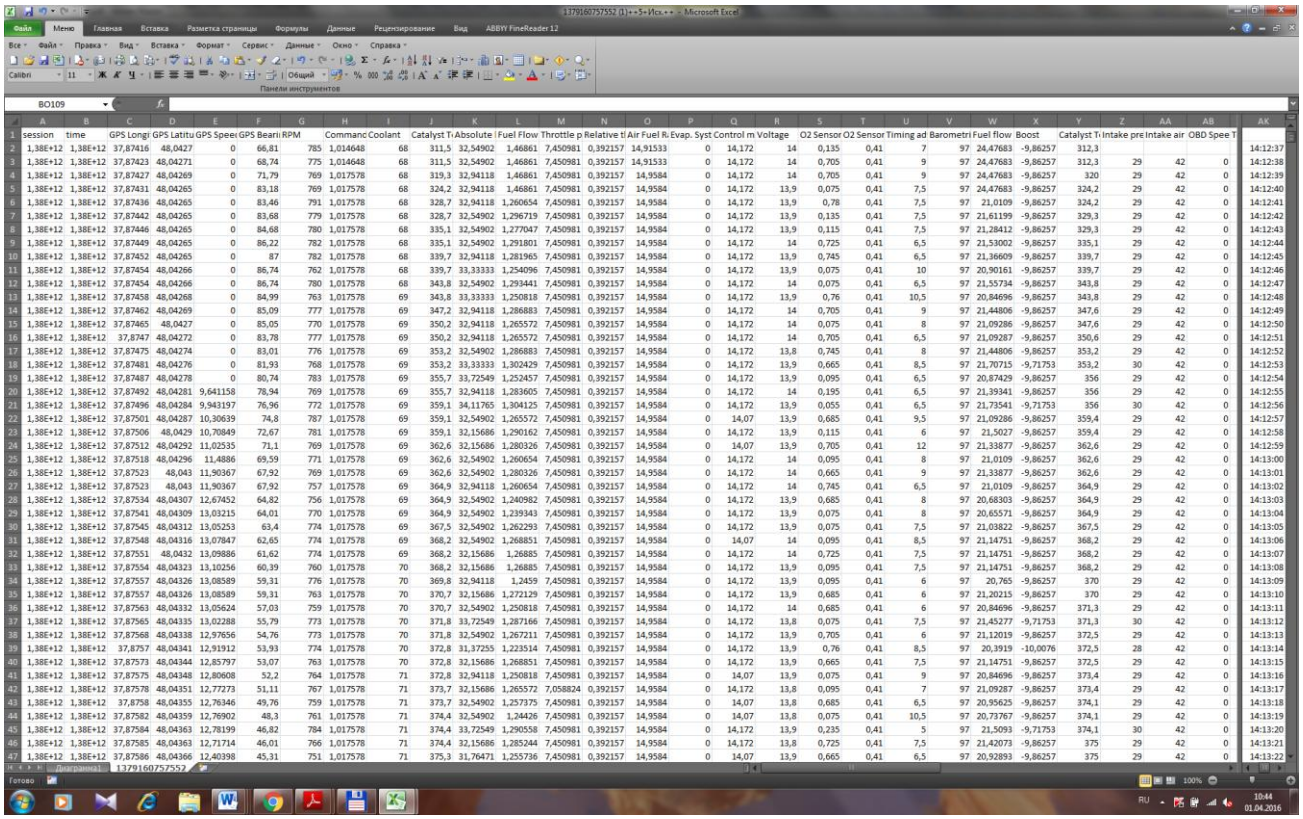


в

Рисунок 1 – Інтерфейс програми (*а*) обробки і виведення в режимі онлайн інформації про положення (*б*) ТЗ в умовах експлуатації та про результати вимірювання основних параметрів (*в*) з використанням БІПДК



а



б

а - підсумковий звіт без розшифровування інформації; *б* - підсумковий звіт після розшифровування в ІПК отриманої інформації;

Рисунок 2 – Фрагмент звіту щодо моніторингу інформації про параметри технічного стану двигуна і легкового ТЗ сегменту *С* в умовах експлуатації у формі таблиці *.xls*

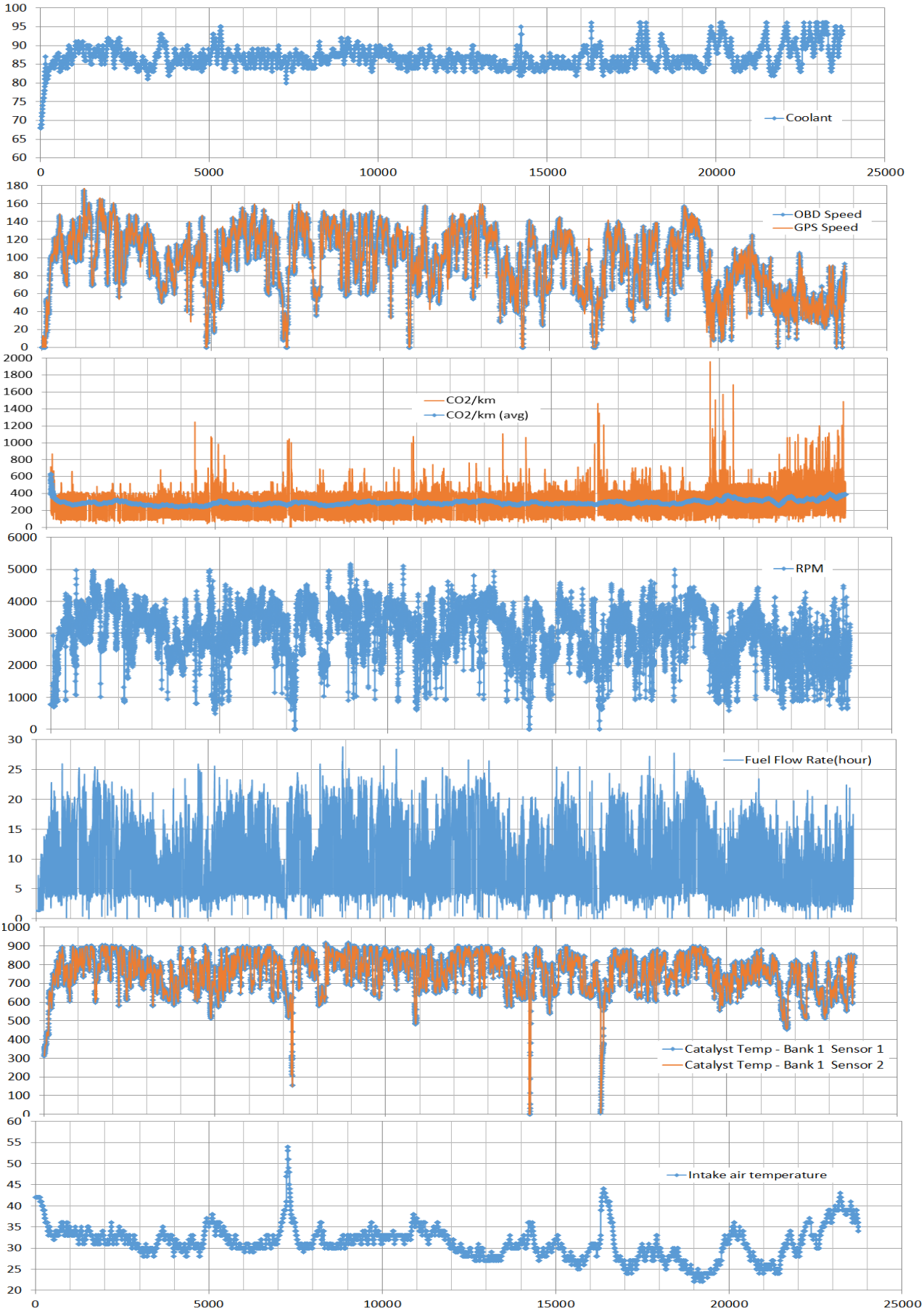
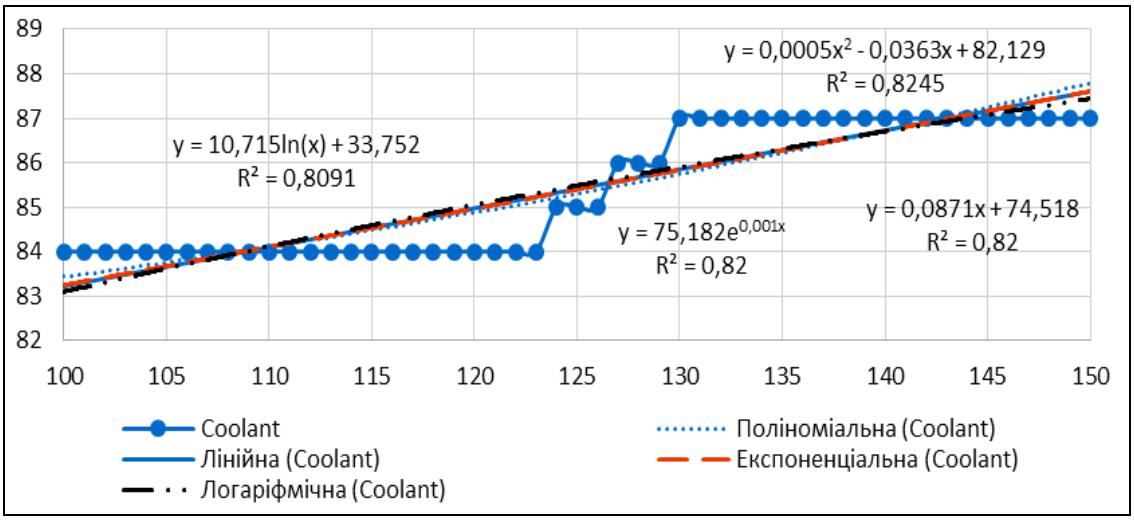
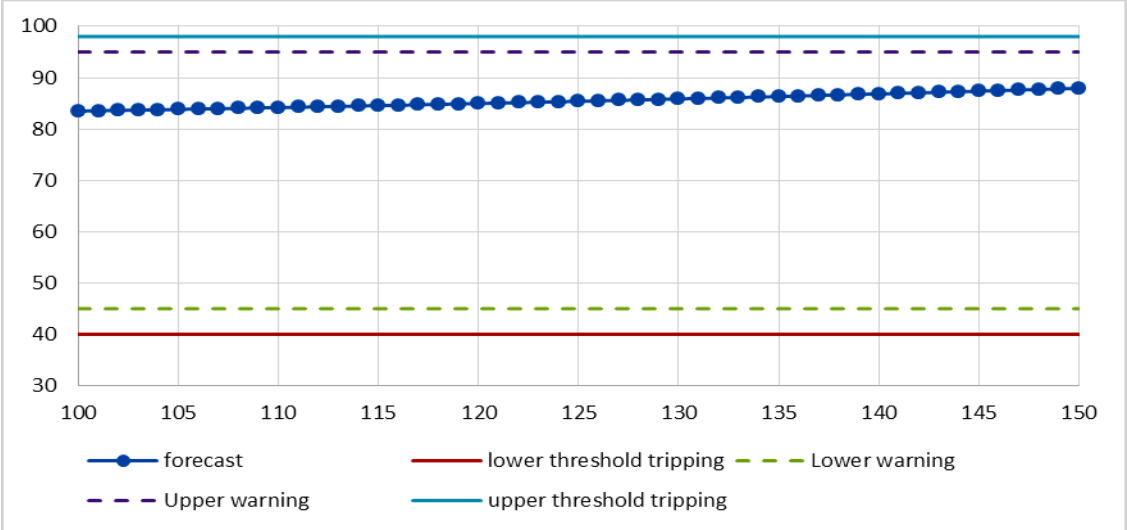


Рисунок 3 – Результати моніторингу основних параметрів технічного стану ТЗ

Апроксимація отриманої експериментальної лінії не відповідає розрахунковій лінії тренду за величиною достовірності. Для забезпечення прогнозування параметрів технічного стану двигунів і ТЗ в умовах експлуатації (рис. 4, приклад для горизонту прогнозу у 50 хв) використовуємо розбивання загальної лінії тренду (упередження прогнозування) на складові з відповідним кроком, на кожному з яких проводимо апроксимацію, підбираємо тренд і проводимо прогнозування параметрів технічного стану двигуна і ТЗ за допомогою ІПК «*MonDiaFor* «*HADI-15*» [4].



а



б

а - побудова прогнозних моделей для визначеного інтервалу часу;
б - побудова графіка прогнозу для визначеного інтервалу часу;

Рисунок 4 – Приклад побудови прогнозних моделей і графіка прогнозу в ІПК «MonDiaFor «*HADI-15*» параметра – температура ОР двигуна, °С

Реалізація прогнозних моделей здійснювалась на основі моніторингової системи ІПК (моніторинг і визначення статусу несправностей ТЗ) [4]. При вирішенні завдань прогнозування параметрів в часі, що мало змінюються (до таких відноситься температура ОР і МО), застосовувались дослідні однопара-

метричні методи статистичного моделювання. В ІПК «*MonDiaFor* «*HADI-15*» передбачено виконання прогнозу параметрів стану ТЗ на відповідний прогнозний час і виконання прогнозу параметрів стану ТЗ з найменшим значенням прогнозного часу, при якому відбудеться вихід за допустимі межі.

Вхідними даними для прогнозування виступають дані моніторингу та горизонт прогнозу (упередження) для кожного обраного тренду. В ІПК «*MonDiaFor «HADI-15*» на основі прогнозуючих алгоритмів реалізовано два різновиди прогнозування: індивідуальне прогнозування для окремого параметру і прогнозування за кількома параметрами.

Висновки

Використання отриманих прогнозних моделей у складі БІПДК на основі розробленого програмного продукту – віртуальне підприємство експлуатації автомобільного транспорту дозволяє забезпечити прогнозування параметрів робочого стану, на прикладі температури ОР, двигуна і ТЗ в процесі експлуатації в умовах *ITS*.

Література

1. Gritsuk, I., Volkov, V., Gutarevych, Y., Mateichyk, V., and Verbovskiy V. " Improving Engine Pre-Start And After-Start Heating by Using the Combined Heating System," SAE Technical Paper 2016-01-8071, 2016, doi:10.4271/2016-01-8071.

2. Gritsuk, I., Gutarevych, Y., Mateichyk, V., and Volkov, V., "Improving the Processes of Preheating and Heating after the Vehicular Engine Start by Using Heating System with Phase-Transitional Thermal Accumulator," SAE Technical Paper 2016-01-0204, 2016, doi:10.4271/2016-01-0204.

3. Матейчик В.П. Використання інтелектуальних інформаційних технологгій позиціонування для контролю теплових параметрів системи комбінованого прогріву ДВЗ транспортного засобу / Матейчик В.П., Волков В.П., Комов П.Б., Комов О.Б., Грицук І.В. // Вісник ЖДТУ. - Житомир: Технічні науки. - 2012. - №3(62). - С.136-141.

4. Науковий твір “Технічний регламент і результати роботи інформаційного програмного комплексу “MonDiaFOR “HADI-15” при здійснені моніторінгу, діагностування, прогнозування параметрів технічного стану транспортного засобу в умовах інтелектуальних транспортних систем” / В.П. Волков, І.В. Грицук, О.В. Предко [та ін] // Заявник і патентовласник Волков В. П і ХНАДУ. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №64765 від 04.04.2016. – 3 с.

АЛГОРИТМ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНТРОПІЇ І ЕНТАЛЬПІЇ У ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛАХ ГАЛЬМОВИХ ПРИСТРОЇВ

Вольченко Дмитро Олександрович, докт. техн.. наук, професор каф. видобування нафти і газу,
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,
e-mail: vol21@ukr.net, ORCID: 0000-0002-1565-749X
Нікіпчук Сергій Вячеславович, канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки,
Національний університет «Львівська Політехніка»,
e-mail: nikipch@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2499-9990
Фідровська Наталія Миколаївна, докт. техн. наук, професор каф. БДМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: nfidrovskaya@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5248-273X
Мусаєв Заур Разилович, канд. техн. наук, асистент каф. БДМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: zaur.musaiev92@gmail.com, ORCID: 0000-0002-5533-0897
Караван Руслан Андрійович, викладач, Харківський державний професійно-педагогічний фаховий коледж імені В.І. Вернадського,
e-mail: karavanaqw@gmail.com, ORCID: 0000-0003-3162-6893.

Ентропія – (від грець. entropia – поворот, перетворення); поняття введене в термодинаміці визначення міри незворотного розсіювання енергії. Алгоритм визначення ентропії в парах пар тертя гальмівних пристроїв показаний на рис. 1. Відповідно до першого початку термодинаміки, $\delta Q = dU+pdV$, тобто кількість теплоти, що передається системі дорівнює сумі приросту внутрішньої енергії dU і виконаної системою елементарної роботи PdV (де P – питомі навантаження; dV – елементарний об’єм поверхневих і при поверхневих шарів полімерної накладки). З урахуванням першого початку термодинаміки диференціал визначення ентропії набуває вигляду:

$$dS = \frac{1}{T}\left(dU + PdV\right), \tag{1}$$

звідки випливає, що ентропія являє собою термодинамічний потенціал при виборі в якості незалежних змінних внутрішньої енергії поверхневого шару накладки та її об’єму V. Часткові похідні ентропії пов’язані з T і P залежностями

$$\frac{1}{T} = \left(\frac{\partial S}{\partial U}\right)_V \tag{2}$$

та

$$\frac{P}{T} = \left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_U, \tag{3}$$

які визначають рівняння стану трибосистеми (перше – калоричне, друге – термічне). Рівняння (*2*) закладено основою визначення абсолютної температури (*T*).

Природа внутрішньої незворотності пов'язані з положенням: робота може бути перетворена на теплоту повністю, теплота – на роботу – лише частково. Робота, що здійснюється проти імпульсних сил тертя при фрикційній взаємодії у вузлах тертя, повністю переходить у теплоту. Насправді теплота йде на нагрівання елементів тертя та їх вимушене охолодження. У цьому процес перетворення теплоти на роботу підпорядковується певній фізичній закономірності – другому початку термодинаміки, яке формулюється математично, якщо запровадити особливий комплексний параметр – ентропію.

Рисунок 1 – Алгоритм визначення ентропії у спряженнях гальмових пристроїв

Так, для трибосистеми, якою є пари тертя гальма при регламентованих циклічних гальмуваннях автотранспортного засобу, в якій вона отримує незначну кількість теплоти за одне гальмування $\delta Q/T$ після всіх гальмування дорівнює $\Sigma\delta Q/T$.

Ентальпія (від грец. enthálpo – нагріваю, тепловміст, теплова функція Гіббса), потенціал термодинамічний, що характеризує стан макроскопічної або

мікроскопічної системи, якою є мікровиступи з плямами контактів пар тертя в термодинамічній рівновазі при виборі в якості основних незалежних змінних ентропії S і питомих навантажень. Позначається H (S, P, N, x_i), де N - число електронів та іонів, що виходять з робочих поверхонь металополімерних пар тертя при їх фрикційній взаємодії; x_i – інші параметри системи (диполі, солітони). Ентальпія – адитивна функція (тобто ентальпія всієї системи) дорівнює сумі її складових, а з внутрішньою енергією U системи вона пов’язана залежністю

$$H = U + PV, \tag{6}$$

де V – робочої об’єм поверхневого та підповерхневого шару полімерної накладки.

Повний диференціал ентальпії (при незмінних N та x_i) має вигляд:

$$dH = tdS + VdP. \tag{7}$$

З формули (7) визначають поверхнево-об’ємну температуру t і об’єм V поверхневого шару накладки: $T = (\partial H/\partial S)_p$, $V = (\partial H/\partial P)_s$. Ці властивості ентальпії при постійних питомих навантаженнях аналогічні властивостям внутрішньої енергії поверхневого шару накладки об’ємом V; властивостям внутрішньої енергії при постійному V:

$$T = (\partial U/\partial S)_V, \; P = -(\partial U/\partial V)_S, \quad C_V = (\partial U/\partial t)_V.$$

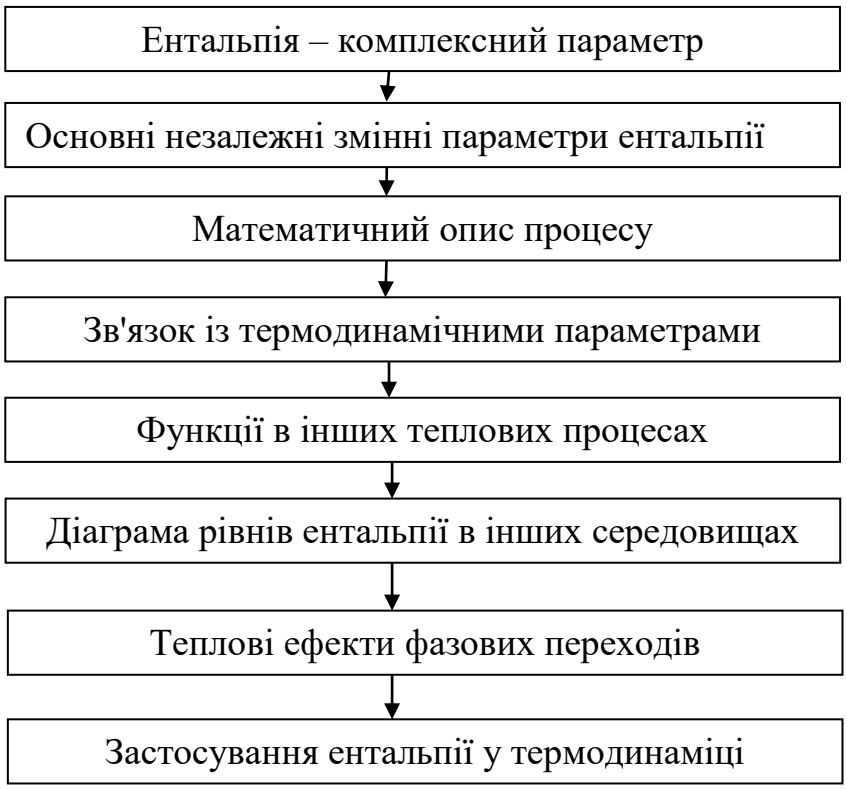


Рисунок 2 – Алгоритм визначення ентальпії у спряженнях гальмових пристроїв

Рівноважному стану трибологічної системи при постійних S і P відповідає мінімальне значення ентальпії.

Література

1. Венцель, Е. С., Щукін А. В., Орел А. В. Рівняння інтенсивності зношування трибосполучень з позицій нерівноважної термодинаміки / Підйомно-транспортна техніка. – Одеса, №3, 2017. – С. 62 – 68.

2. Журавльов Д. Ю. Нерівноважна трибологія при фрикційній взаємодії пар тертя гальмівних пристроїв (частина перша). / Проблеми тертя та зношування. - К., № 4, 2015. - С. 43 - 49.

ВІДПРАЦЮВАННЯ АЛГОРИТМУ ДІАГНОСТУВАННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СИСТЕМИ АВТОНОМНОГО ПІДІГРІВУ ВПУСКНОГО ПОВІТРЯ

Грицюк Олександр Васильович, д.т.н., проф., професор каф. ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: dthkbd@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5596-6254

Вахрушев Віктор Іванович, начальник відділу, Державне підприємство «Харківське конструкторське бюро з двигунобудування», e-mail: vik60@meta.ua

Міхедькін Микола Володимирович, провідний інженер відділу головного конструктора, Державне підприємство «Завод імені В.О.Малишева», e-mail: nikolai.mikhedkin@gmail.com

Найбільш поширеним щодо характеристик силової установки техніки військового призначення являється питання умов низькотемпературного холодного пуску дизеля. Показником покращення процесу холодного пуску служить зниження мінімальної температури пуску.

Із багатьох факторів, що впливають на пуск будь-якого ДВЗ, актуальним залишається поліпшення запалення палива, яке подальше впливає на рівень індикаторної роботи в циліндрах у процесі розгону колінчастого вала від частоти його обертання пусковим пристроєм. Для високофорсованих танкових дизелів типу 5ТДФ і 6ТД таку задачу виконує система підігріву впускного повітря (АФП) [1], принцип дії якої базується на підвищенні у верхньому впускному ресивері температури поступаючого у циліндри повітря за рахунок теплової енергії, яка виробляється цією системою. Саме достатність підігрівання повітря визначає час пуску дизеля, а значить боєготовність силової установки бойової машини.

Тому діагностування працездатності системи АФП та утримання її у робочому стані є актуальною задачею, а побудова такого алгоритму і стала метою даної роботи авторів.

Відпрацювання процесу діагностування потребує досконального знання конструкції та принципу роботи діагностуємої системи [2].

До складу системи АФП [1] входять: підігрівач, електромагнітний клапан подачі палива, повітряний редуктор, повітряний електроклапан, пускова котушка запалювання, з'єднувальні трубо- та електропроводи. Працездатність кожної складової частини системи забезпечення роботи підігрівача можна визначити безпосередньо на вході до нього палива, повітря та електричного заряду і легко усунути їх несправність. В той же час наявність усіх цих компонентів щодо роботи підігрівача не гарантує іскрове запалення попередньо підготовленої робочої суміші палива й повітря, або параметри підігріву впускного повітря при несправності самого підігрівача. Тому найбільш складним вузлом системи АФП щодо діагностування її роботи є саме підігрівач.

Підігрівач (рис. 1) складається із корпусу 1, штуцера 4 підводу палива, паливного фільтру 5, розпилювача палива 6, завихрювача паливо–повітряної суміші 7, первинної і вторинної камер згоряння, втулки 9, свічки 11, бічного електроду 8, зворотного повітряного клапану 10.

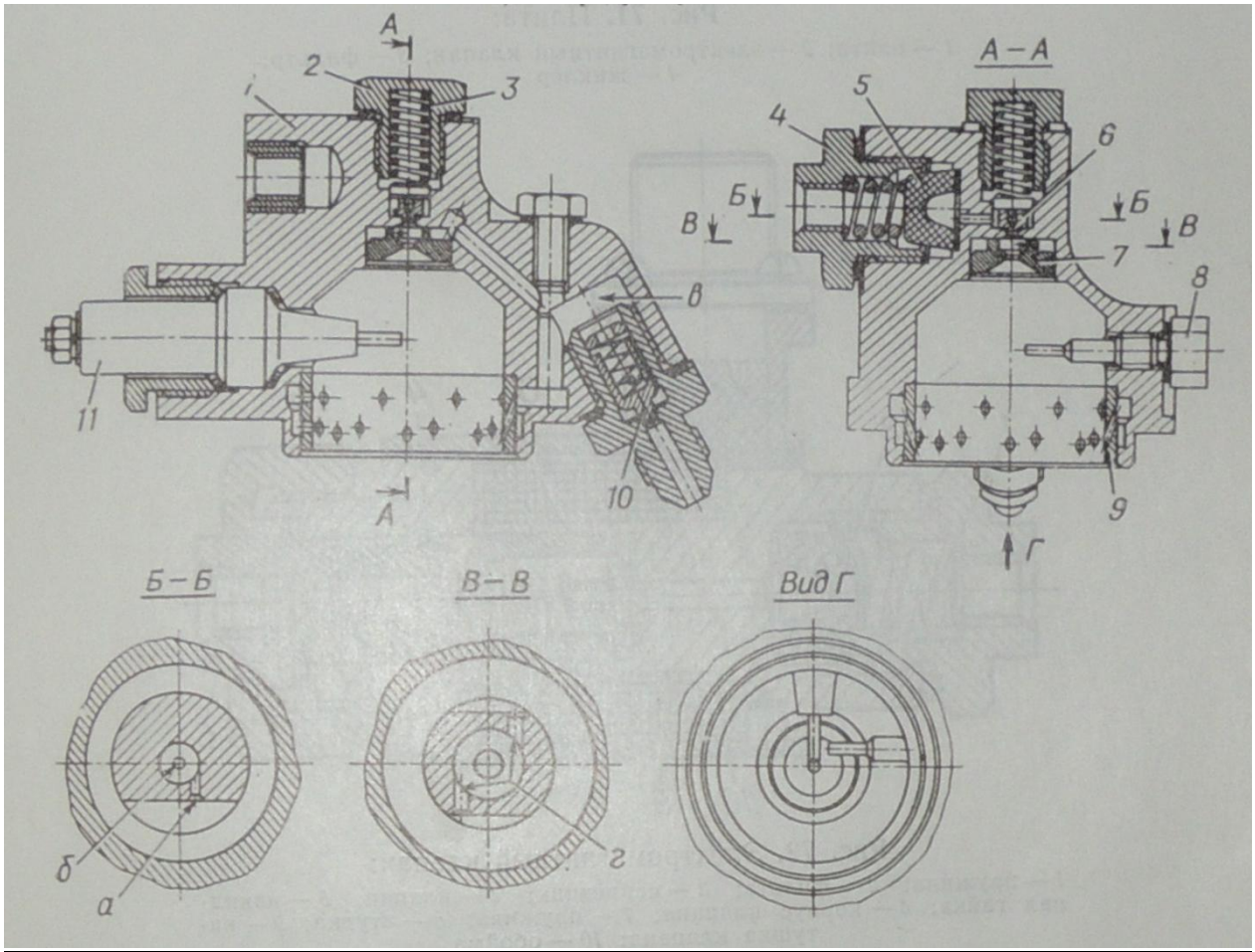


Рисунок 1 – Підігрівач системи АФП:
1 – корпус; 2 – заглушка; 3 – пружина; 4 – штуцер підводу палива; 5 – фільтр;
6 – розпилювач; 7 – завихрювач; 8 – бічний електрод; 9 – втулка; 10 – клапан;
11 – свічка; *а, г* – тангенціальні отвори; *б* – осьові отвори; *в* – порожнина підігрівача

Підігрівач зблокований із кнопкою пуску дизеля і діє автоматично. При цьому повітря до підігрівача підводиться через редуктор від балонів високого тиску і розділене на два потоки:

• первинний, що надходить у внутрішню порожнину завихрювача, змішується з паливом і розпилює його ;

• вторинний, який проходить через три ряди отворів у втулці 9 і забезпечує повне згоряння палива, що в свою чергу сприяє зниженню концентрації продуктів згоряння у впускному ресивері дизеля.

Надійний пуск дизеля забезпечується при умові стабільної роботи системи АФП з одночасним забезпеченням раціональної температури підігріву впускного повітря протягом пуску. Це в свою чергу гарантується у всьому експлуатаційному діапазоні температур оточуючого середовища при наступних умовах забезпечення роботи підігрівача:

• витрата палива через розпилювач 6 – (47-59) мл/хв;

• тиск повітря у порожнині «*в*» – (0,025-0,029) МПа;

• Наявність зразкового іскрового розряду між центральним електродом свічки запалювання 11 і бічним електродом 8.

Саме ці три умови і покладено у побудову алгоритму діагностування системи АФП вітчизняних танкових дизелів типу 5ТДФ і 6ТД.

Конкретні приклади ефективності саме такого алгоритму наведено на авторських фотографіях рис.2-5.

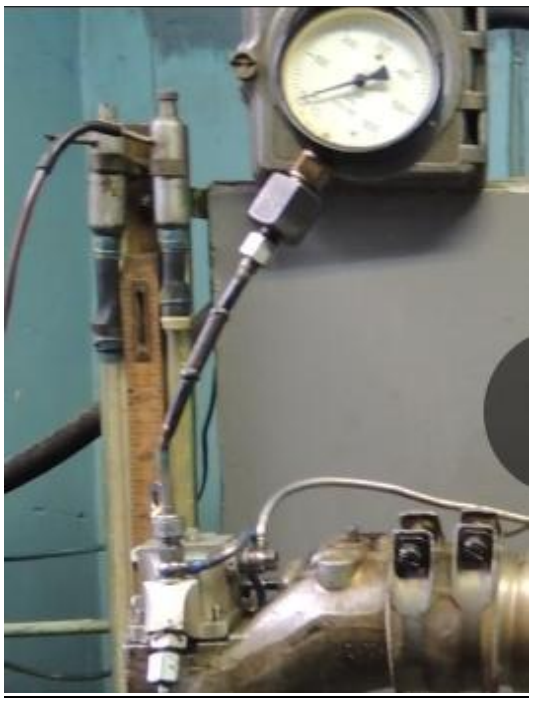


Рисунок 2 – Діагностичне устаткування для вимірювання тиску повітря у порожнині «*в*» підігрівача системи АФП в умовах агрегатного стенду ДП «Завод ім. В.О.Малишева»

Рисунок 3 – Показання манометру діагностичного устаткування у процесі вимірювання тиску повітря у порожнині «*в*» при пошуку несправності у роботі підігрівача системи АФП

На рис. 2 і 3 продемонстровано конкретний випадок швидкого виявлення причини несправності у роботі підігрівача шляхом діагностування за умовою 2 зазначеного алгоритму. Так виявлено, що тиск повітря у порожнині «*в*» більш ніж у два рази (0,062 МПа) перевищує штатне значення. У повній відповідності з положеннями джерела [2], це діагностування значно звузило зону пошуку несправності і дало змогу авторам матеріалу виявити грубе порушення у виконанні технологічної операції монтажу у підігрівач втулки 9 (рис.1), яке стало можливим у зв'язку зі зміною слюсара складальної дільниці без передачі досвіду та посилення контролю з боку ВТК. Таким чином було швидко вжито заходів щодо запобігання тиражування бракованих підігрівачів.

Другий приклад ефективності авторського надзору якості виготовлення компонентів системи АФП завдяки дотриманню запропонованого алгоритму діагностування наведено також на авторських фотографіях рис. 4 і 5.

Рисунок 4 – Діагностичне устаткування для пошуку місця іскрового розряду котушки запалювання системи АФП в умовах лабораторії ДП ««Харківське конструкторське бюро з двигунобудування»

Рисунок 5 – Наявність зразкового іскрового розряду між центральним електродом свічки запалювання і бічним електродом підігрівача системи АФП при справності усіх складальних компонентів

У цьому випадку було проведено діагностування за умовою 3 з метою пошуку несправності компонентів системи АФП, які забезпечують наявність іскрового розряду між центральним електродом свічки запалювання і бічним електродом. Пошук несправності після діагностування відсутності розряду у необхідному місті (рис. 4) виявив несправність проводу високої напруги, заміна якого (рис. 5) і відновила працездатність підігрівача та системи АФП у цілому. У цьому випадку також було швидко вжито конструктивні та виробничі заходи щодо унеможливлення виготовлення та поставки на комплектацію танка бракованих проводів високої напруги.

Таким чином, саме конкретними прикладами підтверджена ефективність практичного застосування відпрацьованого алгоритму діагностування працездатності системи АФП вітчизняного танкового дизеля.

Висновок

В результаті проведених робіт відпрацьовано алгоритм діагностування працездатності системи автономного підігріву впускного повітря. Визначено три визначальні умови для побудови алгоритму діагностування системи АФП вітчизняних танкових дизелів типу 5ТДФ і 6ТД.

Література

1. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 т., Т 1: Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин: підручник / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов; за ред. А.П. Марченко; Нац. техн.. ун-т « Харківський політехн. ін.-т». – 2-ге вид. – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – 384 с.

2. Навчальний сайт ХНАДУ. Курс «Випробування та діагностування енергетичних установок».[Електронний ресурс]. – 2022. – Режим доступу: https://dl2022.khadi-kh.com/course/view.php?id=37903.

ВИЗНАЧЕННЯ РОБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК АКУМУЛЯТОРНОЇ БАТАРЕЇ

Дзюбенко О.А., к.т.н., доцент кафедри автомобільної електроніки,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: dzyubenko.alan@gmail.com, ORCID: 0000-0002-0387-4956
Карпец В.А., студент гр. АЕ-36т1-21, автомобільний факультет,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Сучасна техніка, від носимих гаджетів до автомобілів, все частіше в якості джерела енергії використовує акумуляторні батареї. Саме прогрес в галузі виробництва акумуляторів багато в чому визначає шлях розвитку більшості електричних та електромеханічних пристроїв. За останні пару десятиліть виробництво акумуляторів зробило крок вперед суттєво покращивши їх технічні характеристики.

Сьогодні найбільш активно використовують свинцево-кислотні та літієві акумулятори:

- свинцево-кислотні акумулятори з клапанним регулюванням (VRLA);
- свинцево-кислотні акумулятори з AGM-сепараторами;
- свинцево-кислотні акумулятори з гелевим електролітом (GEL);
- літій-нікель-кобальт-алюміній-оксидні батареї (NCA);
- літій-іонні (Li-ion), літій-марганцеві (Li-Mn) літій-кобальтові (LiCo) акумулятори;
- літій-титанатні (LTO) та літій-полімерні (LiPo);

- літій-залізо-фосфатні (LiFePo4).

Тип акумулятора визначає максимальне і мінімальне значення робочої напруги, максимальну силу струмів заряду і розряду, температурні режими. Не дивлячись на великий вибір типів акумуляторів перелік їх основних технічних характеристик залишається незмінним: напруга батареї; ємність батареї; максимальний струм розряду; номінальний струм розряду; струм саморозряду; внутрішній опір.

При тривалій або неправильній експлуатації акумуляторів їх характеристики знижуються. Тому при тривалому використанні акумуляторів або спробі застосувати використані акумулятори, їх необхідно перевіряти на залишок робочих характеристик. Тому авторами проаналізовано методи та запропоновано пристрій для визначення робочих характеристик акумуляторних батарей.

Визначення ємності акумулятора

Найбільш точний метод для визначення ємності акумулятора є розряд повністю зарядженої батареї на відоме постійне значення навантаження, фіксуючи поточні енергетичні параметри. Тоді ємність батареї визначається як:

$$Q = \int (UIt)dt,$$

де Q – ємність, що вимірюється, [Вт·год.]; U – напруга акумулятора, [В]; I – струм розряду акумулятора, [А]; t – тривалість розряду акумулятора, [год].

Якщо зміна напруги при розряді незначна, або розряд відбувається зі змінним навантаженням при дотриманні U = const, ємність батареї може визначатись у А·год.

Також слід зважати на збільшення внутрішнього опору акумулятора при старінні або розряді, що призводить до падіння робочої напруги акумулятора. Його визначення в процесі розряду також є важливою характеристикою.

Пристрій визначення характеристик акумуляторної батареї

Сьогодні на ринку присутній дуже великий вибір зарядних пристроїв для акумуляторних батарей, однак, майже відсутні пристрої розряду, які дозволяють визначати реальні експлуатаційні характеристики роботи акумулятора. Для реалізації пристрою визначення характеристик акумуляторної батареї було запропоновано технічне рішення, структурну схему якого представлено на рис. 1.

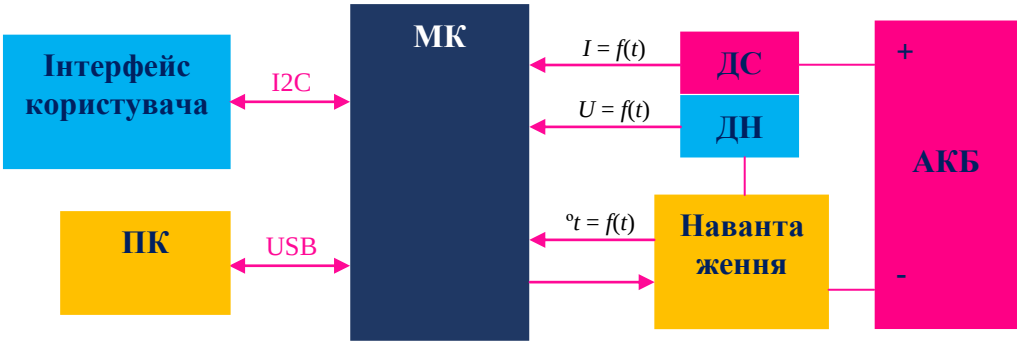


Рисунок 1 – Структурна схема пристрою розряду АКБ

Схему побудовано на мікроконтролері, інтерфейсі користувача, датчиках струму та напруги та напівпровідниковому навантаженні. Мікроконтролер виконує загальний алгоритм керування навантаженням, вимірювання та визначення параметрів батареї. Уся інформація про протікання процесу розряду записується у внутрішню пам'ять, та може бути передана на комп'ютер для подальшого аналізу, побудови графіків, тощо. Безопірний датчик струму на ефекті Холла забезпечує вимірювання струму в обох напрямках, що дозволяє використовувати пристрій і для визначення кількості електричної енергії отриманої батареєю при заряді.

Кероване навантаження реалізовано на чотирьох потужних напівпровідникових транзисторах включених паралельно. Переведення транзисторів в активний режим дозволяє в широкому діапазоні регулювати потужність, що на них розсіюється. Інтерфейс користувача дозволяє встановлювати межі робочої напруги при розряді, розрядний струм, метод розряду з відображенням параметрів на дисплеї.

Висновки

Запропоновано технічні рішення побудови пристрою, що реалізовує методи визначення робочих характеристик акумуляторної батареї.

РОЗРОБКА ВИМІРЮВАЧА КРУТИЛЬНОГО МОМЕНТУ НА ВАЛУ ВЕНТИЛЯТОРА АВІАЦІЙНОГО ДВОКОНТУРНОГО ДВИГУНА, ІНТЕГРОВАНОГО В КОНСТРУКЦІЮ

Єпіфанов Сергій Валерійович, докт. техн. наук, професор,
зав. каф. конструкції авіаційних двигунів,
Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут»,
e-mail: s.yepifanov@khai.edu, ORCID: 0000-0003-0533-9524
Подгорський Костянтин Миколайович, аспірант,
Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут»,
e-mail: ugk@motorsich.com

Турбореактивні двоконтурні двигуни з високим і надвисоким ступенем двоконтурності в поточний час є основою силових установок пасажирських і транспортних літаків великої та середньої дальності. У цих двигунах значна частина (80 і більше відсотків) тяги формується в зовнішньому контурі, основним елементом якого є вентилятор. Тому наявні програми розвитку авіаційних двигунів значну увагу приділяють удосконаленню вентиляторів. Однією з проблем у цьому напрямку є визначення характеристик вентилятора за результатами його випробувань.

Типовим рішенням є проведення випробувань на стендах, обладнаних промисловими вимірювачами крутильного моменту (ВКМ). Випробування вен-

тиляторів двигунів великої тяги на таких стендах можливо тільки з використанням масштабних моделей.

Випробування повнорозмірних вентиляторів необхідно проводити в умовах повнорозмірного двигуна, що дозволяє визначати характеристики вентилятора з урахуванням його взаємодії з іншими вузлам двигуна. Використання промислових ВКМ у цих умовах є ускладненим.

Найбільш складним завданням обробки результатів випробувань є визначення ККД. Під час випробувань вентилятора у складі двигуна необхідно вимірювати крутильний момент на валу вентилятора, який сполучує його з турбіною низького тиску. Значна довжина цього валу сприяє забезпеченню високої чутливості кутового переміщення до величини крутильного моменту. Проте відсутність необхідних підходів до визначення залежності крутильної жорсткості валу від режиму й умов роботи двигуна перешкоджає застосуванню цього методу.

Це визначає актуальність розробки підходів до формування моделі крутильної жорсткості валу вентилятора з урахуванням нерівномірності розподілу температур у ньому.

У роботі [1] виконано аналіз похибок визначення ККД вентиляторів і показано, що метод, оснований на вимірюванні крутильного моменту, є суттєво більш точним, причому точність визначення ККД значною мірою залежить від точності визначення крутильного моменту.

У цій роботі розглянуто завдання формування вимірювача крутильного моменту, інтегрованого в конструкцію двигуна. Як об’єкт дослідження вибрано ротор вентилятора трьохвального двигуна з великим ступенем двоконтурності.

Запропонована система вимірювання крутильного моменту включає приладну та методичну складові. Приладна компонента складається з двох індуктивних датчиків, установлених над закріпленими на валу зубчастими індукторами, які розташовані на різних кінцях валу, і пристрою обробки сигналів датчиків.

Під час обертання ротора датчики генерують періодичні сигнали, частота яких дорівнює добутку частоти обертання ротора на кількість зубців відповідного індуктора. Пристрій обробки визначає фазовий зсув між цими сигналами, який внаслідок пружності кутової деформації валу є пропорційним до крутильного моменту.

З урахуванням аналізу конструкції валу вентилятора досліджуваного двигуна запропоновано використовувати встановлений у передній частині валу штатний безконтактний вимірювач частоти обертання, а також виконати конструктивну доробку, яка дозволяє забезпечити встановлення зубчастого індуктора в задній частині валу та індуктивного датчика на корпусі задньої опори турбіни. Це дозволяє реалізувати вимірювання кутового переміщення валу на великій мірній базі й таким чином забезпечити високу точність вимірювань.

Попередні дослідження аналогічної системи [2] показали, що основний внесок у похибку визначення крутильного моменту робить зміна температури валу, аналіз впливу якої в даному випадку ускладнюється тим, що вона суттєво нерівномірно розподілена за довжиною валу. Тому коректне урахування розподілу температури є однією з головних задач методичної складової системи вимірювання крутильного моменту.

Структура методичної складової представлена на рисунку.

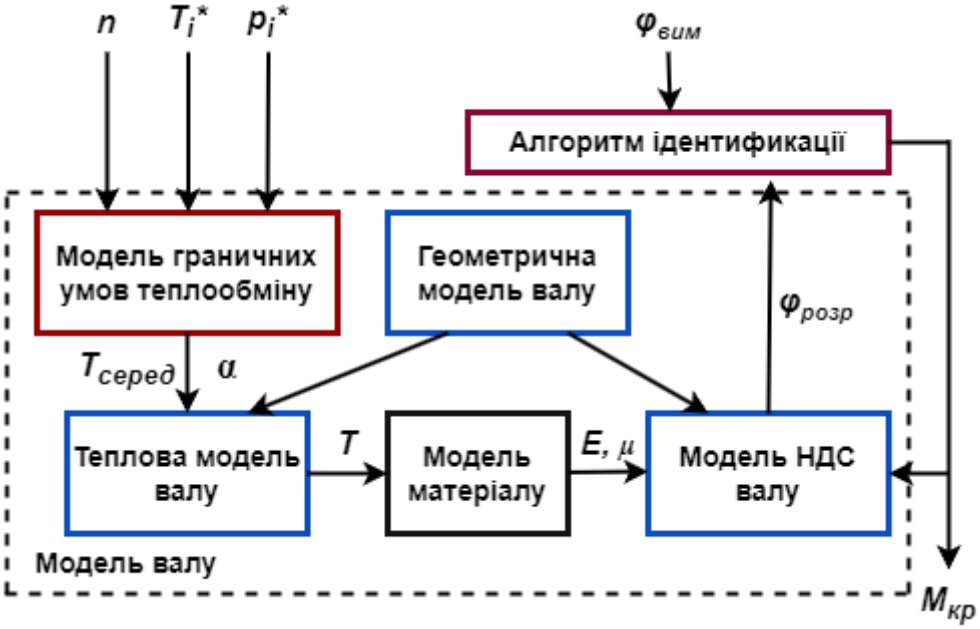


Рисунок – Структура методичної складової ВКМ, інтегрованого в конструкцію двигуна

Представлена структура складається з алгоритму ідентифікації та маремати-чної моделі валу. Модель валу включає геометричну, теплову моделі та модель напружено-деформованого стану (НДС), а також допоміжні моделі для визначення термопружних властивостей матеріалу та параметрів граничних умов теплообміну.

Модель граничних умов теплообміну розраховує значення температури середовища та коефіцієнтів тепловіддачі на ділянках поверхні валу. Для цього використовуються базові значення зазначених параметрів, а також вимірювані на поточному режимі значення частоти обертання валу, а також температури та тиску в проточній частині.

Модель матеріалу по відомому полю температур, отриманому в результаті розв’язання теплової задачі розраховує значення модуля пружності та, за необхідністю, коефіцієнта Пуассона, й передає їх у модель напружено-деформованого стану.

Оскільки використовувана математична модель валу є нелінійною, необхідний ітеративний алгоритм ідентифікації. Він є одновимірним, тому що на засадах аналізу одного параметру (кутового переміщення валу) налагоджує модель, коригуючи також один параметр (крутильний момент). Тому в даному

блоці може бути використаний алгоритм розв'язання нелінійного рівняння $\varphi(M_{кр}) = \varphi_{вим}$, заданого в алгоритмічній формі, де $\varphi_{вим}$ – значення кутового переміщення валу, отримане в результаті вимірювань; $\varphi(M_{кр})$ – значення, отримане за допомогою моделі.

Геометрична й теплова моделі валу, а також модель НДС реалізовані засобами Ansys.

Особливу увагу приділено формуванню моделі для визначення параметрів граничних умов теплообміну на поверхні валу. Запропоновано використовувати відомі параметри граничних умов на базовому режимі, задані Розробником двигуна, забезпечуючи зв'язок з ними параметрів на поточному режимі на основі подібності умов теплообміну та режимів роботи двигуна.

Виокремлено три характерні зони поверхні валу, які відрізняються умовами теплообміну. Для цих зон на основі аналізу літературних джерел з теплообміну встановлено критеріальні співвідношення, які зв'язують критерій Нуссельта з критеріями Рейнольдса, Прандтля та Тейлора.

На основі цих критеріальних співвідношень і степеневих моделей, що апроксимуть залежності теплофізичних властивостей повітря від температури, отримано вирази, що зв'язують значення коефіцієнтів тепловіддачі на поточному режимі з коефіцієнтами тепловіддачі на базовому режимі.

Література

1. Подгорський, К. М., Єпіфанов С. В. (2023). Аналіз точності експериментального визначення ККД вентилятора з використанням вимірювачів крутильного моменту. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, № 1(185), с. 35-46. https://doi.org/.32620/aktt.2023.1.04.

2. Sirenko, S., Yepifanov, S., Podgorsky, K., Nechunaev, S. (2018). New Approach to Torque Measurement Unit Development and its Calibration. *Journal of Konbin*, vol. 46, iss. 1. – p. 75–86. – https://doi.org/10.2478/jok-2018-0024.

ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ПАР ТЕРТЯ БАРАБАННО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

Кіндрачук Мирослав Васильович, докт. техн. наук, професор кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів
Національний авіаційний університет,
e-mail: nau12@ukr.net, ORCID: 0000-0002-0529-2466
Скрипник Василь Степанович, докт. техн. наук, професор,
заступник директора Відокремлений структурний підрозділ
Надвірнянський фаховий коледж національного транспортного університету,
e-mail: skripnik-vs07@ukr.net, ORCID: 0000-0001-9523-6524
Журавльов Дмитро Юрійович, канд. техн. наук, доцент кафедри технічної механіки, інженерної та комп'ютерної графіки
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,
e-mail: dmytro.2103@ukr.net, ORCID: 0000-0002-2045-9631
Харченко Володимир Володимирович, завідувач лабораторії кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету, e-mail: nau12@ukr.net, ORCID: 0000-0001-6383-5337
Гуменюк Ігор Анатолійович, докторант,
Національний авіаційний університет,
ORCID: 0000-0002-4352-7035
Осташук Микола Михайлович, кандидат технічних наук,
доцент кафедра транспортних технологій
Національний університет «Львівська Політехніка»
e-mail: mikola.ostashuk.M@gmail.com, ORCID: 0000-0002-5816-6818

Визначення енергонавантаженості пар тертя барабанно-колодкових гальм проводимо наступним чином.

Визначаємо кількість теплоти, що генерується на поверхні тертя спряження

$$dQ = 2\pi Rb\lambda_{пр} d\tau_T \frac{d(t_2 - t_1)}{dR} / R = R_1,$$

де R – радіус фрикційного спряження; b – ширина фрикційної взаємодії; $\lambda_{зв}$ – зведений коефіцієнт теплопровідності матеріалів пари тертя; $\lambda_{зв} = \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{2}$; λ_1, λ_2 – коефіцієнт теплопровідності матеріалів: обода барабана, фрикційної накладки; $\tau_г$ – час гальмування; t_2 і t_1 – температури: усереднена поверхнево-об'ємна та навколишнього середовища.

Кількість теплоти, що акумулюється в тілі обода гальмівного барабана при гальмуванні

$$Q_1 = 2\pi \cdot R_1 \cdot b_1 \cdot \lambda_1 \cdot \tau_T \cdot \frac{\Delta t}{R_1}.$$

Кількість теплоти, що акумулюється у поверхневому та підповерхневому шарах фрикційних накладок колодок гальма при гальмуванні

$$Q_2 = 2\pi \cdot R_2 \cdot b_2 \cdot \lambda_2 \cdot \tau_T \cdot \frac{\Delta t}{R}.$$

Коефіцієнти розподілу теплових потоків між фрикційно взаємодіючими деталями

$$K = \frac{1}{1 + \frac{A_2}{A_1} \cdot \frac{\lambda_2}{\lambda_1} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \frac{c_2}{c_1}},$$

де A_1 – робоча площа обода гальмівного барабана; $A_2 = 2\pi \cdot R_1 \cdot b_1$; A_2 – робоча площа фрикційних накладок колодок; ρ_1, ρ_2 і c_1, c_2 – густина та теплоємність матеріалів пари тертя.

Поверхнево-об’ємні температури, які розвиваються на поверхні пар тертя гальма.

$$t_1 = \frac{Q_1}{2\pi \cdot R_1 \cdot \lambda_1 \cdot \tau_T} K_1; \quad (1)$$

$$t_2 = \frac{Q_2}{2\pi \cdot R_2 \cdot \lambda_2 \cdot \tau_T} K_2. \quad (2)$$

Питомий тепловий потік за одиницю часу гальмування на одиницю площі поверхні пари тертя гальма

$$q_1 = \frac{Q_1}{A_1 \cdot \tau_T} K_1; \quad q_2 = \frac{Q_2}{R_2 \cdot \tau_T} K_2. \quad (3)$$

Перетворивши залежності (1-3) і, враховуючи, що питомий тепловий потік поширюється в тілі фрикційної накладки, отримаємо

$$q_2 = \frac{\Delta t \cdot \lambda_2}{b_{еф} \cdot m} K_2, \quad (4)$$

де $b_{еф}$ – розрахункова товщина фрикційної накладки, що ефективно бере участь у тепловиділенні, м.

При тепловій дії глибина $b_{еф}$ поширення одиничного теплового імпульсу при короткочасному навантаженні фрикційної пари залежить від температуропровідності матеріалу накладки a_2 і часу її навантаження τ_o. Прийнявши $\tau_o = 10{,}0$ с отримуємо

$$b_{еф} = 1{,}73\sqrt{a_2 \cdot \tau_o}; \quad c_2 = \frac{\lambda_2}{C_2 \cdot \rho_2}.$$

Питома потужність тертя під час гальмування транспортного засобу

$$P_{пит} = \frac{\frac{2}{3} G_a \cdot \vartheta \cdot j}{2q \cdot \Sigma A_2}, \qquad (5)$$

де G_a – повна вага автомобіля, кг; G = 9525·9,81 = 93440 Н; ϑ - початкова швидкість гальмування, м/с.

$$\vartheta = \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{2} = \frac{30 + 60}{2} = 45 \text{ км/год} = 12{,}5 \text{ м/с};$$

де j = сповільнення при гальмуванні; j = 3,0 м/с^2; ΣA_2 – сумарна площа всіх фрикційних накладок колодок гальма, м^2. $\Sigma A_2 = 21{,}66 \cdot 10^{-2}$ м^2.

$$P_{пит} = \frac{93440 \cdot 12{,}5 \cdot 3}{2 \cdot 9{,}8 \cdot 21{,}66 \cdot 10^{-2}} = 82{,}55 \cdot 10^4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Прирівнявши залежності (3) та (4) отримуємо

$$b_{еф} = \frac{\Delta T \cdot \lambda_2 \cdot 2g \cdot \Sigma A_2}{\frac{2}{3} G \cdot \vartheta \cdot j}. \qquad (6)$$

Використовуючи залежності (1-6) здійснимо розрахунки енергонавантаженості пари тертя СЧ-18 – ФК-24А заднього гальма автомобіля ЗІЛ-130 за наступних вихідних даних: $K_{вз}$ – динамічний коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя; $f_д$ - динамічний коефіцієнт тертя не менше 0,42:

R_1 = 0,210 м; b_1 = 0,14 м; R_2 = 0,210 м; B_2 = 0,14 м; $K_{вз}$ = 0,414; K_1 = 0,937; K_2 = 1,0 – 0,937 = 0,063; A_1 = 0,1846 м^2; A_2 = 0,1083 м^2; $\lambda_1 = 62{,}9 \frac{\text{Вт}}{(\text{м} \cdot °\text{C})}$; $\lambda_2 = 0{,}51 \frac{\text{Вт}}{(\text{м} \cdot °\text{C})}$; $\tau_г$ = 3,0 с; $c_1 = 1{,}164 \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot °\text{C})}$; $c_2 = 0{,}5 \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot °\text{C})}$; ρ_1 = 7300 кг/м^3; ρ_2 = 2230 кг/м^3.

Таблиця 1 – Енергонавантаженість металополімерної пари тертя заднього гальма автомобіля ЗІЛ-130

1	Δt, ºС	50,0	100,0	150,0	200,0	250,0	300,0	350,0
2	$Q_1 \cdot 10^3$, Дж	8,295	16,53	24,89	33,2	41,48	49,78	58,1
3	Q_2, Дж	67,0	134,0	207,0	269,0	336,0	403,0	470,0
4	Δt_1, ºС	66,0	132,0	199,0	265,0	331,0	397,0	463,0
5	Δt_2, $\cdot 10^{-3}$, ºС	1,8	3,7	5,5	7,3	9,1	11,0	12,8
6	q_1, Вт/м^2	14,52	30,06	44,77	59,69	74,61	89,53	104,46
7	$q_2 \cdot 10^{-4}$, Вт/м^2	7,0	14,0	21,0	28,0	35,0	42,0	49,0
8	$\tau_о$, с	1,0	2,0	3,0	4,0	6,0	8,0	10,0
9	$b_{еф}$, мм	0,5	0,77	0,95	1,1	1,34	1,55	1,73
10	q'_2, Вт	2,27	4,55	6,62	9,08	11,36	13,63	15,9
11	$b_{еф}$, мм	0,303	0,606	0,909	1,21	1,52	1,82	2,12

Аналіз розрахункових даних, наведених у табл. 1, дозволяє констатувати наступне:

- співвідношення експлуатаційних параметрів є квазіпостійними та становлять Q_1/Q_2 = 123,7; q_1/q_2 = 2,1·10^4; $b'_{еф}$ / $b_{еф}$ = 1,12, оскільки при їх визначенні приймалися постійні значення λ_i і C_i;

- миттєвий температурний градієнт за 10,0 с обода барабана змінювався від 2,3 до 16,0 ºС/м.

Література

1. Pateriya J. Brake disc analysis with the help of Ansys software / J. Pateriya, R. K. Yadav, V. Mukhraiya, P. Sing // International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET). 2015. Vol. 6. Is. 11. Pp. 114-122.

2. Kindrachuk M. V., Volchenko D. A., Volchenko N. A. [et al.] Influence of a water conduit on the wear resistance of materials in friction pairs of brake devices // Phiz.-Khim. mechanics of materials. - 2017. - 53. №.2. - P. 135 -141.

КРИТЕРІЙ ДЛЯ ЗАГАЛЬНОЇ ОЦІНКИ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Кривошапов Сергій Іванович, канд. тежн. наук, доцент каф. «Технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. проф. Говорущенко М.Я.», Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: keat@khadi.kharkov.ua, ORCID: 0000-0003-4605-6790 .

Транспорт є невід'ємною частиною економіки України. В процесі перевезення вантажів та пасажирів необхідно прагнути ефективно використовувати ресурси, які необхідні для функціонування транспортного засобу.

Транспорт є основним споживачем рідких видів палива [1]. Ефективна експлуатація транспортних засобів безпосередньо пов'язана з питаннями економії палива.

Оцінювати енергетичну ефективність транспортних засобів лише за витратою палива не зовсім вірно. Різні види і типи автомобілів мають різну повну чи споряджену масу, величина якого впливає на споживання палива.

Для оцінки енергетичної ефективності транспортних засобів необхідно запропонувати інтегральний показник, якій пов'язує енергетичні витрати на паливо із виконанням транспортної роботи на переміщення вантажу.

Ефективність автомобілів прийнято оцінювати трьома основними показниками: продуктивність, собівартість та безпека. Однак ці показники мають розмірність, що не дає можливості порівнювати рухомий склад різних типів.

Оцінку енергетичної ефективності технічних систем, до яких також відноситься всі види машин, можна робити через безрозмірний показник - коефіцієнт корисної дії автомобіля.

Загальний коефіцієнт корисної дії машини визначається як відношення енергії або потужності, що корисно реалізується транспортним засобам на подолання зовнішнього опору, необхідного для переміщення себе і вантажу в просторі, до енергії або потужності, яка була підведена до двигуна через паливо, тобто:

$$\eta_a = \frac{Q_Д}{Q_T} = \frac{N_Д}{N_T}. \quad (1)$$

На двигуні машини необхідно підвести потужність (Вт) достатню для подолання зовнішніх сил опору ($P_Д$):

$$N_Д = \frac{P_Д \cdot V_a}{3.6}, \quad (2)$$

де V_a - швидкість транспортного засобу, км/год.

Величина сили опору руху тим вища, чим більша вага транспортного засобу. Вага машини визначається як добуток маси автомобіля M_a на прискорення вільного падіння g = 9.81 м/с^2. Винесемо M_a за дужку, тоді формула для потужності опору запишемо так:

$$N_Д = \frac{P_Д \cdot g}{G_a} \cdot \frac{V_a \cdot M_a}{3.6}. \quad (3)$$

Позначимо вираз $\frac{P_Д \cdot g}{G_a}$ через $K_ш$ і назвемо коефіцієнтом «шумом прискорення». Цей показник має розмірність прискорення і він враховує енергетичні втрати, що виникають під час руху транспортного засобу. Тоді

$$N_Д = K_Ш \cdot \frac{V_a \cdot M_a}{3.6}. \quad (4)$$

Підведену потужність до двигуна можна визначити через годинну витрату палива ($G_т$) та нижчу теплоту згоряння палива ($H_н$):

$$N_T = \frac{H_H \cdot G_T}{3.6}. \quad (5)$$

З урахуванням введеного $K_ш$ ККД транспортного засобу запишеться наступним виразом:

$$\eta_a = \frac{K_ш \cdot M_a \cdot V_a}{H_н \cdot G_T}. \quad (6)$$

На автомобільному транспорті нормування палива прийнято здійснювати через шляхову витрату палива, яка вимірюється в л/100 км.

Тоді з урахуванням залежності $Q = \frac{100 \cdot G_T}{V_a \cdot \rho_T}$, отримаємо остаточний вираз:

$$\eta_a = \frac{100 \cdot K_ш \cdot M_a}{H_н \cdot \rho_m \cdot Q}. \quad (7)$$

У цій формулі добуток $H_н \cdot \rho_m$ характеризує якість палива (бензин, дизпаливо та ін.), $K_ш$ - шум прискорення (якість умов руху), M_a - маса транспортного засобу (ступінь завантаження), Q або G_T - витрата палива (керування режимом руху).

Стосовно руху автомобіля силовий баланс запишеться наступним чином:

$$P_Д = P_f + P_i + P_w + P_j, \quad (8)$$

де P_f, P_i, P_w, P_j - відповідно сили на подолання опору опорної поверхні, ухилу дороги, опору повітря та інерції автомобіля.

З урахуванням формул визначення сил опору:

$$P_f = G_a \cdot f,\ P_i = G_a \cdot i,\ P_w = 0.077 \cdot k \cdot F \cdot V_a^2,\ P_j = 0.1 \cdot \beta \cdot G_a \cdot \dot{V}_a, \quad (9)$$

отримаємо залежність «шуму прискорення» для автомобіля у м/с^2:

$$K_ш = (g \cdot f + g \cdot i + \frac{0.077 \cdot k \cdot F \cdot V_a^2}{g} + 0.1 \cdot \beta \cdot g \cdot \dot{V}_a). \quad (10)$$

Для оцінки ефективності роботи транспортних засобів запропоновано використовувати загальний коефіцієнт корисної дії [2], що визначається єдиною залежністю для різних видів транспорту. Особливості умов експлуатації враховується коефіцієнтом «шум прискорення», якій визначає дорожні та транспортні умови експлуатації транспортного засобу.

Висновки

Показник ефективності роботи транспортного засобу (ККД автомобіля) може бути застосований для розрахунку нормативних значень базової норми витрати палива, що дозволить покращати діючу [3, 4] в України систему нормування паливно-мастильних матеріалів на автомобільному транспорті.

Література

1. Аналіз ринку нафтопродуктів в Україні. *Pro Consulting*, 2023, 32 с.

2. Krivoshapov, S., "Development of a Piston Fuel Flow Meter Based on a Microcontroller and Its Use for Vehicle Diagnostics" SAE Technical Paper 2021-01-1150, *SAE Powertrains, Fuels & Lubricants Digital Summit*, 2021, https://doi.org/10.4271/2021-01-1150

3. Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті. Нормативний документ, затверджений Міністерством інфраструктури України 07.10.2011. Київ: ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2012, 120 с.

4. Клименко О. А., Устименко В. С., Бондар О. В. та інші. Методичні рекомендації з нормування витрат палива, електричної енергії, мастильних, інших експлуатаційних матеріалів автомобілями та технікою. Київ: ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2023, 52 с.

ОЦІНКА НАВАНТАЖЕННЯ МОТОРНОЇ ОЛИВИ КАРТЕРНИМИ ГАЗАМИ ТА ЇЇ РЕСУРС

Кубіч Вади Іванович, канд. техн. наук, доцент каф. «Автомобілі»,
Національний університет «Запорізька політехніка»,
e-mail: schmirung@gmail.com, ORCID: 0000-0001-6230-9263
Чернета Олег Георгійович, канд. техн. наук, доцент каф.
«Автомобілів та транспортно-логістичних систем»
Дніпровський державний технічній університет,
e-mail: OCherneta@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3871-6923
Назаренко Олександр Миколайович, здобувач вищої освіти
за рівнем магістр каф. «Автомобілі»,
Національний університет «Запорізька політехніка»,
e-mail: alexnazarenkozp@gmail.com

Процес газогідравлічної взаємодії елементів системи «моторна олива – картерний простір – гази, що прориваються із циліндра» є невідокремленою складовою експлуатації двигунів внутрішнього згорання. При цьому інтенсивність обміну енергіями між дрібнодисперсними частинками оливи та агресивними компонентами газового середовища у складі H_2O, CO, NO_x, C_nH_m, C, SO_2, H_2CO безумовно буде залежати від технічного стану циліндро-поршневої групи (фактор F_A) і системи вентиляції картера (фактор F_B) та режиму роботи двигуна. Наслідком газогідравлічної взаємодії є зміна основних експлуатаційних показників моторних олив, досягнення їх граничного стану, що обумовлює відпрацювання ресурсу до заміни тощо.

У сучасних умовах експлуатації двигунів, наприклад, легкових автомобілів, періодичність заміни моторних олив складає у середньому від 7 тис. км до 15 тис. км пробігу автомобіля. Але з урахуванням вищезазначених технічних станів та режимів використання двигунів ця періодичність повинна зменшуватись, і це є відомим фактом.

З погляду на прояв кількісного впливу параметрів зазначених факторів таких як час навантаження виділеного об’єму аерованої оливи, % вміст агресивних хімічних сполук, об’ємна витрата картерних газів, співвідношення позначених станів пропонується визначати наступним чином:

- $F_{A_{max}} \sim F_{B_{max}}$, тобто стан «відмінний», при цьому втрата компресії не повинна перевищувати 10%, тиск картерних газів не повинен перевищувати 400-500 Па [2], надійний відвід картерних газів з об'ємною витратою, наприклад, на частоті обертання холостого ходу, не більше ніж 4±0,5 л/хв [3];

- $F_{A_{сер}} \sim F_{B_{сер}}$, тобто стан «добрий», при цьому втрата компресії не повинна перевищувати 20%, тиск картерних газів не повинен перевищувати 1300-1600 Па [2]; надійний відвід картерних газів з об'ємною витратою, наприклад, на частоті обертання холостого ходу, не більше ніж 7,5±0,5 л/хв [3];

- $F_{A_{min}} > F_{B_{min}}$, тобто стан «задовільний», при цьому втрата компресії не повинна перевищувати 30%, тиск картерних газів не повинен перевищувати 2000-2300 Па [2]; надійний відвід картерних газів з відповідною об'ємною витратою;

- $\{F_A < F_{A_{min}}\} > \{F_B < F_{B_{min}}\}$, тобто стан «незадовільний», при цьому втрата компресії не перевищує 30%, тиск картерних газів перевищує 2500 Па [2]; ненадійний відвід картерних газів з відповідною об'ємною витратою, яку потрібно знати.

З іншого боку, не у повній мірі вирішені питання науково обґрунтованого зменшення термінів напрацювання моторних олив за різними основами базової складової з урахуванням витрачання ресурсу до капітального ремонту, наприклад, коли автомобіль відпрацював більше ніж 50% свого ресурсу.

Так, в роботі [1] запропонований критерій навантаження моторної оливи, який розглядається як інтенсивність навантаження моторної оливи картерними газами $I_г^м$, [см^3·хв$^{-1}$], та має наступний вигляд:

$$I_г^м = \frac{n p_г V_м^2}{p_ц (V_k + V_g)}, \qquad (1)$$

де n – частота обертання колінчастого валу двигуна, хв$^{-1}$; $p_г$ – тиск картерних газів, Па; $p_ц$ – тиск у циліндрі на такті стискування (компресія), МПа; $V_м$ – об'єм моторної оливи, який піддається газодинамічному навантаженню, см^3; V_k – об'єм картера двигуна, см^3; V_g – об'єм газів, що прориваються через зазор при зносі ЦПГ, см^3.

В роботі [2] запропонований безрозмірний критерій оцінки експлуатаційних показників моторних олив за виразом (2), який здатний відображати динаміку їх змін по напрацюванню двигунів. При цьому на підставі експериментальних даних отримана графічна залежність зміни запропонованого критерію в залежності від часу напрацювання двигуна, яка має експоненціальний вигляд

$$E_м = \frac{\gamma_{100}^н \cdot TBN}{\gamma_{100}^т \cdot TAN} \qquad (2)$$

де $\gamma_{100}^н$, $\gamma_{100}^т$ – номінальне та поточне значення кінематичної в'язкості, мм^2·с$^{-1}$; *TBN* – лужне число моторної оливи, мг·КОН·г$^{-1}$; *TAN* – кислотне число моторної оливи, мг·КОН·г$^{-1}$.

Очевидним з наведеного є те, що ці два критерія будуть знаходитись у наступному функціональному співвідношенні $E_M = f(I_г^M)$, тобто параметри критерію навантаження моторної оливи будуть визначати втрачання її експлуатаційних властивостей. У випадку отримання математичної моделі позначеного виду для конкретних класів моторних олив і двигунів з відповідним технічним станом, тобто втраченим ресурсом, представляється можливим визначати коефіцієнт корегування періодичності заміни оливи. А оскільки на загальному напрацюванні двигуна автомобіля таких періодів відпрацювання олив є певна кількість, то відповідно до цього можлива прив'язка до пробігу автомобіля. Але для цього необхідно мати відповідний масив експериментальних даних, що розглядається як напрямок подальших досліджень.

У цьому напрямку проведені відповідні експериментальні та аналітичні дослідження з використанням базового двигуна ВАЗ-21011 із різними середньоарифметичними компресіями по циліндрам – 10,2 кгс/см^2, 9,5 кгс/см^2, 9,0 кгс/см^2 [1-4]. Але за тими чи іншими обставинами не кожен раз вдається отримати відповідні дані, наприклад, для виразу (1), що потребує використання як розрахункового так і графічного визначення відповідного параметра.

Метою роботи на даному етапі досліджень є визначення об'ємної витрати картерних газів для двигуна ВАЗ-21011, який має компресію, наприклад, 9,0 кгс/см^2 на відповідному пробігу автомобіля. Це можливо здійснити як прямим вимірюванням за допомогою, наприклад, приладу «Ротаметр РС-3» або з використанням методу прямої екстраполяції за наявністю відповідної попередньо встановленої залежності.

Для досягнення мети використані результати експериментальних досліджень, спрямованих на визначення характеру зміни показників експлуатаційних властивостей моторних олив в умовах їх примусового старіння та зміни компресії у двигунах ВАЗ-21011 на відповідних напрацюваннях. Так, побудована залежність прояву середньостатистичних тисків для відповідних пробігів автомобіля ВАЗ-21063, рис. 1.

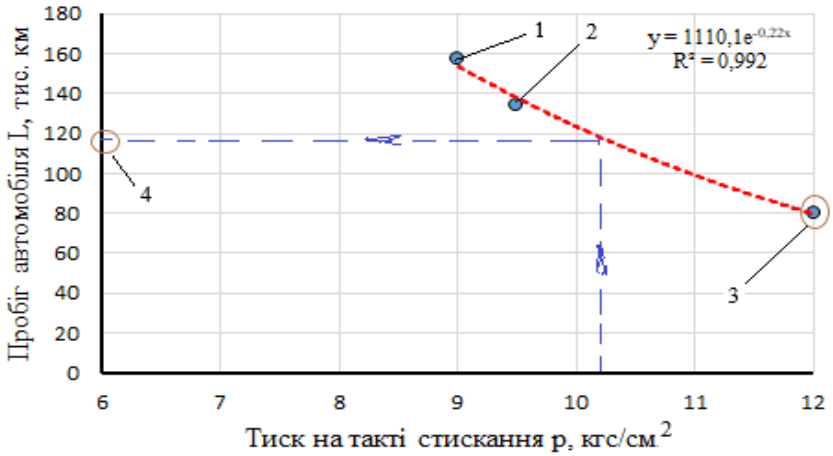


Рисунок 1 – Прогнозування напрацювання двигуна при тиску 10,2 кгс/см^2 на такті стискання: 1, 2 – експериментальні дані; 3 – теоретична точка зберігання максимального тиску на такті стискання за умовами невтрачання ресурсу; 4 – екстрапольоване значення напрацювання двигуна при тиску 10,2 кгс/см^2 на такті стискання

На наступному етапі здійснено порівняння вимірів витрати картерних газів із подібними експериментальними даними, рис. 2.

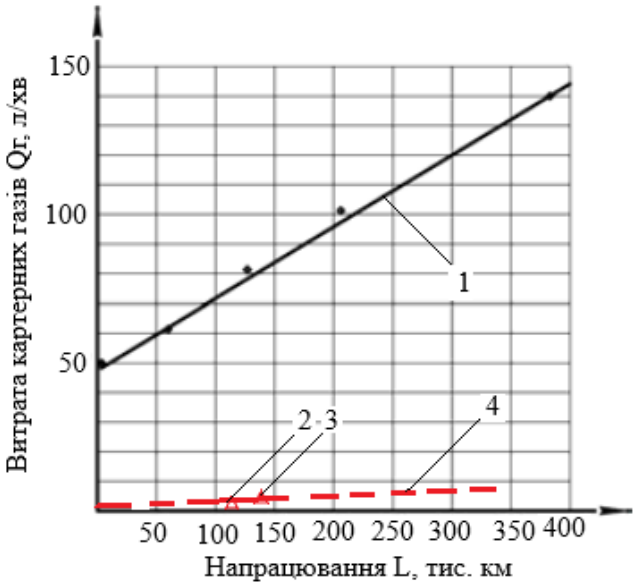


Рисунок 2 – Порівняння характеру витрати картерних газів для двигунів ВАЗ-21011 з попередньо встановленими даними:
1 – закономірність зміни для двигуна V8 ЯМЗ-238 [5];
2, 3 – дані для дослідних двигунів при n=950±30 хв$^{-1}$

Наявність характерних координат для витрати картерних газів дало можливість побудувати у програмі Microsoft Excel графічну залежність та визначити достовірність апроксимації даних, рис. 3. При цьому пряма екстра поляція дозволила визначити об'ємну витрату картерних газів, яка для двигуна з компресією 9,0 кгс/см^2 на конкретному напрацюванні у 157380 км склала 11±0,5 л/хв.

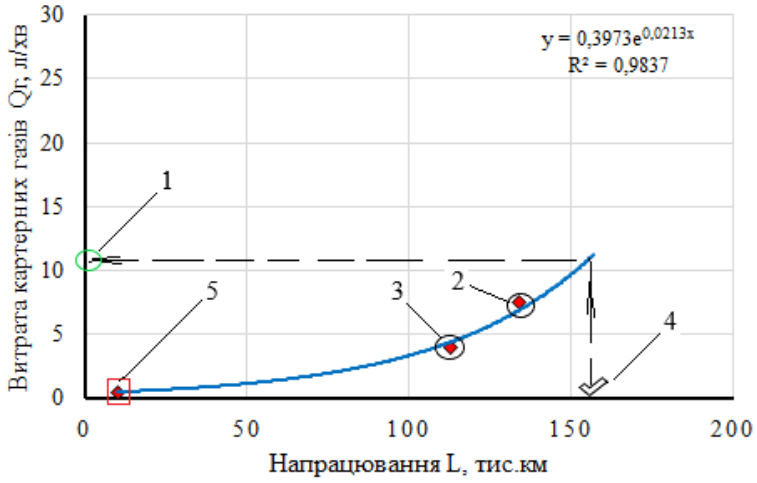


Рисунок 3 – Графічне визначення закономірності зміни витрати картерних газів від напрацювання для двигунів ВАЗ-21011 при n=950±30 хв$^{-1}$: 1 – екстрапольоване значення для напрацювання автомобіля 157380 км; 2 – точка, яка отримана у результаті експерименту; 3 – точка, що отримана на підставі графоаналітичного методу; 4 – напрацювання для визначення витрати газів (L=157380 км); 5 – теоретична точка, яка характерна для двигунів з обмеженим напрацюванням

Висновки

В результаті проведених досліджень отримано залежність зміни витрати картерних газів бензинового двигуна ВАЗ-21011 від напрацювання автомобіля, яка дає можливість прогнозовано оцінити складову навантаження моторної оливи картерними газами на частоті обертання холостого ходу. Попередньо визначено, що у відмінності від двигуна V8 ЯМЗ-238 закономірність є не лінійною і має експоненціальний вид.

Література

1. Кубіч В.І., Мимоход Д.Ю. Об’єм газів, що прориваються через зазори у ЦПГ ДВЗ та навантаженість моторної оливи. Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування. 13-а Міжнародна науково-практична конференція, 07-09 вересня 2022 р. – Херсон: Херсонська державна морська академія. С.132-135.

2. Kubich, V.I., Cherneta, O.G., Bokarov, V.I., ...Yurov, V.M., Oleshko, V.S. Assessment of the Interaction between Crankcase Gases and Engine Oil Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2021, 50(4), PP. 364-369.

3. Кубіч В.І. Навантаження і тиск картерних газів при зміні триботехнічного стану ЦПГ бензинового ДВЗ/ В.І. Кубіч, О.Г. Чернета, Д.Е. Дрібас // XI між нар. наук.-практ. конфер. «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту» 3 - 4 грудня 2020 року. ДІ НУ «Одеська морська академія». С.57-61

4. Назаренко О.М., Кубіч В.І. Визначення витрат картерних газів, що навантажують моторну оливу. «Тиждень науки-2023» - щоріч. наук.-практ. конф., 24-28 квітня 2023р.: зб. тез допов., Т.1. - Запоріжжя, 2023. НУ «ЗП». С.20-22.

ПЕРЕВАГИ ТА НЕДОЛІКИ РАМНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

Лемішко Дар'я Сергіївна, асистент кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів,
Національний університет біоресурсів та природокористування України,
e-mail: lemishko.dasha@nubip.edu.ua, ORCID: 0009-0008-9539-8627

Рама є основою, на якій встановлюються різні деталі автомобіля, такі, як система управління, ходова частина, двигун, агрегати трансмісії. Ця основа називається шасі, у тому випадку, якщо на ній не встановлений кузов. На неї також встановлюють кузов автомобіля. Спочатку всі автомобілі були оснащені рамою, в її виготовленні використовувалися різні матеріали, починаючи від дерева і закінчуючи металевими трубами. Але найбільшого поширення набуло виготовлення рам із профілю прямокутного перерізу. Рама досі пір є основою у виробництві вантажних автомобілів. Цікавою особливістю володіють конструкція автомобіля марки «Tatra», що є хребтовою. Але це ексклюзивний варіант використання рами, який не застосовує більше жоден виробник автомобілів.

На зорі автомобілебудування двигуни машини мали жорстке кріплення до рами за рахунок використання лапок. Це давало особливу стійкість закріпленому двигуну, але одночасно вся вібрація двигуна автомобіля передавалась на раму. Були винайдені гумові подушки, які і стали використовувати для установки двигуна та трансмісії. Усунувши один недолік, конструктори отримали ін.-ший, рішенням якого вони займаються до цього дня. Тепер конструкторська думка спрямована на посилення жорсткості рами при скручуванні, без обтяження конструкції.

Вирішити це завдання досить складно.

На початку минулого століття були спроби перейти на випуск автомобілів без використання рами. Ще до війни, в тридцяті роки, в Європі почався випуск автомобілів з несучім кузовом, але тільки після закінчення війни цей принцип виготовлення автомобілів отримав широке поширення у виробників.

Використання рами у виробництві автомобілів втрачає свою актуальність. Все більше застосовується напівнесучий кузов замість лонжеронної рами навіть у випуску позашляховиків та пікапів. Автомобілі з рамою повільно йдуть з займаних ними позицій і поступаються місцем автомобілям несучим кузовом. Пояснення цього процесу дуже просте, достатньо порівняти кількість недоліків і переваг рами у виробництві автомобіля.

До переваг рамної конструкції можна віднести:

Рама досить проста за конструкцією щодо самонесучих кузовів і має добре відпрацьовані методики розрахунку;

Окрема рама вважається більш придатною для сприйняття великих навантажень, наприклад при використанні на вантажівці або «жорсткому» позашляховику;

На одній і тій же рамі можуть будуватися різні модифікації і навіть автомобілі; раму легко подовжити без втрати міцності, наприклад для створення багатовісної вантажівки, подовженого автобуса чи лімузина;

Рамна конструкція полегшує складання автомобіля на заводі, в результаті знижуючи собівартість: усі основні агрегати підзбираються на рамі, після чого на неї опускається також підібраний на окремому конвеєрі кузов з салоном і оздобленням, що простіше, ніж кріпити агрегати окремо на несучому кузові, для чого його доводиться часто повертати набік і назад кілька разів у ході збирання автомобіля.

До недоліків рамної конструкції можна віднести: розділення функцій рами та кузова призводить до істотного збільшення маси щодо несучого кузова; у легковому автомобілі лонжерони, що проходять під кузовом, рами «з'їдають» значну частину обсягу пасажирського салону; навіть у разі периферійної рами, пороги кузова виявляються за перерізом істотно більше, ніж у несучого, через необхідність забезпечення певного зазору між лонжероном рами та підлогою кузова, що ускладнює посадку в автомобіль і зменшує корисний об'єм його салону.

Література

1. Запорожець О.І., Бойченко С.В., Матвєєва О.Л., Шаманський С.Й., Дмитруха Т.І., Маджд С.М.. Навчальний посібник «Транспортна екологія», 2017 р., Київ. С. 509.

2. Перович Л.М., Сай В.М., Маланчук М.С.. «Теоретичні засади землеустрою», 2015 р., Львів. С. 236.

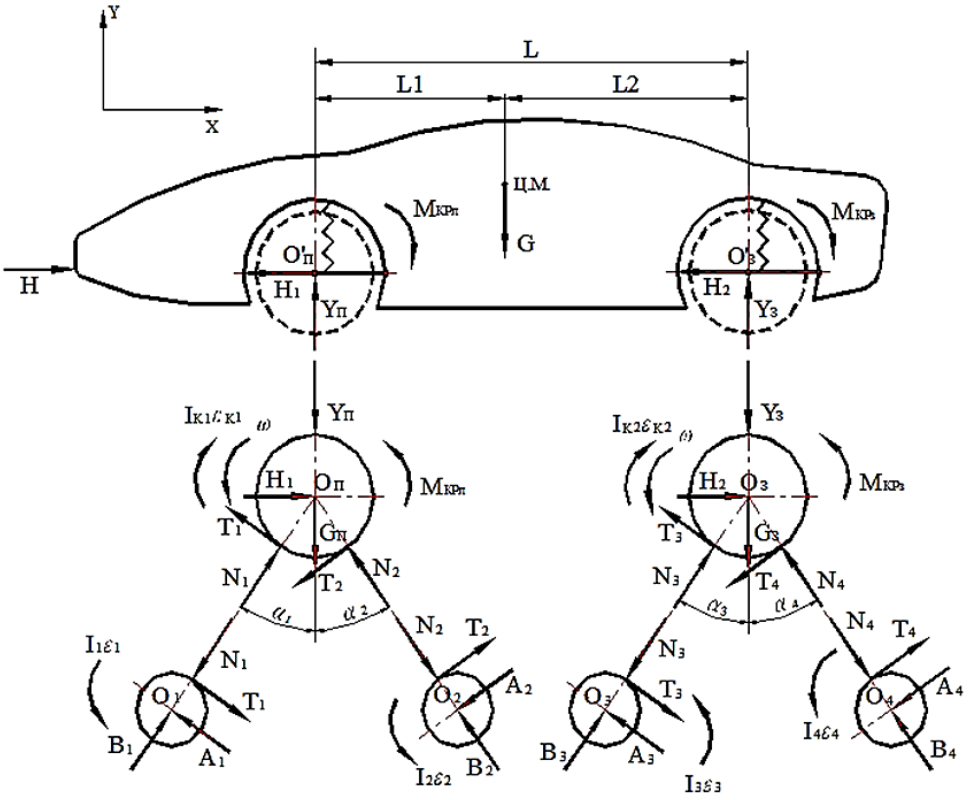
3. Бойченко С.В.. Навчальний посібник «Екологістика, рециклінг і утилізація транспорту», 2023р., Київ. С. 266.

ВЗАЄМОДІЯ ПОВНОПРИВІДНОГО АВТОМОБІЛЯ ЗІ СТЕНДОМ ПРИ ТЯГОВИХ ВИПРОБУВАННЯХ

Мармут Ігор Арнольдович, канд. техн. наук, доцент каф. технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. Говорущенка М.Я.,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: mia2005.62@ukr.net, ORCID: 0000-0003-4661-1336
Себко Дмитро Павлович, аспірант,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: dsebko@gmail.com
Тищенко Валентин Андрійович, магістрант,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: valik2232001@gmail.com

Для оцінки стану силового агрегату та трансмісії автомобілів з повним приводом застосовують динамометричні стенди з під'єднанням навантажувального пристрою до ступиць коліс. Це потребує знятті коліс та досить тривалого часу на підготовку до діагностування [1]. Найбільш технологічними є стенди

роликового типу. Основним функціональним показником роликового стенда є коефіцієнт використання навантаження q [2]. Для визначення залежностей цього параметра від діючих сил виконаємо силовий аналіз системи «автомобіль-стенд» з урахуванням всіх складових. Розрахункова схема системи представлена на рис. 1.



$M_{КРП}$, $M_{КРЗ}$ – крутні моменти на передньому і задньому колесах; G, $G_П$, $G_З$ – відповідно ваги кузова без переднього і заднього мостів і коліс, переднього і заднього мостів з колесами; H_1, $Y_П$ – складові зусилля в передній підвісці; H_2, $Y_З$ – складові зусилля в задній підвісці; H – зусилля в кріпильному з'єднанні

Рисунок 1 – Схема сил і моментів у системі «автомобіль-стенд» при тягових випробуваннях повнопривідного автомобіля на інерційному стенді

Для аналізу силової моделі цієї системи складемо рівняння рівноваги коліс і кузова, а також рівняння руху коліс і роликів.

Рівновага переднього колеса:

$$\Sigma X = -T_1 \cdot \cos\alpha_1 - T_2 \cdot \cos\alpha_2 + N_1 \cdot \sin\alpha_1 - N_2 \cdot \sin\alpha_2 + H_1 = 0, \quad (1)$$

$$\Sigma Y = T_1 \cdot \sin\alpha_1 - T_2 \cdot \sin\alpha_2 + N_1 \cdot \cos\alpha_1 + N_2 \cdot \cos\alpha_2 - (Y_П + G_П) = 0. \quad (2)$$

Рівновага заднього колеса:

$$\Sigma X = -T_3 \cdot \cos\alpha_3 - T_4 \cdot \cos\alpha_4 + N_3 \cdot \sin\alpha_3 - N_4 \cdot \sin\alpha_4 + H_2 = 0, \quad (3)$$

$$\Sigma Y = T_3 \cdot \sin\alpha_3 - T_4 \cdot \sin\alpha_4 + N_3 \cdot \cos\alpha_3 + N_4 \cdot \cos\alpha_4 - (Y_З + G_З) = 0. \quad (4)$$

Рівновага кузова:

$$\Sigma X = -H_1 - H_2 + H = 0, \qquad \Sigma Y = -G + Y_П + Y_З = 0, \qquad (5)$$
$$\Sigma M_{O_{1З}} = M_{КРП} + M_{КРЗ} + Y_П \cdot L - G \cdot L_2 = 0.$$

Рух передніх коліс:

$$-M_{КРП} + I_{К1} \cdot \varepsilon_{К1} + (T_1 + T_2) = 0. \qquad (6)$$

Рух задніх коліс:

$$-M_З + I_{К2} \cdot \varepsilon_{К2} + (T_З + T_4) = 0. \qquad (7)$$

Рух роликів:

$$-I_1 \cdot \varepsilon_1 + T_1 \cdot r = 0, \qquad -I_2 \cdot \varepsilon_2 + T_2 \cdot r = 0, \qquad (8)$$
$$-I_З \cdot \varepsilon_З + T_З \cdot r = 0, \qquad -I_4 \cdot \varepsilon_4 + T_4 \cdot r = 0.$$

Очевидно, що система є статично невизначеною через наявність невідомих – горизонтальних реакцій у підвісках обох осей H_1 і H_2. З формул (8) маємо:

$$T_1 = \frac{m_1 \cdot M_{КРП}}{m_{C1} \cdot R}, \quad T_2 = \frac{m_2 \cdot M_{КРП}}{m_{C1} \cdot R}, \quad T_З = \frac{m_З \cdot M_{КРЗ}}{m_{C2} \cdot R}, \quad T_4 = \frac{m_4 \cdot M_{КРЗ}}{m_{C2} \cdot R}. \qquad (9)$$

Горизонтальні реакції H_1 і H_2 знаходимо за формулами:

$$H_1 = h_1 \cdot M_{КРП}; \qquad H_2 = h_2 \cdot M_{КРЗ}. \qquad (10)$$

Вертикальні зусилля в передній і задній підвісках:

$$Y_П = \frac{G \cdot L_2 - (M_{КРП} + M_{КРЗ})}{L}; \qquad Y_З = \frac{G \cdot L_1 + (M_{КРП} + M_{КРЗ})}{L}. \qquad (11)$$

Навантаження на колеса:

$$G_П = Y_П + G_П = G_{П_{СТ}} - \frac{M_{КРП} + M_{КРЗ}}{L}; \qquad G_З = Y_З + G_З = G_{З_{СТ}} + \frac{M_{КРП} + M_{КРЗ}}{L}. \qquad (12)$$

Радіальні реакції N_1, N_2, $N_З$, N_4 при тягових випробуваннях визначаємо зі спільного рішення пар рівнянь (1) і (2), (3) і (4) для симетричної схеми стенда ($\alpha_1=\alpha_2=\alpha'$, $\alpha_З=\alpha_4=\alpha''$):

$$N_1 = \frac{M_{КРП} \cdot \left[\frac{-h_1}{tg\alpha'} + \frac{m_1 \cdot cos2 \cdot \alpha' + m_2}{m_{C1} \cdot R \cdot sin\,\alpha'}\right] + G_{П_{СТ}} - \frac{M_{КРП} + M_{КРЗ}}{L}}{2 \cdot cos\,\alpha'}; \qquad (13)$$

$$N_2 = \frac{M_{КРП} \cdot \left[\frac{h_1}{tg\alpha'} - \frac{m_1 + m_2 \cdot cos2 \cdot \alpha'}{m_{C1} \cdot R \cdot sin\,\alpha'}\right] + G_{П_{СТ}} - \frac{M_{КРП} + M_{КРЗ}}{L}}{2 \cdot cos\,\alpha'}; \qquad (14)$$

$$N_3 = \frac{M_{КРЗ}\cdot[\frac{-h_2}{tg\alpha''}+\frac{m_3\cdot cos2\cdot\alpha''+m_4}{m_{C2}\cdot R\cdot sin\,\alpha''}]+G_{3_{СТ}}+\frac{M_{КРП}+M_{КРЗ}}{L}}{2\cdot cos\,\alpha''}; \quad (15)$$

$$N_4 = \frac{M_{КРЗ}\cdot[\frac{h_2}{tg\alpha''}-\frac{m_3+m_4\cdot cos2\cdot\alpha''}{m_{C2}\cdot R\cdot sin\,\alpha''}]+G_{3_{СТ}}+\frac{M_{КРП}+M_{КРЗ}}{L}}{2\cdot cos\,\alpha''}. \quad (16)$$

Трансмісії деяких повнопривідних автомобілів містять системи, які дозволяють розподіляти крутний момент з певним співвідношенням. Для загального випадку і простоти розрахунку приймаємо, що крутні моменти на передньому і задньому колесах однакові:

$$M_{КРП} = M_{КРЗ}. \quad (17)$$

Зі збільшенням крутних моментів $M_{КРП}$ і $M_{КРЗ}$ зростають прискорення і сили T_1, T_2, T_3, T_4, N_1, N_3, а сили N_2 і N_4 знижуються. При деяких значеннях $M_{КРП}$ і $M_{КРЗ}$ вони зменшяться настільки, що сил зчеплення виявиться недостатньо.

Враховуючи умову прослизання ($T_2 = \varphi \cdot N_2$ і $T_4 = \varphi \cdot N_4$) після підстановок і перетворень отримуємо в загальному виді величини критичних крутних моментів при яких настає «відривання» шин від задніх роликів для переднього і заднього блоків стенда:

$$M_{КРП1} = \frac{\phi\cdot G_{П_{СТ}}\cdot m_{C1}\cdot R\cdot L}{m_1\cdot L\cdot(cos\,\alpha_1+\frac{sin\,\alpha_1}{tg\alpha_2})-\phi\cdot[m_{C1}\cdot R\cdot(\frac{-h_1}{tg\alpha_2}\cdot L-2)+\frac{m_1\cdot(cos\alpha_1\cdot cos\alpha_2-sin\alpha_1\cdot sin\alpha_2)+m_2}{sin\,\alpha_2}\cdot L]}; \quad (18)$$

$$M_{КРП2} = \frac{\phi\cdot G_{П_{СТ}}\cdot m_{C1}\cdot R\cdot L}{m_2\cdot L\cdot(cos\,\alpha_2+\frac{sin\,\alpha_2}{tg\alpha_1})-\phi\cdot[m_{C1}\cdot R\cdot(\frac{h_1}{tg\alpha_1}\cdot L-2)-\frac{m_1+m_2\cdot(cos\alpha_1\cdot cos\alpha_2-sin\alpha_1\cdot sin\alpha_2)}{sin\,\alpha_1}\cdot L]}; \quad (19)$$

$$M_{КРЗ3} = \frac{\phi\cdot G_{3_{СТ}}\cdot m_{C2}\cdot R\cdot L}{m_3\cdot L\cdot(cos\,\alpha_3+\frac{sin\,\alpha_3}{tg\alpha_4})-\phi\cdot[m_{C2}\cdot R\cdot(\frac{-h_2}{tg\alpha_4}\cdot L+2)+\frac{m_3\cdot(cos\alpha_3\cdot cos\alpha_4-sin\alpha_3\cdot sin\alpha_4)+m_4}{sin\,\alpha_4}\cdot L]}; \quad (20)$$

$$M_{КРЗ4} = \frac{\phi\cdot G_{3_{СТ}}\cdot m_{C2}\cdot R\cdot L}{m_4\cdot L\cdot(cos\,\alpha_4+\frac{sin\,\alpha_4}{tg\alpha_3})-\phi\cdot[m_{C2}\cdot R\cdot(\frac{h_2}{tg\alpha_3}\cdot L+2)-\frac{m_3+m_4\cdot(cos\alpha_3\cdot cos\alpha_4+sin\alpha_3\cdot sin\alpha_4)}{sin\,\alpha_3}\cdot L]}. \quad (21)$$

В загальному вигляді умовний коефіцієнт використання навантаження:

$$q_{КРПум} = \frac{M_{КРП}}{G_{П_{СТ}}\cdot R}; \qquad q_{КРЗум} = \frac{M_{КРЗ}}{G_{3_{СТ}}\cdot R}. \quad (22)$$

Після підстановок і перетворень отримаємо:

$$q_{КРП1} = \frac{\phi\cdot m_{C1}\cdot L}{m_1\cdot L\cdot(cos\,\alpha_1+\frac{sin\,\alpha_1}{tg\alpha_2})-\phi\cdot[m_{C1}\cdot R\cdot(\frac{-h_1}{tg\alpha_2}\cdot L-2)+\frac{m_1\cdot(cos\alpha_1\cdot cos\alpha_2-sin\alpha_1\cdot sin\alpha_2)+m_2}{sin\,\alpha_2}\cdot L]}; \quad (23)$$

$$q_{КРП2} = \frac{\phi\cdot m_{C1}\cdot L}{m_2\cdot L\cdot(cos\,\alpha_2+\frac{sin\,\alpha_2}{tg\alpha_1})-\phi\cdot[m_{C1}\cdot R\cdot(\frac{h_1}{tg\alpha_1}\cdot L-2)-\frac{m_1+m_2\cdot(cos\alpha_1\cdot cos\alpha_2-sin\alpha_1\cdot sin\alpha_2)}{sin\,\alpha_1}\cdot L]}; \quad (24)$$

$$q_{КР\,З3} = \frac{\phi \cdot m_{C2} \cdot L}{m_3 \cdot L \cdot (\cos\alpha_3 + \frac{\sin\alpha_3}{tg\alpha_4}) - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{tg\alpha_4} \cdot L + 2) + \frac{m_3 \cdot (\cos\alpha_3 \cdot \cos\alpha_4 - \sin\alpha_3 \cdot \sin\alpha_4) + m_4}{\sin\alpha_4} \cdot L]}; \quad (25)$$

$$q_{КР\,З4} = \frac{\phi \cdot m_{C2} \cdot L}{m_4 \cdot L \cdot (\cos\alpha_4 + \frac{\sin\alpha_4}{tg\alpha_3}) - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{tg\alpha_3} \cdot L + 2) - \frac{m_3 + m_4 \cdot (\cos\alpha_3 \cdot \cos\alpha_4 + \sin\alpha_3 \cdot \sin\alpha_4)}{\sin\alpha_3} \cdot L]}. \quad (26)$$

Для стенда симетричної схеми вищезазначені залежності приймуть вид:

$$M_{КР\,П1} = \frac{\phi \cdot G_{П_{СТ}} \cdot m_{C1} \cdot R \cdot L}{m_1 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos\alpha\prime - \phi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{tg\alpha\prime} \cdot L - 2) + \frac{m_1 \cdot cos2 \cdot \alpha\prime + m_2}{\sin\alpha\prime} \cdot L]}; \quad (27)$$

$$M_{КР\,П2} = \frac{\phi \cdot G_{П_{СТ}} \cdot m_{C1} \cdot R \cdot L}{m_2 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos\alpha\prime - \phi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{tg\alpha\prime} \cdot L - 2) - \frac{m_1 + m_2 \cdot cos2 \cdot \alpha\prime}{\sin\alpha\prime} \cdot L]}; \quad (28)$$

$$M_{КР\,З3} = \frac{\phi \cdot G_{З_{СТ}} \cdot m_{C2} \cdot R \cdot L}{m_3 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos\alpha\prime - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{tg\alpha\prime} \cdot L + 2) + \frac{m_3 \cdot cos2 \cdot \alpha\prime + m_4}{\sin\alpha\prime} \cdot L]}; \quad (29)$$

$$M_{КР\,З4} = \frac{\phi \cdot G_{З_{СТ}} \cdot m_{C2} \cdot R \cdot L}{m_4 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos\alpha\prime - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{tg\alpha\prime} \cdot L + 2) - \frac{m_3 + m_4 \cdot cos2 \cdot \alpha\prime}{\sin\alpha\prime} \cdot L]}; \quad (30)$$

$$q_{КР\,П1} = \frac{\phi \cdot m_{C1} \cdot L}{m_1 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos\alpha\prime - \phi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{tg\alpha\prime} \cdot L - 2) + \frac{m_1 \cdot cos2 \cdot \alpha\prime + m_2}{\sin\alpha\prime} \cdot L]}; \quad (31)$$

$$q_{КР\,П2} = \frac{\phi \cdot m_{C1} \cdot L}{m_2 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos\alpha\prime - \phi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{tg\alpha\prime} \cdot L - 2) - \frac{m_1 + m_2 \cdot cos2 \cdot \alpha\prime}{\sin\alpha\prime} \cdot L]}; \quad (32)$$

$$q_{КР\,З3} = \frac{\phi \cdot m_{C2} \cdot L}{m_3 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos\alpha\prime - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{tg\alpha\prime} \cdot L + 2) + \frac{m_3 \cdot cos2 \cdot \alpha\prime + m_4}{\sin\alpha\prime} \cdot L]}; \quad (33)$$

$$q_{КР\,З4} = \frac{\phi \cdot m_{C2} \cdot L}{m_4 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos\alpha\prime - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{tg\alpha\prime} \cdot L + 2) - \frac{m_3 + m_4 \cdot cos2 \cdot \alpha\prime}{\sin\alpha\prime} \cdot L]}. \quad (34)$$

Висновки

При аналізі взаємодії повнопривідного автомобіля з повноопорним роликовим стендом інерційного типу в режимі тягових випробувань враховані всі діючі сили та моменти в системі «автомобіль-стенд». Це дає можливість підвищити точність діагностування автомобілів з повним приводом.

Література

1. ROTOTEST CHASSIS DYNAMOMETERS. Available: https://toyotechus.com/ automotive_measurement/rototest-microsite/. Accessed on: February 19, 2024.

2. М.Я. Говорущенко, В.П. Волков, Е.Х. Рабінович, І.А. Мармут, В.О. Зуєв, Роликові стенди для перевірки гальмівних та тягових властивостей автомобілів (теорія, розрахунок та конструювання): монографія. Харків, Україна: ХНАДУ, 2009, 344 с.

УЗАГАЛЬНЕНІ ЗАЛЕЖНОСТІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ТЕПЛОВІДДАЧІ ТА ОПОРУ ПОВІТРЯ ДЛЯ ПУЧКІВ ПЛОСКО-ОВАЛЬНИХ ТРУБ З ГРУПОВИМ ОРЕБРЕННЯМ ПЛАСТИНАМИ

Мошенцев Юрій Леонідович, канд. техн. наук, професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, e-mail: yuriimosh@gmail.com, ORCID: 0000-0002-1377-7498
Гогоренко Олексій Анатолійович, канд. техн. наук, в.о. завідувача кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, e-mail: oleksiy.gogorenko@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9157-6659
Немченко Андрій Володимирович, аспірант кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, e-mail: andrii.nemchenko@nuos.edu.ua, ORCID: 0009-0005-0650-3949

При моделюванні охолоджувачів наддувного повітря (ОНП) і радіаторів на стадії їх проєктування важливо визначити коефіцієнти тепловіддачі та опору повітря. Існують загальноприйняті формули для визначення конвективних коефіцієнтів тепловіддачі та опору, проте їх практичне застосування призводить до значних похибок, які виявляються під час експериментальних досліджень.

Мета цього дослідження полягає в уточненні залежностей для визначення конвективних коефіцієнтів тепловіддачі та опору для коридорних пучків плоско-овальних труб із поперечним груповим оребренням плоскими ребрами. Уточнення передбачає зміну числових коефіцієнтів у формулах на основі експериментальних даних, при цьому структура формул залишається незмінною.

Узагальнена залежність для визначення конвективних коефіцієнтів тепловіддачі, $\alpha_к$, при коридорному розташуванні трубок згідно [1]

$$Nu_{кd_w} = 0,0512 \cdot \left(\frac{d_w}{S_4}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{S_2 - S_3}{S_4}\right)^{-0,14} \cdot \mathrm{Re}^{0,73} \cdot \mathrm{Pr}^{0,33} \cdot \left(1 + 1,9\frac{h_т e}{S^2}\right) \qquad (1)$$

для чисел $\mathrm{Re}_{dw} = 400…20000$

Узагальнена залежність для визначення опору за повітрям для тієї ж ПТ згідно [1]:

$$Eu \cdot \mathrm{Re}^2 = 2,754 \cdot \left(\frac{d_w}{d_e}\right)^{0,3} \cdot \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w}\right)^{0,68} \cdot \mathrm{Re}_{de}^{1,3} \cdot \left(1 + 1,9 \cdot \frac{h_т e}{S^2}\right) \cdot 1,65^{\lg \mathrm{Re}_{de} - 2,53} \qquad (2)$$

для чисел $\mathrm{Re}_{de} = 400…2000$,

$$Eu \cdot \mathrm{Re}^2 = 0,062108 \cdot \left(\frac{d_w}{d_e}\right)^{0,3} \cdot \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w}\right)^{0,68} \cdot \mathrm{Re}_{de}^{1,85} \cdot \left(1 + 1,9 \cdot \frac{h_\text{т} e}{S^2}\right) \qquad (3)$$

для чисел $\mathrm{Re}_{de} = 2000…20000$.

Формули (1) – (3) відповідають таким особливостям ПТ: коридорне розташування трубок, групові поперечні плоскі ребра з поперечними гофрами (виштамповками); $d_w/S_4 = 0,55…1,20$; $(S_2 - S_3)\cdot S_4 = 1,30…1,85$; $Z_2 \geq 4$; визначальний розмір для (1) – d_w, для (2) і (3) – еквівалентний діаметр, d_e; визначальна температура – середня логарифмічна, T_f; похибка узагальнення становить 15 %.

Інформація про залежності, подібні до (1) – (3), не оприлюднюється в сучасних друкованих джерелах, ймовірно через те, що комерційні компанії, подібні до [2–4], які володіють такою інформацією, вважають її своєю конфіденційною та цінною власністю.

Дослідження для отримання залежностей виконувалося методом теплообмінника. При цьому підході вимірювання параметрів здійснюється лише на потоках теплоносіїв перед і після теплообмінного апарату. Цей метод дозволяє встановити всі невідомі параметри, пов’язані з теплопередачою [5]. Зокрема, можна визначити параметри тепловіддачі по воді та термічний опір стінки.

Для цього потрібно підготувати випробування на ряді спеціальних режимів, що відрізняються розходами теплоносіїв. Проте набагато простіше та дешевше провести дослідження на меншій кількості режимів, а деякі параметри визначати шляхом розрахунків. Це стосується параметрів, таких як тепловіддача від води та термічний опір стінки трубки. З правильно організованими режимами, ці параметри майже не впливають на тепловіддачу та опір поверхонь теплообміну (ПТ), які досліджуються. Більш того, їх можна достатньо точно обчислити за допомогою загальновідомих формул. Таким чином, експериментальне встановлення всіх невідомих параметрів можливе, але недоцільне з урахуванням багатьох моментів. З урахуванням сказаного, дане дослідження зосереджене лише на отриманні залежностей із теплообміну та опору даної ПТ у повітряному потоці.

Для внесення корекції у залежності був задіяний дослідний стенд в лабораторії кафедри ДВЗ, У та ТЕ в НУК. Для проведення експериментів на цьому стенді, було виготовлено три різних зразки теплообмінників із різними геометричними параметрами ПТ.

Дослідження теплообмінника І використовувалося для отримання даних щодо теплообміну та опору для поверхні вказаного типу. Теплообмінники ІІ та ІІІ використовувалися для перевірки можливості узагальнення залежностей щодо теплообміну та опору для різних розмірів ПТ обраного типу на основі запропонованих у [1] виразів, створених з розмірів основних елементів ПТ. Експеримент проводився за різних режимів, а параметри цих режимів та отримані параметри під час випробування зразків І...ІІІ наведено у табл. 1.

Таблиця 1. Режими випробування теплообмінників I, II, III та отримані параметри

Параметр	Од. виміру	Теплообмінник	Номер режиму				
			1	2	3	4	5
$G_в$	кг/с	I	0,105	0,199	0,299	0,392	0,505
		II	0,092	0,202	0,300	0,385	0,520
		III	0,088	0,180	0,310	0,402	0,510
G_w	кг/с	I, II, III	2,26				
$t_{в1}$	°C	I	104,0	115,0	120,6	117,5	118,9
		II	108,3	109,6	113,9	112,3	117,6
		III	108,7	110,4	117,9	114,4	120,1
$t_{в2}$	°C	I	33,8	43,2	50,7	55,4	61,0
		II	43,9	55,2	63,4	67,5	75,0
		III	39,4	49,6	61,5	65,1	72,5
t_{w1}	°C	I	31,5	32,6	34,1	35,3	37,0
		II	34,1	35,6	37,1	38,5	40,6
		III	31,5	32,6	34,1	35,3	37,0
t_{w2}	°C	I	32,3	34,1	36,3	37,9	40,1
T_{wf}	К	I	304,9	306,4	308,2	309,6	311,6
$T_{вf}$	К	I	325,0	340,9	349,8	352,7	357,5
P_1	кПа	I	153,836	152,268	156,188	151,484	154,620
		II	153,231	152,310	154,170	152,388	155,500
		III	153,500	152,937	157,150	153,934	157,335
R_Σ	$(м^2·К)/Вт$	I, II, III	$2{,}2·10^{-06}$				
w_w	м/с	I, II, III	3,52				
Re_w	–	I	15587,59	16067,25	16681,63	17147,33	17817,27
Re_{dw}	–	I	1679,6	3066,1	4515,3	5881,4	7498,2
$Nu_{кdw}$	–	I	15,36	16,89	20,55	23,29	26,43
$\lg Re_{dw}$	–	I	3,23	3,49	3,65	3,77	3,87
$\lg Nu_{кdw}$	–	I	1,1	1,22752	1,312863	1,367099	1,422121
k	$Вт/(м^2·К)$	I	156,96	177,61	215,82	242,29	273,15
$\alpha_п$	$Вт/(м^2·К)$	I	167,12	190,46	234,65	265,92	302,89
$\alpha_к$	$Вт/(м^2·К)$	I	174,23	199,65	248,51	283,62	325,74
η	–	I	0,968	0,871	0,808	0,755	0,707
		II	0,865	0,733	0,657	0,607	0,548
		III	0,881	0,768	0,667	0,614	0,568
Eu	–	I	–	4,673	4,170	4,144	4,165
$Eu·Re^2$	–	I	–	43928552,6	85025759,3	143355485,6	234173388,3
$\lg Eu$	–	I	–	0,670	0,620	0,617	0,620
$\lg Re$	–	I	–	3,487	3,655	3,769	3,875
$\lg(Eu·Re^2)$	–	I	–	7,643	7,930	8,156	8,370
Δp	мм вод. ст.	I	–	205	420	760	1290
		II	107	468	1022	1702	3026
		III	110	402	1165	1996	3218

При встановленні залежності з теплообміну, за даними експерименту була побудована лінія тренду, представлена на рис. 1.

Отримана залежність з теплообміну справедлива для чисел $\mathrm{Re}_{dw} \approx$ 400…9000 і має вид

$$Nu_{\text{к}d_w} = 0,39 \cdot \left(\frac{d_w}{S_4}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{S_2 - S_3}{S_4}\right)^{-0,14} \cdot \left(1 + 1,9\frac{h_\text{г} e}{S^2}\right) \cdot \mathrm{Re}_{dw}^{0,495}.$$

Коефіцієнт 0,39 та степінь 0,495, відмінні від тих, що наведені в (1) і встановлені у цій роботі. Вирази у формулі, побудовані на основі розмірів ПТ, дають можливість використовувати залежність для ПТ такого ж типу, але зі зміною основних розмірів. З урахуванням цього, цю залежність можна вважати узагальненою. Все, що стосується узагальнення, було запозичено з [1]. Перевірка узагальнення виконувалася на основі експериментального дослідження пучків II та III.

При встановленні залежності з опору за повітрям, за даними експерименту була побудована лінія тренду, показана на рис. 2.

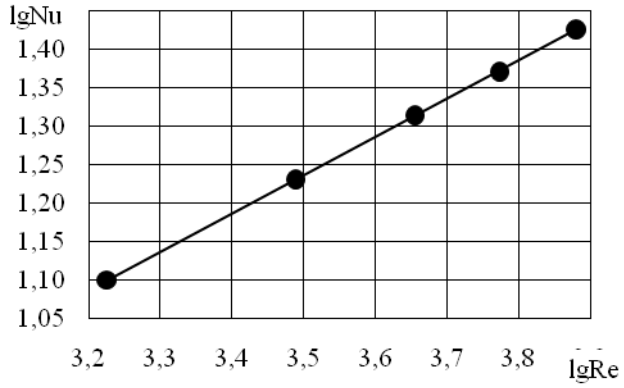


Рис. 1. Експериментальні точки та лінія тренду для визначення залежності по тепловіддачі

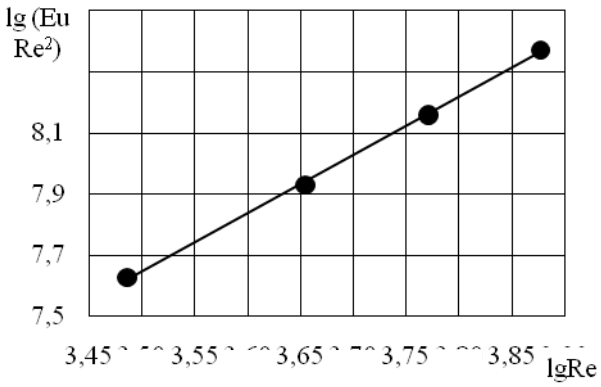


Рис. 2. Експериментальні точки та лінія тренду для визначення залежності з опору за повітрям

На основі графічної залежності встановлені значення коефіцієнтів Φ_{1dw} та m у формулі

$$Eu \cdot \mathrm{Re}_{dw}^{2} = \Phi_{1dw} \cdot \mathrm{Re}_{dw}^{m} \cdot Z_2,$$

$$\Phi_{1dw} = 0,535 \cdot \left(\frac{dw}{d\text{э}}\right)^{0,3} \cdot \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w}\right)^{0.68} \cdot \left(1 + 1,9\frac{h_\text{г} e}{S^2}\right) \text{ при } \mathrm{Re}_{dw} > 2000.$$

Якщо припустити, що для менших значень чисел Рейнольдса залежність буде відповідати тому, що зазначено у [1], тобто з іншим показником m, то важливо зазначити, що лінія, описана цією залежністю, обов'язково перетне попередню. В точці перетину обидві залежності даватимуть однаковий результат. Враховуючи це, для $\mathrm{Re}_{dw} < 2000$

$$\Phi_{1dw} = 41{,}114 \cdot \left(\frac{d_w}{d_э}\right)^{0{,}3} \cdot \left(\frac{S_2 - d_w}{S_1 - d_w}\right)^{0.68} \cdot \left(1 + 1{,}9\frac{h_г e}{S^2}\right) \cdot 1{,}65^{lg\,\mathrm{Re}-2{,}53}.$$

При цьому значення коефіцієнту m = 1,3.

Основна перевірка отриманих залежностей для пучків I, II та III проведена двома способами: порівнянням розрахункових та експериментальних параметрів на п'яти режимах; визначенням габаритних розмірів експериментального пучка на цих режимах за допомогою отриманих залежностей з теплообміну та опору.

За результатами перевірки встановлено, що відхилення для запропонованих залежностей по температурі повітря на виході з ОНП не перевищує 0,3 ^{o}C, а по опору становить майже 8 % для режиму із найбільшою витратою повітря. Для звичайних швидкостей повітря відхилення менше 6 %. За результатами всіх режимів випробування прямим розрахунком для цих режимів були підтверджені дійсні габаритні розміри експериментального пучка: $L \times B \times H$ = 184×100×110 мм.

Розрахунки температури повітря на виході з ОНП і повітряний опір також були виконанні з використанням формул (1) – (3), після чого результати розрахунків були порівняні з експериментальними даними для відповідного режиму за звичайних швидкостей повітря. Виявлено, що відхилення по опору складає більше 13 %, а відхилення по температурі – 4,6 °C. Використання елементів критеріальних залежностей (1)–(3) у програмі для прямого розрахунку теплообмінника призвело до отримання значень габаритів пучка, які не відповідають реальним параметрам. Зокрема, були отримані наступні габаритні розміри: $L \times B \times H$ = 345×68×50 мм. Таким чином, встановлено, що похибки визначення коефіцієнтів тепловіддачі та коефіцієнтів опору повітря за формулами (1) – (3) є суттєвими і набагато перевищують похибки, отримані при розрахунку на основі залежностей, отриманих у даній роботі.

Висновки

Отримані залежності дозволяють проводити розрахунки теплообмінників, серцевини яких створені на основі коридорних пучків плоско-овальних труб з поперечним груповим оребренням плоскими ребрами. Підтвердження можливості використання цих залежностей отримано через експериментальні дослідження. Запропоновані залежності відрізняються від відомих аналогів тим, що надаються в єдиному комплексі, який варто використовувати у сучасних методиках розрахунку теплообмінних апаратів. Особливості отримання таких залежностей розкриті з урахуванням сучасних можливостей проведення досліджень.

ЕЛЕКТРОПРОВІДНІСТЬ ОХОЛОДЖУВАЛЬНИХ РІДИН АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Наглюк Михайло Іванович, канд. техн. наук, доц. каф. ТЕСА,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: golkiper86@ukr.net, ORCID: 0009-0004-9016-8057

Високі темпи розвитку автомобільної техніки у напрямку випуску автомобілів, підвищення їх якості, надійності та довговічності, одночасно вимагають застосування сучасних якісних експлуатаційних матеріалів. Для все сезонної експлуатації в системах рідинного охолодження автомобільних двигунів застосовуються антифризи та тосоли.

Вода під час використання у системі охолодження утворює накип. Один міліметр утворення якої на стінках сорочки охолодження двигуна, погіршує теплообмін на 25%, що у свою чергу знижує потужність двигуна на 6%, а витрата палива збільшує до 5%.

Міліметр накипу з'являється вже через три-чотири місяці експлуатації автомобіля, система охолодження якого заповнена природною водою.

Через це виникають значні перепади температурних полів (термонапруги), що може призвести до руйнування деталей системи охолодження. [1]

Великі неприємності виникають через корозійне руйнування деталей системи охолодження, які виготовлені з різних металів (сталь, чавун, силумін, мідь, алюміній та ін.). Опинившись у контакті, ці метали, з різними електродними потенціалами, утворюють електричні пари, у результаті швидкість корозії різко зростає.

Вже через 1,5–2 роки експлуатації нового автомобіля з природною водою у системі охолодження його двигун потребує потокового, а іноді й капітального ремонту [2]. Використання антифризів і тосолів усуває більшу частину недоліків, пов'язаних із використанням природної води в системах охолодження.

Одним із методів контролю якості охолоджуючої рідини може бути об'ємна електропровідність антифризу.

Вимірювання об'ємної електропровідності вуглеводневих рідин (палив, олив, розчинів, розчинів присадок) широко використовується не тільки для оцінки цього показника, але і для дослідження міжмолекулярних взаємодій зазначених рідин.

Електропровідність характеризує наявність у цих рідинах вільних заряджених частинок, здатних пересуватися під дією електричного поля (електронів, іонів, заряджених колоїдних частинок). Вимірювання здійснюється при постійній напрузі за методикою, викладеною в ГОСТ 6581. [3]

При дослідженні електропровідності одинадцяти антифризів і тосолів які ще не працювали, що зустрічаються на ринку України було відзначено, що мінімальне значення електропровідності має тосол «NORD» – $1{,}28 \cdot 10^{-5}$ $Ом^{-1} \cdot м^{-1}$, а максимальне $5{,}08 \cdot 10^{-5}$ $Ом^{-1} \cdot м^{-1}$ у антифризу «ХАДО G12», що свідчить про різну основу та пакет присадок які використовуються для приготування цих рідин.

Дослідження електропровідності охолоджуючих рідин які вже пропрацювали в системах охолодження двигунів різних легкових автомобілів близько двох років показали, що вона також змінюється як у бік збільшення, так і зменшення. Значення електропровідності тосолу А-40М "ВАМП" збільшилося з $3{,}44 \cdot 10^{-5}$ до $5{,}45 \cdot 10^{-5}$ $Ом^{-1} \cdot м^{-1}$, а у антифризу "XTD" зменшилося з $2{,}96 \cdot 10^{-5}$ до $2{,}08 \cdot 10^{-5}$ $Ом^{-1} \cdot м^{-1}$.

Висновки

Наведені зміни показників електропровідності охолоджувальних рідин пов’язані з тим, що відбувається окислення основи рідини і спрацьовування антикорозійних присадок, а при відстоюванні в них спостерігалося утворення осаду.

Знаючи граничне значення електропровідності, можна буде уточнювати терміни заміни охолоджувальних рідин в двигуні автомобіля і розпізнавати підроблені антифризи (тосоли).

Література

1. Безюков О. К. Формалізація процесів старіння охолоджуючих рідин ДВЗ / О. К. Безюков, В. А. Жуков, О. В. Жукова // Двигуни внутрішнього згорання: наук.-техн. журнал. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 1989. – № 2. – С. 105–109.

2. Астапенков В. А. Охолоджувальна рідина економить паливо / В. А. Астапенков //Автодорожник України. –1994. – №2.– С.15–16.

3. Білоусов А. І. Вимірювання питомої об’ємної електропровідності вуглеводневих рідин /А. І. Білоусов, І. В. Рожков, Є. М. Бушуєва // Хімія та технологія палив та олив. – 1985. – № 3. – С. 35–40.

ОЦІНКА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГУНІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ЗАКОРДОННОГО ВИРОБНИЦТВА

Назаров Олександр Іванович, к.т.н., доцент,
Харківський Національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: hefer64@ukr.net, ORCID: 0000-0002-9214-7506
Кулай Володимир Павлович, аспірант кафедри Галузевого машинобудування та мехатроніки, Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки «Полтавська політехніка ім. Ю. Кондратюка»,
e-mail: LuKum339@gmail.com
Яценко Костянтин Сергійович, бакалавр,
Харківський Національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: gamerheadshot23@gmail.com

Вступ. Динаміка трансмісії важлива для забезпечення ефективного і безпечного руху транспортного засобу [1-5]. Вона впливає на загальну рухливість, комфорт і ефективність автомобіля, в тому числі на його здатність подолати різні дорожні умови.

Максимально досяжне прискорення автомобіля обмежене двома факторами: максимальним крутним моментом на ведучих колесах і максимальним тягловим зусиллям на колесах.

Перший залежить від ефективності двигуна та трансмісії, а другий - від зчеплення шини з опорною поверхнею дороги.

Мета роботи. Метою роботи є оцінка впливу енергетичних характеристик двигунів на тягово-швидкісні характеристики сучасних легкових автомобілів закордонного виробництва.

Матеріали та методи. У статті використано матеріали закордонних публікацій із застосуванням методу математичного моделювання й теоретичного аналізу.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Відомо [2-7], що динаміка двигуна відноситься до процесів і характеристик, що стосуються руху і функціонування двигуна транспортного засобу. Двигун є ключовою частиною будь-якого транспортного засобу, і його динаміка грає важливу роль у загальному функціонуванні та ефективності.

Отже, динаміка двигуна важлива для розгону, подолання дорожнього опору, максимальної швидкості та покращення паливної ефективності транспортного засобу. Вона визначає загальну ефективність та динаміку транспортного засобу під час руху.

Показник потужності будемо визначати за формулою

$$P_e = \sum_{i=1}^{3} P_i \cdot \omega_e^i = P_1 \cdot \omega_e + P_2 \cdot \omega_e^2 + P_3 \cdot \omega_e^3, \quad (1)$$

де P_1 – показник, що характеризує крутний момент двигуна; P_2 – показник, що характеризує завантаженість транспортного засобу; P_3 – показник, що характеризує силу опору.

Динаміка трансмісії, якщо ми використовуємо ω_m для позначення кутової швидкості колінчастого вала двигуна, при якій потужність двигуна досягає максимального значення P_m, виміряного в кВт, то для двигунів за рекомендацією [8-10] використовуємо показники у загальному вигляді

$$P_1 = \frac{P_m}{\omega_m}, \quad (1)$$

$$P_2 = \frac{P_m}{\omega_m^2}, \quad (2)$$

$$P_3 = -\frac{P_m}{\omega_m^3}. \quad (3)$$

За рекомендацією [8-10], у разі застосування дизельних двигунів з непрямим впорскуванням маємо

$$\boldsymbol{P_1 = 0,6 \cdot \frac{P_m}{\omega_m}}, \quad (4)$$

$$\boldsymbol{P_2 = 1,4 \cdot \frac{P_m}{\omega_m^2}}, \quad (5)$$

$$\boldsymbol{P_3 = -\frac{P_m}{\omega_m^3}}. \quad (6)$$

Крутний момент двигуна T_e - це момент, який забезпечує потужність P_e, що визначається як

$$\boldsymbol{T_e = \frac{P_e}{\omega_e} = P_1 \cdot \omega_e + P_2 \cdot \omega_e^2 + P_3 \cdot \omega_e^3}. \quad (7)$$

Розглянемо на прикладі зразкових двигунів «Модель 1» і «Модель 2».

Модель 1 має 6-циліндровий подвійний турбодвигун літражем 3596 $см^3$. Двигун забезпечує максимальну потужність P_m=353 кВт ≈ 480 к.с. при ω_m=6000 хв$^{-1}$ ≈ 628 с$^{-1}$, а максимальний крутний момент T_m = 620 Н м при ω_e=5000 хв$^{-1}$ ≈ 523 с$^{-1}$.

При цьому автомобіль із двигуном «Модель 1» здійснює розгон на першій передачі від 0 до 96 км/год за 3,7 с та має максимальну швидкість 310 км/год.

Отже, за рівняннями (1) – (3) двигун “Модель 1” має наступні коефіцієнти

$$P_1 = \frac{P_m}{\omega_m} = \frac{353}{628} = 562 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/с}, \quad (8)$$

$$P_2 = \frac{P_m}{\omega_m^2} = \frac{353}{628^2} = 0,895 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/с}^2, \quad (9)$$

$$P_3 = -\frac{P_m}{\omega_m^3} = -\frac{353}{628^3} = -1{,}425 \cdot 10^{-6} \text{ кВт/с}^3. \quad (10)$$

Тоді, його функція енергетичних характеристик згідно із (1) має вигляд

$$\boldsymbol{P_e = 562 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_e + 0{,}895 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_e^2 - 1{,}425 \cdot 10^{-6} \cdot \omega_e^3}. \quad (11)$$

У моделі 2 використовується двигун V8 з літражем 6997 $см^3$.

Двигун забезпечує максимальну потужність P_m=377 кВт≈512 к.с. при ω_m= 6300 хв$^{-1}$ ≈ 660 с$^{-1}$, а максимальний крутний момент T_m =637 Н м при ω_e=4800 хв$^{-1}$ ≈502 с$^{-1}$.

При цьому автомобіль із двигуном «Модель 2» здійснює розгон від 0 до 100 км/год за 3,9 с на першій передачі. Його максимальна швидкість становить 320 км/год.

Із рівнянь (1)-(3) потужності для двигуна «Модель 2» отримаємо наступні коефіцієнти

$$P_1 = \frac{P_m}{\omega_m} = \frac{377}{660} = 571 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/с}, \quad (12)$$

$$P_2 = \frac{P_m}{\omega_m^2} = \frac{377}{660^2} = 0{,}865 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/с}^2, \quad (13)$$

$$P_3 = -\frac{P_m}{\omega_m^3} = -\frac{377}{660^3} = -1{,}311 \cdot 10^{-6} \text{ кВт/с}^3. \quad (14)$$

І його функція енергетичних характеристик буде мати вигляд

$$\boldsymbol{P_e = 571 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_e + 0{,}865 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_e^2 - 1{,}311 \cdot 10^{-6} \cdot \omega_e^3}. \quad (15)$$

Результати та обговорення. Як видно, нижче кривої $P_e = P_e(\omega_e)$ двигун теоретично може працювати в будь-якій точці при зниженні ефективності.

Припустимо, що частота обертання колінчастого вала двигуна підтримується за рахунок застосування гальмівної сили.

Потужність зростає разом із ω_e і продовжує зростати до максимальної потужності P_m, а потім починає зменшуватися.

Крутний момент $T_e = P_e/\omega_e$ також зростає з ω_e, але досягає максимальної точки перед максимальною потужністю.

Отже, крутний момент починає зменшуватися раніше, ніж потужність.

Проаналізуємо криві ефективності двигуна. Передбачається, що двигуни перетворюють хімічну енергію, закладену в палива в механічну енергію на колінчастому валу двигуна. Залежно від робочих умов це перетворення відбувається з певною ефективністю.

Отже, кожна точка під кривою $P_e = P_e(\omega_e)$ може бути робочим станом при певній ефективності.

Зразок енергетичних характеристик двигунів у вигляді контурів із сталим ККД показано на рис. 1.

Видно, що крива потужності рухається вгору, коли ККД збільшується.

Коли двигун працює на максимумі крутного моменту на певній передачі, він створює певний рівень крутного моменту, помноженого на загальне передавальне число на приводі колеса. Це найкраща ефективність у цьому варіанті.

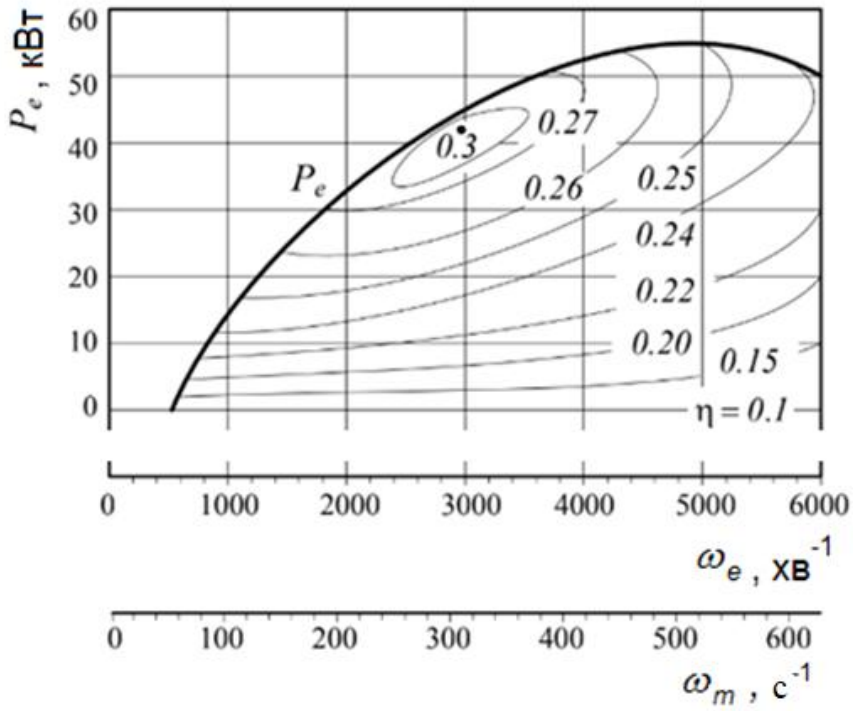


Рисунок 1 - Зони потужності двигуна із постійними контурами ефективності

Висновки. Змінюючи передачу і змушуючи двигун працювати на максимумі потужності, забезпечується менший крутний момент.

Однак, двигун буде передавати більше крутного моменту на ведучі колеса для тієї швидкості руху автомобіля. При цьому через зменшення потужності крутний момент двигуна падає на [380−360]/360≈6%.

Література

1. Wong, J. Y., 2001, Theory of Ground Vehicles, John Wiley & Sons, New York.
2. Andrzejewski, R., and Awrejcewicz, J., 2005, Nonlinear Dynamics of a Wheeled Vehicle, Springer-Verlag, New York.
3. Cossalter, V., 2002, Motorcycle Dynamics, Race Dynamic Publishing, Greendale, WI.
4. Genta, G., 2007, Motor Vehicle Dynamics, Modeling and Simulation, World Scientific, Singapore.
5. Haney, P., 2003, The Racing and High—Performance Tire, SAE Inc.
6. Milliken, W. F., and Milliken, D. L., 2002, Chassis Design, SAE Inc.
7. Goldstein, H., Poole, C., and Safko, J., 2002, Classical Mechanics, 3rd ed., Addison Wesley, New York.
8. Andrzejewski, R., and Awrejcewicz, J., 2005, Nonlinear Dynamics of a Wheeled Vehicle, Springer-Verlag, New York.

9. Rajamani, R., 2006, Vehicle Dynamics and Control, Springer-Verlag, New York.

10. Goldstein, H., Poole, C., and Safko, J., 2002, Classical Mechanics, 3rd ed., Addison Wesley, New York.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН: СУЧАСНІ МЕТОДИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ВДОСКОНАЛЕННЯ

Олєйнікова Олександра Михайлівна, к.т.н., доцент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: oleksandraolieinikova@gmail.com, ORCID: 0000-0002-5373-9680
Шевченко Валерій Олександрович, к.т.н., доцент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: valery03102016@gmail.com, ORCID: 0000-0001-8707-1837

Стабільність руху землерийно-транспортних машин на заданій траєкторії має вирішальне значення для забезпечення їх ефективності та безпеки. Уникнення відхилень від траєкторії є ключовим завданням, оскільки недотримання цієї вимоги може призвести до зниження робочої ефективності, збільшення собівартості та аварійних ситуацій. Сучасні методи забезпечення курсової стійкості включають автоматизоване керування їх положенням та робочим обладнанням за допомогою зовнішніх систем стеження, автоматизоване керування на основі даних, отриманих від вбудованих датчиків, а також впровадження додаткових пристроїв до конструкції машини, що дозволяють регулювати її параметри.

Для підвищення показників стійкості руху широко використовуються передові технології, такі як супутникові системи, системи лазерного наведення, системи контролю за положенням відносно зовнішніх опор, системи, що змінюють кут повороту керованих коліс у горизонтальній та вертикальній площинах, а також системи, що регулюють положення центру ваги машини. Аналіз конструкцій та систем цих машин дозволяє виявити недоліки, які можна усунути після проведення глибокого аналізу. Порівняльний аналіз витрат показує економічну вигідність використання додаткових пристроїв, які регулюють параметри самої машини.

Конструктивні рішення для забезпечення стабільності руху, на прикладі автогрейдерів, включають гідравлічні системи керування положенням робочого обладнання та передніх коліс. Усі ці аспекти дозволяють визначити основні напрямки удосконалення машин з метою покращення курсової стійкості.

Метод, розглянутий у дослідженні, полягає у використанні механізму повороту та нахилу передніх коліс, що дозволяє підтримувати стабільність руху

і може бути охарактеризований як система адаптації автогрейдера до змінних умов експлуатації [1].

Експериментальні дослідження показали, що варіювання кутів повороту та нахилу передніх коліс має значний вплив на курсову стійкість. Оптимальні значення цих параметрів встановлюються з урахуванням умов експлуатації, що дозволяє підтримувати стабільність руху автогрейдера в різних умовах [2, 3].

Усі зазначені аспекти вказують на ефективність запропонованого методу та його потенціал у забезпеченні курсової стійкості автогрейдера в різних умовах експлуатації.

Література

1. V Shevchenko, O Chaplyhina, I Pimonov, O Reznikov, S Ponikarovska Mathematical model of a motor-grader movement in the process of performing working operations (IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Dnipro, 2020) doi:10.1088/1757-899X/985/1/012009

2. Shevchenko V., Chaplygina A, Krasnokutsky V., Logvinov E. The analytical research of the dynamic loading effect on the road-holding ability characteristic signs of earth-moving machine // International scientific journal trans & motauto world – Scientific technical union of mechanical engineering industry-4.0, Sofia, Bulgaria, 2018. Vol. 3 (2018), Issue 2. P. 57–61.

3. Shevchenko V. O., Beztsennaya Zh. P., Chaplygina A. M. Methods to determine measures providing a motor-grader road-holding ability // IX International conference for young researchers. Technical sciences. Industrial management. Proceedings. Burgas, Bulgaria, 2015. P. 52–57.

ПРОБЛЕМАТИКА ПОБУДОВИ ПРОГРАМНО-КОНФИГУРОВАННИХ МЕРЕЖ

Плєхова Ганна Анатоліївна, кандидат технічних наук,
доцент, завідувач кафедри інформатики та прикладної математики,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: plehovaanna11@gmail.com, ORCID: 0000-0002-6912-6520
Костікова Марина Володимирівна, кандидат технічних наук, доцент,
e-mail: kmv_topaz@ukr.net, ORCID: 0000-0001-5197-7389
Козачок Лариса Миколаївна, старший викладач кафедри інформатики
та прикладної математики,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: LarisaK2010@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5246-4240

Мережева безпека сьогодні займає важливе місце у комплексі засобів підвищення захисту мереж від несанкціонованого втручання. Важливо місто в цьому відводиться мережі SDN. Особисту увагу відводять протоколам марш-рутизації. В свою чергу протоколи потребують системної та скоординованої

взаємодії тому що необхідно одночасно розглядати множини мережних елементів SDN. До таких елементів відносяться SDN-комутатори, контролери мережі які використовуються під час формування (розрахунку) шляхів і правил потоків, вздовж яких має забезпечуватися необхідний рівень безпеки. В свою чергу рівень безпеки встановлюється за обраними показниками або критеріями [1].

В роботі проведено аналіз щодо вразливостей площини даних SDN, розглянуті функціональні можливості засобів маршрутизації протидії можливим атакам, показана перспективність використання засобів безпечної маршрутизації.

Аналіз засобів проведено на основі базових метрик критичності вразливостей, вони в свою чергу використовуються для підвищення рівня мережної безпеки площини даних SDN. Проведено аналіз стандарту CVSS, проаналізований кількісний розрахунок рівня вразливості мережного обладнання, показано доцільність його використання під час розробки та дослідження перс пективних підходів до безпечної маршрутизації у площині даних SDN (Software-Defined Networking, SDN) [1].

Розглянути підходи до проектування та побудови програмно-конфігуровані мережі (Software-Defined Networking, SDN) та їх експлуатації. Основні підходи для інфокомунікаційних мереж базуються на тому, що шляхом розділення площин управління (controlplane) та передавання даних (dataplane) ми досягаємо бажаного ефекту: такий розподіл надає мережі безпосередньої програмованості та динамічності; дозволяє абстрагувати функціональні можливості рівня інфраструктури.

На сьогоднішній день існують різні архітектури. Всі архітектури відокремлюють логіку управління від ресурсів поза пристроєм. Всі підходи до побудови SDN включають контролер і відповідні прикладні програмні інтерфейси – Southbound API та Northbound API.

Віртуалізація мережних функцій (Network Functions Virtualization, NFV) є стандартизованим способом для розробки, впровадження та керування мережними службами. NFV використовує концепцію, яка передбачає заміну спеціальних пристроїв мережної інфраструктури. Проводимо заміну маршрутизаторів та брандмауерів – стандартними серверами, комутаторами, сховищем та хмарою. Можливо навіть використовувати туманну обчислювальну інфраструктуру. NFV відокремлює функції мережі, такі як маршрутизація, комутація та безпека від виділених апаратних пристроїв або пропрієтарних и це дозволяє їм працювати в межах програмного забезпечення.

Використання NFV працює таким чином що головною метою є те, щоб використовувати стандартні технології віртуалізації для консолідації апаратного забезпечення. Крім того це дозволяє проводити віртуалізацію мережних функцій у блоки, які в свою чергу можна об’єднувати для створення наскрізних комунікаційних послуг. Така реалізація можлива для будь-якої функції площини управління або площини даних. Причому можливо використовувати як середовище дротяних мереж так і без дротяних.

NFV складається з трьох основних компонентів. Розглянемо їх більш детально. Перше це віртуалізовані мережні функції (Virtualized Network Functions, VNF). Наступна NFVI – це загальні апаратні та програмні компоненти, де розгортаються VNF функції. Необхідно звернути увагу на середовище керування та оркестровки NFV (Management and Orchestration, MANO).

Згідно з загальними вимогами для забезпечення безпеки об'єкта необхідно забезпечити п'ять основних функцій безпеки CIAAA [2]: конфіденційність (Confidentiality); цілісність (Integrity); доступність (Availability); антентичність (Authenticity); підзвітність (Accountability).

Розглянемо кожну окремо. Спочатку конфіденційність – вона забезпечує конфіденційність інформації про дані або осіб. За допомогою цієї функції інформація не розголошується не авторизованим користувачам. Цілісність надає гарантії, що інформація та передбачувана робота системи не будуть випадково чи навмисно змінені неавторизованими користувачами. Наступна функція – доступність. Вона гарантує, що неавторизовані користувачі не зможуть отримати доступ до систем і послуг. Що стосується автентичності, то вона гарантує, що користувачів можна перевірити та довіряти їм. Після перевірки система довіряє користувачам як таким, ким вони себе видають и дозволяє використовувати всі вхідні дані (вважається, що вони надходять до системи з надійного джерела). Розглянемо також підзвітність. Підзвітність породжує вимогу, щоб дії суб'єкта відстежувалися виключно щодо цього суб'єкта.

Розглянемо систему, організацію або кіберпростір, який складається з трьох ключових елементів. Спочатку це реальні та віртуальні об'єкти (сутності), наступні – інфраструктура взаємозв'язку (комунікацій) та останні – взаємодія між об'єктами через інфраструктуру.

Більш детально зупинімось на кожному пункті, розглянув реальні та віртуальні сутності, які складаються з реальних об'єктів та фізичних пристроїв. Прикладом можуть бути люди (користувачі систем), також комп'ютери, датчики, мобільні телефони, програмне забезпечення та послуги, електронні пристрої.

Важливим етапом організації є інфраструктура. Вона включає мережі, інформаційні системи та сховища, бази даних які з'єднують і підтримують об'єкти в системі/просторі. Цей елемент організує взаємодію, яка охоплює дії та взаємозалежності між об'єктами системи/кіберпростору.

Таким чином інформаційну або кібербезпеку вважаємо процесами, практиками, системами, інструментами, концепціями та стратегіями для запобігання та захисту кіберпростору від несанкціонованої взаємодії. Тобто для агентів і елементами простору для підтримки та збереження конфіденційності, цілісності, доступності та інших властивостей простору та його ресурсів, що потребують захисту. Кібербезпека пов'язана з виявленням вразливостей кіберпростору. Вона проводить оцінку ризику, пов'язаного із загрозами, які використовують вразливість системи, і крім того надає рішення для безпеки. Враховуючи вразливість безпеки, тобто слабку сторону в системі (компонент/ продукт/система/ кіберпростір), таку яка може дозволити зловмиснику скомпрометувати

конфіденційність, цілісність, доступність, автентичність або підзвітність цієї системи.

Використовуючи термін загрози та ризики необхідно враховувати, що вони тісно пов'язані, але не рівнозначні. Будь-яка сутність, дія чи стан – є загроза, якщо вони приводять до шкоди, втрат, пошкодження та/або погіршення існуючих умов. Термін ризик – пов'язаний із загрозою, є характеристикою, яка охоплює: вплив або важливість інциденту загрози; ймовірність або потенціал інциденту загрози в майбутньому; потенційні втрати (збитки) через інцидент загрози.

Оцінка ризику, пов'язаного із загрозою, сприяє розробці нових рішень щодо безпеки та формулюванню вимог до цих рішень [2].

Оскільки мережні компоненти віртуалізовані, NFV-мережі містять рівень абстракції, якого немає в традиційних мережах. Захист цього складного та динамічного середовища, яке охоплює віртуальні та фізичні ресурси, елементи керування, протоколи, а також границі між віртуальними та фізичними мережами, є складним завданням з багатьох причин:

1) Залежності гіпервізора: Гіпервізори доступні від багатьох постачальників. Вони повинні усунути вразливі місця безпеки у підконтрольному програмному забезпеченні. Розуміння базової архітектури, розгортання відповідних типів шифрування та ретельне застосування виправлень є критичними для безпеки гіпервізорів.

2) Еластичні границі мережі: У NFV мережна структура (fabric) виконує численну кількість функцій. Фізичні та віртуальні границі розмиті або відсутні в архітектурі NFV, що ускладнює проектування систем безпеки.

3) Динамічні робочі навантаження: Хоча NFV пропонує гнучкість і динамічні можливості, традиційні моделі безпеки є статичними і не можуть розвиватися, коли топологія мережі змінюється відповідно до вимог.

4) Додавання сервісів і служб: NFV надає еластичні, прозорі мережі, оскільки структура (fabric) інтелектуально маршрутизує пакети, які відповідають критеріям, що можуть налаштовуватись. Традиційні елементи керування безпекою розгортаються логічно та фізично. У NFV часто буває відсутня так звана точка додавання для служб безпеки, які ще не розміщені на гіпервізори.

5) Перевірка зі збереженням стану (stateful)/без збереження стану (stateless): Операції безпеки протягом останнього десятиліття ґрунтувалися на передумові, що перевірка зі збереженням стану є більш досконалою ніж без збереження стану. Проте NFV може додати складності, коли засоби контролю безпеки не можуть впоратися з асиметричними потоками, створеними кількома дублюючими мережними шляхами та пристроями.

6) Масштабованість доступних ресурсів: Технології глибокої перевірки, наприклад, брандмауери наступного покоління та дешифрування у межах протоколу безпеки транспортного рівня (TLS), потребують ресурсів і не завжди масштабуються без можливості розвантаження.

Група експертів з безпеки ETSI, яка концентрує зусилля на безпеці архітектури програмного забезпечення, визначила потенційні вразливі місця

безпеки NFV і встановила, чи є вони новими проблемами чи просто існуючими проблемами в різних формах і проявах [2].

Нижче наведено нові проблеми безпеки, пов’язані з NFV:

– перевірка та забезпечення дотримання топології;

– наявність інфраструктури підтримки управління;

– безпечне початкове завантаження;

– безпечний збій; ізоляція продуктивності;

– автентифікація, авторизація та облік користувача/клієнта;

– послуги часу автентифікації;

– приватні ключі в клонованих образах;

– методи обходу стандартних процедур автентифікації, несанкціонований віддалений доступ через віртуалізовані функції тестування та моніторингу; ізоляція кількох адміністраторів.

Висновки

Таким чином, SDN представляє собою нову мережну парадигму, а її вплив полягає у формі нової структури, нових компонентів, структурних рівнів та інтерфейсів. SDN несе з собою нові виклики безпеці, які виходять за рамки традиційних мереж. Оскільки SDN відокремлює рівень керування від рівня даних, ця технологія приносить із собою нові набори компонентів, інтерфейсів, а також багато нових питань безпеки.

Література

1. Плєхова Г. А., Костікова М. В. Актуальні проблеми інформаційної безпеки. *Моделювання та інформаційні технології в науці, техніці, кібербезпеці та освіті* : матеріали Всеукраїнської науково-практичної Internet-конференції (Харків, 15–16 листопада 2022 р.). Харків, 2022. С. 68–73. URL: https://rcf.khadi.kharkov.ua/fileadmin/F-HIGHWAY/Інформатики_і_прикладної_математики/Матеріали_ Всеукр.конф._2022_-1-ред.pdf.

2. Liu Y., Zhao B., Zhao P., Fan P., Liu H. A survey: Typical security issues of software-defined networking. *China Communications*. 2019. No. 16 (7). pp. 13–31. DOI: https://doi.org/10.23919/JCC.2019.07.002.

ВИМОГИ ДО ТОЧНОСТІ ВИМІРЮВАННЯ ФІЗИЧНИХ ВЕЛИЧИН ПРИ ПРОВЕДЕННІ ВИПРОБУВАНЬ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ

Подригало Михайло Абович, докт. техн. наук, професор, завідувач каф. ТМ та РМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: pmikhab@gmail.com, ORCID: 0000-0002-1624-5219
Шеїн Віталій Сергійович, канд. техн. наук, доцент каф. ТМ та РМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: sheinvskhadi@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9282-0190

Випробування автотракторних двигунів на стендах є відповідальним етапом процесу постановки на виробництво. Вірогідність отриманих характеристик двигунів залежить від точності вимірювання фізичних величин. Точність вимірювання описує якість вимірювань у цілому, поєднуючи поняття вірності вимірювань і прецизійності вимірювань. Поняття точності також використовується як якісна характеристика засобу вимірювання, що відображає близькість до нуля його похибки. Точність вимірювання кількісно оцінюють зворотною величиною модулю відносної похибки.

При проведенні випробувань на стенді визначають максимальну ефективну потужність ДВЗ, максимальний ефективний крутний момент двигуна, ефективний коефіцієнт корисної дії, частоту обертів колінчастого валу, втрати палива тощо.

Найчастіше метою випробувань на стенді є визначення характеристик ДВЗ при реалізації максимально ефективної потужності $N_{e\max}$.

В роботі [1] розглядалося питання визначення вимог до вимірювання фізичних величин при натурному масштабному моделюванні. Визначено, що зі зростанням лінійного масштабного коефіцієнту при фізичному моделюванні зростають вимоги до точності вимірювань. У відповідності до лінійного масштабного коефіцієнту необхідно обирати і масштабні коефіцієнти інших фізичних величин.

При випробуванні ДВЗ на часткових швидкісних характеристиках ефективна потужність, яка реалізується, менше ніж максимальна ефективна потужність $N_{e\max}$. Тому випробування, що проводяться на режимах, які вказано, можна розглядати як масштабне моделювання потужності.

Масштабний коефіцієнт потужності в цьому випадку визначається як [1]

$$m_N = \frac{N_{e\max}}{N'_{e\max}}, \qquad (1)$$

де $N'_{e\max}$ – максимальна ефективна потужність двигуна на частковій швидкісній характеристиці.

Співвідношення максимально припустимих похибок при визначенні параметрів $N_{e\max}$ та $N'_{e\max}$ [1] можна визначити наступним чином:

$$\frac{\Delta N_{e\max}}{\left[\Delta N'_{e\max}\right]_{\min}} = m_N, \tag{2}$$

де $\Delta N_{e\max}$ – регламентована похибка при вимірюванні потужності на частковій швидкісній характеристиці;

$\left[\Delta N'_{e\max}\right]_{\min}$ – припустима похибка при вимірюванні потужності на частковій швидкісній характеристиці.

З виразу (2) визначимо

$$\left[N'_{e\max}\right]_{\min} = \frac{\Delta N_{e\max}}{m_N} = \frac{\Delta N_{e\max}}{N_{e\max}} = N'_{e\max}. \tag{3}$$

З виразу (3) робимо висновок про те, що припустимі відносі похибки вимірювань потужності на зовнішній та частковій характеристиках ДВЗ повинні дорівнювати один одному.

У відомій роботі [1] вихідним параметром для розрахунку масштабних коефіцієнтів фізичних величин є лінійний масштабний коефіцієнт m_L. У випадку, що розглядається, лінійний масштабний коефіцієнт m_L є умовною величиною пов'язаною з масштабними коефіцієнтами інших фізичних величин залежностями

$$m_N = m_L^{7/2}; \tag{4}$$

$$m_{Me} = \frac{m_N}{m_\omega} = \frac{m_L^{7/2}}{m_L^{-1/2}} = m_L^4, \tag{5}$$

де m_{Me} – масштабний коефіцієнт крутного моменту,

$$m_{Me} = \frac{M_{e\max}}{M'_{e\max}} = \frac{N_{e\max}}{\omega_{e\max}} \cdot \frac{\omega'_{e\max}}{N'_{e\max}} = \frac{m_N}{m_\omega}, \tag{6}$$

$M_{e\max}$; $M'_{e\max}$ – максимальні ефективні крутні моменти ДВЗ при роботі на зовнішній та частковій швидкісних характеристиках.

Сумісне вирішення рівнянь (4) та (5) дозволяє визначити взаємозв'язок між показниками m_{Me} і m_N

$$m_{Me} = m_N^{8/7} = \left(\frac{N_{e\max}}{N'_{e\max}} \right)^{\frac{8}{7}}. \qquad (7)$$

По аналогії з визначенням похибки вимірювання потужності, визначимо похибку вимірювання ефективного крутного моменту ДВЗ на часткових швидкісних характеристиках

$$\left[\Delta M'_{e\max}\right]_{\min} = \frac{\Delta M_{e\max}}{m_{Me}} = \frac{\Delta M_{e\max}}{\left(N_{e\max} / N'_{e\max}\right)^{\frac{8}{7}}}. \qquad (8)$$

При визначенні вимог до точності вимірювання кутової швидкості обертання колінчастого валу масштабний коефіцієнт кутової швидкості [1]

$$m_\omega = \frac{\omega_{e\max}}{\omega'_{e\max}} = \frac{V_{\max} / r}{V'_{\max} / r'} = \frac{V_{\max}}{V'_{\max}} \cdot \frac{r'}{r} = \frac{m_V}{m_L} = \frac{\sqrt{m_L}}{m_L} = \frac{1}{\sqrt{m_L}} = m_L^{-1/2}, \qquad (9)$$

де $V_{\max}$; $V'_{\max}$ – умовна лінійна швидкість; r; r'– умовні радіуси обертання (коефіцієнти зв'язку між лінійними та кутовими швидкостями колінчастого валу); m_V – масштабний коефіцієнт лінійної швидкості; m_L – лінійний масштабний коефіцієнт;

З рівняння (9) отримаємо

$$m_L = m_\omega^{-2}, \qquad (10)$$

а з рівняння (4)

$$m_L = m_N^{2/7}. \qquad (11)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (10) і (11) одну одній, отримаємо

$$m_\omega = m_N^{-1/7}. \qquad (12)$$

Припустима похибка вимірювання кутової швидкості колінчастого валу

$$\left[\Delta\omega'_e\right]_{\min} = \frac{\Delta\omega_e}{m_\omega} = \frac{\Delta\omega_e}{\left(m_N\right)^{-\frac{1}{7}}} = \Delta\omega_e \left(\frac{N_{e\max}}{N'_{e\max}} \right)^{\frac{1}{7}}. \qquad (13)$$

Висновки

1. Перехід з зовнішньої на часткову швидкісну характеристику ДВЗ потребує підвищення точності (зменшення похибки вимірювання) ефективних потужності та крутного моменту.

2. При цьому, похибка вимірювання кутової швидкості колінчастого валу може збільшуватись (див. залежність (13)).

Література

1. Подригало М.А., Шеїн В.С. Масштабне моделювання при проведенні експериментальних досліджень автомобіля. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті.* Науковий журнал. Луцьк: ЛНТУ, 2023. №1 (20). С. 187-197.

НАВАНТАЖЕННІСТЬ ХОДОВИХ КОЛІС ВАНТАЖНИХ ВІЗКІВ ПРИ ПЕРЕСУВАННІ ПО РЕЙКАМ

Фідровська Наталія Миколаївна, докт. техн. наук, професор, зав. каф. БДМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: nfidrovskaya@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5248-273X.
Слєпужніков Євген Дмитрович, канд. техн. наук, доцент,
Національний університет цивільного захисту України,
e-mail: slepuzhnikov@nuczu.edu.ua ORCI: 0000-0002-5449-3512.
Перевозник Ігор Петрович, аспірант,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: igorperevoznyk1970@gmail.com, ORCID: 0000-0002-4278-523X.
Чернишенко Олександр В'ячеславович ст. наук. співр. «Проммаш»,
e-mail: chernishen.alex@gmail.com, ORCID: 0000-0003-3255-1088;
Щукін Олександр Вікторович, канд. техн. наук, доцент каф. БДМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: alexhome88@gmail.com, ORCID: 0000-0001-6332-1811
Щербак Олег Віталійович, канд. техн. наук, доцент каф. БДМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: olegcherbak@gmail.com. ORCID 0000-0002-7953-2135

Ходові колеса повинні відповідати умові міцності по контактним напруженням $\sigma \le [\sigma]$.

Визначаємо контактні напруження в ободі колеса за формулою

$$\sigma = 505\sqrt{\frac{K_D P}{BD}}, \qquad (1)$$

де P – максимальна сила на колесо, кН; D – діаметр колеса, см; K_D - динамічний коефіцієнт, $K_D = 1+av$, де v – швидкість пересування колеса, м/с; a - коефіцієнт, який залежить від типу підкранової балки0, B – розрахункова ширина плоскої рейки.

Допустиме напруження $[\sigma]$ залежить від матеріалу, з якого вироблене колесо і приведеної частоти обертання..

Для того, щоб визначити напруження в напруження в ходововому колесі ми провели експериментальне дослідження. Для цього ми вибрали ходовий візок, який рухався рейковим шляхом (рис. 1). Ми знімали показники з датчиків за допомогою приладу ZETLAB. Для цього ми застосовували тензодатчики базою 10мм іопором 100 Ом.

Рисунок 1 – Експериментальний візок

Рисунок 2 – Напруження в маточині колеса

Напруження в контакті колеса і рейки представлені на наступних графіках:

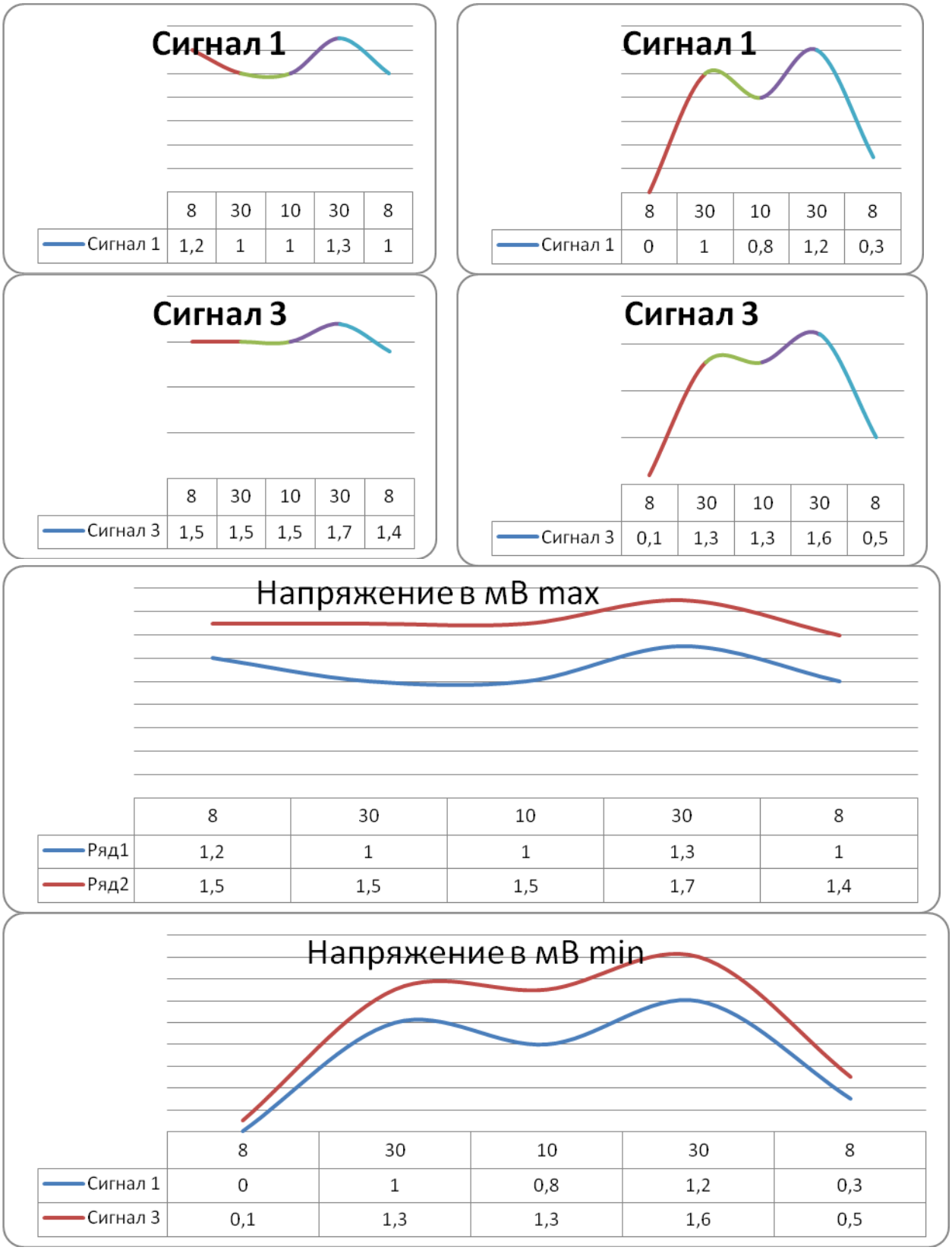


Рисунок 3 – Дані напружень, які отримані експериментально.

Проведемо розрахунок напружень за формулою (1). Ми отримали напруження, які виникали в маточині колеса, на якій буди наклеєні тензодатчики.

Висновки

Проведені експерименти показали, що контактні напруження в ходовому колесі набагато менше (приблизно в чотири рази), ніж дає розрахункова практика.

Література

1. Григоров О.В. Вантажопідйомні машини / О.В. Григоров, Н.О. Петренко. Харків. НТУ «ХПІ», 2006. – 304с.

ТРИБОФІЗИКА ЕЛЕКТРОТЕРМОМЕХАНІЧНОЇ ФРИКЦІЙНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ПАР ТЕРТЯ ГАЛЬМ

Фідровська Наталія Миколаївна, докт. техн. наук, професор каф. БДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: nfidrovskaya@ukr.net, ORCID: ORCID: 0000-0002-5248-273X
Стебелецька Наталія Миронівна, канд. техн. наук, ВП НУБіП «Бережанський агротехнічний інститут»
Коцюмбас Олег Йосифович, канд. техн. наук, доцент кафедри автомобільного транспорту, Національний університет «Львівська політехніка» ORCID: 0000-0002-6590-4022
Головин Михайло Андрійович, аспірант кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національний авіаційний університет, e-mail: nau12@ukr.net.
Костецький Іван Володимирович, аспірант кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національний авіаційний університет, e-mail: nau12@ukr.net

Механізм зношування полімерних матеріалів має свої особливості, що визначаються їх будовою та властивостями. Об’ємна і поверхнева міцність полімерних матеріалів характеризуються їх структурно-чутливими властивостями і різко змінюються в залежності від стану матеріалу, виду і параметрів зовнішнього впливу, поверхнево-об’ємної температури та умов навколишнього середовища. Полімери мають складнішу структурну будову, ніж метали. У полімерах, як правило, одночасно присутні аморфна та кристалічна фази: надмолекулярна структура характеризується великою різноманітністю молекулярних утворень (ланцюги, глобулі, фібрили тощо).

Характеристикою рівня теплової енергії є поверхнево-об’ємна температура, яка залежить від кількості підведеної до будь-якого виду гальма механічної енергії, фізико-механічних та теплотехнічних властивостей матеріалів елементів тертя та ефективності диссипації енергії при оцінці складових потужності тертя

(електричної, теплової та хімічної) навколишнє середовище. У зв'язку з цим статичний коефіцієнт пари тертя гальма, який за визначенням не враховує впливу поверхнево-об'ємної температури, можна розглядати як характеристику потенційних фрикційних властивостей сполучених поверхонь гальма.

У процесі еволюції трибосистеми до стаціонарного стану вона прагне мінімуму виробництва ентропії. При досягненні мінімуму (dS/dt = min) незворотні процеси всередині системи здійснюються з меншою інтенсивністю, і система працює в режимі електротермомеханічного тертя та зношування з мінімальною витратою енергії на тертя.

Так, при розробці металополімерних трибосистем запропоновано комплекс вимог до складу, структури та властивостей матеріалу (табл. 1), що забезпечує мінімізацію накопичення ентропії у трибосистемі.

Таблиця 1 – Комплекс вимог до складу, структури та властивостей матеріалу

№ п/п	Вимоги до матеріалу	Досягаємий ефект
1.	Регламентовані міцність, жорсткість та підатливість металополімерних пар тертя, а також їх розширення та усадка при поверхнево-об'ємній температурі	Зниження деформації під імпульсним навантаженням та збільшення конфігураційної ентропії
2.	Максимально великі коефіцієнти тепло- та температуропровідності.	Збільшення дисипації теплової ентропії
3.	Максимальна теплоємність	Збільшення питомої ентропії
4.	Статичний і динамічний коефіцієнт тертя, що регламентується в парі тертя	Зниження кількості акумульованої теплоти та ентропії
5.	Здатність полімерної матриці до утворення більш упорядкованої шаруватої (орієнтованої) структури типу рідкокристалічного стану аморфної фази	Виробництво конфігураційної негативної ентропії та зниження темпу накопичення загальної ентропії
6.	Наповнювачі повинні відповідати виконанню вимог щодо п.п. 1 - 5	Збільшення питомої ентропії та міжшарової відстані, рідкокристалічного стану, зменшення накопичення ентропії
7.	Технологія виготовлення метало полімерних пар тертя має забезпечувати отримання прогнозованої структури (витяжка молекул) у поверхневому шарі	Зниження ентропії у початковому стані та за її накопиченні у конфігураційному стані.

Повний приріст ентропії визначається виразом, що відображає сутність другого закону термодинаміки:

$$dS = d_eS + d_iS,$$

де d_eS і d_iS – зміна ентропії при: обміні з навколишнім середовищем та незворотних процесів усередині трибосистеми.

Отже, мінімальне збільшення ентропії системи може бути досягнуто під час виконання двох умов:

- при мінімальному темпі виникнення ентропії у цій системі (трибосистемі);

- при максимальному відтоку (дисипації) ентропії з цієї системи з допомогою обміну з навколишнім середовищем.

Перехід трибосистеми з нерівноважного термодинамічно нелінійного стану пов'язані з утворенням диссипативной поверхневої структури, що у результаті самоорганізації. Для реалізації процесу самоорганізації потрібні відповідні умови. Завдання створення таких умов має вирішуватися під час вибору та розробки матеріалів трибосистем для конкретних умов тертя, конструкцій деталей пар тертя.

Розвиток активаційних процесів характеризується також синтезом нових фаз, що визначаються ентальпією трибохімічних реакцій H_t і ентропією S_t, і збільшенням рухливості та орієнтації макромолекул при зміні конфігураційної ентропії S_k. Структурні зміни (аморфізація та утворення шаруватої впорядкованої структури) та орієнтація макромолекул створюють умови для значного зближення та забезпечують тісний мікроконтакт, достатній для утворення ван-дер-ваальсових та хімічних зв'язків між полімером та металом з енергією ΔE. Утворення адгезійних зв'язків в умовах значної деформації полімеру на мікровиступах сполученої металевої поверхні забезпечує їх високу адгезійну міцність, яка стає більшою за роботу когезії в полімерній фазі, відбувається розрив міжмолекулярних зв'язків полімеру та перенесення його макромолекул і цілих фрагментів на металічну поверхню фрикційного.

Накопичення енергії Е в поверхневому шарі та плівці фрикційного переносу призводить систему до деякого стану, при якому реалізується дисипативний фазовий перехід з утворенням дисипативної структури (термотропних рідких кристалів, рентгеноаморфної міді і т.д.).

У процесі тертя в умовах значного деформування, що повторюється, і знакозмінних напружень у плівці фрикційного перенесення і поверхневому шарі накопичуються внутрішня енергія ΔЕ і мікродефекти, зростає ентропія ΔS, після досягнення деякої допустимої величини відбувається руйнування і знос плівки. При цьому накопичення дефектів та руйнування відбувається раніше в областях мікровиступів, де ступінь деформації найбільший. Продукти зносу плівки виносяться із зони контакту, реалізуючи функцію обміну речовиною та енергією з навколишнім середовищем, а оголені ділянки знову вступають в адгезійну взаємодію з поверхнею полімерної деталі, і процес часткового руйнування та відновлення плівки фрикційного переносу (дисипативних структур) період.

Література

Технологічне забезпечення зносостійкості деталей трибомеханічних систем дискретними поверхнями: монографія / М. В. Кіндрачук, В. Є. Марчук, О. І. Духота, О. В. Радіоненко. – К.: НАУ, 2020. –224 с.

Ehlers H.-R. et al. Potential and limits of opportunities of the block brake. Glasers Annalen, 2002, no. 6/7, pp. 290-300.

Проектний та перевірний розрахунок фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавльов [та ін.] // Стандарт – Баку: Апостроф, 2016 - 312 с.

ВПЛИВ СИЛ ТЕРТЯ НА НАТЯГНЕННЯ КАНАТУ

Фідровська Наталія Миколаївна, докт. техн. наук, професор каф. БДМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: nfidrovskaya@ukr.net, ORCID: ORCID: 0000-0002-5248-273X
Мусаєв Заур Разилович, канд. техн. наук, асистент каф. БДМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: zaur.musaiev92@gmail.com, ORCID: 0000-0002-5533-0897
Караван Руслан Андрійович, викладач, Харківський державний
професійно-педагогічний фаховий коледж імені В.І. Вернадського,
e-mail: karavanaqw@gmail.com, ORCID:0000-0003-3162-6893.
Іваненко Олег Іванович, канд. техн. наук, доцент каф. БДМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: olehiv2@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3597-5102
Щукін Олександр Вікторович, канд. техн. наук, доцент каф. БДМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: alexhome88@gmail.com, ORCID: 0000-0001-6332-1811
Орел Олександр Володимирович, канд. техн. наук, доцент каф. БДМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: oav1980@gmail.com, ORCID: 0000-0003-0265-7527

При контакті каната і обичайки барабана між ними виникають сили тертя, які необхідно враховувати при розрахунку як каната, так і барабана.

При розрахунку підйомного канату вважають, що при його роботі на барабані і на шківах сили тертя відсутні. Між тим, таке допущення являється досить грубим, тому що наявність сил тертя досить сильно змінює всю картину навантаження не тільки канату, але і барабану..

Експерименти багатьох авторів, які проводилися для визначення жорсткості каната при згині, підтверджують наявність в зоні контакту каната і барабана сил тертя.

Положення витків каната на барабанах, які мають гвинтову нарізку, залежить від тиску каната на барабан. При навиванні каната за кожний оберт барабана він зміщується на величину одного кроку нарізки гвинтового профілю барабана. Внаслідок цього канат відхиляється від симетричного положення по центру канавки і займає певне положення. При цьому канат набігає на реборду канавки, зміщення в цьому випадку відбувається через перекочування каната і за рахунок його ковзання по поверхні канавки. Причиною цього є той факт, що радіус канавки барабана більше радіуса каната і тому канат при набіганні на барабан під дією бокового зусилля опускається по жолобу канавки. Це приводить до деформації згину і кручення каната, зносу дротинок, зміни початкових напружень звивання і напруженого стану каната.

Кінематична схема навивання каната, напрямок обертання барабана впливають на скручування каната і його знос. Це викликає зменшення робото здатності каната і всього механізму підйому в цілому, тому при проектуванні

барабанів треба враховувати схему навивки, конструктивні особливості каната і канавки барабана, жорсткісні характеристики каната [1].

Використовуючи закон Ейлера для нерозтягненої нитки можна визначити зміну натягу канату, який навивається на барабан формулою

$$T = T_0 \cdot e^{-\mu a}, \tag{1}$$

або

$$P = P_0 \cdot e^{-\mu a}, \tag{2}$$

де μ – коефіцієнт тертя; α – кут навивання; T_0 – натягнення кінця каната, який збігає з барабана.

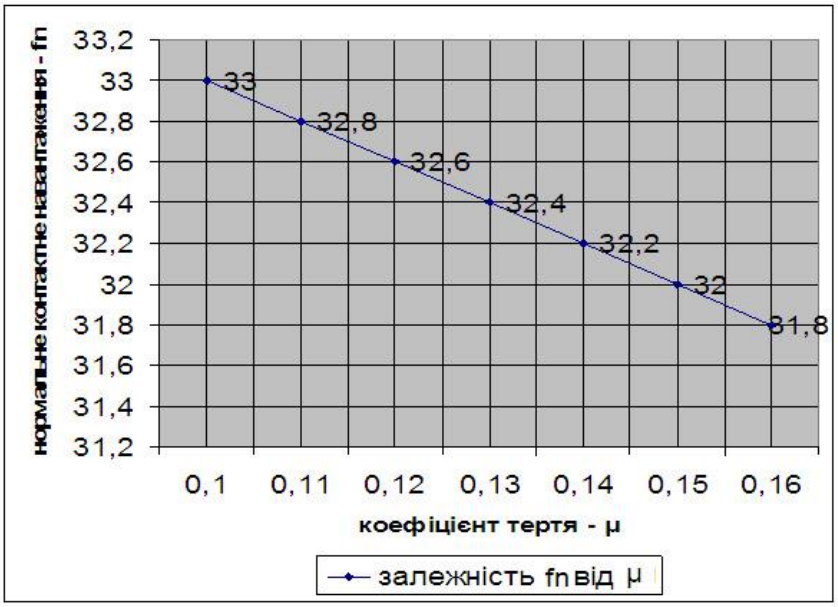


Рисунок 1 – Вплив коефіцієнта тертя на нормальне контактне навантаження

Крім того, на натягнення канату впливають і інші фактори, а саме, діаметр канату, діаметр барабану, модулі пружності канату і барабану. Дослідження, які були проведені І.Ф. Нікітіним показали, що довговічність канату залежить від його діаметру і діаметру барабану. Це можна пояснити тим, що напруження згину в канаті менші при меншому діаметрі канату і при більшому діаметрі барабану.

Для врахування пружних і геометричних властивостей каната і барабана введемо поправочний коефіцієнт к [2]

$$k = \frac{E_k \cdot d_k}{E_b \cdot \sqrt{R \cdot \delta}} \tag{3}$$

де d_k – діаметр каната, E_k, E_b – модулі пружності відповідно каната і барабана, R – радіус барабану, δ – товщина обичайки барабану.

Формула (1) тоді буде мати вигляд [1]

$$T = T_0 \cdot e^{-k\mu a} \tag{4}$$

Коефіцієнт тертя μ, як показують експерименти, проведені різними дослідниками, залежить від співвідношення діаметрів каната і барабана, типу каната, тиску Р, швидкості навивання та інших факторів.

Література

1. Фідровська Н.М. Циліндрична оболонка при вісі несиметричному тиску. Науковий вісник будівництва. Харків. ХДТУБА, ХОТВ АБУ, 2008.- Вип.47.-с.151-155.

2. Фідровська Н.М. Канатні барабани / Н.Н.Фідровська .- Монографія. - Харків, «НІМІ». -2012.-195с.

СТРУКТУРА АДАПТАЦІЙНИХ ЗАХОДІВ ЩОДО ПРИСТОСУВАННЯ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ ДО УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Шевченко Валерій Олександрович, канд. техн. наук, доцент каф. БДМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: valeru03102016@gmail/com, ORCID: 0000-0001-8707-1837

Землерийно-транспортні машини (ЗТМ) один з головних машин будівництва лінійних (автодороги) та зосереджених (притрасові будівлі, мости, естакади та ін.) об’єктів. До складу ЗТМ відносять розпушувачі, бульдозери, скрепери, автогрейдери, грейдер-елеватори. Деякі автори пропонують додати до ЗТМ одноковшеві фронтальні навантажувачі. Всі перелічені машини поєднують наступні конструктивні особливості:

- рушійні зусилля формуються завдяки енергетичному потоку у ланцюзі «двигун – трансмісія – ходове обладнання» та прикладаються у зоні контакту рушіїв і опорної поверхні;

- сили робочого опору діють на робочий орган і через металеву конструкцією робочого обладнання та силові елементи приводу управління чинять вплив на несучу металеву конструкцію базової машини і далі, через неї, впливають на ходове обладнання.

Головною метою проектування та експлуатація ЗТМ є забезпечення як найкращих показників ефективності відповідних машин. Аналіз системи проектування та експлуатації ЗТМ показав, що між цими двома сферами існує конфлікт. З одного боку, алгоритм проектування базується на наступних принципах [1]:

1. У розрахунках використовується типовий ґрунт (розроблюване середовище) з усередненими характеристиками.

2. Розрахунки виконуються для одного основного типу робочого обладнання.

3. Проектування виконується на підставі методу розрахункових положень.

4. Розрахунки виконуються для типової робочої операції.

5. Розглядається тільки один спосіб виконання робочої операції

6. Якісний аналіз динамічної системи не виконується.

З іншого боку, під час експлуатації ЗТМ домінуючими є наступні експлуатаційні характеристики:

1. Змінні параметри оброблюваного середовища.

2. Змінні характеристики опорної поверхні.

3. Змінні типи виконуваних технологічних операцій.

4. Змінні способи виконання технологічної операції.

Наявність цього конфлікту призводить до наступного: відбувається зміна режиму навантаження ЗТМ $P(t) \to \mathrm{var}$; змінюються напрями векторів діючих рушійних зусиль та сил опору $\vec{P}_i \to \mathrm{var}$; змінюються максимальні та мінімальні рівні діючих навантажень $\max P_i(t) \to \mathrm{var}$, $\min P_i(t) \to \mathrm{var}$; нарешті, можуть змінюватись координати головних векторів робочих зусиль $x_{Pi}, y_{Pi}, z_{Pi} \to \mathrm{var}$. Така зміна характеру навантаження може привести до погіршення показників ефективності ЗТМ, зокрема продуктивності, показників надійності машини, енергоємності та показників якості виконуваної технологічної операції та ін.

Для вирішення означеної проблеми можна запропонувати проектувати та виготовляти ЗТМ, які мають змогу адаптуватися до змінних умов експлуатації.

Огляд науково-технічної інформації доводить, що існують окремі дослідження, присвячені проблемам адаптації ЗТМ. Однак, слід відсутність узагальненої методики щодо пристосування машин до змінних умов експлуатації.

Метою аналітичних досліджень є розробка загальної структури адаптаційних заходів, які дозволяють пристосувати ЗТМ до умов експлуатації.

На підставі огляду сучасних методів адаптації технічних об’єктів дуже умовно можна виділити два основних підходи:

- якщо адаптація об’єкта або технічної системи виконується на підставі одного або декількох контролюємих параметрів, пропонується використовувати пошукову схему, яка передбачає послідовне приближення об’єкту до оптимального динамічного стану;

- якщо технічний об’єкт являє собою складну комбінацію окремих систем, механізмів та елементів, автори пропонують використовувати адаптаційну модель, яка базується на порівнянні еталонної моделі (математичної моделі) функціонування технічного об’єкту з його поточною моделлю функціонування, параметри якої визначаються дією оточуючого середовища.

Оскільки ЗТМ є складною технічною системою, було запропоновано використовувати другий підхід, коли на першому етапі необхідно розробити еталонну математичну модель фукціонування ЗТМ під час виконання технологічної операції у вигляді системи диференційних рівнянь $\dot{x} = f(x,u,t)$, де x, u, f – вектори з компонентами x_i, u_i, f_i відповідно; $x(t)$ – фазовий вектор (вектор динамічних станів) у момент часу t; $u(t)$ – вектор керування. Останні два вектори є елементами відповідних множин G_x та G_u. На другому етапі, після порівняння еталонної моделі та поточної моделі функціонування технічного об’єкту, варіювати параметри самої технічної системи.

Системний аналіз особливостей функціонування типових ЗТМ під час виконання різноманітних технологічних операцій дозволив розробити структурну багатокрокову схему процесу адаптації ЗТМ (рис. 1). Процес адаптації передбачає виконання наступних кроків:

- обґрунтування та розробку критеріїв адаптації $I_m(x, u)$;
- проведення технологічної адаптації, яка полягає в тому, що на машині встановлюється необхідне робоче обладнання з попередньо розрахованими геометричними розмірами. В якості цього може бути використане змінне робоче обладнання, універсальне робоче обладнання або розміщення на машині декількох робочих органів:
- адаптацію робочого устаткування та систем і механізмів базової машини до діючих навантажень.

Рисунок 1 – Структурна схема процесу адаптації ЗТМ

Більш детальний аналіз останнього етапу дозволив визначити вимоги до аналітичних моделей пропонуємої множини адаптаційних заходів. Аналіз експериментальних даних дозволяє стверджувати, що на обрання заходів щодо адаптації ЗТМ до умов експлуатації найбільше впливають чотири чинники [1]:

- вид виконуваної технологічної операції;
- спосіб виконання технологічної операції;
- параметри розроблюваного середовища;
- параметри опірної поверхні.

Що стосується виду виконуваної технологічної операції, адаптація до цього чинника полягає у виконанні відповідних оптимізаційних розрахунків, проектуванні, виготовленні та подальшому використанні відповідного робочого обладнання (другий крок структурної схеми). Інші три чинника можуть бути як попередньо відомі так і невідомі. В залежності від цього змінюється вигляд узагальнених аналітичних залежностей, які дозволяють обрати заходи адаптації. Завдяки проведеному аналізу було визначено три основних варіанти.

Перший варіант відповідає ситуації, коли значення усіх чотирьох чинників відомі до початку виконання технологічної операції. В цьому випадку треба оптимізувати загальний критерій $I(x)$, який є вектор-функцією декількох функцій мети або критеріїв адаптації (1). Критерії адаптації у своїй більшості є інтегральними функціями, залежать від фазових координат технічної системи.

$$\begin{cases} I(x) = \left[I_1(x), I_2(x), \ldots, I_n(x) \right] \to opt, \\ \dot{x} = f(x,t), \\ x(t) \in G_x. \end{cases} \quad (1)$$

Такий варіант адаптації передбачає проведення налаштування машини за допомогою штатних засобів регулювання, які вже встановлені на ЗТМ, перед виконанням технологічної операції. Для вирішення цієї проблеми достатньо використати методи теорії багатокритеріальної оптимізації.

Другий варіант передбачає оптимізацію загального критерій за рахунок визначення функцій управління як самою ЗТМ, так і окремими її елементами. Для цього в аналітичні залежності введена вектор-функція керування $u(t)$ (2).

$$\begin{cases} I(x,u) = \left[I_1(x,u), I_2(x,u), \ldots, I_n(x,u) \right] \to opt, \\ \dot{x} = f(x,u,t), \\ x(t) \in G_x, u(t) \in G_u. \end{cases} \quad (2)$$

Передбачається, що завдяки цьому варіанту адаптації протягом всього часу виконання технологічної операції відбуваються керовані зміни параметрів самої машини та її робочого обладнання. Вирішити питання адаптації в цьому варіанті можливо за рахунок використання методів варіаційного зчислення та теорії оптимального керування.

Третій варіант передбачає, що параметри розроблюваного середовища та опірної поверхні мають випадковий характер та характеризуються випадковою вектор функцією ε (3). Згідно початковим умовам, оптимізувати загальний критерій можна за рахунок визначення функцій управління при наявності випадкових явищ. Ця проблема може бути вирішена методами класичної теорії адаптації

$$\begin{cases} I(x,u) = \left[I_1(x,u), I_2(x,u), \ldots, I_n(x,u) \right] \to opt, \\ \dot{x} = f(x,u,\varepsilon,t), \\ x(t) \in G_x, u(t) \in G_u. \end{cases} \quad (3)$$

Підводячи підсумки можна стверджувати, що пропонована методика адаптації ЗТМ до умов експлуатації є багатокроковою і в залежності від умов оптимізації загального критерію повинна використовувати відмінні аналітичні залежності.

Література

1. Valery Shevchenko. Adaptation of earth-moving machines to external loading conditions / Valery Shevchenko // The eighth international triennial conference. HEAVY MACHINERY HM 2014. PROCEEDINGS. - Kraljevo – Serbia: Faculty of mechanical and civil engineering Kraljevo university of Kragujevac. – 2014. – P. 17 2. https://www.researchgate.net/ publication/ 342088164_ Adaptation_of_earth-moving_machines_to_external_loading_conditions

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВОДИ ТА ВОДЯНОЇ ПАРИ НА ГРАНИЧНОЇ ЛІНІЇ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДУ

Шубенко Олександр Леонідович, д.т.н., чл.-кор. НАН України, головний наук. співр., Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України,
e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua, ORCID: 0000-0001-9014-1357
Голощапов Володимир Миколайович, канд. техн. наук., ст. наук. співр., Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України,
e-mail: goloshchapov36@gmail.com, ORCID: 0000-0002-2075-5326
Котульська Ольга Валеріївна, пров. інженер, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України;
e-mail: kot2017ov@gmail.com; ORCID: 0000-0002-5902-9313

Управління режимами роботи турбін великої потужності, які мають досить багато теплообмінних пристроїв з переходом робочого тіла з одного агрегатного стану в інший і виділенням великої кількості теплоти, потребує засобу швидкого визначення характеристик режиму роботи при зміні навантаження енергоблоку в процесі експлуатації. Найбільш повно характеристики робочого середовища «вода-водяна пара» представлені в таблицях термодинамічних властивостей [1]. Однак під час експлуатації теплотехнічного устаткування доцільно мати аналітичні залежності параметрів фазового переходу робочого середовища при роботі на різних режимах. Для вирішення цього завдання відомі випадки створення спрощених рівнянь для властивостей насиченої пари, точність яких невелика [2], або складних програмних комплексів для розрахунків проточних частин парових турбін [3].

Мета цього дослідження – отримати аналітичні залежності, що описують взаємозв’язок параметрів робочого середовища при фазових переходах з урахуванням необхідної для практичних цілей точності.

При побудові таблиць термодинамічних властивостей води і водяної пари [1] використовується рівняння, що описує тиск на лінії насичення як функцію наведеної температури у вигляді експоненційної залежності, що включає суму одинадцяти членів. Такий підхід є незручним для оперативного визначення зв’язку параметрів фазового переходу в умовах експлуатації теплоенергетичного обладнання.

Однією із напівзабутою, але досить простою формулою, в якій показано взаємозв'язок тиску та температури на лінії насичення, є формула Антуана [4]. Для води та водяної пари ця формула представлена в експоненційній формі і крім тиску P_s і температури t_s включає постійні члени, які підібрані для інтервалу температур у всьому діапазоні від нульового значення до температури в критичній точці

$$P_s = 101{,}325 \cdot \exp\left(11{,}683 - \frac{3816{,}4}{227{,}02 + t_s}\right).$$

Вона є прямою залежністю за допомогою якої визначається тиск на лінії фазового переходу по заданій температурі t_s.

Обернена формула Антуана має вигляд

$$t_s = \frac{8316{,}4}{16{,}304 - lnP_s} - 227{,}02.$$

Табличні значення параметрів [1] та визначені за запропонованою Антуаном формулою розрізняються незначно. Відповідно до розрахунків вони не перевищують -1,27 % у точці максимального відхилення порівнянних температур. Але не завжди така точність задовольняє користувача, тому авторами пропонується ввести поправки до визначення температури t_s з урахуванням темпу зміни граничних ліній фазових переходів на різних інтервалах температур в області вакууму та надлишкового тиску.

Як критерій розбіжності табличних [1] та визначених за формулою (2) температур t_s на лініях фазового переходу в області вакууму розглянуто різницю (табл. 1, стовпчик 4)

$$\Delta t_s = t_s^{\text{табл}} - t_s^{(2)},$$

яка показала при підвищенні абсолютного тику закономірне збільшення нев'язки Δt_s, і може бути представлена апроксимаційною залежністю

$$\Delta t_s = 0{,}2158 \cdot (P_s - 1)^{0{,}15}, \qquad (3)$$

де P_s приймається в кПа; Δt_s – в °С.

Значення температур, що відповідають граничним лініям фазового переходу в області вакууму з урахуванням поправки (3) (табл. 1, стовпчик 5), обчислюються за залежністю

$$t_s^{(4)} = t_s^{(2)} + \Delta t_s\,. \qquad (4)$$

Вони відрізняються від табличних значень $t_s^{\text{табл}}$ на величину $\delta t_s = t_s^{\text{табл}} - t_s^{(4)}$, яка не перевищує 0,06 °С при P_s = 5 кПа (відхилення δt_s = -0,076 °С закладено у структуру ступеневої залежності (3) для визначення температурної поправки Δt_s).

Таблиця 1 – Зіставлення значень температур фазового переходу при вакуумі

P_s, кПа	$t_s^{\text{табл}}$, °С	$t_s^{(2)}$, °С	Δt_s, °С	$t_s^{(4)}$, °С	δt_s, °С
1	6,982	7,058	-0,076	7,058	-0,076
5	32,90	32,695	0,205	32,96	-0,06
10	45,83	45,552	0,278	45,85	-0,02
20	60,09	59,749	0,341	60.08	0,01
30	69,12	68,761	0,359	69,12	0,00
40	75,89	75,506	0,384	75,88	0,00
50	81,35	80,953	0,396	81,35	0,00
60	85,95	85,552	0,398	85,96	-0,01
70	89,96	89,549	0,411	89,96	0,00
80	93,51	93,095	0,415	93,51	0,00
90	96,71	96,289	0,421	96,71	0,00
100	99,63	99,201	0,430	99,63	0,00

Значення t_s на лініях фазового переходу в області надлишкового тиску, отримані за формулою Антуана (2) з поправками в діапазоні зміни тиску від 0,1 МПа до тиску в критичної точці 22,115 МПа, в якій сходяться граничні лінії фазового переходу, розраховані за методикою, аналогічною наведеній вище (табл. 2).

Таблиця 2 – Значення температур та їх поправок на границі фазового переходу

P_s, МПа	$t_s^{\text{табл}}$, °С	$t_s^{(2)}$, °С	Δt_s, °С	$t_s^{(5)}$, °С	δt_s, °С
0,1	99,63	99,20	0,43	99,63	0,00
0,5	151,85	151,24	0,61	151,89	-0,04
1,0	179,88	179,14	0,74	179,88	0,00
2,0	212,37	211,49	0,88	212,33	0,04
3,0	233,84	232,92	0,92	233,84	0,00
4,0	250,33	249,44	0,90	250,33	0,00
6,0	275,56	274,84	0,72	275,56	-0,00
8,0	294,98	294,57	0,41	295,60	-0,02
10,0	310,96	310,98	-0,02	310,99	-0,03
12,0	234,67	235,17	-0,50	324,67	0,00
14,0	336,63	337,77	-1,04	336,64	-0,01
16,0	347,32	349,16	-1,84	347,31	0,01
18,0	356,96	359,59	-2,63	356,93	0,03
20,0	365,71	369,24	-3,53	365,67	0,04
22,0	373,67	378,25	-4,58	373,68	0,00
22,115	374,12	378,91	-4,79	374,98	-0,16

Як випливає із зіставлення значень температур, отриманих за формулою (2) і табличних значень $t_s^{\text{табл}}$ [1], їхня різниця Δt_s в діапазоні зміни тиску від 0,1 МПа до 3,0 МПа не перевищує 0,92 °С. При подальшому підвищенні тиску неузгодження значень табличних величин $t_s^{\text{табл}}$ і визначених за формулою (2) зменшується, переходячи через нульове значення при P_s ~ 10,0 МПа, і стає негативним, досягаючи Δt_s = -4,79 ° С при $P_{\text{кр}}$ = 22,115 МПа. Така зміна різниці

температур Δt_s передбачає апроксимацію її значень у двох діапазонах зміни тиску: 0,1 МПа ≤ P_s ≤ 3,0 МПа та 3,0 МПа ≤ P_s ≤ 22,115 МПа у вигляді ступеневих залежностей.

Для діапазону 0,1 МПа ≤ P_s ≤ 3,0 МПа

$$\Delta t_s = 0{,}43 + 0{,}320 \cdot (P_s - 1)^{0{,}4}, \quad (5)$$

для діапазону 3,0 МПа ≤ P_s ≤ $P_{кр}$

$$\Delta t_s = 0{,}92 - 0{,}027 \cdot (P_s - 3)^{1{,}805}, \quad (6)$$

де P_s приймається в МПа; Δt_s – в °С.

Отримані залежності (5) і (6) для визначення поправок у формулі (4) дозволяють виконати оцінку точності граничних значень температури t_s у всьому діапазоні зміни P_s. Так, в діапазоні 0,1-3,0 МПа обернена формула Антуана (2) з урахуванням поправки Δt_s за формулою (5) забезпечує точність отриманих значень з відхиленням, що не перевищує ±0,04 °С; а у діапазоні зміни тиску 3,0-22,0 МПа (з поправкою за формулою (6)) – від -0,03 °С до 0,04 °С і тільки при $P_{кр}$ = 22,115 МПа відхилення складає -0,16 °С.

Таким чином для визначення взаємозв'язку параметрів води та водяної пари на граничних лініях фазових переходів прийнято рівняння Антуана з урахуванням отриманих поправок (3), (5) та (6), що забезпечує для практичних потреб теплоенергетики необхідну та достатню точність тиску P_s за вимірюваною температурою та навпаки – температуру фазового переходу за виміряним тиском.

Висновки

1. Для визначення параметрів робочого середовища в системі «вода-пара» доцільно використовувати пряму або обернену формулу Антуана, що представляють взаємозв'язок тиску P_s і температури t_s на граничній лінії фазового переходу з урахуванням поправок Δt_s, що забезпечують відхилення температури від табличних значень термодинамічних властивостей менше ніж ±0,04 °С.

2. Запропоновано апроксимуючі рівняння температурних поправок при зміні тиску в трьох діапазонах: при вакуумі (1≤ P_s ≤ 100 кПа), зміні надлишкового тиску від 0,1 МПа до 3,0 МПа та від 3,0 МПа до $P_{кр}$ у критичній точці.

Література

1. Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997. *The International Association for the Properties of Water and Steam.* URL: http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.pdf (дата звернення: 20.10.2017).

2. Affandi, M., Mamata, N., Mohd Kanafiaha, S., Khalid, N. (2013). Science Simplified Equations for Saturated Steam Properties for Simulation Purpose. *Procedia Engineering*. No 53. P.722-726. DOI:10.1016/j.proeng.2013.02.095

3. Русанов, А., Лампарт, П., Пащенко, Н. (2012) Моделювання 3D течій в проточній частині парової турбіни з використанням системи рівнянь термодинамічних властивостей води та водяної пари IAPWS-95. *Авіаційно-космічна техніка та технологія*. № 7 (94). P. 107-113. ISSN 1727-7337

4. Reid, R., Prausnitz J., Poling B. (1987) *The properties of gases and liquids*. 753 p. ISBN 0070517991.

ECONOMIC ASPECTS OF NEW METHODS OF ROPE DRUM CALCULATIONS

Fidrovska N.M., Dr. Sc. (Tech.), Prof**.,**
Kharkiv National Automobile and Road University,
e-mail: nfidrovska@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5248-273X
Ragulin V.M., PhD, Assoc. Prof. Department of Construction and Road-Building Machinery, Kharkiv National Automobile and Highway University,
e-mail: ragulinrvn@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2083-4937
Khursenko S.A., PhD Student,
Kharkiv National Automobile and Highway University,
e-mail: andrey.lushchenko.96@gmail.com, ORCID: 0000-0002-4965-0149
Lushchenko A.O., PhD Student,
Kharkiv National Automobile and Highway University,
e-mail: andrey.lushchenko.96@gmail.com, ORCID: 0000-0002-0535-5826
Suminov A.V., PhD Student,
Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: andrey.suminov@gmail.com, ORCID: 0000-0002-4268-2906
Sadlovsmka T.V. Teacher,Separate Unit «Automobile Trznsport Professional College of Kryvyi Rih National University»,
e-mail: tsadlovskaa828@gmail.com ORCID: 0009-0008-4603-1378.

When designing machine parts, very often overestimated safety margins are used in calculations, which leads to an unjustified increase in the metal consumption of the machine. When winding a rope on a drum, compressive, bending and torsional stresses arise in its wall. The main ones are compressive stresses, which are determined according to the theory of the stress state of the ring, which is loaded with pressure uniformly distributed over its outer surface.

The compressive stress is determined by the formula [1]

$$\sigma_{ct} = \frac{S_{\max}}{\delta t} \le \left[\sigma_{ct}\right] \tag{1}$$

Where: $\left[\sigma_{ct}\right]$ – is the permissible stress, which depends on the operating mode group and the material of the drum.

The bending stress in the drum wall is determined by the formula

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{M_u D}{0{,}1\left(D^4 - D_1^4\right)} \tag{2}$$

Where: M_u – is the bending moment; S_{mas} – maximum rope tension; W_u – bending moment of the cross-section of the drum;

Stress from torque

$$\tau_{kp} = \frac{M_k}{W_{kp}} = \frac{M_{kp} D}{0,2\left(D^4 - D_1^4\right)} \tag{3}$$

Where: M_k – is the torque; W_{kp} – moment of torsional resistance of the cross-section of the drum.

The total stresses for steel drums are usually determined by the following formula

$$\sigma_{cym} = \sqrt{\left(\sigma_{ct} + \sigma_u\right)^2 + 3\tau_{kp}^2} \tag{4}$$

The given method of calculating the crane drum is given in engineering calculations.

But it should be borne in mind that it is approximate, because the body of the drum is taken as a pipe of infinite length. In addition, it does not take into account the local stresses in the joint of the joint with the end wall and near the installed stiffeners. A more accurate calculation, if necessary, should be carried out by considering the drum as a cylindrical shell, which obeys both compressive stresses and bending stresses near the end walls and stiffeners, if any.

In addition, it should be taken into account that the wall of the drum, which is loaded with radial pressure from the turns of the rope, may lose stability.

When calculating the stability, the margin of stability of the cylindrical wall is taken from the condition

$$n = \frac{\sigma_{kp}}{\varphi \sigma_{ct}} \geq [n] \tag{5}$$

Where: $[n]$ – the recommended safety margin; $[n]$=1.7 for steel drums, $[n]$=2.0 for cast iron drums, σ_{kp} – critical stress in the cylindrical wall.

$$\sigma_{kp} = 0,92 E_b \frac{\delta}{l} \sqrt{\frac{2\delta}{D}} \tag{6}$$

Where E_b is the modulus of elasticity of the drum wall material, φ – the coefficient that takes into account the influence of the deformation of the wall of the drum and the rope.

$$\varphi = \left(1 + \frac{E_k F_k}{E_b \delta t}\right)^{-\frac{1}{2}}$$

Where: E_k – is the modulus of elasticity of the rope; F - the cross-sectional area of all wires of the rope.

The critical stresses s σ_{kp} should not be more $0,8\sigma_t$ for steel drums and more $0,6\sigma_b$ for cast iron drums. Using refined methods of calculations, it is possible to significantly reduce the size of the drum.

The critical load of the drum can be determined by the formula [2]

$$p_{kp} = \frac{D\left(n^2-1\right)}{R^3}\left[1+\frac{\theta^4 R^6 E\delta}{DL^4 n^4\left(n^2-1\right)^2}\right] \tag{7}$$

Where: D is the cylindrical stiffness of the shell $D=\frac{E_b\delta^3}{12(1-\nu^2)}$, n – is the number of half-waves; θ – a coefficient that takes into account the stiffness of the connection of the frontal part with the front part

$$\theta = \pi\sqrt{\frac{\varphi_0^2+0,9\varphi_0+1,5}{\varphi_0^2+0,9\varphi_0+0,21}} \tag{8}$$

Where: $\varphi_0 = 2,6C\sqrt{\frac{R}{\delta}}\left(\frac{\delta}{\delta_l}\right)^3$;

$$C=\frac{1-\frac{r^2}{R^2}}{1+\nu+(1-\nu)\frac{r^2}{R^2}};$$

r – the hub radius; ν – Poisson's ratio; δ_l – the thickness of the forehead.

Calculations of rope drums show that with geometric parameters that correspond to real drums, the loss of stability of the rope takes place at n = 2...4, and n = 3 corresponds to the main mass of the structures.

At the same time, we will get the formula

$$p_{kp} = 0,15E\left[4,89\left(\frac{\delta}{R}\right)^3+\frac{\delta}{R}\left(\frac{R}{L}\right)^4\right] \tag{9}$$

$$\text{Or } \sigma_{kp} = p_{kp}\frac{R}{\delta} = 0,15E\left[4,89\left(\frac{\delta}{R}\right)^2+\left(\frac{R}{L}\right)^4\right] \tag{10}$$

References

Григоров О.В. Вантажопідйомні машини /О.В. Григоров, Н.О.Петренко – Харків. НТУ «ХПІ», 2006. – 304с.

Фідровська Н.М. Канатні барабани / Н.Н. Фідровська .- Монографія.- Харків, «НІМІ». -2012.-195с.

Секція 6. ЕЛЕКТРИЧНІ, ГІБРИДНІ, АЛЬТЕРНАТИВНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ, СИСТЕМИ ГЕНЕРАЦІЇ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ ТА АЛЬТЕРНАТИВНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТВЕРДОТІЛЬНИХ АКУМУЛЯТОРІВ

Багач Руслан Володимирович, асистент кафедри автомобільної електроніки,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: bagach.ruslan@gmail.com, ORCID: 0000-0003-0157-5933

Літій – іонний акумулятор був спроектований ще 1980 року. Конструкція передбачає наявність чотирьох елементів, таких як позитивно та негативно заряджених електродів, сепаратора та рідкого електроліту [1, 2].

Все ж літій-іонні батареї поступово йдуть на задній план, тому що на їх заміну прийшли акумуляторні твердотільні батареї. Створення твердотільного акумулятора стало проривом у галузі акумуляторів для електромобілів.

В технології твердотільних літієвих акумуляторів використовується з'єднання скла з літію і натрію як провідний матеріал. Структура літій-іонного та твердотільного акумулятора представлена на рис. 1. [3, 4].

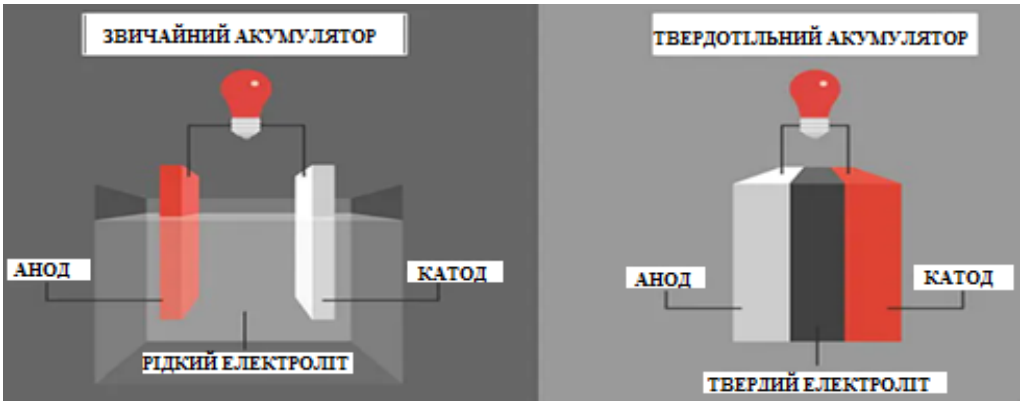


Рисунок 1 – Структура літій-іонного акумулятора, структура твердотільного акумулятора.

Перелік основних шарів літій-іонної батареї та батареї з твердотілим електролітом представлено на рис. 2.

Чи зможуть твердотільні батареї замінити літій-іонні, мабуть, та принайм-ні саме в цьому напрямку все йде. Насправді багато автовиробників вже інвес-тують у цю технологію фінанси, включаючи Volkswagen, Toyota, Ford і BMW. Однак на практиці осередки твердотільних батарей виробляються в поодиноких примірниках у лабораторіях, і довести їх до масового виробництва – дороге і поки що недостатньо опрацьоване завдання. Важко розробити твердий ефектро-літ, який був одночасно стабільним, хімічно інертним і хорошим провідником

іонів між електродами. Крім того, електроліти занадто дорогі у виробництві і схильні до розтріскування при використанні через їхню крихкість при розширенні та стисканні [5, 6].

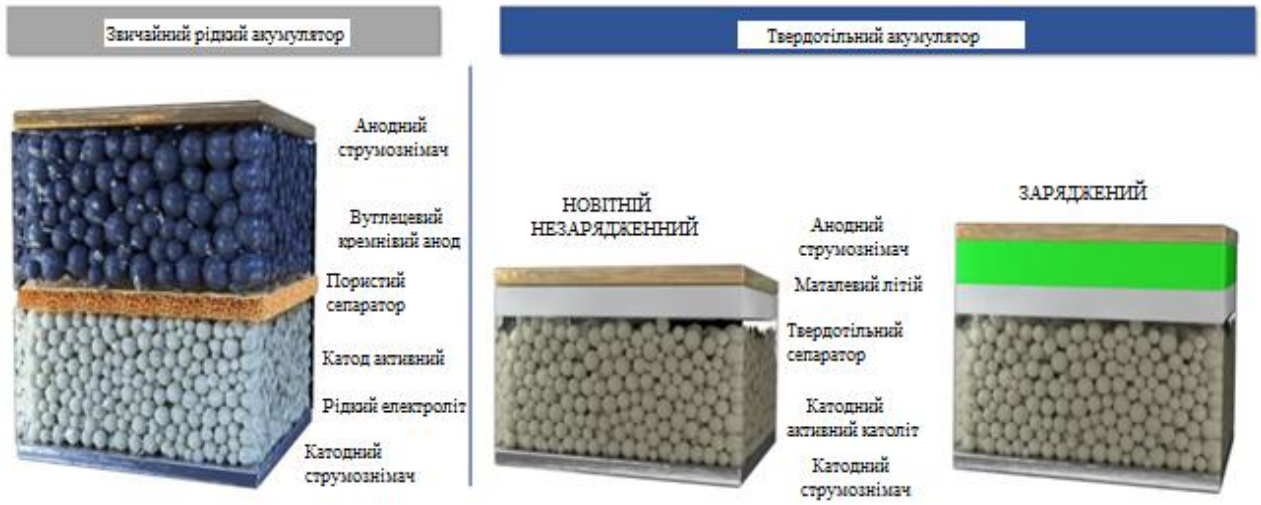


Рисунок 2 – Основні шари літій-іонної батареї та батареї з твердотілим електролітом.

В останні роки було проведено багато досліджень, які стали на меті вирішення цієї проблеми. Дослідники розробили так звані змішані іонно-електронні провідники (MIEC), а також електронні та літій-іонні ізолятори (ELI). Це тривимірна стільникова архітектура з нанорозмірними трубками MIEC. Трубки заповнені літієм, який утворює анод. Ключова частина цього відкриття полягає в тому, що стільникова структура дає простір літію розширюватися і стискатися під час заряджання та розряджання. Таке "дихання" акумулятора дозволяє уникати тріщин. Покриття трубок ELI діє як бар'єр, що захищає їх від електроліту. Ось така структура твердотільної батареї позбавляє нас необхідності додавати будь-яку рідину або гель, а отже дозволяє уникати дендритів.

Компанія під назвою Ion Storage Systems розробила надтонкий керамічний електроліт завтовшки близько 10 мікрометрів, приблизно такої ж товщини, як сучасні пластикові роздільники, які використовують рідкі електроліти. Кожна сторона керамічного електроліту покрита супертонким шаром оксиду алюмінію, який допомагає зменшити опір. Прототип батареї має енергоємність близько 300 Вт·год/кг і здатний заряджатися за 5-10 хвилин цей тип аккумуляторапредставлено на рис. 3. Для порівняння: сучасні акумулятори NCA досягають енергоємності близько 250 Вт·год/кг.

Твердотілі батареї мають великі перспективи. Проблема в тому, що виробництво таких батарей складно та дорого в порівнянні з літій-іонними акумуляторами, причому однією з основних проблем є дефекти плівок ефектроліту, які є ключовими для батарей. Крихітні бульбашки, що утворюються в плівці, перешкоджають переміщенню іонів між електродами, уповільнюючи заряджання [7, 8].

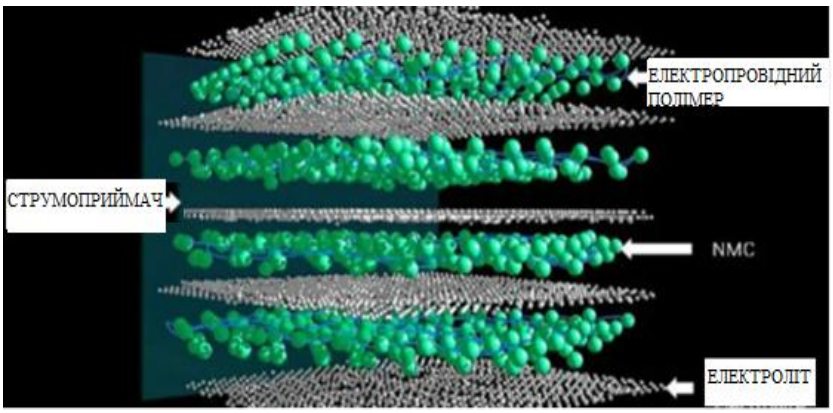


Рисунок 3 – Прототип батареї з надтонким керамічним електролітом

Щоб подолати цю проблему, команда Oak Ridge додала етап нагрівання, а потім охолодження електроліту під тиском. В результаті була отримана плівка без бульбашок і з більш високим вмістом азоту на поверхні, яка також була майже в 1000 разів провіднішою, показала поліпшення щільності критичного струму майже на 50% і кращу літіофільність, що є ключовим фактором у твердотільних батареях приклад представлений на рис.4.

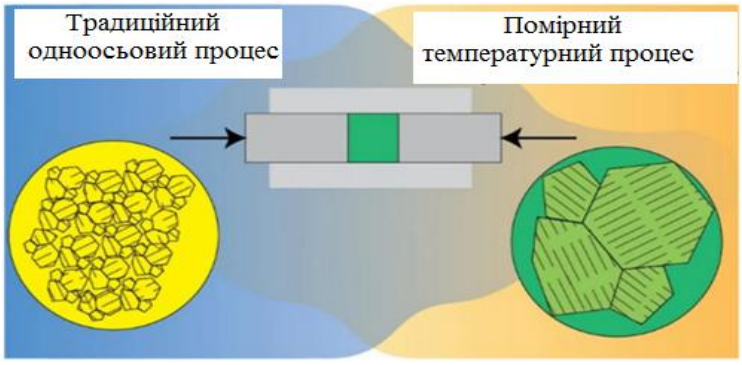


Рисунок 4 – Нагрів та охолодження електроліту під тиском покращили якості твердотільних акумуляторів

Такий процес не тільки підвищує продуктивність, а й відкриває можливості для більш надійної обробки твердих електролітів у промислових масштабах, оскільки інженери матимуть більший контроль над процесом.

Висновки

Принцип роботи твердотільної батареї такий, як і у літій-іонної батареї, проте твердотільні батареї можливо по праву вважати батареєю нового покоління, яка замінює рідкий електроліт на твердий. Вона має міцну стійкість, тому не загориться і не вибухне навіть у разі проколу.

Твердотільні батареї мають великий потенціал, але перед їх широким прийняттям доведеться подолати кілька проблем. Одна з проблем полягає у забезпеченні хорошої продуктивності твердого електроліту при дедалі нижчих температурах. Крім того, твердотільні батареї повинні продемонструвати

тривалий цикл роботи та підтримувати високу провідність за субнульових температур. Дослідники працюють над розробкою твердотільних батарей без дорогого літію, що стало можливим завдяки проривам у магнієвій провідності. Це може прокласти шлях до більш доступної та стійкої технології твердотільних батарей у майбутньому.

Твердотільні батареї пропонують безліч переваг у порівнянні з традиційними літій-іонними батареями, включаючи більш високу енергетичну щільність, підвищену безпеку і, можливо, нижчий екологічний слід. Хоча вони можуть вимагати більше літію в порівнянні з поточною технологією літій-іонних акумуляторів, загальні переваги твердотільних батарей роблять їх перспективним варіантом для майбутнього енергопостачання та електромобільності. У міру продовження досліджень, ймовірно, використання літію в твердотільних батареях буде оптимізовано, що додатково підвищить їх потенціал як сталого та ефективного рішення для зберігання енергії.

Література

1. Гнатов А. В. Електромобілі – майбутнє, яке вже настало / А. В. Гнатов, Щ. В. Аргун, О. А. Ульянець // Автомобиль и электроника. Современные технологии: электронное научное специализированное издание. – Х.: ХНАДУ, 2017. – № 11. – С. 24-28. – ISSN 2226-9266– Режим доступа: http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P_SIS/AE17_1/1.4.pdf

2. Багач Р.В. Перспективи подальшого вдосконалення акумуляторних батарей для електромобілів. Міжнародна науково-практична конференція присвячена 90-річчю Харківського автомобільно-дорожнього університету та 90-річчю автомобільного факультету " Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців" 27-29 жовтня 2021 р. – Харків: ХНАДУ, 2021. – 415 с. – С. 346-349.

3.Демчук, Д. Л. "Композитний електроліт для твердотільного літієвого акумулятора." *Наукові розробки молоді на сучасному етапі*. Київський національний університет технологій та дизайну, 2019.

4.Лісовський, І. В., et al. "РОЗРОБЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ КОМПОЗИТНОГО ЕЛЕКТРОЛІТУ НА ОСНОВІ СИСТЕМИ LATP/LIPF."

5.Shukla, A. K., and T. Prem Kumar. "Materials for next-generation lithium batteries." *Current science* 94.3 (2008): 314-331.

6. Заворотній, Владислав Дмитрович. *Електромеханічна система ефектромобіля*. BS thesis. КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023.

7. Belous, A., et al. "All solid-state battery based on ceramic oxide electrolytes with perovskite and NASICON structure." *Journal of Solid State Electrochemistry* 22 (2018): 2315-2320.

8.Mas, Hanna, et al. "SYNTHESIS AND INVESTIGATION OF ELECTROCHEMICAL CHARACTERISTICS OF OXIDE Li-CONDUCTIVE MATERIALS WITH SPINEL AND PEROSKITE STRUCTURES." *Ukrainian Chemistry Journal* 89.1 (2023): 3-17.

РОБОТА СИЛОВОЇ КОМБІНОВАНОЇ УСТАНОВКИ З ПНЕВМАТИЧНИМ ДВИГУНОМ

Воронков Олександр Іванович, докт. техн. наук, професор каф. ДВЗ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: dralexadi@gmail.com, ORCID: 0000-0002-8389-2459
Гончаров Сергій Володимирович, аспірант,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: sergeygoncharov1511@gmail.com
Гуров Дмитро Анатолійович, студент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: gurovd777@gmail.com

В автомобільних транспортних засобах широко використовується двигун внутрішнього згоряння, і протягом останніх кількох років кількість автомобільних транспортних засобів на ринку збільшується з кожним днем, що також збільшує попит на викопне паливо. Використання цього викопного палива в автомобілях також збільшує проблему забруднення довкілля. Основними забруднювачами, що виробляються ДВЗ, є вуглеводень (HC) та окис вуглецю (CO), оксид азоту (NOx) та свинцю. За останні десять років кількість автомобілів збільшилася, а також збільшилося забруднення навколишнього середовища, що створює серйозні проблеми в атмосфері, такі як глобальне потепління, парниковий ефект і т. д., а також викопне паливо не є відновлюваним джерелом. Для подолання цієї енергетичної кризи багато дослідників розробляють нове джерело, яке є відновлюваним та екологічно чистим. В останні кілька років багато компаній і дослідників працюють над двигуном з нульовим рівнем викидів [1].

Поршневий пневматичний двигун за конструкцією є таким же, як і двигун внутрішнього згоряння, але для цього двигуна не потрібно жодного типу викопного палива, такого як бензин, дизельне паливо, скраплений нафтовий газ і стиснутий природний газ, він працює на стиснутому повітрі [2].

Можливе об’єднання почергової роботи пневмодвигуна та ДВЗ в одному блоці в комбіновану силову установку (КСУ).

Необхідність попереднього підігріву повітря, перед надходженням його в двигун, визвано слабою енергетичною активністю стиснутого повітря. Результатом підігріву планується підвищення коефициента корисної дії (ККД) пневмодвигуна.

Для цих цілей пропонується енергетична установка, конструкція (див. рис.1) і спосіб роботи якої наведено нижче [3]. Дія установки передбачає почергову роботу пневмодвигуна та двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ), які знаходяться в одному корпусі і роботають через планетарний механізм 2. Крутний момент іде на колеса 3. Крім того енергетична установка містить тепловий акумулятор, необхідний для накопичування тепла під час роботи ДВЗ.

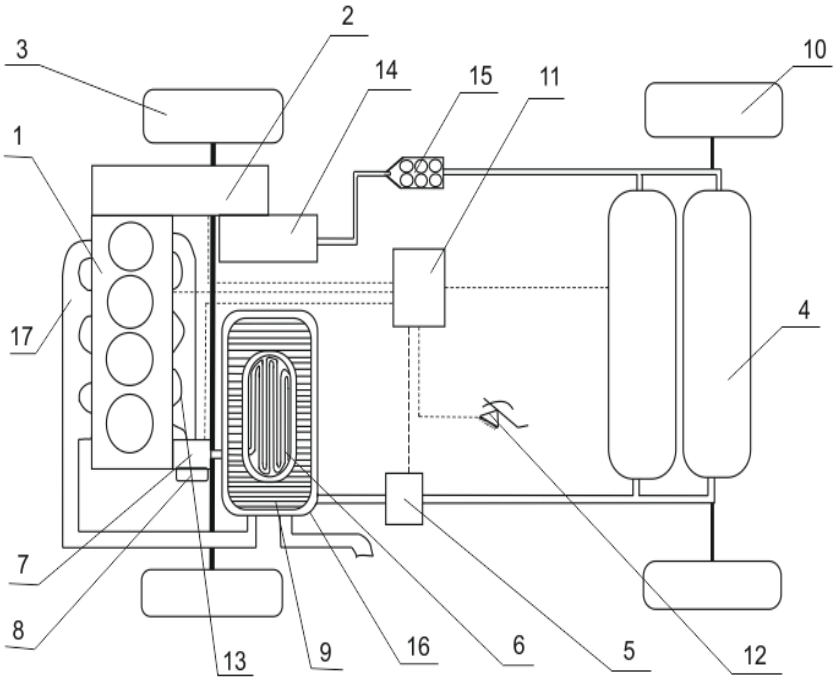


Рисунок 1 – Енергетична установка

Від балонів високого тиску 4 через редуктор 5, після якого знижується тиск і температура. Для підвищення температури, повітря надходить у теплообмінник 6 і від відпрацьованих газів вихлопної системи 1 підігрівається до температури понад 300–400 °С. Після теплообмінника стиснуте повітря попадає в теплоаккумулятор 16 для накопичення і подальшого зберігання тепла.

Густина підігрітого стиснутого повітря, меньш чим холодного, тому масова витрата повітря менше. Це приводить не тільки до зниження питомої витрати стиснутого повітря, а і до підвищення ККД . Підвищена температура стиснутого повітря позитивно впливає на зниження механічних втрат, за рахунок зменьшення сил тертя. А також збільшити відстань пробігу транспортного засобу.

Керування подачею стиснутого повітря в двигуні 1 дозволяє електронний регулятор тиску 7 з електропневматичним клапаном 8. При необхідному режимі руху транспортного засоба, педаль керування циклової подачі палива 12 (конструктивно собою являють регульований дросельний пристрій), який може забезпечувати необхідний рівень тиску в пневмодвигуні.

Для згладжування пульсацій тиску, що виникають внаслідок нерівномірності роботи циліндрів, існує повітряний ресивер 13, встановлений між електронним регулятором тиску 7 і двигуном 1. Ресивер може об’єднуватися з тепловим акумулятором і повинен бути термоізольованим.

Електронний блок керування 11 забезпечує узгодженість роботи на режимах пневмодвигуна чи ДВЗ 1, на базі зібранної інформації від від датчиків (датчику стиснутого повітря в пневмобалонах 4, датчик положення дросельної заслонки, датчиків температури і тиску, датчику швідкисного режиму і навантаження та ін.).

Перед початком роботи енергетичної установки в пневмобалони 4 в стаціонарних умовах закачується стиснуте повітря. Також стиснуте повітря може надходити від автономного компресора 14, через зворотний клапан 15, . Всі пристрої знаходяться на транспортному засобі, що дозволяє поповнювати запаси повітря в балонах 4 в процесі її руху. Завантажити компресор 14 від нуля до максимальної продуктивності дозволяє планетарний механізм 2.

Нагріте стиснуте повітря поступає до впускної системі пневматичного двигуна де виконує роботу цикла.

Мінімальну питому витрату палива або максимальний крутний момент забезпечує програма керування енергетичної силової установки.

Висновки

В роботі вирішені наступні задачі:

–запропоновано роботу енергетичної силової установки з пневматичним двигуном і ДВЗ;

– передбачено роботу пневматичного двигуна з підігрівом стиснутого повітря від відпрацьованих газів ДВЗ;

– з метою підвищення енергетичної активності стиснутого повітря, а також утилізації теплової енергії системи відпрацьованих газів на режимі роботи ДВЗ передбачена можливість накопичення і подальшого використання теплоти , в тепловому акумуляторі ;

– передбачено почергову роботу пневматичного двигунаі ДВЗ в залежності від умов руху;

Література

1 European Commission, CO2 emission performance standards for cars and vans (2020 onwards), (n.d.), https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/regulation_en.European Environment Agency, Annual mean NO2 concentrations observed at traffic stations, 2017, (17 December, 2019), https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/figures/annual-mean-no2-concentrationobserved-12

2 Agora Energiewende, Auswirkungen der Corona-Krise auf die Klimabilanz Deutschlands. Eine Abschätzung derEmissionen 2020 [Effects of the corona crisis on Germany’s carbon footprint. An estimate of 2020 emissions],(2020), https://www.agora-energiewende.de/fileadmin2/Projekte/2020/ _ohne_Projekt/2020-03_Corona_Krise/178_A-EW_Corona-Drop_WEB.pdf

3.Пат. 125527 Україна, МПК B60K6/00. Комбінована силова установка автотранспортного засобу / Воронков О.І., Нікітченко І.М., Тесленко Е.В. та ін. – №u201712714; заяв. 21.12.2017; опубл. 10.05.2018, Бюл. №9.

РОБОТА ГІБРИДНОЇ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Воронков Олександр Іванович, докт. техн. наук, професор каф. ДВЗ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: dralexadi@gmail.com, ORCID: 0000-0002-8389-2459
Круговий Андрій Олегович, аспірант,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: luckykrug@gmail.com
Созикін Михайло Васильович, аспірант,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: sozykinmv83@gmail.com

В даний час традиційне викопне паливо, що задовольняє більшу частину світового попиту на енергію, швидко виснажується. Продукти згоряння бензину або дизельного двигуна викликають глобальні проблеми, такі як виснаження озонового шару, забруднення повітря, кислотні дощі, парниковий ефект і ефект глобального потепління, які є загибель для навколишнього середовища і, зрештою, для життя цієї планети [1].

Однією з найкращих альтернатив енергоносія є стиснене повітря. Повітря можна стискати до більш високого тиску з невиликими витратами та утримувати його тривалий час. Стиснене повітря ефективне, чисте, а також безпечне з точки зору займистих властивостей. Він не горючий і екологічно чистий. Відповідно до термодинамічних законів, повітря атмосферного тиску може бути механічно стиснений компресором з перетворенням тиску повітря від 1 бар до 414 бар [2]. Зростає кількість досліджень у цій галузі, і вчені намагаються підвищити ефективність стисненого повітря .

Пропонується комбінована енергетична установка (КСУ) яка містить в одному блоці двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) і пневмодвигун [3].

Пневмодвигун застосовується на обертах від 0 до 1000 об/хв. На цих обертах ДВЗ не працює. Але в містах швидкість руху мала. Досить багато світлофорів. Режими старт-стоп є і в автомобілях з ДВЗ. Але часта зупинка ДВЗ з повторним запуском дуже шкодять не тільки двигуну, а і довкіллю. Тому переваги застосування пневмодвигуна для таких режимів безумовно доречно. Крутний момент пневмодвигуна, як і електродвигуна, починається з максимальних значень. Тому при рушанні транспортного засобу доцільно використовувати пневмодвигун. ДВЗ і пневмодвигун, які роблять по черзі і розташовані в одному корпусі дають переваги перед електрогібридами з додатковими електромоторами.

Стиснуте повітря має ряд недоліків. По-першу це мала енергоємність. По-друге це низька температура в результаті його розширення із балонів і циліндрів. Температура випуску може досягати від'ємних значень. Це погано впливає на роботу двигуна.

Тому при створенні цієї установки було запропоновано використання теплоту , створеною ДВЗ і її зберігання.

Комбінована силова установка, яку можливо застосувати на будь-якому транспортному засобі, містить двигун, який може використовувати два джерела енергії–енергію згоряння палива, як використовує (ДВЗ) і енергію стиснутого повітря, яку використовує пневмодвигун.

Запропонована ГСУ (Рис. 1) містить гібридний двигун 1, планетарний механізм трансмісії ведучого моста 2, колеса ведучого моста 3; пнемобалони 4, редуктор високого тиску 5, теплообмінник 6, електронний регулятор тиску 7, електропневмоклапан регулятора 8, теплообмінник системи охолодження двигуна 9, 10 – колеса неведучого моста10, електронний блок керування 11, педаль циклової подачі палива у двигуні 12, повітряний ресивер 13, автономний триступеневий компресор 14, електромагнітний зворотній клапан високого тиску15, тепловий акумулятор 16 , радіатор системи охолодження двигуна 17.

В тепловому акумуляторі 15 накопичується теплова енергія рідини системи охолодження 9 , при роботі ГСУ в ДВЗ. Накопичена теплова енергія стиснутого повітря іде на підігрів стиснутого повітря при роботі в режимі пневмодвигуна.

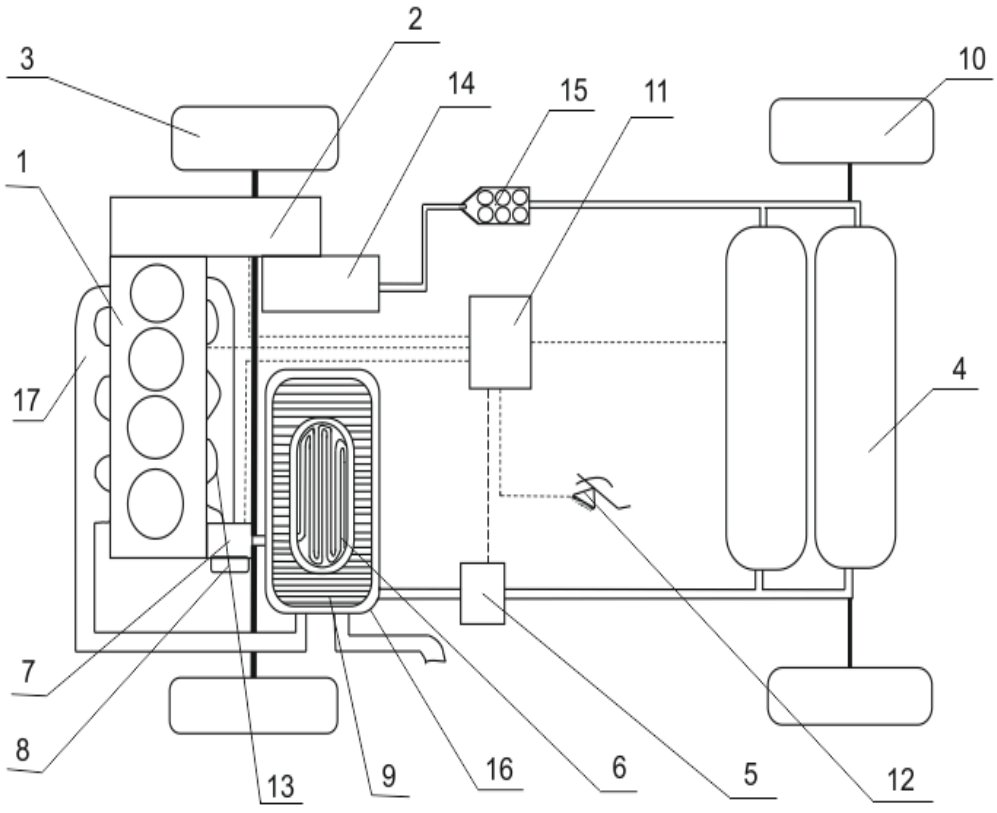


Рисунок 1 – Гібридна силова установка

В тепловому акумуляторі встановлено теплообмінник системи охолодження двигуна для накопичування і зберіганні тепла рідини. Стиснуте повітря перш ніж надійде до пневматичного двигуна підігрівається, для підвищення енергетичної активності.

З

Висновки

Створено гібридну енергетичну установку яка може використовувати два джерела:–енергію згоряння палива, як використовує (ДВЗ) і енергію стиснутого повітря, яку використовує пневмодвигун. В тепловом акумуляторі встановлено теплообмінник системи охолодження двигуна для підігріва стиснутого повітря і тепловий акумулятор для накопичування і зберіганні тепла рідини.

Стиснуте повітря нагрівається перш ніж надійде до пневматичного двигуна. При цьому відбувається підвищення енергетичної активності стиснутого повітря і підвищується ККД циклу. За рахунок оптимального теплового навантаження деталей двигуна, температур рідини і масла підвишується механічний ККД установки. Зменбшується перепад температур між превмодвигуном і ДВЗ

Література

1 European Commission, CO2 emission performance standards for cars and vans (2020 onwards), (n.d.), https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/ regulation_en.European Environment Agency, Annual mean NO2 concentrations observed at traffic stations, 2017, (17 December, 2019), https://www.eea.europa.eu/ data-and-maps/figures/annual-mean-no2-concentrationobserved-12

2 Agora Energiewende, Auswirkungen der Corona-Krise auf die Klimabilanz Deutschlands. Eine Abschätzung derEmissionen 2020 [Effects of the corona crisis on Germany’s carbon footprint. An estimate of 2020 emissions],(2020), https://www.agora-energiewende.de/fileadmin2/Projekte/2020/ _ohne_Projekt/2020-03_Corona_Krise/178_A-EW_Corona-Drop_WEB.pdf

3. Пат. 125527 Україна, МПК B60K6/00. Комбінована силова установка автотранспортного засобу / Воронков О.І., Нікітченко І.М., Тесленко Е.В. та ін. – №u201712714; заяв. 21.12.2017; опубл. 10.05.2018, Бюл. №9.

МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ СТИСНЕНОГО ПОВІТРЯ В ЗОЛОТНИКОВОМУ МЕХАНІЗМІ ПНЕВМОДВИГУНА

Воронков Олександр Іванович, докт. техн. наук, професор, зав. каф. ДВЗ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: dralexadi@gmail.com, ORCID: 0000-0002-8389-2459
Черніков Олександр Вікторович, докт. техн. наук, професор каф. КГ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: cherni@khadi.kharkov.ua, ORCID: 0000-0002-6636-4566
Назарько Ольга Олександрівна, канд. техн. наук, доцент каф. КГ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: olganazamail@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3496-8533
Стрижак Гліб Олександрович, студент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: glebstrijak2003@gmail.com, ORCID: 0009-0002-1850-3557

В даний час розроблено теоретичні основи робочих процесів пневматичних двигунів, розрахунково-теоретичні методи дослідження пневматичних двигунів. Однак для застосування тих чи інших конструктивних рішень, що мають вузько спеціалізований характер, ускладнює використання результатів досліджень у практиці проектування.

При розгляді роботи золотникового механізму як повітророзподільчого органу дослідження зіткнулися з описом характеристик процесів руху повітря. У розроблених моделях недостатньо описані якісні та кількісні показники процесів руху стисненого повітря.

Пропонується нова методика опису процесів руху стисненого повітря в золотниковому механізмі розподілу повітря пневматичного двигуна.

На першому етапі в програмному пакеті Autodesk Inventor (рис. 1) були створені моделі всіх його елементів з забезпеченням можливості руху золотника і подальшого моделювання руху стисненого повітря в його каналах.

При цьому використані основні можливості твердотілого параметричного моделювання пакету Autodesk Inventor як для окремих деталей, так і для складанних одиниць. Ротор і корпус золотникового механізму змодельовано об’ємним тілом для подальшої імітації руху стисненого повітря в Autodesk Simulation CFD з використанням методів.

В розрахункову модель вводяться дані по якості матеріалів, параметрів варіювання, граничних умов. За параметрі навколишнього середовища приймаємо тиск p_s = 0,1 МПа і температуру 20^{o}C. Оберти двигуна змінювались від 0 об/хв до 1000об/хв. Крок розрахунків склав Δ= 0,0001 .

Для розрахунків потрібне швидке, точне і гнучке моделювання повітряних потоків. За допомогою пакета програм Autodesk Simulation CFD було виконане таке моделювання руху потоків повітря в золотниковому повітророзподільнику. Траєкторні криві, для відображення потоку, виводяться у графічній формі.

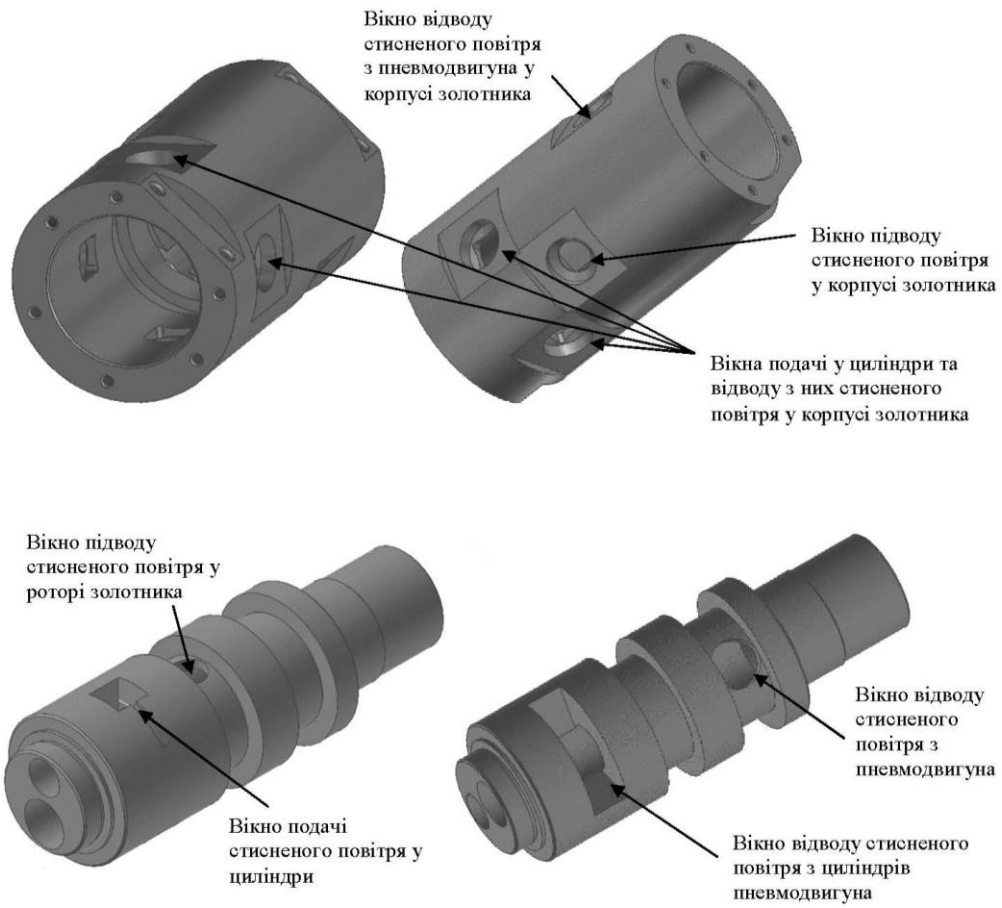


Рисунок 1 – Ротор і корпус золотникового механізму

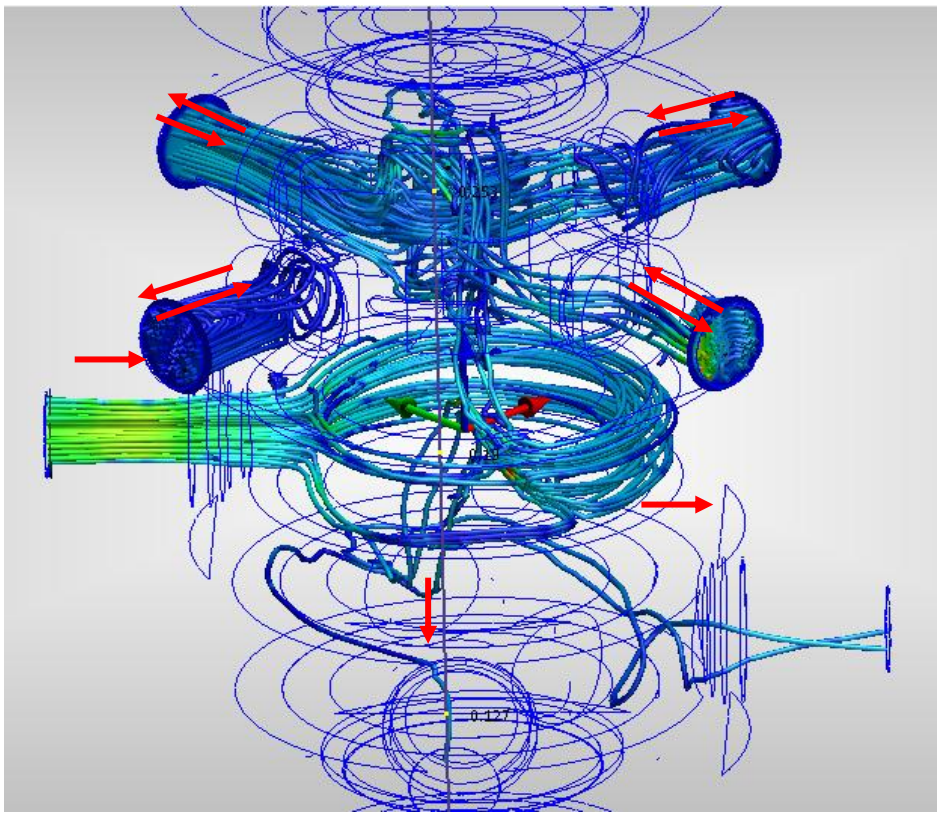


Рисунок 2 – Модель руху потоку повітря в золотнику

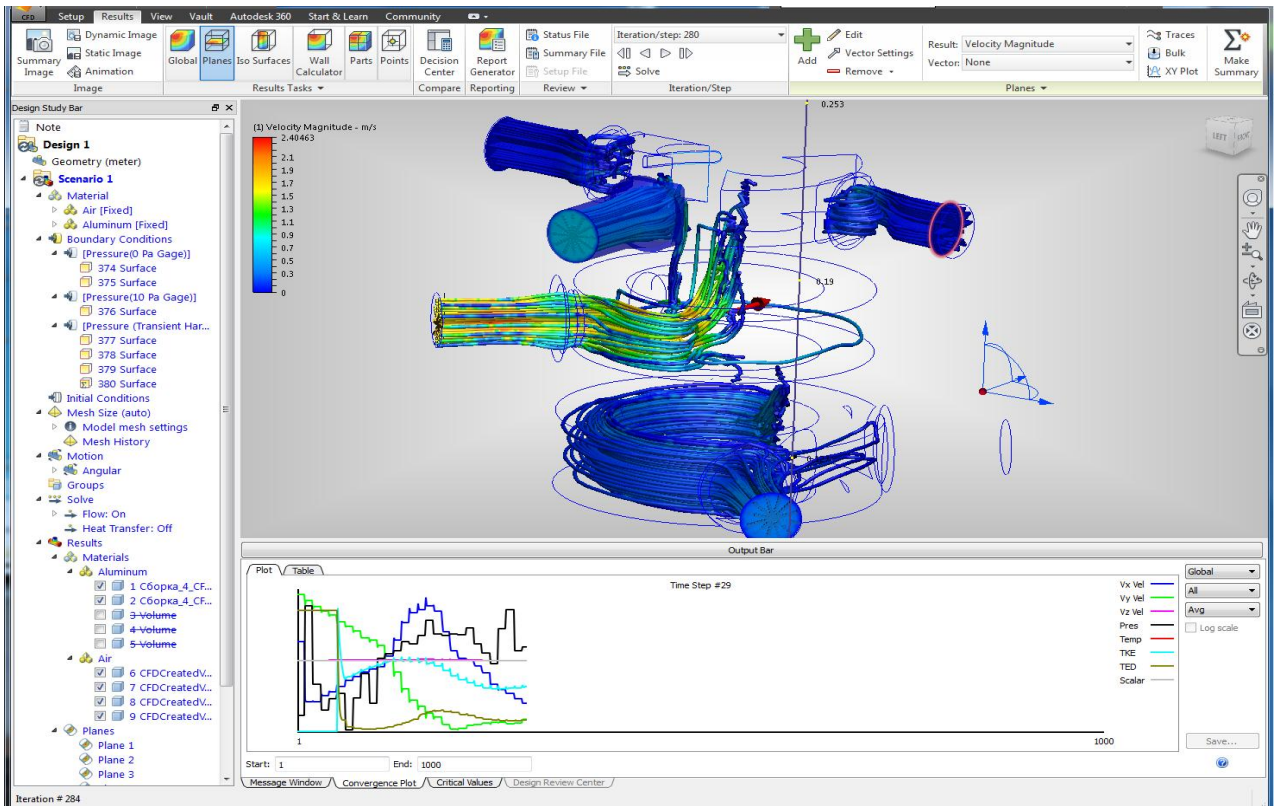


Рисунок 3 – Модель руху потоку повітря в золотнику

За результатами аналізу розрахунків в пакеті Autodesk Simulation CFD можна зробити наступні висновки:

– проведено аналіз швидкостей повітря і зазначено, що спостерігається підкритичне і надкритичне витікання стисненого повітря, незалежно від змінюваних геометричних параметрів каналів;

– визначено тиски і температури потоку.

Наведені результати не суперечить результатам експериментальних досліджень.

За допомогою програми можливо здійснити не тільки фізичне, а і математичне моделювання процесів та розрахунок швидкості повітря.

Література

Довідка з використання програми Autodesk Inventor. URL: https://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2023/ENU/

Daniel Banach, Travis Jones, Shawna Lockhart Autodesk Inventor 2021 Essentials Plus. SDC Publications, 2020. 534 p.

Воронков О.І. Концепція створення пневматичного двигуна для автомобіля: монографія / О.І. Воронков, Д.Б. Глушкова, А.В. Гнатов, та ін.. Харків, ХНАДУ, 2019. – 256 с.

Basic Tutorials in Autodesk CFD. URL: https://help.autodesk.com/view/SCDSE/2023/ENU/

Younis Wasim Up and Running with Autodesk® Inventor® Simulation 2011 / A step-by-step guide to engineering design solutions. Elsevier, 2010. 464 p.

РОЗРОБКА ЗЕНІТНОЇ СИСТЕМИ КРІПЛЕННЯ СОНЯЧНИХ ПАНЕЛЕЙ ДЛЯ ДОМОГОСПОДАРСТВ

Воропай Олексій Валерійович, д.т.н., професор,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: voropay.alexey@gmail.com, ORCID: 0000-0003-3396-8803
Богдан Дмитро Іванович, к.т.н., доцент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: phd.bogdan@gmail.com, ORCID: 0000-0001-5345-694X
Шарапата Андрій Сергійович, к.т.н., доцент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: phd.sharapata@gmail.com, ORCID: 0000-0003-0823-9262
Скряга Антон Віталійович, студент АЕ-26т1-22,
Харківський національній автомобільно-дорожній університет

Велику актуальність в останній час набирають альтернативні відновлювані джерела живлення [1]. Особливо перспективним є використання сонячної енергії [2]. Окремо слід виділити системи що забезпечують автономність домогосподарствам. Одним із основних ресурсів яким має бути забезпечено домогосподарство є електроживлення. Більшість систем домогосподарства потребують електроенергії (навіть сучасний газовий, або твердопаливний котел потребує додаткове джерело електричного живлення для приводу насосів та систем керування). Також зараз з'явилась можливість при виробці надлишкової сонячної електроенергії витрачати її на зарядку електромобілів [3-4]. Отже забезпечення електрикою відіграє ключову роль в його функціонуванні як малого так і великого домогосподарства.

Зниження вартості фотоелектричних модулів а також інверторів дозволило збільшити аудиторію користувачів цих систем. Крім того різноманітні світові та європейські програми і гранти, зробили вартість "зеленого" обладнання достатньо привабливою.

В наведеному досліджені розглядаються не теоретичні питання розробки інтелектуальних екологічних систем, а питання застосування вже існуючих систем сонячної енергії невеликої собівартості. Тобто метою цієї роботи є створення конкретних рекомендацій та практичного підґрунтя для розробки відносно незалежної та дешевої системи сонячного живлення для невеликого домогосподарства (на відміну від величезних проєктів з майже необмеженим фінансування).

В поєднанні зі зниженням споживання електроенергії домогосподарствами викликаними переходом на світлодіодне освітлення, транзисторне керування робочими процесами побутової техніки за запровадження енергозберігаючих технологій в різноманітній побутовій та комп'ютерній техніці ці тенденції дозволяють звичайному домогосподарству використовувати автономні сонячні електростанції в якості резервного (а іноді основного – якщо будівля розташована в далині від мережі ЛЕП) живлення.

На вартість системи живлення сонячною електроенергією впливає багато факторів. Наведемо, ті, як на наш погляд найбільш впливають на вартість:

1) Автономна система чи система додаткового паралельного або резервного живлення – у разі повністю автономної системи, суттєва частина вартості прийдеться на обладнання для накопичення та зберігання електроенергії.)

2) Площа поверхні, на якій будуть розташовані сонячні панелі – в деяких випадках (поодаль від цивілізації) вартість необхідної території майже не буде впливати.

І навпаки для додаткового або резервного живлення у великих містах собівартість квадратних метрів буде основним фактором, який впливає на вартість, а найчастіше просто на можливість створення систем сонячної генерації. Іноді єдине місце розташування сонячних панелей це дахи.

Звичайно потужність особистих домогосподарств лежить в діапазоні від 20 до 30 кВт при трифазному живленні, адже якщо розглянути мінімальне значення то ми отримаємо 6 кВт на фазу, що при сьогоднішніх споживачах (бойлер, кондиціонер та індукційна поверхня) перекриває потреби в живленні. Якщо ж проаналізувати ринок сонячних інверторів то в діапазоні ціни в 1000$ за інвертор на фазу можна знайти моделі від 5 до 7 кВт максимальної потужності, що теж досить добре корегується з сьогоднішніми потребами. Таким чином ми можемо розрахувати що якщо обрати інвертори на 7 кВт то на кожну фазу (або на одну фазу при побутовому однофазному підключенні) необхідно встановити 16 панелей потужністю 400 Вт, на думку авторів така потужність являється оптимальною з точки зору монтажу адже має розміри приблизно 1100х1700 мм. Тобто при площі 1-ї панелі приблизно 2 $м^2$ для однофазного підключення потрібно мати від 32 $м^2$ доступної поверхні даху, а для трифазного вже понад 120 $м^2$ (з урахуванням додаткових технологічних витрат площі).

Існує декілька основних способів монтажу фотоелектричних модулей, а саме такі:

– двохвісеве монтування (рис. 1);

– монтаж на скатний дах (рис. 2);

– монтаж на плоский дах (рис. 3).

Зазначимо що у кожного з методів монтажу є свої переваги та недоліки. Розглянемо більш детально кожен з варіантів.

Хоча використання схеми двохвісевого монтування, а особливо автоматичних систем (сонячних трекерів) може забезпечити самий ефективний спосіб генерації, але при цьому необхідно змінювати кути нахилу фотомодуля навколо двох вісей. Це зумовлює досить високу ціну монтажу панелей, а також надзвичайно високе силове навантаження на опору, що суттєво обмежує використання цієї схеми на дахах домогосподарств (житлових будинків).

Монтаж на скатний дах – майже не має можливостей на змінення та варіативності кріплень, тощо – приклад статичних незмінних наперед обумовлених систем. Але саме цей вид монтажу дуже сильно розповсюджений у житті.

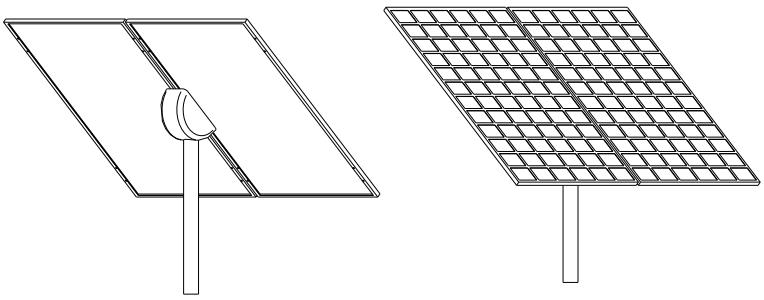


Рисунок 1 – Двохвісеве монтування

Рисунок 2 –Монтаж на скатний дах

Рисунок 3 – Монтаж на плоский дах

Монтаж на скатний дах передбачає мінімальні затрати на монтаж адже панелі монтуються безпосередньо на несучі конструкції даху, але в такому випадку ми не маємо можливості змінювати кути нахилу панелей і ефективність генерації погіршується до 60 відсотків в порівнянні з ідеальним варіантом двохвісевого регулювання. Та найголовніше, це обмеженість використання – можуть бути використані тільки дахи на сонячній стороні та без затінення.

Монтаж на плоский дах – представляє дуже велике зацікавлення і деякі можливості оптимізації причому за різними критеріями (собівартість системи або навпаки максимальна потужність...) Такий варіант передбачає монтаж панелей на плоский дах. При цьому можна організувати доступ для обслугову-

вання масиву панелей, зокрема чистка від снігу або зміна кута нахилу в залежності від пори року. Такі заходи дозволяють навіть при зміні кута нахилу всього два рази на рік отримати ефективність на рівні 75 відсотків. Слід зазначити що система монтажу при цьому буде коштувати більше ніж у випадку скатного даху, зокрема автори намагалися скоротити вартість конструктивних елементів системи монтажу за рахунок використання сталевих гальванізованих деталей та використання в якості несучих елементів самих фотомодулів.

Із значних недоліків такого виду монтажу слід відзначити низьку ефективність використання ділянки на якій встановлено генеруючу установку адже при високих кутах атаки панелей вони будуть затіняти одна одну рано вранці та ввечері в літню пору а також протягом дня взимку. Для цього щоб мінімізувати ці втрати необхідно збільшувати відстані між рядами панелей.

Треба також звернути увагу, що при встановленні панелей на висоті, де спостерігаються аеродинамічні навантаження викликані поривами вітру слід проєктувати опорну конструкцію з в'язкопружними опорами [5] для захисту від виникнення небезпечних коливань.

Отже зазначимо, що викликає інтерес саме розробка системи зенітної системи кріплення сонячних панелей для домогосподарств...

Література

1. Paulus, A., Arhun, S., Hnatov, A., Dziubenko, O., & Ponikarovska, S. (2018). Determination of the best load parameters for productive operation of PV panels of series FS-100M and FS-110P for sustainable energy efficient road pavement. https://doi.org/10.1109/RTUCON.2018.8659829

2. Дзюбенко О. А., Богдан Д. І. Інформаційно-вимірювальний комплекс для дослідження ефективності фотоелектричних панелей. Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції "Сучасні технології в автомобіле-будуванні, транспорті та при підготовці фахівців" 23-25 жовтня 2023 р. Вид-во «Стильна типографія», Харків, 2023. с. 255 ISBN 978-617-7920-24-2

3. Hnatov, A., Patlins, A., Arhun, S., Kunicina, N., Hnatova, H., Ulianets, O., & Romanovs, A. (2020). Development of an unified energy-efficient system for urban transport. 248–253. https://doi.org/10.1109/ENERGYCon48941.2020.9236606

4. Patlins, A., Hnatov, A., Arhun, S., Hnatova, H., & Kunicina, N. (2020). Development of a complex for laboratory and practical works based on a solar charging station for electric vehicles. 187–192.

5. Voropay A. V. Inverse problem in nonstationary deforming of rectangular plate with additional viscoelastic support. Bulletin of the NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. Kharkov, NTU «KhPI» Publ., 2015, 57 (1166), pp. 25–29.

СИСТЕМА МОНІТОРИНГУ ЕФЕКТИВНОСТІ СОНЯЧНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Дзюбенко О.А., к.т.н., доцент кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: dzyubenko.alan@gmail.com, ORCID: 0000-0002-0387-4956
Богдан Д.І., к.т.н., доцент кафедри деталей машин та теорії механізмів і машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: phd.bogdan@gmail.com, ORCID: 0000-0001-5345-694X

Сучасні тенденції ринку електроенергії та обладнання по новому перерозподіляють пріоритети до побудов систем живлення домогосподарств. Однією з основним потреб людини сьогодні є доступ до інформації і хоча левова частина забезпечення безперебійного доступу до мережі інтернет лягла на плечі провайдерів та все ж забезпечення абонентського обладнання живленням таки проблема самих власників житла. Не слід також забувати й про те що сучасні пристрої, які предназначені для того щоб обігріти оселю та приготувати їжу, теж потребують живлення. Наше постійне прагнення створити максимально енегроефективне та вуглецевонейтральне житло потребують все більш складних систем керування такими пристроями. Тож все більшу актуальність починає набувати проблема безперервного живлення системи керування будинком.

Сучасні системи відновлюваної енергії, за рахунок створення більш доступних інверторних гібридних систем, все частіше зустрічаються в приватних будинках. Розширення ринку пристроїв сонячної енергетики створюють свою екосистему для користувачів, які, маючі достатній рівень освіти, можуть самостійно поєднувати компоненти таким чином, щоб забезпечити ефективне функціонування системи при цьому витративши незначний бюджет.

Також слід зазначити вплив ситуації на ринку безперервного та автономного живлення, на сьогодні, не справдилось очікування імпортерів щодо попиту, а наповнений ринок такими пристроями викликав обвал цін цього сегменту ринку взимку цього року. Що створило значне підґрунтя для розширення когорти користувачів систем автономного енергозабезпечення.

Одним з критеріїв актуальності сучасної складної системи є наявність системи постійного моніторингу її параметрів для визначення ефективності роботи. Тож для того щоб змусити систему автономного живлення домогосподарства працювати максимально ефективно треба мати змогу моніторингу основних параметрів її роботи.

Автори зокрема розглядають варіанти оптимізації робочих параметрів сонячної системи генерації невеликої потужності здатної забезпечити живленням звичайне домогосподарство. Зазвичай така система складається з декількох фотогальванічних панелей, гібридного інвертора та набору акумуляторів.

Зрозуміло, що у кожного виробника обладнання для таких систем є свої системи моніторингу, але для оцінки повної картини ефективності роботи всієї

системи неоюхідно мати дані телеметрії пристрої в одному місці й в одній часовій метриці. Слід також зауважити, що ті параметри, які виробники надають у свої вбудованих системах моніторингу, мають поверхневий характер, а для глибокого вивчення системи з подальшою її оптимізацією хочеться мати доступ до повної картини роботи пристрою.

Тож говорячи про досліджувану систему автори виділили набір основних параметрів які планують отримувати від системи з роздільною здатністю в 1 с, а саме:

- струм та напруга фотогальванічних модулів;
- струм та напруга зовнішнього живлення (мережі);
- струм та напруга акумуляторів;
- ступінь заряду акумуляторів;
- розподіл заряду за комірками акумулятора та ступінь їх зносу;
- кут нахилу фотогальванічних модулів;
- загальна генерація за добу, тиждень, місяць;
- розподіл споживання в залежності від часу доби.

Розробка системи моніторингу

Моніторинг, як задача збору великої кількості даних, потребує використання сучасних електронних вимірювальних систем або інформаційно-вимірювальних комплексів (ІВК) та систем обробки і накопичення даних та контролю і візуалізації параметрів. Відповідно система моніторингу ефективності сонячної електростанції умовно складається з двох частин: інформаційно-вимірювальний комплекс та пристрій накопичення, аналізу та відображення даних.

ІВК передбачають не лише вимірювання параметрів, а і передачу виміряних даних для подальшої обробки, тому здебільшого в їх основі лежать модулі аналого-цифрового перетворення (АЦП). Зовнішні модулі АЦП дозволяють перетворювати електричні сигнали у вигляді напруги в набір цифрових даних для подальшої обробки. Це дозволяє створювати портативні вимірювальні системи з використанням персонального комп’ютера або ноутбука як обчислювальної бази. Сучасні модулі АЦП мають USB інтерфейс підключення до комп’ютеру для налаштування, вимірювання та живлення, що робить їх енергетично незалежними від стаціонарної електричної мережі.

Другим шляхом створення вимірювальної частини є розробка ІВК з використанням сучасних мікроконтролерів. Цей спосіб має декілька переваг:

- більшість, розповсюджених в Україні, модулів АЦП виготовлялась на території країни агресора;
- середня вартість модуля АЦП складає 10…12 тис. грн., що суттєво збільшує кінцеву вартість системи моніторингу і ускладнює її окупність;
- застосування зовнішніх АЦП не відміняє необхідності використання додаткових датчиків, перетворювачів та схем узгодження сигналів;
- сучасні мікроконтролери мають в своєму складі швидкісні багатоканальні АЦП з великим набором налаштувань;
- більш оптимальний вибір апаратної частини під вирішення конкретної задачі: використання заданої кількості вимірювальних каналів, необхідної

частоти дискретизації, попередня обробка вимірюваних даних, застосувати, за необхідності, цифрових інтерфейсів, додаткових датчиків та передачі інформації.

Тому для реалізації ІВК системи моніторингу ефективності сонячної електростанції було запропоновано технічне рішення, структурну схему якого представлено на рис. 1, засноване на 32-розрядному мікроконтролері STM32.

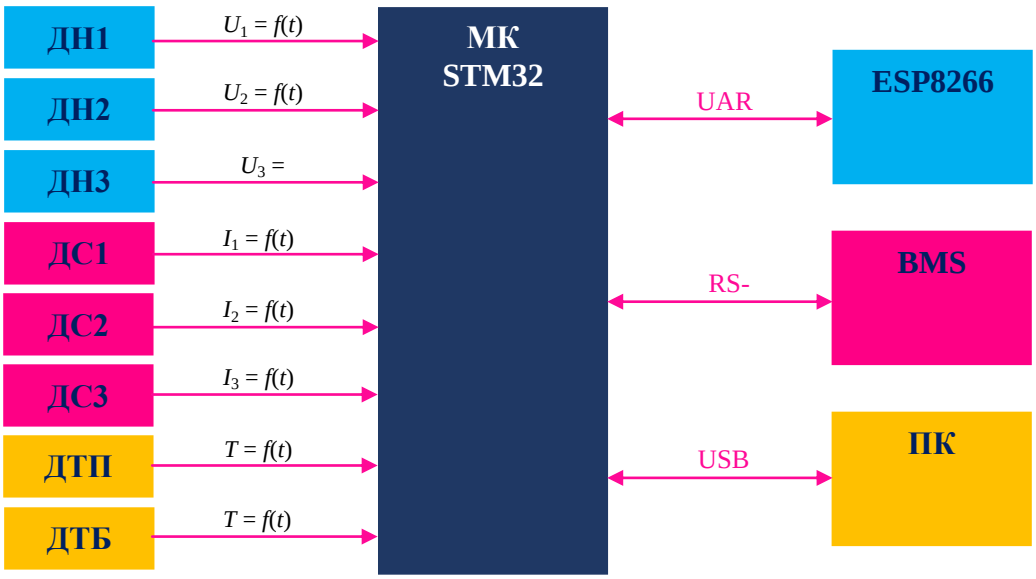


Рисунок 1 – Структурна схема ІВК

Для одночасного дослідження енергетичних характеристик сонячної електростанції було задіяно три канали для вимірювання напруги (ДН1-3), три канали для вимірювання струму (ДС1-3), два канали для вимірювання температури: поверхні ФЕП (ДТП) і АКБ (ДТБ). Інформація про стан АКБ надходить від BMS-модуля. Мікроконтролер (МК) усі виміряні данні математично обраховує відповідно до алгоритму перетворення і передає данні на локальний сервер через Wi-Fi-модуль (ESP8266) та на комп'ютер (ПК) через інтерфейс USB. Кожна точка вимірювання супроводжується часовою міткою, що дозволяє аналізувати отриманні данні відносно пори доби та положення Сонця.

Вимірювання напруги реалізовано за допомогою дільників напруги з фільтрацією сигналу і елементами захисту портів мікроконтролера. Вимірювання струму реалізовано за допомогою датчиків на ефекті Холла, що забезпечило гальванічну розв'язку між усіма енергетичними контурами. Усі вимірювальні канали ІВК мають програмне налаштування зміщення сигналу та коефіцієнту пропорційності. Усі вимірювальні канали були попередньо перевірені у всьому вимірювальному діапазоні за допомогою стабілізованого блоку живлення та еталонного, метрологічно повіреного мультиметра АРРА-106. При цьому похибка виміряних даних не перевищила 2 %.

В якості серверу для збору і обробки даних було обрано Raspberry Pi3b. Такий вибір зумовлений достатньою продуктивністю цієї платформи і досить низькою її вартістю після виходу оновленої версії Raspberry Pi5.

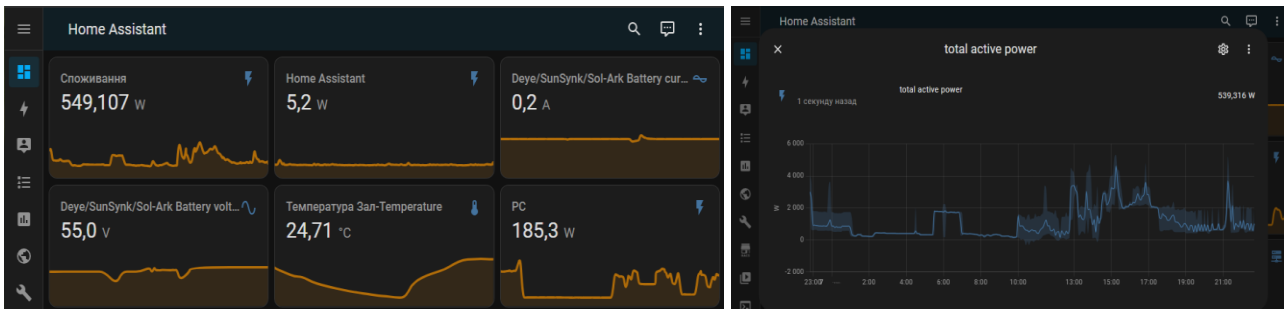


Рисунок 2 – Загальний вигляд інтерфейсу Home Assistant

Ця досить енергоефективна система споживає лише 3 Вт/год. В якості операційної системи автори обрали рішення на базі Raspberry Pi OS зі встановленою оболонкою Home Assistant (рис.2). Він має вбудований веб сервер, що дозволяє переглядати графіки та проводити налаштування системи віддалено з браузера.

Висновки

Запропоновано концепцію побудови системи моніторингу сонячної електростанції, яка забезпечує вимірювання, накопичення та візуалізацію енергетичних параметрів, таких як потужність генерації ФЕП, стан АКБ, стан мережі, у вигляді графіків. Вартість реалізації запропонованої системи не перевищує 2,5 тис. грн., що суттєво нижче наявних на ринку аналогів.

Література

1. Сучасні прилади контролю та обліку електричної енергії: навч. посіб. / Д.М. Калюжний, П.П. Рожков, С.Е. Рожкова, Д.В. Бородін; ХНУМГ. – Харків: «Друкарня Мадрид», 2017. – 344 с.

2. STM32™'s ADC modes and their applications: Application note AN3116 / Електронний ресурс [Режим доступу]: https://www.st.com/content/ccc/resource/technical/ document/application_note/c4/63/a9/f4/ae/f2/48/5d/ CD00258017.pdf/files/ CD00258017.pdf/jcr:content/translations/en.CD00258017.pdf

3. How to optimize the ADC accuracy in the STM32 MCUs: Application note AN2834 / Електронний ресурс [Режим доступу]: https://www.st.com/content/ccc/resource/ technical/document/application_note/group0/3f/4c/a4/82/bd/63/4e/92/CD00211314/ files/CD00211314.pdf/jcr:content/translations/en.CD00211314.pdf

4. How to use ADC Oversampling techniques to improve signal-to-noise ratio on STM32 MCUs: Application note AN5537 / Електронний ресурс [Режим доступу]:https://www.st.com/content/ccc/resource/technical/document/application_note/group2/5f/8e/fb/19/fc/1e/48/4c/DM00722433/files/DM00722433.pdf/jcr:content/translations/en.DM00722433.pdf

5. Віддалений доступ в Home assistant: Безпека та відеоспостереження / Електронний ресурс [Режим доступу]: https://oxorona.com/ha-remote-access

6. Raspberry Pi: Home Assistant / Електронний ресурс [Режим доступу]: https://www.home-assistant.io/installation/raspberrypi/

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ РОСЛИННИХ ВІДХОДІВ ЯК ПАЛИВА

Єсіпов Олександр Вікторович, кандидат технічних наук, доцент,
Державний біотехнологічний університет,
e-mail: Iesipov_al@ukr.net, ORCID: 0000-0002-7395-2892
Ісагулов Богдан Дмитрович, магістр,
Державний біотехнологічний університет,
e-mail: crossbons228@gmail.com

Особливе місце серед відновлюваних джерел енергії займає біомаса. Біопаливо можна отримувати з біомаси і впроваджувати як енергетичний ресурс, поступово витісняючи традиційне паливо. Біопаливо вважається альтернативою використанню викопного палива через його нижчий вуглецевий слід.

Рослинні відходи як паливо мають ряд негативних властивостей, яких вимагає достатньо ретельний підхід до їх застосування. Так, солома може містити хлор і лужні метали (табл. 1), завдяки чому утворюються хімічні сполуки, такі як хлорид натрію і хлорид калію. Ці сполуки викликають корозію сталевих елементів силового обладнання, особливо при високих температурах. Ще одна особливість соломи як палива температура плавлення золи відносно низька - 800-950 °С (для порівняння – в деревини ~1200 °С), що може призвести до зашлакованості енергетичних елементів обладнання.

Проте сьогодні у світі вже знайшли конструктивні та інші технологічні рішення, які мінімізують ці негативні наслідки та дозволяють успішно використовувати солому як паливо. Прикладами таких рішень є спільне спалювання вугіллям, дровами та іншими видами палива або використання не «жовтої» (свіжої) соломи, а «сірої», тобто з тривалим терміном зберігання на відкритому повітрі. Внаслідок «омивання» дощем «сіра» солома містить значно менше хлору та калію, ніж «жовта».

Щодо України, то цілком можна припустити, що вміст хлору та лужних металів у її соломі нижчий, ніж у соломі інших країн. Це зумовлено значним скороченням внесення мінеральних добрив під посіви за останні 20 років.

Стебла кукурудзи також містять хлор і лужні метали. За даними [9], вміст хлору становить 0,2 % від маси сухої речовини, що близько до показника «сірої» соломи. Вміст калію, виходячи з наявних даних для качанів кукурудзи, такий самий, як і в соломі (6,1 мг/кг сухої ваги). Температура плавлення золи в стеблах кукурудзи вища, ніж у соломі – 1050-1200 °С [5]. Це позитивний фактор з точки зору використання в якості палива. До того ж у стеблах кукурудзи майже на порядок менше сірки, ніж у соломі.

Проведене дослідження [6] показало можливість успішного спалювання тюків стебел кукурудзи в котлі, призначеному для тюкування соломи зернових культур. Однією з відмінностей було утворення більшої кількості золи – 9,2% для стебла кукурудзи проти 2,6% для соломи.

Таблиця 1 - Хімічний склад і деякі характеристики біопалива рослинного походження

Показники	Свіжа солома («жовта»)	Лежала солома («сіра»)	Солома пшениці*	Стебла кукурудзи*	Стебла соняшника*	Деревна тріска (для порівняння)
Вологість, %	10-20	10-20	нема даних	45-60 (після збирання) 15-18 (висушені на повітрі)	60-70% (після збирання) ~20** (висушені на повітрі)	40
Нижча теплота згоряння, МДж/кг	14,4	15	17 (вища теплота згоряння)	16,7 (с.р.) 5-8 (W 45-60%) 15-17 (W 15-18%)	16 (W<16%)	10,4
Вміст летючих речовин, %	>70	>70	73	67	73	>70
Зольність, %	4	3	9,6 2,6	6,7 6-9 3,5; 5,3	10 12,2	0,6-1,5
Елементарний склад, %:						
вуглець	42	43	43,1	45,5	44,1	50
водень	5	5,2	5,3	5,5	5,0	6
кисень	37	38	39,8	41,5	39,4	43
хлор	0,75	0,2	0,8	0,2 0,984 мг/г; 2-3 мг/г	0,7 0,81	0,02
калій (лужний метал)	1,18	0,22	6,1 мг/кг с.р.	стрижні: 6,1 мг/кг с.р.	5,0	0,13-0,35
азот	0,35	0,41	0,6	0,69; 0,3	0,7	0,3
сірка	0,16	0,13	0,2	0,04	0,1	0,05
Температура плавлення золи, °С	800-1000	950-1100	1040-1250	1050-1200 1100-1200	800-1270	1000-1400

с.р. – суха речовина; W – вологість.

** Дані по вмісту летючих речовин, зольності, елементарному складу – % маси сухої речовини. ** Експертна оцінка БАУ*

Щоб зменшити обсяг золи, рекомендується використовувати тюки стебел кукурудза не високої щільності (~105 кг с.р./м^3), а також низький і середній (~80 кг с.р./м^3). При цьому об'єм золи зменшується до 6,2%. Середній рівень викидів СО при спалюванні стебла кукурудзи була вищою, ніж для соломи (2725 мг/м^3 проти 2210 мг/м^3), а NO_x і SO_2 – нижче (мг/м^3): 9,8 проти 40,4 та 2,1 проти 3,7 відповідно.

Зараз інформації про стебла соняшнику як паливо небагато. За даними [9], їхній елементний склад близький до складу соломи та стебел кукурудзи, але зольність вища – близько 10 % від маси сухої речовини. Вміст лужного металу калію також істотно вищий - до 5% маси с.р. На сьогоднішній день не знайдено прикладів виробництва енергії зі стебла соняшнику.

Висновки

На сьогоднішній день у світі накопичено досить великий досвід використання рослинних відходів сільського господарства для виробництва енергії. Данія, Китай, Іспанія та Велика Британія є прикладами країн, де успішно працюють комерційні солом'яні електростанції.

Україна має велику кількість рослинних відходів завдяки високорозвиненому сільському господарству. Основними з них є солома зернових культур, пожнивні рештки кукурудзи на зерно та соняшнику. Для можливості використання біомаси сільськогосподарського походження в енергетичних цілях необхідно забезпечити збір відповідних відходів.

Література

M. Wachendorf. Thermal use of agricultural biomass. BOVA course ―Energy Crops and Biogas Production, 3-7 March 2008, Tartu, Estonia

Новітні технології біоенергоконверсії: Монографія / Я.Б. Блюм, Г.Г. Гелетуха, І.П. Григорюк та ін. – К: «Аграр Медіа Груп», 2010. – 326 с.

О. Поляков, А. Мінковський. Збирання врожаю – один із відповідальних етапів, який завершує процес вирощування культури // Пропозиція, 2014, №1

L. Nikolaisen, C. Nielsen, M.G. Larsen et al. Straw for Energy Production. Technology – Environment – Economy. The Centre for Biomass Technology, Denmark. 1998.

R. V. Morey, D. L. Hatfield, R. Sears et al. Fuel properties of biomass feed streams at ethanol plants

R. Morissette, Ph. Savoie, J. Villeneuve. Corn Stover and Wheat Straw Combustion in a 176- kW Boiler Adapted for Round Bales // Energies, 2013, N 6, p. 5760-5774.

Hoskinson R.L., Karlen D.L., Birrell S.J. et al. Engineering, nutrient removal, and feedstock conversion evaluations of four corn stover harvest scenarios // Biomass and Bioenergy 31 (2-3), p. 126-136.

База даних, створена в ході виконання Завдання 32 Міжнародного Енергетичного Агентства

УТИЛІЗАЦІЯ СКИДНОГО ТЕПЛА ЗА ДОПОМОГОЮ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

Задіранов Вадим Сергійович, аспірант, Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова,
e-mail: vadimharij@gmail.com, ORCID: 0009-0002-9179-9753

Україна щорічно споживає близько 92 млн. тон нафтового еквіваленту енергії та має одну з найбільш енергоємних та енергозалежних економік в світі . Наш показник енергоємності ВВП втричі вище ніж у більшості країн Європи. А підвищення енергоефективності є необхідним для стабілізації економіки.

На сьогодні в України, на жаль, непопулярні такі альтернативні джерела енергії як скидне тепло підземних залізничних тунелей метрополітену; скидне тепло промислових підприємств; геотермальна енергія отримана із покинутих затоплених вугільних шахт. Але всі ці джерела мають досить великий потенціал для їх використання.

У великих містах залізничні тунелі є надійним джерелом відпрацьованого тепла, яким можна обігрівати прилеглі будівлі. В метрополітені виділяється значна кількість тепла від пасажирів, рухомого складу, освітлення станцій, стаціонарного енергетичного та вентиляційного обладнання. Таке тепло може бути рекуперованe через теплообмінники, що безпосередньо пов’язані з корпусом тунелю. Також тепло може бути вилучено з грунту навколо тунелю за допомогою геотремального теплового насосу. Прикладом утилізації скидного тепла метрополітену є теплова електростанція Bunhill 2, побудована в Лондоні на місці колишньої станції метро, яка обігріває і забезпечуватиме гарячою водою понад 1000 будинків у районі Ісілнгтона.

Дослідники Федеральної політехнічної школи Лозанни (EPFL) і Федерального інституту технології в Цюріху запропонували використовувати гілку М3, що будується в метро Лозанни, для утилізації надлишкового тепла. Автори стверджують, що при встановленні системи на 60 тисяч кв. м. поверхні тунелів (тобто наполовину менше, ніж довжина М3) можна буде опалювати (або навпаки охолоджувати) до 1,5 тисяч квартир площею 80 кв. м. За словами фахівців, такий винахід буде дешевим в установці, а термін його служби становитиме 50-100 років. При цьому інфраструктура допомогла б скоротити викид вуглецю в атмосферу на два мільйони тон щорічно (порівняно із звичайним центральним опаленням).

На рис. 1 зображений приклад циклу теплового насоса тунельної геотермальної установки

Шахтні води, які відкачують у процесі видобутку вугілля на працюючих шахтах, а також для недопущення затоплення сусідніх підприємств та підтоплення поверхні - на ліквідованих шахтах, є стабільним джерелом альтернативної енергетики.

На північному сході Англії затоплену вугільну шахту Хебберн перетворять на геотермальну електростанцію. Проект включає буріння двох свердло-

вин для транспортування води із затоплених шахт. Електростанція на ділянці видобутку розподілятиме енергію для обігріву місцевих будівель, наприклад, багатоповерхових житлових будинків. План полягає в тому, щоб використовувати сонячні батареї та теплоелектроцентраль для вироблення електроенергії.

Рисунок 1 – Цикл теплового насоса тунельної геотермальної установки

Сьогодні утилізація скидного тепла шахтних вод в Україні стримується здебільшого через відсутність ефективних технологій. Використання цього джерела теплової енергії можливе поки тільки шляхом використання спеціального технологічного обладнання, до складу якого входять теплові насоси. У розвинених європейських країнах теплові насоси застосовуються дедалі більше, а в українській вугільній промисловості вони практично не використовуються. Використання тепла шахтних вод, сумарні обсяги яких становлять $788 \cdot 10^6$ м^3/рік, – один із шляхів вирішення проблеми нестачі теплової енергії. Температура води в шахті стала протягом усього року, і цей ресурс доступний.

Існує безліч промислових процесів, які виділяють тепло в навколишнє середовище, яке може бути використано для опалення будинків. До таких джерел скидного тепла належать нафтопереробні заводи, сталепрокатні заводи. Вищезгадані джерела забезпечують досить високі температури і можуть використовуватися безпосередньо в мережі районного теплопостачання за допомогою простого теплообмінника. Крім того, їх можна використовувати для холодопостачання завдяки сорбційним чилерам, які перетворюють тепло на охолодження з дуже низьким споживанням електроенергії.

Утилізація відпрацьованого тепла - це технології, які дозволять зробити системи опалення більш ефективними, економічними та екологічно чистими у багатьох містах України.

Література

Moormann C., Buhmann P., Homuth S., Friedemann W., Pralle N. (2016). Tunnel geothermics – International experience with renewable energy concepts in tunnelling , Ernst & Sohn Verlag für Architektur und technische Wissenschaften GmbH & Co. KG, Berlin · Geomechanics and Tunnelling 9, No. 5., page 470. (DOI: 10.1002/geot.201600048)

ЕЛЕКТРОМАГНІТНА НЕБЕЗПЕКА ЕЛЕКТРО ТА ГІБРИДНИХ АВТОМОБІЛІВ

Кравцов Михайло Миколайович, к. т. н., доцент
Харківський національний автомобільно-дорожній університет
e-mail: Super-mikvich@ukr.net; ORCID 0000 – 0002 – 3218 – 2182

Термін “Електромагнітне випромінювання” розглядається як потік енергії, котрий рухається зі швидкістю світла через вільний простір яи матеріальне середовище у вигляді електричних і магнітних полів.

Електрична складова електромагнітного поля формує на поверхні тіла людини та її внутрішніх органах певний потенціал (від кількох сотень мілівольт до десятків вольт). Цей потенціал взаємодіє з власними біоелектричними імпульсами органів, величина яких становить лише кілька мілівольт, і тим самим спотворює функцію певних органів і систем організму (нервова, серцево-судинна системи). Магнітна складова діє іншим чином. В організмі людини є єдиний і унікальний магніточутливий орган - епіфіз (шишкоподібна залоза). Вона розташована в основі мозку, виробляє мелатонін і відповідальна за перебіг так званого біологічного годинника (чергування сну і неспання). Магнітне поле пригнічує вироблення мелатоніну епіфізом. Мелатонін впливає на вироблення майже всіх інших гормонів тіла, що за тривалого впливу може призвести до серйозного захворювання.

Особливо шкідливий вплив чинить пульсуюче (модульоване) електромагнітне поле. Згідно з недавніми дослідженнями, модульований сигнал має "тунелюючий" ефект на клітини головного мозку і тим самим відкриває доступ для надходження в мозок різних токсинів, зокрема важких металів. Під час розмов високочастотне модульоване випромінювання проникає всередину голови, опромінює тканини мозку і може бути причиною розвитку злоякісних пухлин [1].

Загалом фахівці виокремлюють чотири системи, найбільш схильні до дії електромагнітного випромінювання: нервову, імунну, ендокринну та статеву. Симптоми від впливу електросмогу в людини: порушення концентрації уваги, головні болі, загальна слабкість, втрата працездатності та неминуща втома, напади запаморочення, поверхневий сон, погіршення пам’яті, емоційна лабільність, депресія, тремор, нестабільність пульсу й АД, аритмії, болі в серці, розлади статевої функції, зниження імунітету. Діапазон захворювань від дії електромагнітних випромінювань широкий. Це розлади нервової, імунної, ендокринної систем, розвиток пухлин та лейкозів у людини. Згідно з нещодавно отриманими даними, саме “ электросмог ” є головною причиною "синдрому хронічної втоми".

Науковці та фахівці різноманітних медичних, екологічних підприємств і установ вивченням біоритмів людини вже займаються на протязі десяти річних років. Ці вивчення у науці зветься хронобіологією, т. б. коливаннями, максимальними та мінімальними значеннями які настають через приблизно

рівні проміжки часу (цикли). Всі цикли відрізняється між собою показниками, але вони відтворюються на основі тих самих закономірностей, що й інші. Тож біоритми можна назвати і впорядкованими в часі та передбачуваними змінами біологічного процесу (рис. 1).

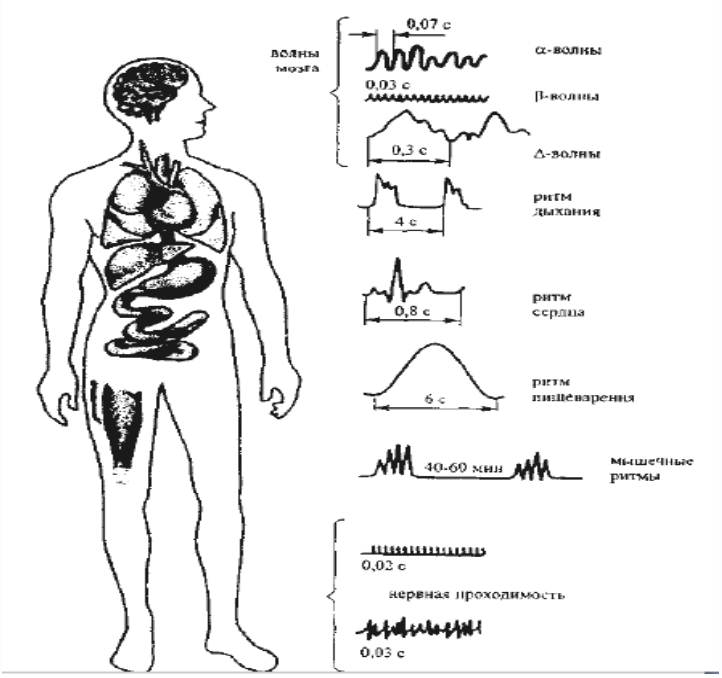


Рисунок 1 - Середня тривалість деяких ритмічних процесів організму людини

У людини встановлено понад 300 життєво важливих процесів які протікають у добовому біоритмі і становлять фізіологічну основу раціональної організації режиму праці та відпочинку.

Пасажири, водії і мешканці міст та осель привикли думати що електричні та гібридні автомобілі є безпечними транспортними засобами! Однак, все не так! Сотні метрів електричних дротів розташованих в електро та гібридних транспортних засобах, по яким йде електричний струм, перебувають у безпосередній близькості на відстані від 5 до 10 см від пасажирів та водіїв автомобілів. Так. ці кабелі та дроти закриті, екрановані та начебто надійно захищені від людини. Однак електромагнітні випромінювання цих струмонесучих проводів постійно впливають під час руху транспорту на біологічну клітину людей, завдаючи їй пригнічення та ураження, від яких виникають різного роду захворювання [2].

Лікарі вбачають у них потенційну загрозу для здоров’я, зокрема діти ризикують захворіти на лейкемію! Батареї та силові лінії електромобтлів, а також у так званих гібридних машинах розміщуються поруч із водіями та пасажирами. У наступний час мирові товаровиробники автомобільної галузі почали випуск електричних транспортних засобів з тяговими батареями у яких напруга становлять від 400 до 800 В. Яке там буде електромагнітне випромінювання та чи зможе людина захищатися від нього?! Таким чином, негативний вплив електромагнітних випромінювань на людей неминучий, протягом трива-

лого періоду. На жаль, ці електромагнітні випромінювання накопичуються і вражають біологічні клітини людини.

Медичні організації в Західній Європі та США визнають небезпеку, яка криється в сильних електромагнітних полях, припускають, що вони викликають ракові захворювання! Однак, досі не ухвалено стандартів максимально допустимих рівнів електромагнітного випромінювання в транспортних засобах і поза ними з урахуванням багатогодинного впливу цих полів на людину.

Вченими ХНАДУ зі співробітниками Харківського інституту технічних проблем магнетизму Національної академії наук України проведені дослідження електромагнітного випромінювання (ЕМВ) гібридного автомобіля Пікап-Ланос приладом МАГНІТОСКОПОМ 1.069 і дано оцінку ЕМВ (табл. 1),

Таблиця 1 – Вимірювання індукції змінного магнітного поля (Н) гібридного автомобіля “ Пікап–Ланос ” Магнітоскопом 1.069

Місце вимірів	Місце водія (мкТл)	Переднє місце пасажира (мкТл)	Виміри магнітного поля (мкТл)	Ліве переднє сидіння, мкТл	Праве заднє сидіння пасажира мкТл	Відповідність нормативним документам, +/-
Ліве, переднє сидіння	X-0,5	X=0,5	0,27	70,0	70,0	-
Праве, переднє сидіння	Y-2?0	Y=1,4	0,202	200,0	240,0	-
Пасажир-місто	Z=0,2	Z=0,5	0,65	70,9	70,0	-

З результатів вимірювання ЕМВ (табл. 1) видно, що більше ЕМВ спостерігається у кабіні, де знаходиться пасажир. Згідно ДСНіП № 239-96 норма ЕМВ становить 2,5 мкВт/см^2 . Європейські стандарти FCC і ANSI C/1-92 допускаэ показання 1,5 мкВт/см^2 Методика розрахунку розподілу рівнів електромагнітного поля, затверджена наказом МОЗ від 29.11.2013 р. № 1040.

При визначенні гранично-допустимих рівнів електромагнітних полів людини у розділі 4 ДСанПіН 3.3.6.096-2002 діють формули і порядок визначення параметрів впливу ЕМВ. Тобто при збільшенні допустимих норм ЕМВ з 10 мкВт/см^2 до 100 мкВт/см^2, потрібно вживати заходи зменшення часу перебування людни у зоні ЕМВ, де збільшилася його потужність.

Згідно зі стандартом EN IEC 62764-1:2022 "Методи вимірювання рівнів магнітного поля створеного електричним та електронним обладнанням автомобілів щодо впливу на людину". Частина 1. Низькочастотні поля; допустимий рівень ЕМВ повинен складати 0,02 – 0,03 мкТл.

Ці стандарти є обов’язковими для виконання всіма підприємствами, установами та організаціями будь-якої форми власності.

Електромагнітне екранування – широко відоме як екранування, яке обмежує електромагнітне поле в області, блокуючи поля бар’єрами. Такі захисні бар’єри виготовлені з провідного або магнітного матеріалу.

Кожухи електричних пристроїв екранують з метою обмеження перешкоди від зовнішнього світу. Кабелі екранують від електромагнітних перешкод з метою ізоляції середовища де цей проходить кабель.

Популярна форма електромагнітного екранування називається захистом від радіоперешкод. Екранування високочастотного електромагнітного випромінювання (безпровідних радіохвиль будь-якого типу) засновано на віддзеркалені випромінювання на металевих поверхнях, а також на принципі існування [3].

Таким чином, провідні радіочастотні пристрої екрануюся, а їх матеріали повинні бути заземлені текстовими тканями у яких вплетені внутрішні металеві нити чи виконані з металізованою поверхнею.

Література

1. Філєпенко В. В., Будянська Е. М. (2010) НДІ гігієни праці і профзахворювань. ХНМУ. Екологічна безпека навколишнього середовища". Вісник ХНУ ім. В.Н. Каразіна. Серія "Екологія". 893. (5). Filiepenko V.V., Budianska E. M. (2010) NDI hihiieny pratsi i profzakhvoriuvan. [Research Institute of Occupational Hygiene and Occupational Diseases.] KhNMU. Ekolohichna bezpeka navkolyshnoho seredovyshcha". Visnyk KhNU im. V. N. Karazina. Seriia "Ekolohiia". 893 [in Ukrainian]

2. Бажинов, О. В., Кравцов, М. М., & Ілічук, О. В. (2019). Методика вимірювання впливу електромагнітних випромінювань автотранспортних засобів на людину та навколишнє середовище. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, 86 (1), 66-73.

3. Chung D.D.L. (2001) Electromagnetic interference shielding effectiveness of carbon materials. Carbon. 39. 279 -285.

ПЕРСПЕКТИВИ І РОЗВИТКОК ВОДНЕВИХ ЕЛЕКТРОМОБІЛЕЙ

Латвинський Владислав Дмитрович, асистент кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: latvin2000@gmail.com, ORCID: 0009-0002-4891-2925

У сучасному світі дуже гостро стоїть проблема екології в містах, і людство активно шукає способи зменшення викидів, які створюють автомобілі та заводи. Один із методів зниження цих викидів – перехід на альтернативні джерела палива, такі як електрика та водень.

Водень вважається економічно привабливим енергоносієм для використання у транспортній енергетиці, де він є прямим конкурентом для електротранспорту та традиційних двигунів внутрішнього згорання. У сфері вантажного автотранспорту та автобусів водень вже зараз має економічні переваги перед батарейним електричним транспортом, на відміну від водневих легкових

автомобілів, які поки є перспективою в довгостроковому плані. Таким чином, транспортний сектор може значно сприяти досягненню цілей декарбонізації за рахунок впровадження нових екологічно чистих автомобільних технологій у порівнянні з традиційними [1,2].

На сьогоднішній день ще немає однозначної думки про те, які саме електромобілі отримають широке поширення, хоча деякі автомобілі, які використовують електроенергію від акумуляторів, використовуються деякими автомобільними ентузіастами. Для таких автомобілів створена необхідна інфраструктура, мережі заправок в Європі та США. Проте акумулятори мають кілька недоліків: при низьких температурах батарея втрачає заряд, термін служби цих пристроїв становить від 3 до 5 років, при цьому вони часто потребують підзарядки.

Водневі паливні елементи, порівняно з акумуляторами, мають свої переваги: вони також є екологічно чистими та мають термін служби 8–10 років, а також не потребують обслуговування. Порівнюючи їх з двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ), можна зробити висновок, що використання водневого двигуна є більш доцільним, оскільки його коефіцієнт корисної дії (ККД) становить 45%, у порівнянні з ККД бензинових двигунів, який складає 35%. Важливо зауважити, що водневі двигуни працюють майже безшумно, оскільки не видають вібрацій під час експлуатації.

Незважаючи на всі позитивні сторони, водневі двигуни мають декілька серйозних недоліків. Наприклад, їхня вартість перевищує вартість звичайних двигунів, і треба також враховувати, що вартість водню вища, ніж вартість бензину. Однак можна вважати, що двигуни на водневому паливі можуть стати більш вигідними. Згідно з проведеними дослідженнями, енергетична потужність одного галона бензину і 1 кілограма водню, еквівалентного йому за обсягом, приблизно однакова (130–140 мегаджоулів). Галон бензину в США коштує 2,9 долара, а 1 кілограм водню – 8,6 долара. Проте термодинамічна ефективність бензину становить 20–25%, у порівнянні з 60% і більше для водню. Отже, паливні елементи є значно ефективнішими за двигуни внутрішнього згоряння, в 2,5–3 рази. Це означає, що автомобілі на водні зможуть проїхати на тому ж об’ємі палива в 2,5–3 рази довше.

Автомобіль на водневому паливі, по суті, є частково схожим на електромобіль, але з меншим акумулятором: ємність літій-іонного акумулятора в 10 разів менше, ніж у звичайного електромобіля. Тут акумулятор використовується лише як буфер для зберігання енергії, отриманої при рекуперативному гальмуванні, і для швидкого холодного старту. Констукція водневого електромобіля представлена на рис.1.

Головне джерело енергії – блок паливних елементів – не входить у робочий режим одразу. На перших прототипах водневих машин для цього знадоб лялося близько півтори години. У сучасних моделях – не більше 2 хвилин, щоб розпочати перетворення водню та повітря на водяний пар, азот і електроенергію. Однак для прогріву до робочої температури, коли ККД установки досягає 90%, потрібно від 15 хвилин до години, залежно від оточуючої температури [3,4].

Рис.1. Конструкція електромобіля на водневому паливі

Принцип дії водневого двигуна полягає у наступному: у спеціальному паливному баці розміщений стиснутий водень, який подальшим поступає на паливний елемент. Цей елемент оснащений мембраною, що розділяє камери з анодом (де розміщена позитивно заряджена пластина) та катодом (де розміщена від'ємно заряджена пластина). В камеру з анодом подається водень, а в камеру з катодом - кисень, що надходить із повітрозабірника. Кожен з електродів покритий шаром каталізатора, часто це платина, що призводить до втрати воднем ефектронів. Протони, які є позитивно зарядженими частинками, проходять до катоду. Там вони з'єднуються з електронами, утворюючи водяну пару та електрику. Ємність водневого акумулятора в 10 разів перевищує ту, що у звичайного електричного акумулятора, і балон із 5 кг водню зазвичай дозволяє подолати близько 500 км. Принцип роботи водневого двигуна представлений на рис.2 [5].

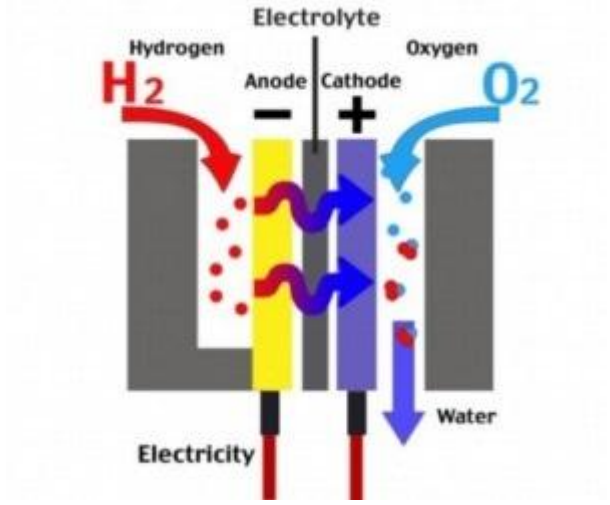


Рис.2. Принцип роботи водневого двигуна

В США планується розвиток інфраструктури для використання автомобілів на водневому паливі, але такі проекти потребують значних фінансових інвестицій через поступовий розвиток технологій і неможливість масового впровадження нових автомобільних систем палива у короткі терміни. Однак водневі двигуни мають вагому перевагу - тривалість служби. Якщо електрокари

працюють в середньому 3-5 років, то автомобілі з водневими двигунами можуть прослужити від 8 до 10 років. Крім того, вони більш стійкі до змін клімату, оскільки електричні акумулятори втрачають ефективність при низьких температурах.

Також водневе паливо може бути використане для живлення стаціонарних мобільних веж і інших споруд.

Хоча багато людей вказують на високу вартість водню порівняно з іншими видами палива, за розрахунками Міжнародного енергетичного агентства до 2030 року ціни на водень можуть знизитися на 30%, що зробить його більш конкурентоспроможним у порівнянні з іншими джерелами енергії.

Висновки

Розвинені країни (США, Японія, Китай та країни ЄС) сприяють масовому виробництву водневих двигунів. Наприклад, компанія Toyota бачить основні перспективи для водневих двигунів у компактних автомобілях, середньому та преміум-класі. Іншим прикладом є канадська компанія Ballard Power, яка за замовленням китайського Міністерства транспорту розпочала пілотний проект, у рамках якого водневе паливо можна буде заправляти на звичайних автозаправних станцій.

Проведений аналітичний огляд підтверджує перспективність ринку водневих двигунів як у світі, так і в Україні. З урахуванням цих результатів можна зробити висновок, що з 2040 року розпочнеться масове впровадження в промисловий обіг двигунів, що працюють на водневому паливі.

Література

1. Andrews J., Shabani B. The role of hydrogen in a global sustainable energy strategy // Wiley Interdisciplinary Reviews: Energy and Environment. 2014. № 3. pp. 474–489.

2. Ball M., Weeda M. The hydrogen economy – Vision or reality? // International Journal of Hydrogen Energy. 2015. № 40. pp. 7903–7919.

3. Acar C., Dincer I. The potential role of hydrogen as a sustainable transportation fuel to combat global warming // International Journal of Hydrogen Energy. 2018.

4. Köhler J., Wietschel M., Whitmarsh L., Keles D., Schade W. Infrastructure investment for a transition to hydrogen automobiles // Technological Forecasting and Social Change. 2010. № 77. pp.1237–1248.

5. Campíñez-Romero S., Colmenar-Santos A., Pérez-Molina C., Mur-Pérez F. A hydrogen refuelling stations infrastructure deployment for cities supported on fuel cell taxi roll-out // Energy. 2018. №148. pp. 1018–1031.

ТЕХНІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ

Маслов Ігор Захарович, канд. техн. наук, завідувач кафедри суднових енергетичних установок і систем Дунайського інституту Національного університету «Одеська морська академія»,
e-mail: maslovigor@i.ua, ORCID: 0000-0003-1759-6077

Вступ. Автономна суднова енергетична система використовується для застосування в якості джерела живлення споживачів трифазним струмом напруги 400 V частоти 50 Hz при роботі від основного і резервного дизель – генераторів або від стороннього джерела напруги 380 V частотою 50 Hz (трансформаторна підстанція потужністю не менше 63 kVA, обладнана елементами грозозахисту, з глухо заземленою нейтраллю. Наприклад в разі стоянки в порту, доках, живленні від рятівних суден). Виносний дизель – генератор призначений для виконання техобслуговування, ремонтних робіт, побутових потреб.

Суднова дизель-генераторна енергетична система має надійно працювати в наступних умовах, відповідно до вимог MARPOL та [1]:

– робоча температура навколишнього повітря від мінус 45°С до плюс 60°С ;

– відносна вологість повітря до 98 % при температурі (25 ± 5) °С;

– висота над рівнем моря до 3000 м;

– запиленість повітря до 0,5 g/m3;

– швидкість вітру біля поверхні землі до 30 m/s ;

– вплив атмосферних опадів (дощ, сніг, туман, іній і роса).

Номінальна потужність електростанції забезпечується при:

– температурі навколишнього повітря плюс 60 °С;

– висоті над рівнем моря до 1000 м;

– відносній вологості 98% при температурі плюс 25 °С..

Мета роботи. Метою даного дослідження є огляд особливостей технічної експлуатації суднових електричних мереж.

Матеріал і результати дослідження. Функціональна схема суднової дизель-генераторної енергетичної системи приведена на рис. 1.

Система забезпечує надійний пуск дизельних двигунів, електростартер не більше ніж з трьох спроб при температурі навколишнього повітря плюс 5°С і вище, без застосування спеціальних нагрівальних пристроїв, при ємності акумуляторних батарей не менш 75% від номінальної, до прийому 100% навантаження за час не більше 65 с.

При подачі на блок напруги мережі живлення 220 V 50 Hz або 220 V 400 Hz всі елементи блоку, крім вихідного випрямляча (А2), знаходяться під потенціалом мережі.

Напруга живильної мережі через схему захисту і заводопридушуючого фільтру надходить на мережевий випрямляч. Мережевий випрямляч виконує функції випрямлення напруги і згладжування пульсацій і забезпечує режим

плавного заряду конденсаторів фільтру при включенні джерела і безперебійність подачі енергії на навантаження, при короткочасних провалах напруги мережі нижче допустимого рівня 176 V, зменшує рівень перешкод за рахунок застосування заводопридушуючого фільтру. На виході мережевого випрямляча формується напруга постійного струму, яка знаходиться в межах значень 250 – 370 V.

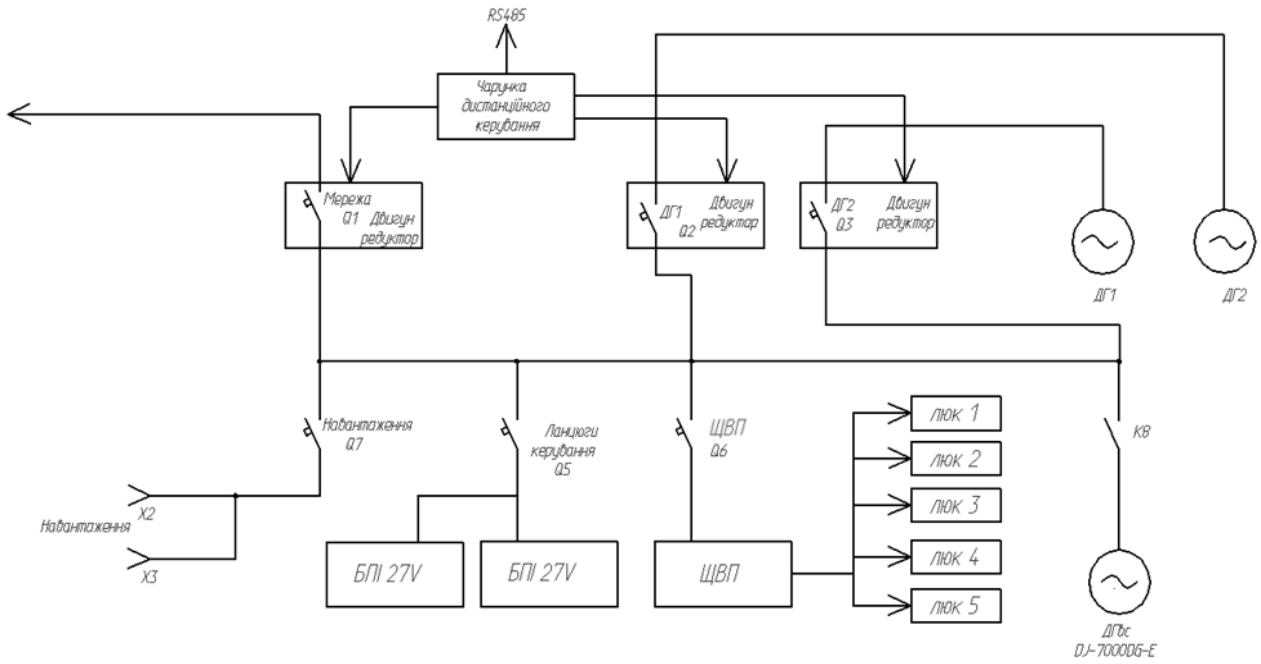


Рисунок 1 – Функціональна схема суднової дизель-генераторної енергетичної системи
X2, X3 – клеми роз'єму навантаження; Q1 – Q6 – автоматичні вимикачі, ДГ – дизель – генератор; ЩВП – щит власних потреб; БПІ – блок живлення.

За допомогою регульованого інвертора постійна напруга мережевого випрямляча перетворюється в змінну прямокутної форми підвищеної частоти 70–80 kHz і через понижуючий високочастотний трансформатор, що забезпечує гальванічну розв'язку мережі з навантаженням, надходить на вихідний випрямляч. Випрямлена і відфільтрована високочастотним фільтром вихідна напруга надходить на вихідний роз'єм для живлення апаратури стабілізованою напругою.

Стабілізація вихідної напруги здійснюється за рахунок зміни тривалості імпульсів в межах 2 – 5 μs.

При зменшенні вхідної напруги або збільшенні навантаження, які сприяють зменшенню вихідного напруги, тривалість імпульсів збільшується, повертаючи величину вихідної напруги до встановленого значення. Аналогічно при збільшенні вхідної напруги або зменшенні величини навантаження тривалість імпульсів зменшується, зберігаючи вихідну напругу ста більним. Формування імпульсів і зміна їх тривалості забезпечується платою широтно – імпульсного модулятора А1.1. Зміна тривалості імпульсів відбувається під дією напруги зворотного зв'язку, що надходить з вихідного випрямляча.

Висновки

Показано особливості технічної експлуатації суднових електричних мереж, зокрема на прикладі автономної суднової енергетичної системи, яка використовується в якості джерела живлення суднових споживачів трифазним струмом при роботі від основного і резервного дизель – генераторів або від стороннього джерела напруги.

Література

1. Прадюх В. І., Капліна А. А. Морехідні якості суден: навчальний посібник. Херсон : ХДМА, 2021. 108 с.

2. Міжнародна конвенція про підготовку і дипломування моряків та несення вахти 1978 року : Конвенція Міжнар. мор. орг. від 07.07.1978 р. : станом на 25 черв. 2010 р. URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/995_053#Text.

3. Peretyatko Yu., Spinul L., Shcherba M. Theoretical fundamentals of electrical engineering / ed. by T. Anoshkova, A. Shcherba. Kyiv: Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, 2021. 136 p.

4. Carlton J.S. Marine Propellers and Propulsion. London: Butterworth-Heinemann, 2018, 585 c.

ФОРМУВАННЯ СУКУПНОСТІ ПАРАМЕТРІВ ДЛЯ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОНОМНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Маслов І.З., канд. техн. наук, завідувач кафедри суднових енергетичних установок і систем, Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», e-mail: maslovigor@i.ua, ORCID: 0000-0003-1759-6077

Кулагін Д.О., д.т.н., проф. каф. електропостачання промислових підприємств, Національний університет «Запорізька політехніка», e-mail: kulagindo@gmail.com, ORCID: 0000-0003-3610-4250

Анотація. Об’єктом дослідження є проблема створення відносно простої за кількістю необхідних вхідних параметрів діагностичної моделі дизельного двигуна для автономної електростанції. Предметом дослідження є взаємозв’язок між обраним набором вхідних параметрів діагностичної моделі дизельного двигуна та адекватністю реагування отриманої моделі на реальні аварійні ситуації. В результаті дослідження розроблено методику синтезу діагностичної графової моделі дизельного двигуна автономної електростанції. Отримана модель дозволяє здійснювати контроль працездатності дизельного двигуна та коригування відповідних параметрів для досягнення необхідного робочого стану або локалізації аварійної ситуації.

Ключові слова: діагностична модель, енергетична установка, аварійна ситуація, дизельний двигун, автономна електростанція.

Igor Maslov, PhD, Head of the Department of Ship Power Plants and Systems, Danube Institute of the National University "Odesa Maritime Academy", maslovigor@i.ua, ORCID: 0000-0003-1759-6077

Dmytro Kulagin, Doct. of Science, Professor, Department of Power Supply of Industrial Enterprises, National University "Zaporizhzhia Polytechnic", kulagindo@gmail.com, ORCID: 0000-0003-3610-4250

FORMATION OF A SET OF PARAMETERS FOR ASSESSING THE TECHNICAL CONDITION OF AUTONOMOUS POWER PLANTS

Abstract The object of study is the problem of creating a relatively simple diagnostic model of a diesel engine for an autonomous power plant in terms of the number of required input parameters. The subject of the study is the relationship between the selected set of input parameters of the diagnostic model of a diesel engine and the adequacy of the response of the resulting model to real emergency situations. As a result of the study, a methodology for synthesising a diagnostic graph model of a diesel engine of an autonomous power plant has been developed. The resulting model allows monitoring the performance of a diesel engine and adjusting the relevant parameters to achieve the required operating state or localise an emergency. The aim of the study is to develop a diesel engine diagnostic system for an autonomous power plant. To achieve this goal, the following tasks were solved: - to develop a method for synthesising a diagnostic graph model of a diesel engine for an autonomous power plant; - to propose a method for selecting the initial parameters of the diagnostic graph model of a diesel engine. The proposed method of synthesis of a diagnostic graph model of a diesel engine of an autonomous power plant, based on the use of the graph theory method, allows obtaining results that correspond to the actual state of operation of a diesel engine of a power plant with relative simplicity of use. This is achieved by using specially selected groups of diesel power control parameters as diagnostic parameters of the graph model. These indicators are available for measurement without significant dismantling and installation work, the use of complex measuring instruments, but can be measured during routine maintenance and operation. A methodology for selecting the output parameters of a diagnostic graph model of a diesel engine is proposed, which includes the process of forming the minimum required sample of parameters of diesel engine operation. The following parameters have been selected as parameters for assessing the technical condition of power plant diesel engines and functionally related systems and circuits: power plant capacity; diesel crankshaft rotation frequency; fuel consumption; and a group of thermal parameters. This minimum required set of system state parameters makes it possible to link the diagnostic scheme for the studied technical condition of power plant diesel engines with their operational performance.

Keywords: diagnostic model, power plant, emergency situation, diesel engine, autonomous power plant.

ГІБРИДНА СИЛОВА УСТАНОВКА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Нікітченко Ігор Миколайович, канд. техн. наук, доцент каф. ДВЗ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: igor.nikitchenko@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9481-4296
Птиця Геннадій Григорович, канд. техн. наук, доцент каф.
організації та безпеки дорожнього руху,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: gennadij.ptitsa@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5061-0144
Савич Дмитро Васильович, аспірант,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: savenok.dima88@gmail.com

В результаті значного зниження якості повітря у великих містах і боротьби з викидами шкідливих речовин вводяться все більш обмежувальні і водночас дедалі більш складні законодавчі норми викидів вихлопних газів [1]. Додатковим фактором, що сприяв посиленню критеріїв, необхідних для затвердження транспортних засобів, стало виявлення шахрайства, здійсненого автомобільними компаніями під час випробувань на показники роботи ДВЗ [2].

Використання ДВС додаткових систем для допалювання палива, нейтралізації та фільтрації вихлопних газів призводить до значних ускладнень конструкції силового агрегату та подальшого збільшення витрат, пов’язаних з виробництвом транспортних засобів. Однак у більшості випадків рівень зниження шкідливих викидів не є цілком задовільним. Іншим варіантом є використання альтернативних двигунів. За минулі роки було розроблено ряд рішень, у тому числі використання палива, щоб процес згоряння був менш шкідливим для навколишнього середовища, розробка гібридних систем, що поєднують двигун внутрішнього згоряння з іншим джерелом руху або використовують лише рухові установки. які не потребують горіння. Серед видів палива, що дозволяють отримати більш низькі результати викидів, скраплений нафтовий газ (LPG) та стиснений природний газ (CNG) слід зазначити як важливі. Перетворення двигуна внутрішнього згоряння для роботи на зрідженому газі є популярним у разі пасажирських перевезень.

У гібридних силових установках (ГСУ) зазвичай використовується комбінація двигуна внутрішнього згоряння з електроприводом, зараз більшість виробників пропонують автомобілі з цим типом силової установки. Менш поширене рішення поєднує двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) з пневматикним або гідравлічним двигуном.

В основу запропонованої авторами моделі роботи ГСУ поставлено завдання удосконалення ГСУ, яка містить двигун, працюючі на нафтовому паливі та стиснутому повітрі. Обидва двигуни з’єднані з колесами ведучого моста, механічно пов’язані з механізмом трансмісії через планетарний редуктор. Планетарний механізм 2, пов’язаний один валом з ДВЗ 1, другим – з пнемо-

двигуном 1, а третім – з ведучими колесами 3 транспортного засоба та компресором 14. Для транспортних засобів стиснуте повітря зберігається на них в балонах 4 високого тиску 20-50 МПа. Для работи пневматичного двигуна предбачено тиск 0,5-0,9 МПа. При зменшенні тиску після редуктора високого тиску 5 знижується температура. При розширенні газа в циліндрі пнемодвигуна теж знижується температура. В роботі розглянуто підігрів стиснутого повітря для пнвмодвигуна, за рахунок його подвійного послідовного підігрівання. Метою створення даної установки є підвищення енергетичного потенціалу стисненого повітря, а відповідно і коефіцієнта корисної дії (ККД) пневмодвигуна. Також зменшення впливу мінусових температур на випуску до температур оптимальних для роботи системи змащення і зменшення механічних втрат. Керування ГСУ здійснюється електроним блоком керування 11.

Поставлене завдання вирішується за рахунок максимального відбору і збереження теплоти від ДВЗ. Для цього додатковий теплообмінник встановлено в рідинний патрубок системи змащення 17 ДВЗ. Робоче тіло попереднь нагрівається перед його нагрівом у другому теплообміннику, розташованому в приймальній трубі глушника

Далі робоче тіло надходить до теплоаккумулятора 16, де зберігається для роботи пневмодвигуна.

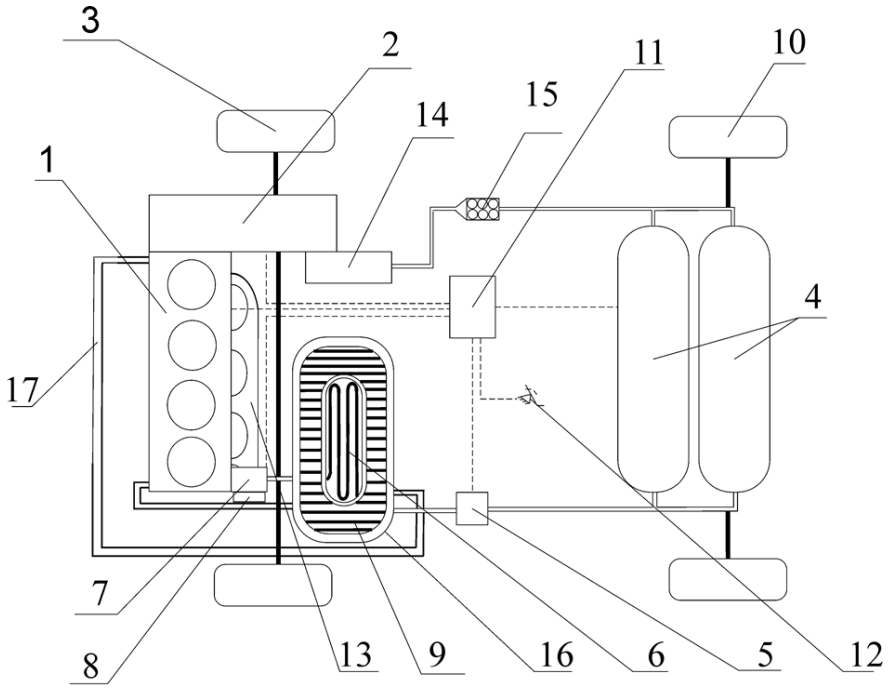


Рисунок 1 – Гібридна силова установка автотранспортного засобу

Висновки

В роботі показано гібридну установку з використанням підвищеним енергетичного потенціалу стисненого повітря за рахунок його підігріву, а відповідно і підвищення коефіцієнта корисної дії (ККД) ГСУ. Розглянуто способи

підігріву стиснутого повітря для пнвмодвигуна, за рахунок його подвійного послідовного підігріву системою змазки ДВЗ і його відпрацьованим повітрям. Також розглянуто можливість зменшення впливу мінусових температур на випуску до температур оптимальних для роботи системи змащення і зменшення механічних втрат.

Для поновлення пневмобалонів стиснутим повітрям (робочим тілом)в режимі ДВЗ можливо підключення автономного компресора, з узгодженням умов роботи з загальною системою керування ГСУ.

Література

1 European Commission, CO2 emission performance standards for cars and vans (2020 onwards), (n.d.), https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/regulation_en.European Environment Agency, Annual mean NO2 concentrations observed at traffic stations, 2017, (17 December, 2019), https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/figures/annual-mean-no2-concentrationobserved-12

2 Agora Energiewende, Auswirkungen der Corona-Krise auf die Klimabilanz Deutschlands. Eine Abschätzung derEmissionen 2020 [Effects of the corona crisis on Germany's carbon footprint. An estimate of 2020 emissions],(2020), https://www.agora-energiewende.de/fileadmin2/Projekte/2020/ _ohne_Projekt/2020-03_Corona_Krise/178_A-EW_Corona-Drop_WEB.pdf

3. Пат. 125527 Україна, МПК B60K6/00. Комбінована силова установка автотранспортного засобу / Воронков О.І., Нікітченко І.М., Тесленко Е.В. та ін. – №u201712714; заяв. 21.12.2017; опубл. 10.05.2018, Бюл. №9.

СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ТЕХНОЛОГІЇ ВІД ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ ДО ЕЛЕКТРИЧНОЇ МЕРЕЖІ

Смирнов Олег Петрович, докт. техн. наук, професор каф. автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: smirnov1oleg@gmail.com, ORCID: 0000-0003-4881-9042
Борисенко Анна Олегівна, канд. техн. наук, доцент каф. автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: anutochka2111@gmail.com, ORCID: 0000-0001-5992-8274

Глобальні фактори, такі як споживання енергії та екологічні проблеми, заохочують використання електромобілів (Electric Vehicles (EV)) як альтернативних джерел енергії. Розробка технології від електромобіля до електромережі (Vehicle to Grid (V2G)) [1-3], інтегрування електромобілів з чистими джерелами енергії (енергія сонця, енергія вітру), також підвищує значимість електричних транспортних засобів у енергетичній та транспортній галузях (рис. 1) [4].

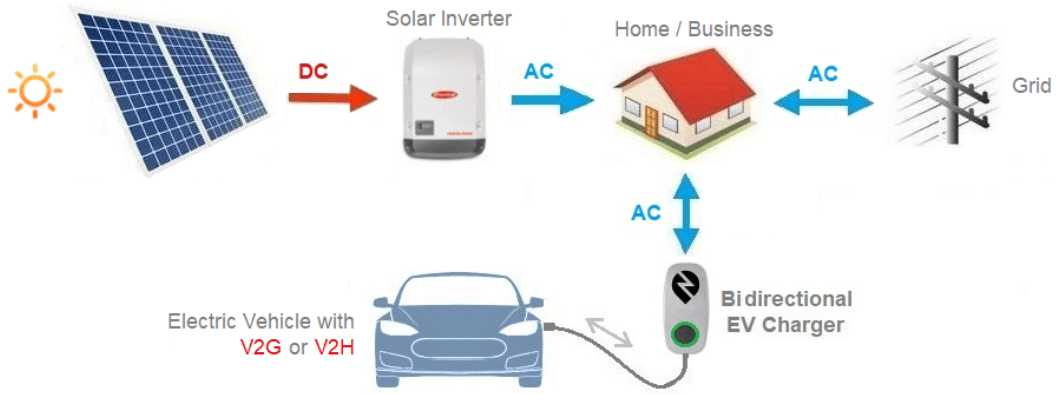


Рисунок 1 – Технологія від електромобіля до електромережі (Vehicle to Grid (V2G)) [4]

Електромобілі з можливістю двонаправленої (двосторонньої) дії можна використовувати для живлення будинку, подачі енергії в електричну мережу та для забезпечення резервного живлення в разі відключення електроенергії або надзвичайної ситуації. Електромобілі – це, по суті, енергоємна система накопичення енергії (Energy Storage Systems (ESS)) на колесах, тому двонаправлені зарядні пристрої можуть дозволити транспортному засобу накопичувати дешеву електроенергію в непіковий період або сонячну енергію, щоб зменшити витрати на електроенергію для домогосподарств. Така технологія може революціонізувати роботу електромереж, завдяки чому десятки тисяч електромобілів зможуть одночасно постачати електроенергію під час пікового попиту [4].

Підключення електромобілів до електричної мережі V2G забезпечує практичне та економічне рішення для підвищення енергетичної стабільності будинку, офісу та електричної мережі у цілому. Останні дослідження підтверджують, що наукові та промислові розробки продовжують покращувати ефективність використання електромобілів як автономних електростанцій при їх підключенні до електричної мережі.

У дослідженні [5] розглянутий інтелектуальний підхід до енергоменеджменту системи накопичення енергії ESS електромобіля та електромережі V2G, який полягає в інтелектуальному заряджанні акумуляторних батарей електромобіля та дозволяє транспортним засобам віддавати електроенергію, що накопичена у ESS назад в електричну мережу та діяти як стаціонарна система накопичення енергії протягом періоду перебування на стоянці.

Ідея технології від електромобіля до електромережі V2G полягає в тому, щоб зменшити перевантаження мережі шляхом розміщення системи накопичення енергії ESS електромобіля поблизу зон перевантаження [6]. Крім того, накопичення енергії може використовуватися багатофункціональним способом і служити для додаткових цілей, таких як перенесення енергії, регулювання напруги, стабільність частоти та аварійне резервування [7]. Це рішення особливо придатне для мереж, у яких накопичення енергії зазвичай потрібне для доповнення змінних відновлюваних джерел енергії. Крім того, оскільки зарядка електромобілів у житлових районах зазвичай відбувається ввечері, накопичувачі можна заряджати від місцевих відновлюваних джерел

протягом дня та розряджати електромобілі протягом вечора, таким чином також зменшується вплив відновлюваних джерел на мережу [8].

Незважаючи на те, що за останні кілька десятиліть були доступні різні технології накопичення енергії, їх ціна була перешкодою для широкого впровадження.

Тим не менш, через зростання індустрії електромобілів і зростаючу інтеграцію відновлюваних джерел енергії, докладаються величезні зусилля для зниження цін на них. Наприклад, ціни на літій-іонні (Li-ion) батареї знизилися приблизно на 85 % між 2010 р. та 2020 р. Крім того, кілька досліджень передбачають, що очікуване масове виробництво електромобілів призведе до додаткового зниження цін від 30 % до 60 % до 2025 р. [9].

Технологія V2G стосується передачі електроенергії та відповідних даних між транспортною та електричною мережевими системами, що забезпечує синергію між ними, що необхідно для реалізації розумного міста (Smart City). Планування розумного міста наступного покоління включає розумну мережу та Інтернет речей (Internet of Things (IoT)).

Технологія V2G передбачає заряд електромобілів в нічний час, коли ціна на електроенергію низька, а вдень використовувати накопичену в акумуляторних батареях енергію віддавати назад у електричну мережу, коли ціна на електроенергію більше.

Технологія V2G включає технологію від електромобіля до будинку (Vehicle to Home (V2H)), яка вважається найбільш перспективної технологією екологічної, енергетичної та транспортної систем. Електромобілі становяться децентралізованою системою накопичення енергії, важливим аспектом інтелектуальної електромережі, коли акумуляторні батареї накопичують і відновлюють енергію в електромережі будинку. Системи накопичення енергії електромобіля можна підключити до електромережі через будь-яке локальне підключення. Слід зазначити, що будинки, шо виробляють сонячну енергію на даху, можуть зберігати її в своєму електромобілі.

Інша технологія V2G – це технології від електромобіля до офісної будівлі (Vehicle to Building (V2B)), яка полягає у використанні електромобілів як рухомих накопичувачів електричної енергії, що дозволяє підключати декілька накопичувачів електроенергії в електричну мережу, але без будь-яких додаткових інвестицій і з великою перевагою, що забезпечує як гнучкість, так і мобільність.

Власники або користувачі електромобілів заряджають акумуляторні батареї вночі, а вранці по приїзду до офісу ця накопичена енергія використовується в будівлі в робочий час або передається в мережу V2G. Це забезпечує багато переваг, однією з найважливіших з яких є доцільність збільшення виробництва електроенергії вночі, та зниження пікового попиту протягом дня.

Корпорації Hitachi, Mitsubishi та французька комунальна компанія Engie представили проект, який використовуватиме електричні транспортні засоби як енергетичний буфер для офісних будівель (рис. 2) [10].

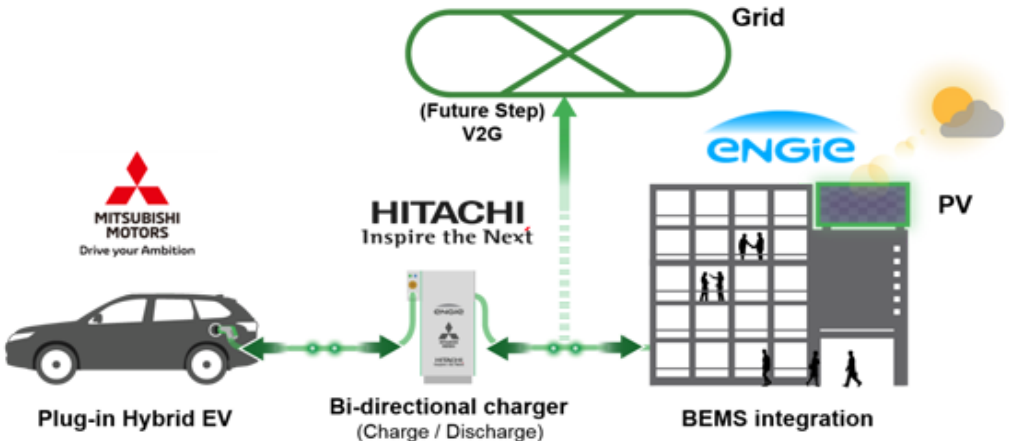


Рисунок 2 – Технологія від електромобіля до офісної будівлі V2B [10]

Тестування технології від електромобіля до офісної будівлі V2B проходить у голландському місті Зандам. Схема передачі енергії можлива за допомогою перетворювача напруги виробництва Hitachi. Перетворювач напруги може заряджати електромобілі або навпаки подавати енергію з електромобіля в офісну будівлю (V2B) та за необхідністю в електричну мережу (V2G).

Зарядний пристрій також можна підключити до сонячних панелей або зовнішнього стаціонарного акумулятора. У пілотному проекті Hitachi постачає перетворювачі напруги, Engie оптимізує енергетичну систему в будівлі, а Mitsubishi надає Outlander PHEV як електричний автомобіль для випробувань. Оголошена мета партнерів полягає в тому, щоб обґрунтувати використання акумуляторів електромобілів як мобільних джерел енергії, які могли б, наприклад, накопичувати електричне перевантаження від сонячної установки або забезпечувати енергією будівлі в той час, коли електроенергія не виробляється.

На наступному етапі проекту партнери перевірять, наскільки електричні транспортні засоби, відновлювані джерела енергії та системи управління енергією можна використовувати, щоб зробити будівлі енергетично нейтральними [10].

Висновки

Електромобілі останнім часом становляться компонентом глобальної електричної мережі та дозволяють забезпечувати стабільність електричної мережі, підвищення її енергоефективності та наданні додаткових мережевих послуг. Масове використання електромобілів сприяє декарбонізації економіки за рахунок використання електроенергії, виробленої з відновлюваних джерел енергії.

Комбіноване використання Vehicle to Grid (V2G), Vehicle to Home (V2H) і Vehicle to Building (V2B) є однією зі стратегій збільшення кількості ефектричних транспортних засобів, забезпечення кращого зв’язку між виробництвом енергії і споживанням, зменшуючи піковий попит і підвищуючи глобальну енергоефективність.

Література

1. Yu, H., Niu, S., Shang, Y., Shao, Z., Jia, Y., & Jian, L. (2022). Electric vehicles integration and vehicle-to-grid operation in active distribution grids: A comprehensive review on power architectures, grid connection standards and typical applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 168, 112812. https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112812

2. Gough, R., Dickerson, C., Rowley, P., & Walsh, C. (2017). Vehicle-to-grid feasibility: A techno-economic analysis of EV-based energy storage. Applied Energy, 192, 12–23. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.01.102

3. Смирнов О. П., Борисенко В. О. (2023). Перспективи використання технології від електромобіля до мережі для умов України. Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції до Дня автомобіліста та дорожника "Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців": 23-25 жовтня 2023 р. / Харків, ХНАДУ, 2023. – с. 278-281. https://af.khadi.kharkov.ua/nauka/konferenciji/

4. Bidirectional EV charging explained - V2G, V2H & V2L — Clean Energy Reviews. (2023, 2 жовтня). Clean Energy Reviews. https://www.cleanenergy-reviews. info/ blog/bidirectional-ev-charging-v2g-v2h-v2l

5. Tarroja, B., & Hittinger, E. (2021). The value of consumer acceptance of controlled electric vehicle charging in a decarbonizing grid: The case of California. Energy, 229, 120691. https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120691

6. Heilmann, C., & Friedl, G. (2021). Factors influencing the economic success of grid-to-vehicle and vehicle-to-grid applications—A review and meta-analysis. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 145, 111115. https://doi.org/ 10.1016/j.rser.2021.111115

7. Gough, R., Dickerson, C., Rowley, P., & Walsh, C. (2017). Vehicle-to-grid feasibility: A techno-economic analysis of EV-based energy storage. Applied Energy, 192, 12–23. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.01.102

8. Wong, L. A., Ramachandaramurthy, V. K., Taylor, P., Ekanayake, J. B., Walker, S. L., & Padmanaban, S. (2019). Review on the optimal placement, sizing and control of an energy storage system in the distribution network. Journal of Energy Storage, 21, 489–504. https://doi.org/10.1016/j.est.2018.12.015

9. Huy, T. H. B., Truong Dinh, H., Ngoc Vo, D., & Kim, D. (2023). Real-time energy scheduling for home energy management systems with an energy storage system and electric vehicle based on a supervised-learning-based strategy. Energy Conversion and Management, 292, 117340. https://doi.org/10.1016/ j.enconman. 2023.117340

10. Hitachi, Mitsubishi & Engie drive V2G project forward | electrive.com. (2018). electrive.com | the industry's leading emobility media. https://www.electrive. com/ 2018/04/01/hitachi-mitsubishi-engie-drive-v2b-project-forward

РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ АВТОМОБІЛЬНОГО ПНЕВМОДВИГУНА КОМБІНОВАНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ (КЕУ)

Тесленко Едуард Вікторович, асистент каф.ДВЗ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: teslenkoev21@gmail.com
Хомутов Максим Анатолійович, аспірант
e-mail: m.a.homutov@gmail.com

Для сучасного міського автомобільного транспорту стає актуальним застосування екологічно чистих, у тому числі комбінованих, енергетичних установок (КЕУ) [1], при використанні яких на деяких режимах експлуатації автомобіля можливо короткочасно відмовитися від роботи двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) замінивши його на альтернативний, що знаходиться в складі КЕУ.

Пневматичні двигуни (ПД) при використанні у складі КЕУ мають ряд переваг у порівнянні з електричними (простота та безпека конструкції, менша вага обладнання при застосуванні сучасних матеріалів, робота в умовах вибухо- та пожежонебезпечності, відсутність шкідливого електромагнітного випромінювання, немає необхідності в утилізації акумуляторів та ін.) [2].

Комбінована енергетична установка із застосуванням ПД та ДВЗ передбачає різні компонувальні схеми розміщення агрегатів. При використанні КЕУ на автотранспорті краще виглядає суміщена схема, при якій ПД і ДВЗ розміщені в одному корпусі, але працюють по черзі за рахунок зміни роботи систем впуску, запалення (за наявності) та живлення. При такій схемі для підігріву стисненого повітря та підтримки теплового балансу використовується теплота, що виділилася внаслідок роботи ДВЗ. Теплота може бути використана від нагрітих деталей ДВЗ, систем охолодження та масляної, вихлопних газів, теплових акумуляторів.

Під час роботи енергетичної установки можна виділити два режими роботи. Перший – режим роботи ПД при частоті обертання 0 – 800 хв-1; другий - режим роботи ДВЗ при досягненні частоти обертання валу 800 хв-1 і більше. Робота автомобільної КЕУ першому режимі доцільна під час руху у заторах, властивих міському руху; у підземних паркінгах; у місцях з підвищеною пожежонебезпечністю та ін.

Реалізувати перемикання режимів можливо за рахунок застосування електрогідравлічного приводу клапанів, отримуючи можливість змінювати тактність. Для плавного переходу з одного режиму на інший необхідно узгодити криві потужності і крутного моменту, ПД і ДВЗ приближені криві двох режимів (рис. 1).

Поршневий ПД має дві можливості для регулювання потужності та крутного моменту. Перший спосіб - регулювання за рахунок тиску повітря, що подається в циліндр, другий - за рахунок зміни тривалості процесу наповнення (від моменту повного розширення до моменту повного наповнення, (рис. 2).

Результати попереднього дослідження наведено нижче.

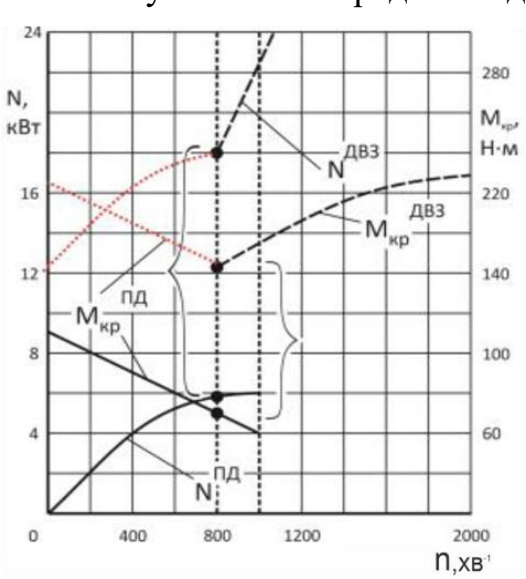


Рисунок 1 – Швидкісні характеристики КЕУ

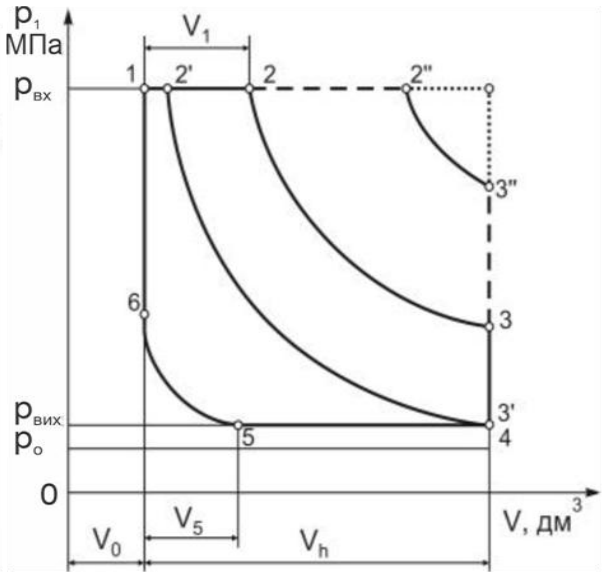


Рисунок 2 – Індикаторна діаграма ПД

На рис. 3 наведено результати розрахункових випробувань ПД. З підвищенням тиску від 0,5 до 1,1 МПа при оборотах колінчастого валу 800 хв$^{-1}$ (холостий хід ДВЗ) потужність зростає до 6 кВт, а крутний момент ПД - Мкр до 70 Н•м.

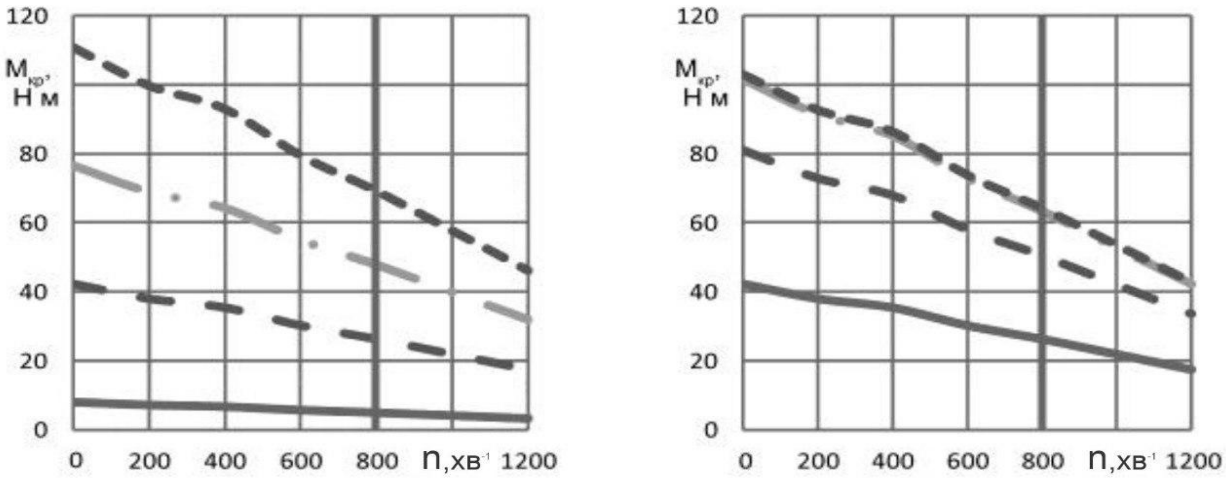


Рисунок 3 – Зміна крутного моменту ПД КЕУ на базі ДВЗ 4Ч 9,2/9,2 (Рвх = 0,5-1,1 МПа, φ = 60-180 град. п.к.в.)

В залежності від тривалості процесу наповнення потужність ПД Ne зі збільшенням кута з 60 до 180 град. п.к.в. при оборотах колінчастого валу 800 хв$^{-1}$ становить 5,5 кВт., а крутний момент - Мкр = 65 Н•м (рис. 3).

Під час роботи ПД у складі комбінованої енергетичної установки без підігріву стисненого повітря витрати пального та токсичність газів, що відпрацювали, дорівнюють нулю.

Достовірність побудованих моделей підтверджується проведенням порівняльного аналізу розрахункових та експериментальних даних, які узгоджувалися з результатами досліджень інших авторів.

Висновки

Статична модель ПД дозволяє визначити величини тиску стисненого повітря на впуску і фази газорозподілу для узгодження кривих потужності і крутного моменту при переході КЕУ між режимами роботи ПД і ДВЗ. Графічна інтерпретація результатів показала, що зі збільшенням тривалості впуску стиснутого повітря більш ніж 135 град. п.к.в. зміна потужності та крутного моменту не спостерігається. Для узгодження показників роботи ПД і ДВЗ необхідно застосовувати редуктор з плавним регулюванням тиску стисненого повітря та керованих електрогідравлічних клапанів для зміни кута початку та тривалості впуску стисненого повітря.

Література

1. Туренко А.М. Про вибір параметрів поршневого пневмодвигуна, що працює у складі гібридної енергоустановки автомобіля - А.М. Туренко, В.О. Богомолов, Ф.І. Абрамчук [та ін] // Автомобільний транспорт: зб. наук. тр. ХНАДУ. - 2008. - Вип. 22. - С. 7-16. - ISSN 2219-8342.

2. Воронков О.І. Концепція створення пневматичного двигуна для автомобіля: монографія О.І. Воронков, Д.Б. Глушкова, А.В. Гнатов, В.О. Карпенко та ін. – Харків: ХНАДУ, 2019. – 256 с. - Бібліогр.: с. 230-251. - 300 прим.

ANALYSIS OF METHODS FOR DETERMINING THE OPTIMAL CONTROL OF AN ELECTRIC VEHICLE

Bazhynov Oleksiy, Professor of the Department of Technical Operation and Service of Vehicles, Kharkiv National Automobile and Highway University,
e-mail: alexey.bazhinov@gmail.com, ORCID: 0000-0002-5755-8553
Maria Vesela, Dipartimento di Economia, Impresa, Matematica e Statistica, Università degli Studi di Trieste, Italia,
e-mail: mves357@gmail.com, ORCID: 0000-0001-9318-9110

Introduction

The need to protect the environment is having an increasingly important impact on the development of the automotive industry. The task of eliminating the damage caused by modern cars, i.e. exhaust gas pollution, is becoming more urgent. The growing level of air pollution in large cities has raised the issue of developing a set of measures to reduce the content of toxic substances in the atmosphere.

The bulk of toxic emissions into the atmosphere are accounted for by road transport. This leads to requirements for the automotive industry to reduce the level

of toxic substances emitted during vehicle operation. Given the analysis of the global automotive market, it can be concluded that electric vehicles and vehicles with electric power plants are currently becoming a serious alternative to basic vehicles with internal combustion engines.

Research materials

An electric vehicle is a vehicle driven by one or more traction electric motors, which are powered by traction batteries rather than internal combustion engines. In addition to harmful emissions in the form of chemicals and compounds, internal combustion engines are inefficient.

In the balance of the heat energy released by a car engine, only about 12% is actually spent on movement, and the remaining 88% of the heat energy is wasted through various car devices into the external environment. And the efficiency of traction electric motors reaches 98%. That is why leading countries are intensively searching for rational technical solutions to create promising models of electric vehicles and directing all efforts to their industrial production.

A block diagram of the main components of an electric vehicle is shown in Fig. 1.

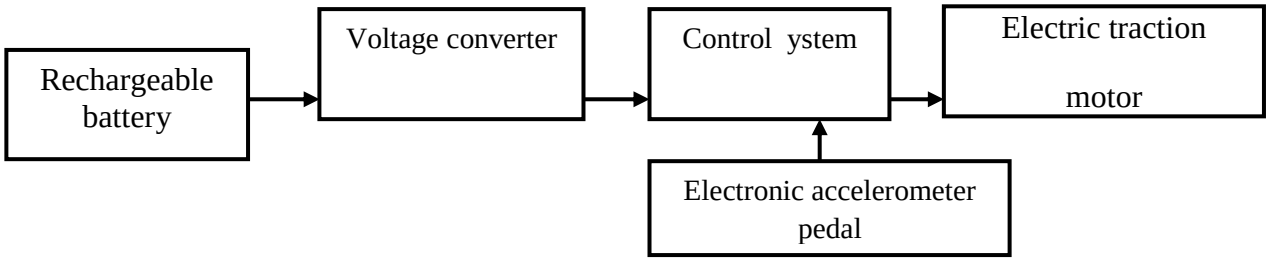


Figure 1.1 - Schematic diagram of an electric vehicle

The main advantages of an electric vehicle: no harmful emissions; simplicity of design (including the traction electric motor) and control; high reliability and durability of the power plant compared to a conventional car; the possibility of recharging from a household electrical network, but this method takes 5... 10 times longer than from a special high-voltage charger;; traction electric motors have an efficiency of 92...98% compared to the efficiency of an internal combustion engine of 20...30%; less noise due to fewer moving parts and mechanical gears; the possibility of recharging energy sources during regenerative braking.

Today, the weight, capacity and recharging time of batteries are still the weakest points of electric vehicles.

In general, the process of driving an electric vehicle in urban mode without having to change the speed due to obstacles encountered on the way (pedestrians, speed limits, road signs, other road users, regulated and unregulated intersections) consists of four stages:

- acceleration and/or speed maintenance, if necessary - a smooth increase in speed to a predetermined value with restrictions on phase coordinates and control;

- acceleration - movement without power supply to the wheels;

- regenerative braking - braking of electric machines operating in generator mode to charge the electric energy storage device;

- braking by the service brake system - braking with mechanical brakes to stop at a given location.

At the stages of acceleration and speed maintenance, the energy stored in on-board power sources is used to achieve or maintain the design speed of the electric vehicle. The energy conversion is as follows.

The electrical energy stored in the batteries (energy storage devices), minus losses in the converter (traction inverter), is used to rotate the rotor of the electric vehicle, being converted into mechanical energy with a coefficient of efficiency (COE) that depends on the frequency of rotation of the electric vehicle shaft and the amount of perceived load.

Further, the mechanical energy of the electric machine rotor rotation is converted into the kinetic energy of the electric bus movement by means of a transmission and a motor. In the transmission, the energy is used to overcome the friction force in the components and bearings, as well as to mix the gear oil of the rear axle. In the propulsion system, energy is consumed by sliding in the contact patch and overcoming rolling resistance.

When the electric bus is braking, part of the energy, excluding losses, can be returned to the storage device. In this case, the energy conversion is reversed. The kinetic energy of the electric bus movement is used to rotate the rotor of the electric motor by means of the motor and transmission, and part of the mechanical energy can be converted into heat and dissipated into the atmosphere by the operating brake mechanisms.

The mechanical energy of the rotor rotation is then converted with losses into electrical energy by an electric machine operating in energy recovery mode. The electrical energy, minus the losses in the converter, is then stored in a battery. Thus, one of the ways to reduce costs and reduce irrecoverable energy losses is to minimise the use of the service brake system.

Energy losses in the converter and transmission must be taken into account using the efficiency of the electric bus components.

The task of an energy-efficient control law for wheeled autonomous urban electric transport between stops on a city route should be formulated as an optimization problem: to determine the law of change in speed from the distance travelled $v(s)$ on the route when moving from a route point with phase coordinates S_1, $v_1 = 0$ to a route point S_2, $v_2 = 0$, for time $T = t_2 - t_1$ while minimizing the energy consumed for movement, which is determined by the objective function

$$J = \int_{t_1}^{t_2} \left(N_p - N_T + N_{MT}\right) dt \Rightarrow min \qquad (1)$$

where N_p – is the discharge power of the drive developed during acceleration; N_T – is the charging power of the drive during regenerative braking; N_{MT} – is the power consumed when using the service brake system.

Conclusions

A method for determining the energy-efficient law of electric vehicle movement along a city route has been developed, which differs in the use of the dynamic programming method for solving the optimisation problem with respect to an urban transport object.

References

Бажинов О.В., Бажинова Т.О., Кравцов М.М. Основи ефективного використання екологічно-чистих автомобілів: монографія. Х.: ФОП Панов АМ, 2018. –200 с.

Бажинова Т.О. Аналіз конструкцій силових установок транспортних засобів з використанням електротяги/ Бажинова Т.О., Ковтун В.О. // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні розробки в аграрній сфері» 12–13 грудня 2019 р., м. Харків. С. 44–45.

Бажинова Т.О. Визначення перспектив розвитку ринку електромобілів і гібридних автомобілів/ Бажинова Т.О., Бережний А.Д. // Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Автомобільний транспорт та інфраструктура» - 2020» 23–25 квітня 2020 р., м. Київ. С. 100–102.

Indu, K., & Aswatha Kumar, M. (2023). Electric vehicle control and driving safety systems: A review. *IETE Journal of Research*, *69*(1), 482-498.

Xue Q. et al. Dynamic coordinated control strategy of power on gear shifting for novel dual motor electric vehicle //Sustainable Energy Technologies and Assessments. – 2023. – Т. 55. – С. 102941.

Sun, X., Fu, J., Yang, H., Xie, M., & Liu, J. (2023). An energy management strategy for plug-in hybrid electric vehicles based on deep learning and improved model predictive control. *Energy*, *269*, 126772.

Li, B., Goodarzi, A., Khajepour, A., Chen, S. K., & Litkouhi, B. (2015). An optimal torque distribution control strategy for four-independent wheel drive electric vehicles. Vehicle System Dynamics, 53(8), 1172-1189.

STUDY ON UPCYCLING OF POLYSTYRENE PLASTIC WASTE USING RECYCLED OIL INTO GRAPHITE FOR THE ENERGY STORAGE APPLICATION

Tamalika Sarkar, master's student, Department of Environmental and Biological Sciences, University of Eastern Finland, e-mail: tsarkar@uef.fi, ORCID: 0009-0009-5260-7203
Anna Lähde, Ph.D., Doc., Professor, Department of Environmental and Biological Sciences, University of Eastern Finland, e-mail: anna.lahde@uef.fi, ORCID: 0000-0001-9674-4482
Dmytro Donskyi, Docent NTU KhPI, Ph.D, Visiting Researcher, Department of Environmental and Biological Sciences, University of Eastern Finland, e-mail: dmytro.donskyi1@uef.fi, ORCID: 0000-0003-3546-6110
Kirill Murashko, Ph.D., Doc., Postdoctoral researcher, Department of Environmental and Biological Sciences, University of Eastern Finland, e-mail: kirill.murashko@uef.fi, ORCID: 0000-0003-0177-8503

The rising global problem of plastic waste management and the increasing demand for renewable energy sources have induced interest in finding sustainable solutions for plastic waste management as well as recovery of the resources. For example, India has constructed over 2,500 kilometers of plastic roads so far and besides all other plastics, polystyrene was utilized in making polystyrene aggregate light weight concrete (Bansal et al., 2023). New methods are needed especially for plastics that are not easily recyclable now. Polystyrene (PS) in plastic group 6 is formed from aromatic hydrocarbon styrene monomers and it is considered hard to recycle plastic.

In this paper we studied the transformation of PS waste to carbonized products. The proposed method involves co-processing PS plastic with cooking waste oil generated in the food industry, particularly from repetitive cooking practices such as frying potatoes, onions, and chips. This approach not only offers a sustainable solution for plastic waste management but also addresses the disposal challenges associated with used cooking oil. Both of these materials belong to the class of renewable resources as the oil is a product of processing plant resources, and plastic is household waste. The standard PS plasticwith markings (6) and rapeseed oil (composition includes 0.7g of saturated fat, 6.2g of monounsaturated fat, and 3.1g of polyunsaturated fat in a 10g serving) were used in the studies.

It has been previously reported that pyrolysis can be applied to convert plastic waste into fuel oil. In this study, PS plastic was subjected to thermal dissolution in oil at temperature range of (120-230) °C without pressure. In this experiment the maximum amount of oil content was 33% of the total mass of polystyrene and the oil mixture. Additionally, possibility of obtaining more condensed plastic structures with solid iron (III) oxide powder and with freshly prepared iron oxide by reaction (1) was investigated. The density of the lump material after joint thermolysis was 0.9-1.16 g/cm^3. Table 1 shows the images of the obtained samples, and their density.

$$4Fe(NO_3)_3 \cdot 9H_2O \rightarrow 2Fe_2O_3 + 12NO_2 + 3O_2 + 36H_2O \quad (1)$$

Table 1: Density of different used samples

Sample	Polystyrene (PS)	Oil	PS + Oil	PS+Oil+ Fe_2O_3 (powder)	PS +Oil+ $Fe(NO_3)_3$ (reaction)
Density, 20°C g/cm^3	0.027	0.843	1.0197	1.1661	0.9013
Image					

The findings of this study contribute to the development of sustainable solutions for both plastic waste management and renewable energy production. Based on the literature, the produced carbon materials shown in Table 1 are suitable for wide use as a binding material for the preparation of a substitute for road binders, fuel briquettes from various components, as well as a binder for briquetting coals for coking, and the option of subsequent carbonization to obtain graphite materials and porous carbon is also being considered.

The yield of the final plastic lump product was 98-99% by weight. Possible losses are associated with experimental processes in oil and plastic upon contact with the walls of the reactor.

Further study of carbonization of samples in an oxygen-free environment under pressure from (6-20) bar and temperature (440-600) °C , a carbon yield of 16-20% wt. achieved. With subsequent graphitization very well structured graphite was obtained .

The structural, compositional, and morphological properties of the created material are investigated using SEM, EDS, TEM, Raman spectroscopy, and TGA techniques acording (Murasko et al.,2024).The electrochemical properties of the graphite are investigated by half-cell testing with metallic lithium counter electrode.

References

1. Bansal, S., Singh Kushwah, S., Garg, A., & Sharma, K. (2023). Utilization of plastic waste in construction industry in India – A review. *Materials Today: Proceedings*. https://doi.org/10.1016/J.MATPR.2023.03.693.

2. Murashko, K. *et al.(*2024).Oxalic acid-assisted preparation of LTO-carbon composite anode material for lithium-ion batteries. Nanotehnology,V.35, N16. https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1361-6528/ad1942.

Секція 7. ЕНЕРГЕТИЧНІ І ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ, ЇХ КЕРУВАННЯ ТА ДІАГНОСТУВАННЯ

РОЗРОБКА ПЕРСПЕКТИВНОЇ СХЕМИ КОМБІНОВАНОЇ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ ДЛЯ ДЕЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ

Авраменко Андрій Миколайович [1,2], 1 – д.т.н., пров. наук. співр. ІПМаш НАН України, 2 – професор кафедри ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: an0100@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8130-1881
Лєвтєров Антон Михайлович[1,2], 1 – к.т.н., ст. наук. співр., відділу термогазоди-наміки енергетичних машин, ІПМаш НАН України, 2 – наук. співр. кафедри ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: antmix1947@gmail.com, ORCID: 0000-0001-5308-1375

Однією з ключових проблем енергозбереження є підвищення енергоефективності виробництва, передачі і використання енергії.

Перспективним напрямком вирішення цієї проблеми вважається використання паливних елементів (ПЕ), що забезпечують пряме перетворення хімічної енергії палива в електричну енергію.

Стосовно розподіленого теплоенергопостачання (в межах 20 – 25 МВт) - найбільш доцільно використовувати твердооксидні паливні елементи (ТОПЕ). Вони мають високий електричний ККД (на рівні 55-60 %) та добре інтегруються у комбіновану енергоустановку з газотурбінним двигуном (ГТД) та/або ДВЗ. Паливні елементи представляють термохімічні пристрої для безносереднього перетворення енергії палива в електричну енергію і частково в теплоту без стадії механічного перетворення.

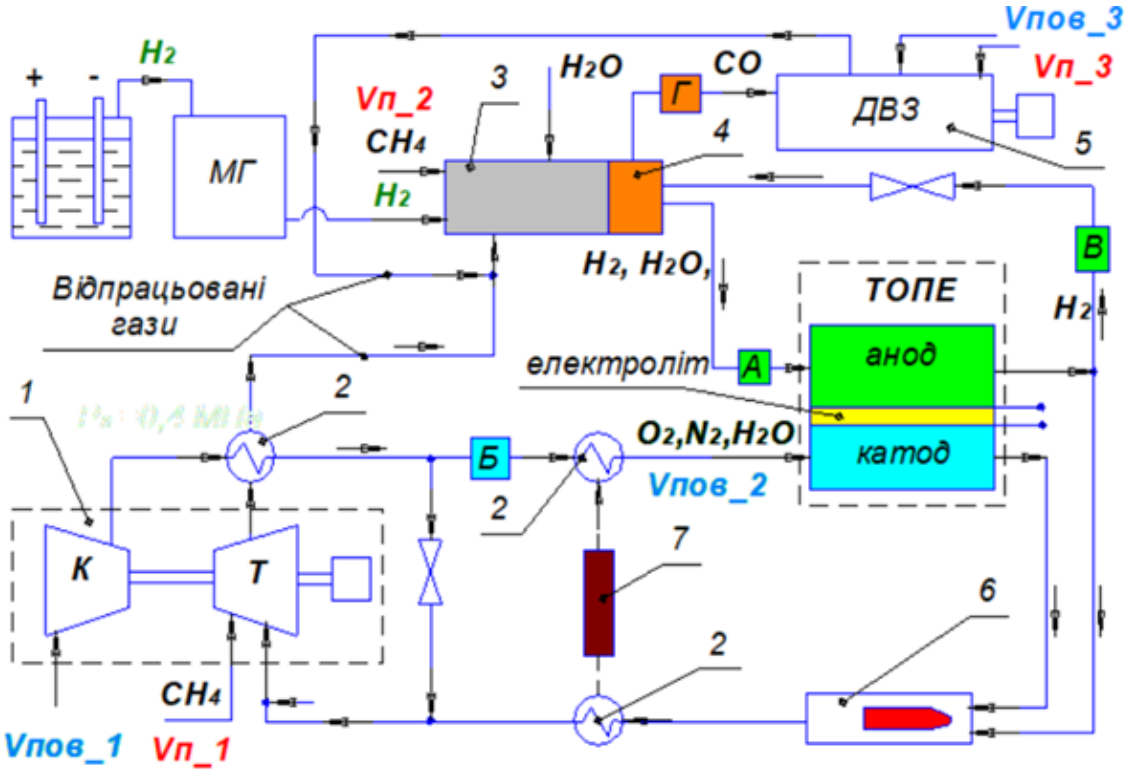
Основними перевагами енергоустановок з використанням ТОПЕ є більш високий ККД (за рахунок безпосереднього перетворення хімічної енергії в електричну). В роботі запропоновано теплову схему комбінованої енергоустановки на базі ТОПЕ та ГТД з допоміжним ДВЗ сумарною електричною потужністю 25 МВт (рис. 1).

Запропонована теплова схема комбінованої енергоустановки працює на мережевому метані. Метан підводиться до блоку плазмохімічної конверсії (поз. 3 – рис. 1), в якому він частково розкладається на складові (синтез-газ та діоксид вуглецю). Для зменшення енерговитрат на процес часткової плазмохімічної конверсії метану до нього додається водень, отриманий в електролізері, та який набуває енергетично-збудженого стану після десорбції у металогідридному акумуляторі водню.

Далі, після сепарації, водень зволожується та направляється до ТОПЕ. Продукти часткової конверсії метану (моноокисд та діоксид вуглецю)

направляються до допоміжного ДВЗ (поз. 5 – рис. 1), та використовуються, як домішка до мережевого метану.

Допоміжний ДВЗ використовується у запропонованій схемі на етапах запуску ТОПЕ та його прогріву (може досягати 24 годин). Основними перевагами використання допоміжного ДВЗ для утилізації продуктів часткової конверсії метану є мінімальні капітальні витрати, високий ККД та можливість його функціонування на сумішевих паливах з високими екологічними показниками.



1 – ГТД; 2 – теплообмінник; 3 – блок плазмохімічної конверсії метану; 4 – блок сепарації газів; 5 – газовий двигун; 6 – пальник; 7 – колектор з підігрівом

Рисунок 1 – Принципова схема комбінованої енергоустановки

Після прогріву ТОПЕ – допоміжний ДВЗ зупиняється і комбінована енергоустановка працює на розрахунковому режимі з сумарною електричною потужність 25 МВт, з яких – 5 МВт забезпечує ГТД.

При роботі на розрахунковому режимі продукти неповного окислення палива після ТОПЕ спалюються, або в пальнику (поз 6 – рис. 1), або, як мікродомішка до мережевого метану в ГТД.

Проведено розрахунки процесів тепломасообміну у основних елементах комбінованої енергоустановки (ТОПЕ, ГТД і ДВЗ). Результати розрахунків засвідчили про високу ефективність запропонованих конструктивних рішень та обраних режимів експлуатації.

Основною перевагою запропонованої теплової схеми є її гнучкість (декілька типів енергоустановок дають змогу поетапно їх підключати, відключати) в залежності від режиму роботи, високий сумарний електричний ККД (на рівні 60-75%), екологічні показники та прийнятний ресурс.

ДІАГНОСТУВАННЯ НЕСПРАВНОСТЕЙ СИСТЕМ ЗМАЩЕННЯ ВИСОКООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛІВ ЗА ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ЗАПОБІЖНОГО КЛАПАНУ

Савчук Володимир Петрович, к.т.н., доцент, завідувач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, e-mail: postsavchuk@gmail.com, ORCID: http://orcid.org/0000-0002-5266-850X
Білоусов Євген Вікторович, д.т.н., професор, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, e-mail: ewbelousov67@gmail.com, ORCID: http://orcid.org/0000-0001-8185-8209
Курносенко Дар'я Вікторівна, асистент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, e-mail: dasha10021991@gmail.com, ORCID: http://orcid.org/0000-0003-3417-8766
Сатулов Анатолій Іванович, старший викладач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, e-mail: anasat55555@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0003-2985-3755

Стандартно високообертові двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), мають обмежені можливості визначення динаміки зміни технічного стану елементів системи змащування (СЗ), оскільки контроль працездатності здійснюється тільки за показниками температури та тиску моторної оливи в центральній масляній магістралі.

Мета дослідження. Сучасні вимоги до забезпечення реалізації експлуатації суднових енергетичних установок відповідно до класу автоматизації А1 потребують застосування систем моніторингу та діагностування технічного стану найбільш критичних об'єктів з погляду їх впливу на надійність енергетичної установки (ЕУ) та живучість суден. Використання таких систем дозволить мінімізувати ризики, що пов'язані із раптовою втратою працездатності (відмовою), мати можливість контролювати та прогнозувати зміну технічного стану складових елементів з метою коригування графіків проведення робіт з технічного обслуговування та ремонту.

Ступінь інформативності систем діагностування СДВЗ в напрямку контролю технічного стану систем змащування високообертових дизелів є недостатнім та потребує розширення функціоналу. Проведені дослідження в напрямку встановлення впливу зміни технічного стану елементів СЗ на її робочі характеристики вказують на можливість заповнити недолік отримуваної діагностичної інформації, наприклад, шляхом аналізу характеристик золотника запобіжного клапану.

Виклад основного матеріалу. Найбільш розповсюдженими типами запобіжних клапанів в системах мащення тронкових ДВЗ є золотникові клапани. Моделювання їх дії в гідравлічних та пневматичних системах здійснюється шляхом представлення властивостей об'єктами, що визначають:

– властивості циліндричних пружин стискування, які діють на поршень;
– масу та властивості контакту поршня та посадкової поверхні клапана;
– геометричні властивості напірного та дренажного отворів клапана.

При моделюванні властивостей пружного елемента (циліндричної пружини), призначаються параметри:

напрямок дії сили пружини;

–діаметр золотника/штоку запобіжного клапана;

– жорсткість пружини клапану;

– сила попереднього затягування пружини.

Загальна сила, що діє на золотник, є комбінацією сили тиску, сили гідравлічного потоку та сили рідинного тертя (лише витік):

$$F_{total} = F_{pressure} + F_{jet} + F_{shear} + F_{ext},$$

де F_{ext} – дія на золотник інших сил, окрім гідравлічного потоку.

Сила, що створюється тиском моторної оливи, задається наступним чином:

$$F_{pressure} = j\left\{ p_1 \left[\frac{\pi\left(D_s^2 - D_r^2\right)}{4} \right] \right\},$$

де p_1 – тиск в об'ємі всередині золотника.

Сила, що передається на золотник запобіжного клапану, зумовлена тиском оливи і силою пружини:

$$F = jp\left[\frac{\pi\left(D_s^2 - D_r^2\right)}{4} \right] + j\left[F_p - k\left(x - x_0\right) \right],$$

де p – тиск у приєднаному об'ємі потоку; D_s, D_r – діаметр золотника та стрижня; j – напрямок дії сили. k – жорсткість пружини; x – поточне положення золотника; x_0 – початкове положення золотника (в стані спокою); F_p – сила попереднього затягування пружини клапану.

В якості досліджуваного двигуна використовувався дизель Д246.4 із запобіжним клапаном 245-1017015-Б. Геометричні показники запобіжного клапану та відповідні позначення наведено на рис. 1.

Сила від гідравлічного потоку розраховується за виразом:

$$F_{jet} = -jK_{jet}\dot{m}U\cos\left(\theta_{jet}\right),$$

де K_{jet} – коефіцієнт реактивної сили, що визначається експериментальним шляхом. За замовчуванням приймають K_{jet} = 1; U – швидкість гідравлічного потоку; $\dot{m}$ – масова витрата моторної оливи; θ_{jet} – кут струменя гідравлічного потоку.

Під час витоку на масу золотника також діє сила зсуву рідини на основі напруження зсуву рідини на поверхні золотника. Напруження зсуву рідини на поверхні золотника визначається як:

$$\tau_w = \mu \left.\frac{\partial u}{\partial y}\right|_{y=0}.$$

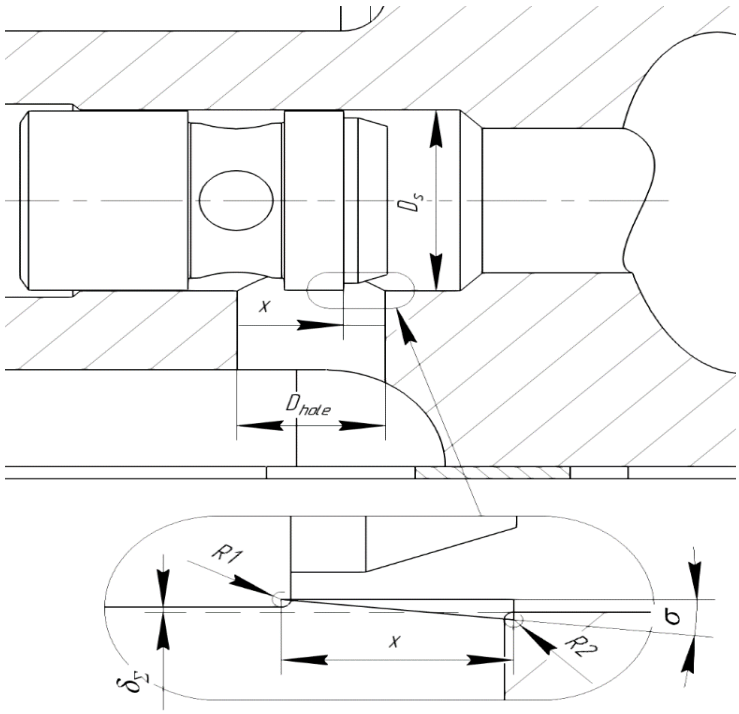


Рисунок 1 – Геометричні показники запобіжного клапану двигуна Д246.4

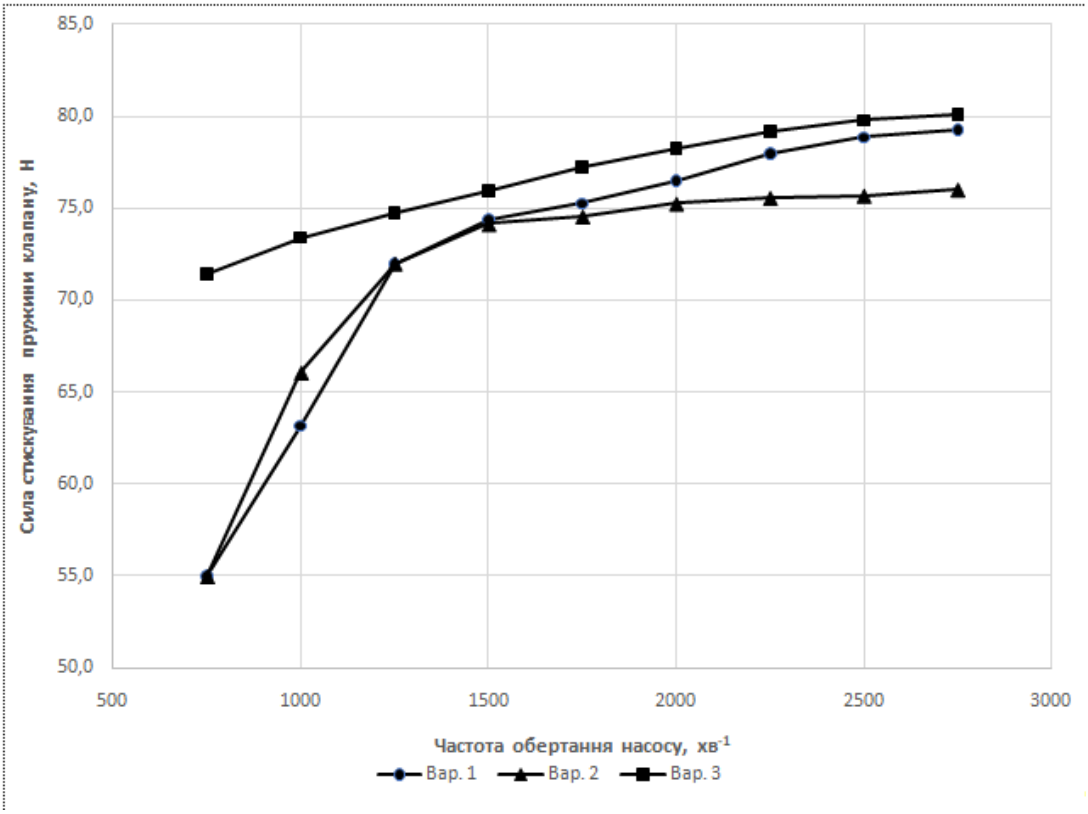


Рисунок 2 – Залежність сили стискування пружини запобіжного клапану 245-1017015-Б при моделюванні варіантів технічного стану елементів системи змащування двигуна Д246.4

Дослідження виконувалось з урахуванням трьох варіантів технічного стану СЗ: 1 – справного, 2 – із підвищеним опором на всмоктуванні; 3 – із забрудненим фільтром оливи.

Враховуючи залежність швидкості потоку Пуазейля, величина сили зсуву рідини, що діє на золотник, може бути записана як:

$$F_{shear} = \tau_w A_{surf} = j\left[\frac{\pi}{2} C_{fric} D_s \delta_r \left(p_1 - p_2\right)\right],$$

де C_{fric} – коефіцієнт сили рідинного зсуву.

Отримані попередні результати моделювання сили стискування пружини запобіжного клапану від частоти обертання вхідного валу насосу (рис. 2).

Висновки

Ступінь інформативності систем діагностування СДВЗ в напрямку контролю технічного стану систем змащування високообертових дизелів є недостатнім та потребує розширення функціоналу. Проведені дослідження в напрямку встановлення впливу зміни технічного стану елементів СЗ на її робочі характеристики вказують на можливість заповнити недолік отримуваної діагностичної інформації шляхом аналізу характеристик золотника запобіжного клапану.

Література

1. Савчук В.П., Курносенко Д.В., Білоусов Є.В. Сатулов А.І. Експериментальні дослідження впливу типових несправностей на функціональні параметри систем змащування високообертових дизелів / Водний транспорт. Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій. – К.: ДУІТ, 2023. – Випуск 2 (38). – С. 128-141. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.2.38.14

2. Савчук В.П., Курносенко Д.В., Тулученко Г.Я., Котов А.І. Вдосконалення діагностування елементів систем мащення суднових високообертових двигунів внутрішнього згоряння // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування: міжнародна наук.-практ. конф., 07-09 вер. 2022 р.: тези доп. Херсон: ХДМА. 2022. С. 33 – 38.

3. Курносенко Д.В., Савчук В.П., Білоусов Є.В., Дзигар А.К., Котов А.І. Стенд для дослідження параметрів елементів систем мащення високообертових двигунів внутрішнього згоряння. Двигуни внутрішнього згоряння. 2021. № 2. С. 73–79. https://doi.org/10.20998/0419-8719.2021.2.10

4. Курносенко Д.В., Савчук В.П., Білоусов Є.В. Дослідження впливу характеристик масляних фільтрів типу «spin-on» на робочі параметри масляної системи. Розвиток транспорту. Видавничий дім «Гельветика». 2021. № 4(11). С. 52-64. https://doi.org/10.33082/td.2021.4-11.05

ОПТИМІЗАЦІЯ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АГРЕГАТІВ

Степанов Олексій Вікторович, професор кафедри тракторів,
автомобілів та біоенергоресурсів,
Національний університет біоресурсів та природокористування України,
e-mail: o.stepanov@nubip.edu.ua, ORCID: 0000-0003-4954-2532
Волобуєва Тетяна В'ячеславівна, доцент кафедри машинобудування,
Одеська державна академія будівництва та архітектури,
e-mail: volobueva@ogasa.org.ua, ORCID: 0000-0003-0340-3326
Лемішко Дар'я Сергіївна, асистент кафедри тракторів,
автомобілів та біоенергоресурсів,
Національний університет біоресурсів та природокористування України,
e-mail: lemishko.dasha@nubip.edu.ua, ORCID: 0009-0008-9539-8627

З наукових джерел відомо, що в основі стратегії експлуатації вантажного автотранспорту (надалі – автотранспорт) лежить підбір оптимальних режимів роботи, термінів та обсягів технічних впливів залежно від фактичного технікного стану автотранспорту. Зокрема, розробленої стратегії технічного обслуговування і ремонту автотранспорту, що припускає три види робіт: обов'язкові, контрольно-діагностичні, усунення виявлених несправностей. Було відзначено, що в міру вдосконалення методів і засобів технічного діагностування обсяг обов'язкових робіт можна скорочувати. У цій системі обов'язкові роботи й діагностика є плановими, а усунення поступових відмов має попереджувальний характер.

При роботі автотранспорту експлуатаційні фактори знижують його працездатність і тим самим впливають на зміну показників надійності. Унаслідок цього спостерігається зниження продуктивності та потужності автотранспорту, зменшення ймовірності його безвідмовної роботи. Крім того, збільшуються витрати на технічне обслуговування і ремонт автотранспорту, на зниження коефіцієнтів технічного використання й готовності.

Для формування комплексів робіт із технічного обслуговування і ремонту автотранспорту пропонується розглядати автотранспорт як об'єкт, що складається з декількох систем, різних за функціональним призначенням. Ступінь впливу кожної з виділених систем на надійність автотранспорту в цілому різнорідна. Ряд агрегатів, вузлів, складальних одиниць, відмови яких призводять до відмови автотранспорту, можна віднести до категорії основних систем, а їх відмови називати відмовами основних систем.

Агрегати, вузли, складальні одиниці, відмови яких викликають перерви в роботі автотранспорту, що знижують ймовірність безвідмовної роботи й величину коефіцієнта готовності, віднесемо до категорії послідовно-допоміжних систем. Відмови послідовних і допоміжних систем не знижують середнього ресурсу автотранспорту. До цієї категорії відмов відносять будь-які відмови автотранспорту, крім відмов граничного стану основних систем. Наприклад, утворення протікання робочих рідин і мастил, порушення регулювальних параметрів або пошкодження сальників тощо.

Допоміжні системи, відмови або порушення нормальної роботи яких призводять до збільшення швидкості зношування елементів основних систем, можна віднести до категорії паралельно-допоміжних систем. Відмови паралельних і допоміжних систем знижують середні ресурси основних систем і автотранспорту в цілому. Наприклад, напрацювання мастила, при якому відбувається втрата основних фізико-хімічних властивостей або видавлювання із зони сполучення деталей мастильного матеріалу або накопичення в ньому абразивних речовин.

Отже, автотранспорт являє собою складну технічну систему, що складається з ряду функціонально об'єднаних систем. Надійність і довговічність складної технічної системи визначається якістю функціонування.

Слід зазначити, що ймовірність відмови послідовно-допоміжних систем на напрацюванні між обслуговуваннями може бути дуже мала. Відповідно до цього їх відновлення в цей період взагалі не планується, і вони будуть тільки обслуговуватися зі встановленою періодичністю.

Однак, може бути й ситуація, що пов'язана з неодноразовими відмовами послідовно-допоміжних систем. Тоді вони будуть вимагати неодноразових ($n>1$) відновлень на напрацюванні між обслуговуваннями.

Паралельно-допоміжні системи взаємодіють кожна з однією або декількома основними системами, або декілька паралельно-допоміжних систем забезпечують нормальну роботу однієї з основних. Такого роду функціональна взаємодія дозволяє вважати паралельно-допоміжні системи системами, що обслуговуються.

Для оцінки значущості обслуговування паралельно-допоміжних систем пропонується система технічного обслуговування і ремонту, що використовує методику визначення та підтримки надійності автотранспорту, але стосовно до конкретних умов експлуатації (рис. 1).

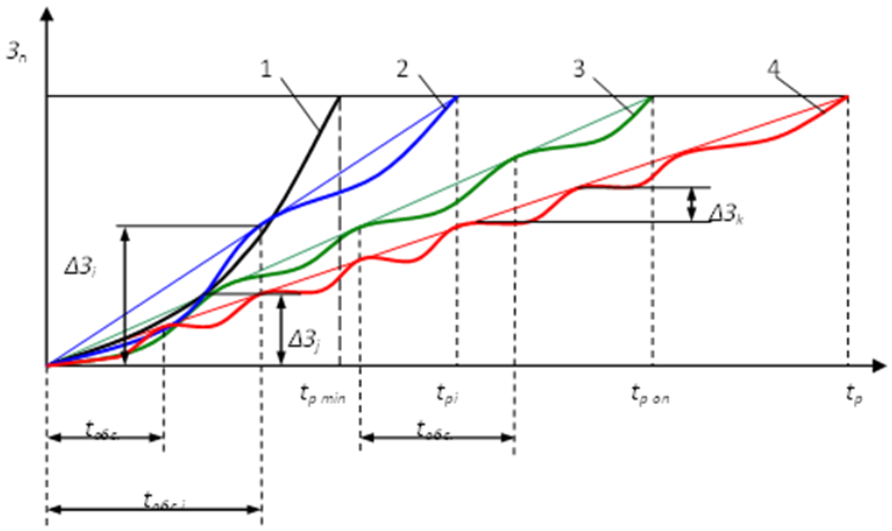


Рисунок 1 – Забезпечення ресурсів деталей і сполучень проведенням технічних обслуговувань паралельно-допоміжних систем у системі технічного обслуговування і ремонту

Багаторазове відновлення якості функціонування цих систем за час закінчення ресурсу вузлів автотранспорту та його основних систем виконується з періодичністю обслуговування, значення якої істотно менше ресурсу автотранспорту ($t_{обсл.} < T_р$).

Однак необхідно враховувати, що відновлення якості функціонування паралельно-допоміжних систем, своєю чергою, має обслуговчий характер як у цілому до автотранспорту, так і до його основних систем.

Зміна технічного стану автотранспорту, отже і працездатності, визначається швидкістю зношування деталей у вузлах тертя й зокрема залежить від заміни мастильного матеріалу. Для випадків, коли заміна мастильного матеріалу не проводиться взагалі, перетин кривої 1 з лінією $З_n$ визначає мінімальний ресурс сполучених деталей $t_{p\min}$, який аналітично може мати наступний вигляд

$$t_{p\min} = \left(\frac{З_n}{a} \right)^{I/a}, \qquad (1)$$

де $З_n$ – гранично допустиме зношування елемента; a – коефіцієнт, що характеризує швидкість зношування; I/α – показник ступеня, що відображає характер зношування.

Якщо заміну мастильного матеріалу проводити з періодичністю $t_{обс.i}$ (крива 2), то зміна зношування $\Delta З_i$, визначиться зі співвідношення

$$\Delta З_i = a \cdot t^n_{обс.i}. \qquad (2)$$

При цьому буде зберігатися велика швидкість зношування, що підтверджується великим приростом зношування $\Delta З_i$, а ресурс змащуваних деталей буде обмежений ресурсом t_{pi}, який більше t_{pmin}. Дана стратегія призводить до того, що витрати на заміну мастильного матеріалу будуть мінімальними, а витрати на ремонт збільшаться.

Отже, для збільшення ресурсу та забезпечення працездатності автотранспорту необхідно збільшити число обслуговувань паралельно-допоміжних систем, тобто зменшити величину періодичності заміни мастильного матеріалу $t_{обс}$. Однак, при досить малій величині періодичності обслуговування $t_{обсk}$ мастильний матеріал не буде виробляти свій ресурс, при цьому будуть мати місце зайві витрати на обслуговування.

Своєю чергою, ця стратегія (крива 4) характеризується малою швидкістю зношування сполучених деталей, меншими витратами на ремонт і підвищеним ресурсом t_{pk}.

У запропонованій системі технічного обслуговування і ремонту можна вибрати будь-яку з розглянутих стратегій обслуговування виходячи з їх фінансового стану й особливостей експлуатації автотранспорту. Найбільш прийнятною буде стратегія, при якій періодичність обслуговування забезпечуватиме сполученню або деталям установлений заводом-виробником ресурс.

Графічний приклад такої стратегії можна представити кривою 3. У цій стратегії періодичність заміни мастильного матеріалу $t_{обс.оп}$ є оптимальною, тобто при цій періодичності витрати на проведення обслуговувань мінімальні при встановленому ресурсі.

Напрацювання $t_{р\ оп}$, є ресурсом елемента при технічному обслуговуванні з періодичністю $t_{обс.оп}$. Кількість обслуговувань можна визначити діленням граничного зношування $З_п$ на величину зношування $\Delta З_i$.

$$t_{pi} = \frac{З_п}{\Delta З_i} \cdot t_{обсл.і}, \tag{3}$$

або з використанням співвідношення (3)

$$t_p = \frac{З_п}{a \cdot t^n_{обсл.і}} \cdot t_i = \frac{З_п}{a \cdot t^{n-1}_{обсл.і}}. \tag{4}$$

По відношенню до основних систем автотранспорту технічне обслуговування зводиться тільки до операцій діагностування, за результатами якого можуть бути призначені відновлювальні технічні впливи.

Подібний підхід можливий і стосовно деяких із послідовно-допоміжних систем. У більшості випадків відмова зазначених систем має випадковий характер. Відповідно, для оцінки значущості обслуговування послідовно-допоміжних і основних систем пропонується використовувати такий показник надійності, як інтенсивність відмов.

Література

1. ДСТУ 2823-94. Зносостійкість виробів тертя, зношування та мащення. Терміни та визначення.

2. Баглюк Г. А. Зносостійкі матеріали. Енциклопедія сучасної України / ред. кол.: І. М. Дзюба [та ін.]; НАН України, НТШ. Київ: Інститут енциклопедичних досліджень НАН України, 2001-2022.

3. Закалов О. В. Основи тертя і зношування в машинах. Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І.Пулюя, 2011. 322 с.

4. Степанов О. В. Безпека автосамоскидів на породних відвалах. Харків : ТОВ «Водний Спектр Джі – Ем – Пі», 2016. 284 с.

ВАНТАЖНИЙ АВТОТРАНСПОРТ ЯК СКЛАДНА ТЕХНІЧНА СИСТЕМА

Степанов Олексій Вікторович, професор кафедри тракторів,
автомобілів та біоенергоресурсів,
Національний університет біоресурсів та природокористування України,
e-mail: o.stepanov@nubip.edu.ua, ORCID: 0000-0003-4954-2532
Лемішко Дар'я Сергіївна, асистент кафедри тракторів,
автомобілів та біоенергоресурсів,
Національний університет біоресурсів та природокористування України,
e-mail: lemishko.dasha@nubip.edu.ua, ORCID: 0009-0008-9539-8627

З наукових джерел відомо, що в основі стратегії експлуатації вантажного автотранспорту (надалі – автотранспорт) лежить підбір оптимальних режимів роботи, термінів та обсягів технічних впливів залежно від фактичного технікного стану автотранспорту. Зокрема, розробленої стратегії технічного обслуговування і ремонту автотранспорту, що припускає три види робіт: обов'язкові, контрольно-діагностичні, усунення виявлених несправностей. Було відзначено, що в міру вдосконалення методів і засобів технічного діагностування обсяг обов'язкових робіт можна скорочувати. У цій системі обов'язкові роботи й діагностика є плановими, а усунення поступових відмов має попереджувальний характер.

При роботі автотранспорту експлуатаційні фактори знижують його працездатність і тим самим впливають на зміну показників надійності. Унаслідок цього спостерігається зниження продуктивності та потужності автотранспорту, зменшення ймовірності його безвідмовної роботи. Крім того, збільшуються витрати на технічне обслуговування і ремонт автотранспорту, на зниження коефіцієнтів технічного використання й готовності.

Для формування комплексів робіт із технічного обслуговування і ремонту автотранспорту пропонується розглядати автотранспорт як об'єкт, що складається з декількох систем, різних за функціональним призначенням. Ступінь впливу кожної з виділених систем на надійність автотранспорту в цілому різнорідна. Ряд агрегатів, вузлів, складальних одиниць, відмови яких призводять до відмови автотранспорту, можна віднести до категорії основних систем, а їх відмови називати відмовами основних систем.

Агрегати, вузли, складальні одиниці, відмови яких викликають перерви в роботі автотранспорту, що знижують ймовірність безвідмовної роботи й величину коефіцієнта готовності, віднесемо до категорії послідовно-допоміжних систем. Відмови послідовних і допоміжних систем не знижують середнього ресурсу автотранспорту. До цієї категорії відмов відносять будь-які відмови автотранспорту, крім відмов граничного стану основних систем. Наприклад, утворення протікання робочих рідин і мастил, порушення регулювальних параметрів або пошкодження сальників тощо.

Допоміжні системи, відмови або порушення нормальної роботи яких призводять до збільшення швидкості зношування елементів основних систем,

можна віднести до категорії паралельно-допоміжних систем. Відмови паралельних і допоміжних систем знижують середні ресурси основних систем і автотранспорту в цілому. Наприклад, напрацювання мастила, при якому відбувається втрата основних фізико-хімічних властивостей або видавлювання із зони сполучення деталей мастильного матеріалу або накопичення в ньому абразивних речовин.

Отже, автотранспорт являє собою складну технічну систему, що складається з ряду функціонально об'єднаних систем. Надійність і довговічність складної технічної системи визначається якістю функціонування.

Слід зазначити, що ймовірність відмови послідовно-допоміжних систем на напрацюванні між обслуговуваннями може бути дуже мала. Відповідно до цього їх відновлення в цей період взагалі не планується, і вони будуть тільки обслуговуватися зі встановленою періодичністю.

Однак, може бути й ситуація, що пов'язана з неодноразовими відмовами послідовно-допоміжних систем. Тоді вони будуть вимагати неодноразових ($n>1$) відновлень на напрацюванні між обслуговуваннями.

Паралельно-допоміжні системи взаємодіють кожна з однією або декількома основними системами, або декілька паралельно-допоміжних систем забезпечують нормальну роботу однієї з основних. Такого роду функціональна взаємодія дозволяє вважати паралельно-допоміжні системи системами, що обслуговуються.

Багаторазове відновлення якості функціонування цих систем за час закінчення ресурсу вузлів автотранспорту та його основних систем виконується з періодичністю обслуговування, значення якої істотно менше ресурсу автотранспорту ($t_{обсл.}<T_p$). Однак необхідно враховувати, що відновлення якості функціонування паралельно-допоміжних систем, своєю чергою, має обслуговчий характер як у цілому до автотранспорту, так і до його основних систем.

Для оцінки значущості обслуговування паралельно-допоміжних систем пропонується система технічного обслуговування і ремонту, що використовує методику визначення та підтримки надійності автотранспорту, але стосовно до конкретних умов експлуатації (рис. 1).

Зміна технічного стану автотранспорту, отже і працездатності, визначається швидкістю зношування деталей у вузлах тертя й зокрема залежить від заміни мастильного матеріалу. Для випадків, коли заміна мастильного матеріалу не проводиться взагалі, перетин кривої 1 з лінією $З_n$ визначає мінімальний ресурс сполучених деталей $t_{p\min}$, який аналітично може мати наступний вигляд

$$t_{p\min} = \left(\frac{З_n}{a} \right)^{I/a}, \qquad (1)$$

де $З_n$ – гранично допустиме зношування елемента; a – коефіцієнт, що характеризує швидкість зношування; I/α – показник ступеня, що відображає характер зношування.

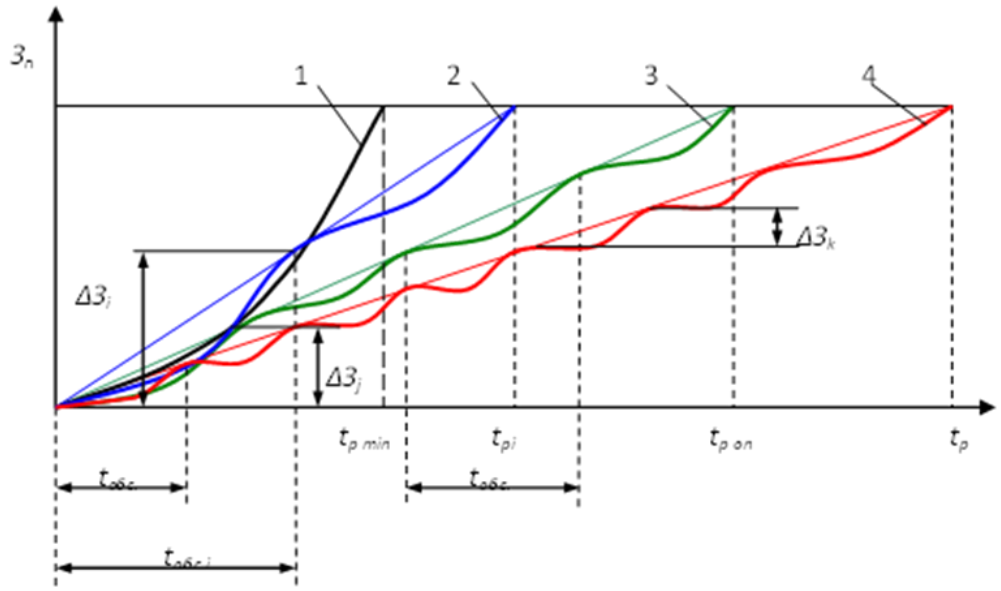


Рисунок 1 – Забезпечення ресурсів деталей і сполучень проведенням технічних обслуговувань паралельно-допоміжних систем у системі технічного обслуговування і ремонту

Якщо заміну мастильного матеріалу проводити з періодичністю $t_{обс.i}$ (крива 2), то зміна зношування $\Delta З_i$, визначиться зі співвідношення

$$\Delta З_i = a \cdot t^n_{обс.i}. \qquad (2)$$

При цьому буде зберігатися велика швидкість зношування, що підтверджується великим приростом зношування $\Delta З_i$, а ресурс змащуваних деталей буде обмежений ресурсом t_{pi}, який більше t_{pmin}. Дана стратегія призводить до того, що витрати на заміну мастильного матеріалу будуть мінімальними, а витрати на ремонт збільшаться.

Отже, для збільшення ресурсу та забезпечення працездатності автотранспорту необхідно збільшити число обслуговувань паралельно-допоміжних систем, тобто зменшити величину періодичності заміни мастильного матеріалу $t_{обс}$.

Однак, при досить малій величині періодичності обслуговування $t_{обсk}$ мастильний матеріал не буде виробляти свій ресурс, при цьому будуть мати місце зайві витрати на обслуговування. Своєю чергою, ця стратегія (крива 4) характеризується малою швидкістю зношування сполучених деталей, меншими витратами на ремонт і підвищеним ресурсом t_{pk}.

У запропонованій системі технічного обслуговування і ремонту можна вибрати будь-яку з розглянутих стратегій обслуговування виходячи з їх фінансового стану й особливостей експлуатації автотранспорту. Найбільш прийнятною буде стратегія, при якій періодичність обслуговування забезпечуватиме сполученню або деталям установлений заводом-виробником ресурс.

Графічний приклад такої стратегії можна представити кривою 3. У цій стратегії періодичність заміни мастильного матеріалу $t_{обс.on}$ є оптимальною,

тобто при цій періодичності витрати на проведення обслуговувань мінімальні при встановленому ресурсі.

Напрацювання $t_{р\ оп}$, є ресурсом елемента при технічному обслуговуванні з періодичністю $t_{обс.оп}$. Кількість обслуговувань можна визначити діленням граничного зношування $З_п$ на величину зношування $\Delta З_i$.

$$t_{рі} = \frac{З_п}{\Delta З_i} \cdot t_{обсл.і}, \tag{3}$$

або з використанням співвідношення (3)

$$t_р = \frac{З_п}{a \cdot t^n_{обсл.і}} \cdot t_i = \frac{З_п}{a \cdot t^{n-1}_{обсл.і}}. \tag{4}$$

По відношенню до основних систем автотранспорту технічне обслуговування зводиться тільки до операцій діагностування, за результатами якого можуть бути призначені відновлювальні технічні впливи.

Подібний підхід можливий і стосовно деяких із послідовно-допоміжних систем. У більшості випадків відмова зазначених систем має випадковий характер. Відповідно, для оцінки значущості обслуговування послідовно-допоміжних і основних систем пропонується використовувати такий показник надійності, як інтенсивність відмов.

Література

1. ДСТУ 2823-94. Зносостійкість виробів тертя, зношування та мащення. Терміни та визначення.

2. Баглюк Г. А. Зносостійкі матеріали. Енциклопедія сучасної України / ред. кол.: І. М. Дзюба [та ін.]; НАН України, НТШ. Київ: Інститут енциклопедичних досліджень НАН України, 2001-2022.

3. Закалов О. В. Основи тертя і зношування в машинах. Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І.Пулюя, 2011. 322 с.

4. Степанов О.В.. Безпека автосамоскидів на породних відвалах. Харків : ТОВ «Водний Спектр Джі – Ем – Пі», 2016. 284 с.

Секція 8. ПРОЦЕСОРИ І МІКРОЕЛЕКТРОНІКА В ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВКАХ. ПРОГРАМУВАННЯ МІКРОКОНТРОЛЕРІВ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК І ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ. ЕЛЕКТРОННІ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТА ЗАСОБИ ДІАГНОСТИКИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ. ЕЛЕКТРОННЕ ОБЛАДНАННЯ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ І ІНШИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДУ БАЛАНСУВАННЯ ЛІТІЙ-ІОННИХ АКУМУЛЯТОРНИХ БАТАРЕЙ

Гнатов Андрій Вікторович, докт. техн. наук, зав. каф. Автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет (Україна), e-mail: kalifus@khadi.kharkov.ua, ORCID: 0000-0003-0932-8849
Аргун Щасяна Валіковна, докт. техн. наук, професор каф. Автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет (Україна); leading visiting researcher, Riga Technical University, (Latvia), e-mail: shchasiana@khadi.kharkov.ua, ORCID: 0000-0001-6098-8661
Сохін Павло Андрійович, аспірант каф. Автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет (Україна), e-mail: info@elektrocar.com.ua, ORCID: 0000-0002-2823-2239
Ульянець Ольга Анатоліївна, асистент каф. Автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет (Україна), e-mail: olgaulyanets@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9384-4557
Цимбал Дмитро Віталійович, студент автомобільного факультету Харківський національний автомобільно-дорожній університет (Україна), e-mail: ae121tdv@stud.khadi.kharkov.ua, ORCID: 0009-0004-4542-4357

Літій-іонні акумулятори використовуються не тільки в автотранспортній техніці, а й в різних пристроях вже на протязі двох десятків років. Останнім часом їх почали використовувати, як накопичувачі енергії, для джерел безперебійного живлення. Цьому сприяло досягнення більш збалансованих показників ціни, питомої енергії, потужності, безпеки та надійності. Але, все-таки слід зазначити, що розвиток літій-іонної технології значною мірою стимулюється потребами ринку електромобілів та їх зарядної інфраструктури [1-4].

У даний час літій-іонні АКБ мають лише один серйозний недолік порівняно зі свинцево-кислотними акумуляторами - це капітальні витрати на однакову кількість енергії вдвічі-втричі більші через вищу вартість виготовлення та вартість системи керування АКБ.

Основними недоліками існуючих методів та систем балансування літій-іонних АКБ є доволі складний та заплутаний алгоритми роботи пристроїв балансування. Це призводить до ускладнення їх технічної реалізації і, як

наслідок, до ускладнення конструкції самої системи та пристроїв, що мають невисоку надійність та ККД роботи і значну собівартість [5, 6].

Метою даної роботи є вдосконалення методу роботи зарядно-розрядно-балансуючого пристрою зі спрощеним алгоритмом його реалізації та покращення співвідношення щодо ціни та якості пристрою, що реалізує пропонований метод.

Системи активного балансування при заряді-розряді літій-іонних АКБ.

Поставлену задачу пропонується вирішувати шляхом удосконалення методу балансування при заряді-розряді літій-іонних АКБ, що складаються з послідовно включених комірок літій-іонних АКБ (рис. 1).

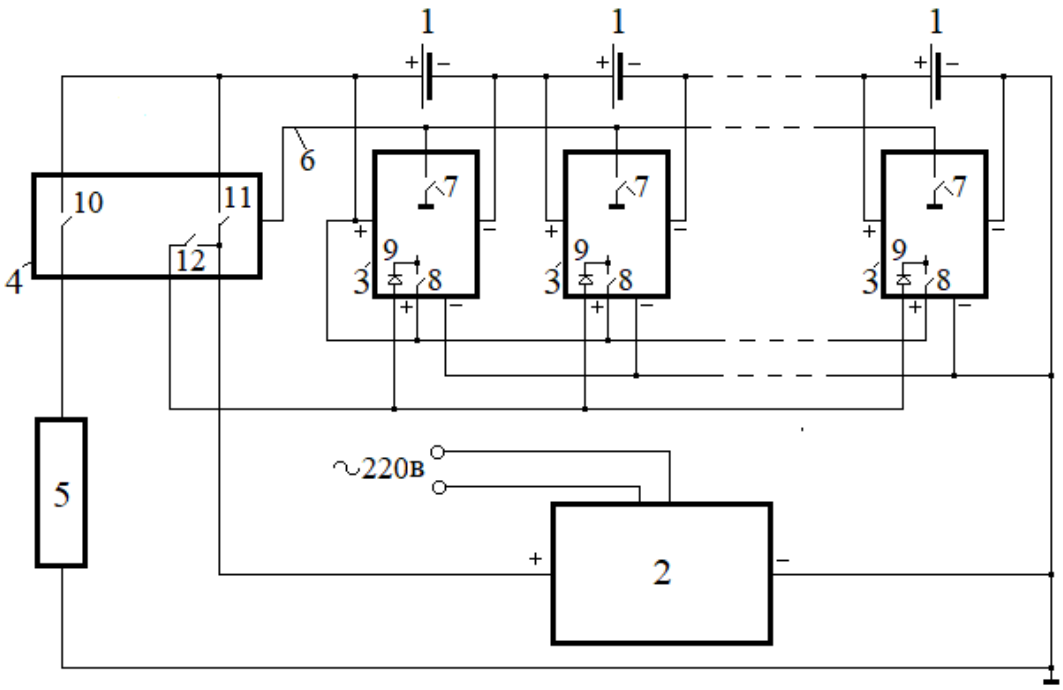


Рисунок 1 – Система активного балансування при заряді-розряді літій-іонних АКБ

На рис. 1 приведено наступні позначення: 1 - комірку літій-іонних АКБ; 2 – потужне ДЗС; 3 – індивідуальне джерело зарядного струму (ДЗС) з блоком контролю та балансування для однієї комірки літій-іонних АКБ; 4 – блок управління; 5 – корисне навантаження АКБ; 6 – керуюча шина; 7 – гальванічно розв’язаний замикач; 8 – контакти включення індивідуального джерела заряд-ного струму, 9 – розв’язуючий діод; 10 – контакти відключення навантаження; 11 – контакти відключення заряду; 12 – контакти включення режиму за-ряду для всіх індивідуальних джерел заряд-ного струму.

Кожна комірка отримує струм від свого індивідуального ДЗС 3, яке має блок контролю та балансування через контакти включення індивідуального ДЗС 8 та гальванічно розв’язаного діода 9, який з’єднується з контактами включення режиму заряду для всіх індивідуальних ДЗС 12. Цей процес триває

до того часу, поки напруга хоча б на одній комірки не досягне граничного значення. Після цього блок контролю та балансування індивідуального ДЗС 3 закриває контакти гальванічно розв'язаного замикача 7. Завдяки блоку управління 4, потужне ДЗС 2 відключається через контакти відключення заряду 11. У той час як загальний струм відключений, комірки літій-іонних АКБ, де напруга ще не досягла свого граничного значення, продовжують заряджатися від своїх індивідуальних ДЗС 3, кожне з яких має блок контролю та балансування. Після цього, зарядка кожної комірки літій-іонних АКБ триває при малому струмі від блоків контролю та балансування у режимі балансування. Під час розряду батареї, коли водій натискатиме на педаль акселератора, розрядний струм буде спрямовано на корисне навантаження АКБ 5 через контакти відключення навантаження 10. Балансування може тривати необмежний час, оскільки струм зарядки від невеликих зарядних пристроїв $I_{ЗП}$ визначається:

$$I_{ЗП} = \frac{U_{ЗП} - U_{БА}}{R},$$

де $U_{ЗП}$ – гранична стабілізована напруга кожного малопотужного зарядного пристрою, що дорівнює гранично-допустимій зарядній напрузі комірки літій-іонних АКБ; $U_{БА}$ – напруга на банку акумулятора; R – опір зарядного кола.

Пропонований метод активного балансування під час заряду - розряду літій-іонних АКБ, який використовує балансуючий зарядний пристрій, потребує економічних індивідуальних ДЗС, наприклад, для АКБ ємністю 100 А·год. Потужність цих зарядних пристроїв становить приблизно 5-15 Вт на комірку.

Висновки

Запропоновано метод активного балансування при заряді-розряді літій-іонних АКБ, приведено його схемну реалізацію, описано конструкцію та принцип роботи.

Використання запропонованого методу активного балансування під час заряду-розряду літій-іонних АКБ дозволяє спростити алгоритм роботи зарядно-розрядно-балансуючого пристрою, поліпшити його схемну та конструктивну реалізацію, підвищити надійність і ККД його роботи, а також покращити співвідношення щодо ціни та якості даного пристрою.

Література

1. Borodenko Y. M., Hnatov A. V., Arhun S. V., Sokhin P. A. (2023) Energy aspects of automobile transport development. Automobile Transport, (53). P.37-50.

2. Гнатов А. В., Аргун Щ. В., Гнатова Г. А., Сохін П. А. Переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. – 2022. – № 21. – С. 22-30.

3. Borodenko Y., Ribickis L., Zabasta A., Arhun Shch., Kunicina N., Hnatova H., Hnatov A., Patlins A. Konstantins Kunicins. Using the Method of the Spectral Analysis in Diagnostics of Electrical Process of Propulsion Systems Power Supply in Electric Car. Przeglad Elektrotechniczny. - 2020. - R96. – 10. – P. 47-50.

4. S Arhun, Yu Borodenko, A Hnatov, A Popova, H Hnatova, N Kunicina, A Ziravecka, A Zabasta, L Ribickis. Choice of Parameters for the Electrodrive Diagnostic System of Hybrid Vehicle Traction //Latvian Journal of Physics and Technical Sciences. – 2020. – Т. 57. – №. 4. – С. 3-11.

5. Патент на корисну модель 155218 Україна, H01M 10/44, H02J 7/00, H02J 7/02. Балансуючий зарядний пристрій для літій-іонних акумуляторних батарей / Дзюбенко О. А., Двадненко В.Я.; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. ун.-т.– № a202302281; заявл. 15.05.2023; опубл. 31.01.2024, Бюл. №5.

6. Hnatov, A., Arhun, S., & Ponikarovska, S. (2017). Energy saving technologies for urban bus transport. International journal of automotive and mechanical engineering, 14, 4649-4664.

ПРОГНОСТИЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ В АВТОМОБІЛЬНОМУ СЕРВІСІ: ВИКОРИСТАННЯ IOT ТА BIG DATA

Грицук Валерій Юрійович, аспірант,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: valeri.gritsuk@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3780-7815
Грицук Юрій Валерійович, к.т.н., доцент,
Донбаська національна академія будівництва і архітектури,
e-mail: yuri.gritsuk@gmail.com, ORCID: 0000-0003-3389-1172

Прогностичне (предиктивне) обслуговування в автомобільному сервісі відіграє важливу роль, оскільки воно дозволяє передбачити потенційні проблеми з автомобілем до того, як вони стануть серйозними. Це, в свою чергу, може допомогти знизити витрати на ремонт, покращити безпеку та збільшити продуктивність.

На поточний момент на більшості підприємств використовуються наступні системи технічного обслуговування [1, 2]:

Run-to-failure (RtF), або реактивне обслуговування – це стратегія, за якої обслуговування проводиться тільки після того, як виникає збій. Цей метод широко використовується, коли неполадки устаткування не мають значного впливу на продуктивність або роботу. Проте саме такий підхід може викликати незаплановані простої та більш високі витрати.

Планове профілактичне обслуговування (PvM) – це стратегія обслуговування, яка базується на часі і передбачає виконання запланованих дій для запобігання відмовам устаткування та аваріям до їх виникнення. Це обслуговування проводиться регулярно, доки устаткування працює, щоб запобігти його несподіваній відмові. З точки зору складності, ця стратегія обслуговування знаходиться між запуском до відмови та прогностичним обслуговуванням.

Прогностичне обслуговування (PdM) – це найсучасніший тип технічного обслуговування, що використовує технологію моніторингу стану для вимірювання ефективності устаткування за допомогою IoT систем в режимі реального часу та аналітику для прогнозування, коли знадобиться таке обслуговування.

Аналіз робіт [1–4] дозволяє згрупувати переваги та недоліки (обмеження) прогностичного обслуговування (табл. 1).

Таблиця 1 – Переваги та недоліки (обмеження) прогностичного обслуговування

Переваги прогностичного обслуговування	Недоліки (обмеження) прогностичного обслуговування
Прогностичне обслуговування дозволяє передбачити механічні проблеми, перш ніж вони перетворяться на серйозні проблеми.	Недостатність даних є великою перешкодою для впровадження систем прогностичного обслуговування
Прогностичне обслуговування допомагає забезпечити, що автомобілі, які продаються або обслуговуються, перебувають в оптимальному стані, що допомагає запобігти поломкам або серйозним несправностям у майбутньому.	Великі обсяги інформації потрібні для розробки надійних моделей для прогностичного обслуговування
За допомогою прогностичного обслуговування можна постійно відстежувати стан промислового обладнання в реальному часі та прогнозувати ймовірність відмов	Недостатня інформація може призвести до неточних моделей, що, в свою чергу, може призвести до дорогих наслідків, таких як передчасні поломки обладнання або обслуговування
Прогностичне обслуговування дозволяє максимізувати термін служби компонентів автомобіля	Прогностичне обслуговування залежить від широкого збору даних з автомобілів. Забезпечення приватності та безпеки даних є критично важливим питанням
Автомобільні дилери отримують вигоду від прогностичного обслуговування, оскільки це дозволяє проводити проактивну комунікацію з власниками автомобілів, зменшуючи сценарії поломок та покращуючи задоволеність клієнтів	Точність систем прогностичного обслуговування залежить від якості даних та складності алгоритмів. Забезпечення високої точності даних є життєво важливим.

Реальні проєкти транспортних засобів можуть зв’язуватися з серверною частиною з використанням технології 4G або 5G (принцип OBD III або RTM для Китаю) [4, 5]. При цьому можуть бути залучені відповідні технології [6] (рис. 1).

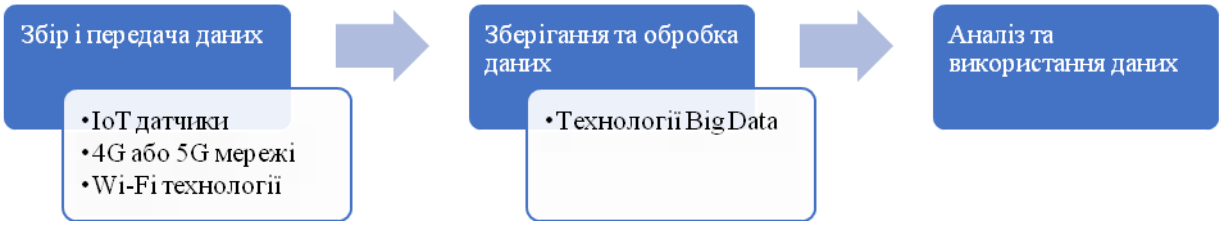


Рисунок 1 – Технології залучені в прогностичне обслуговування

Системну взаємодію в прогностичному обслуговуванні можна представити у вигляді схеми, що містить основні блоки (збір і передача даних, зберігання та обробка даних, аналіз і використання) (рис. 2).

Висновки

Прогностичне обслуговування в автомобільному сервісі, що використовує IoT та Big Data, відкриває нові можливості для покращення ефективності та надійності автомобілів. Схема взаємодії дозволяє докладніше розвивати подальшу взаємодію та інтеграцію систем та більшу персоналізацію робіт.

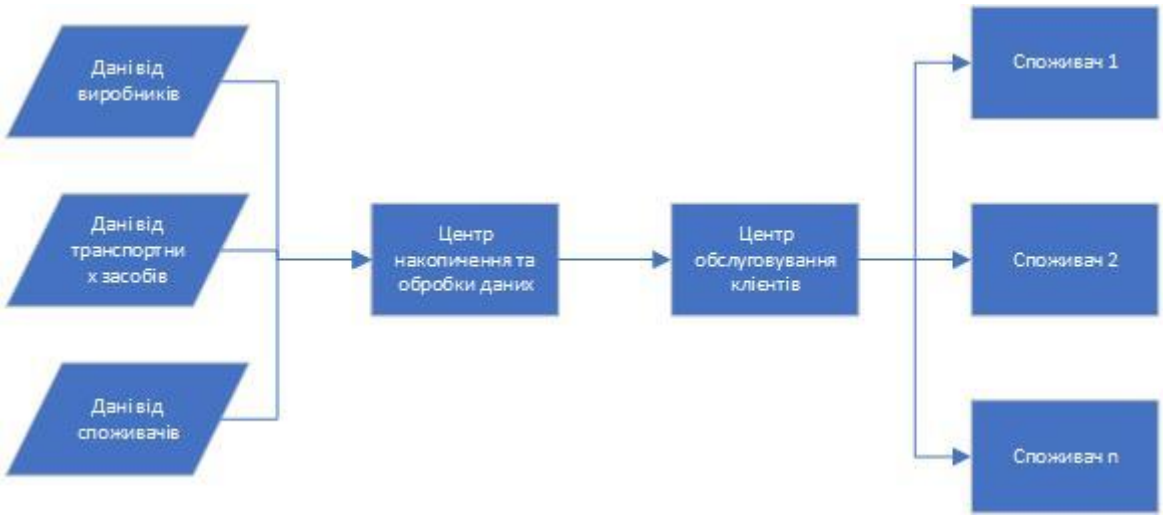


Рисунок 2 – Системна взаємодія прогностичного обслуговування

Література

Arena F., Collotta M., Luca L., Ruggieri M., Termine F.G. Predictive Maintenance in the Automotive Sector: A Literature Review. *Mathematical and Computational Applications*. 2022; 27(1):2. https://doi.org/10.3390/mca27010002

Kozłowski A., Wiśniewski M. How Predictive Maintenance Changes the Automotive Industry. – URL: https://grapeup.com/blog/how-predictive-maintenance-changes-the-automotive-industry/ (доступ 17.02.2024)

Predictive Maintenance for the Automotive Industry. – URL: https://resources.pcb.cadence.com/blog/2023-predictive-maintenance-for-the-automotive-industry (доступ 17.02.2024)

Nagy, J., Lakatos, I. The past, the present and the future of online road vehicle diagnosis from car and scan tool communication perspective (2023) *Advances in Transdisciplinary Engineering*, 39, pp. 52-58.

Nagy, J., Lakatos, I. (2023). Possibilities of Using of Online Vehicle Diagnostics in the Future. In: Jármai, K., Cservenák, Á. (eds) Vehicle and Automotive Engineering 4. VAE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-15211-5_7

Pelaez A. Here's How IoT Data Collection Works. – URL: https://ubidots.com/blog/iot-data-collection/ (доступ 17.02.2024)

ПРИСТРІЙ ІМІТАЦІЇ РОБОТИ БОРТОВОЇ ІНФОРМАЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ АВТОМОБІЛЯ

Дзюбенко О.А., к.т.н., доцент кафедри автомобільної електроніки,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: dzyubenko.alan@gmail.com, ORCID: 0000-0002-0387-4956
Шевченко О.Ю., студент гр. АЕ-36т1-21,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Сучасний автомобіль, переважно, складається з електронних та електромеханічних систем. Усі системи і підсистеми автомобіля поєднані єдиною інформаційною мережею, що, в свою чергу, накладає певні обмеження при проведенні діагностичних та ремонтних процедур.

Центральний блок керування збирає, обробляє інформацію від датчиків і виробляє команди для локальних блоків керування, які безпосередньо керують механізмами через електропривода. Тому перевірка цілісності електромеханікних систем, звичайною подачею напруги живлення на контакт, має обмежене застосування, оскільки, подача керуючих сигналів відбувається інформаційною мережею у вигляді передачі цифрового коду. Це створює низку незручностей при проведені ремонту систем і агрегатів, знятих з автомобіля, оскільки, для активації актуаторів, система, що ремонтується, має знаходитись в інформаційній мережі автомобіля.

В зв'язку з чим авторами була поставлена задача проаналізувати структуру інформаційної мережі автомобіля, визначити інтерфейси і протоколи, що використовуються нею, запропонувати конструкцію пристрою, що зможе імітувати роботу бортової інформаційної мережі автомобіля, для подачі відповідних сигналів до електронних блоків для активації роботи механізмів за межами автомобіля.

Аналіз бортової інформаційної мережі автомобіля

Поява електромеханічних вузлів в транспортних засобах призвела і до появи електронних систем керування цими механізмами. Сталий розвиток автомобільної промисловості потребував і постійного ускладнення електронних систем: збільшення кількості датчиків, електроприводів, тощо. В результаті збільшення кількості електричних з'єднань (проводки) досягло критичних значень можливостей кузова автомобіля, що призвело до зміни концепції побудови електричних систем керування автомобіля. Інформаційна мережа автомобілів постійно змінюється і вдосконалюється і на сьогодні до основних інтерфейсів, що її формують можна віднести:

- шина LIN (Local Interconnect Network) ISO 17987 – стандарт промислової мережі, орієнтований на управління автомобільними системами низької відповідальності. Зазвичай на шині LIN реалізовується підсистемний рівень керування менш вимогливими за швидкістю і надійністю пристроями, такими як склопіднімачі, дзеркала, сидіння та інші пристрої комфорту. Швидкість

передачі даних на шині LIN стандартна для пристроїв, побудованих на базі UART, зазвичай до 20 kbps. Фізичний рівень: одножильна схема з можливістю з'єднання до 15 вузлів;

- шина CAN (Controller Area Network) призначений для організації високонадійних та недорогих каналів зв'язку у розподілених системах керування. CAN є послідовною шиною, що використовує двопровідну звиту пару і працює з максимальною швидкістю трансляції до 1 Мбіт/с на довжині до 40 м. В сучасній інформаційній мережі автомобіля вирізняють три типи CAN шин:

- високошвидкісна шина системи приводу (High Speed CAN), швидкість передачі даних становить від 500 кбіт/с до 1000 кбіт/с. Такі високі швидкості передачі даних призначені для контролерів швидкодіючих високопріоритетних систем: ESP/ABS, приводу, автоматичної коробки передач, подушок безпеки, систем допомоги водієві;

- низькошвидкісна шина систем комфорту (Low Speed CAN), швидкість передачі даних становить від 100 кбіт/с до 500 кбіт/с. Призначена для обміну даними відбувається між контролерами систем комфорту (кондиціонер, електросклопідйомники тощо);

- низькошвидкісна шина інформаційно-розважальних систем (Low Speed CAN) зі швидкістю обміну даними від 100 кбіт/с до 500 кбіт/с. Призначена для обміну даними між контролерами мультимедійних систем (аудіо, навігація).

Розробка пристрою імітації роботи інформаційної мережі

Ідея полягає в тому, що початково пристрій деякий час моніторить інформаційну мережу автомобіля та записує усю інформацію у внутрішню пам'ять пристрою. Під час роботи пристрою в мережі автомобіля виконуються дії, які призводять до ввімкнення тієї електричної системи, яка підлягає ремонту або перевірці.

Після чого система може бути демонтована, схема її підключення збирається «на столі», пристрій імітації перемикається в режим відтворення і уся записана інформація з мережі транслюється імітуючи автомобіль. При цьому на систему подаються команди активації її актуаторів.

Пристрій може бути реалізований двома шляхами:

- перший, на будь-якому мікроконтролері, що має SPI і UART інтерфейси, та мікросхемах MCP2515 – спеціалізований контролер, що перетворює SPI інтерфейс у повноцінний CAN контролер, TJA1050 – конвертер (підсилювач) CAN шини, перетворює логічний рівень цифрових сигналів у диференційну пару CAN_L і CAN_H, TJA1020 – конвертер LIN шини;

- другий, на мікроконтролері, що має вбудований CAN і UART інтерфейси, та мікросхемах TJA1050 – конвертер CAN шини, TJA1020 – конвертер LIN шини.

Висновки

Запропоновано пристрій, що дозволяє імітувати роботу бортової інформаційної мережі автомобіля для відтворення керування окремими системами,

приводами або актуаторами поза автомобілем, що може бути використано при проведенні діагностики та ремонтних роботах.

Література

1. CiA develops and publishes technical documents / CAN in Automation (CiA). - Електронний ресурс [Режим доступу]: https://www.can-cia.org/en/groups/specifications

МОНІТОРИНГ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТА ДІАГНОСТИКА ЕЛЕКТРОННИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ АВТОМОБІЛЕМ

Куликівський Володимир Леонідович, к.т.н., доцент,
Поліський національний університет,
e-mail: kylikovskiyv@ukr.net, ORCID: 0000-0002-4652-0285

Нині у системах керування транспортних засобів дедалі інтенсивніше використовуються різноманітні процесори, цифрові прилади, які виконують корисні функції [1, 2]. У зв'язку з тим, що сучасні автомобілі є складними комплексами, контроль їх параметрів та діагностика загалом без спеціалізованих засобів, зокрема і аналіз працездатності електронних систем керування, можуть не в повній мірі відповідати вимогам. Існує декілька провідних категорій засобів для контролю параметрів та визначення технічного стану електронних систем керування автомобілів: стаціонарні (стендові) системи, вбудоване бортове програмне забезпечення та спеціалізовані додаткові пристрої для зчитування інформації.

Стаціонарне або стендове діагностичне обладнання, яке ще називають мотор-тестерами, призначене для визначення технічного стану окремих механізмів та вузлів двигуна, а також системи запалювання та інших взаємопов'язаних елементів. Багатоканальний цифровий осцилограф характеризується декількома невід'ємними складовими: вимірювальні пристрої (датчики, сенсори); блок обчислень та обробки даних; інтелектуальний блок відображення результатів кількісної оцінки отриманих сигналів. Спеціалізовані осцилографи (мотор-тестери) функціонують на базі сучасних програмних пристроїв для обробки інформації з усіма необхідними та допоміжними органами керування. Комплектується діагностичний комплекс набором гнучких електричних дротів, газоаналізаторів та стробоскопів. Інформація вводиться в програмно-керований пристрій на основі отриманих даних від аналізатора, до складу якого входять аналогово-цифрові перетворювачі, підсилювачі та інші елементи початкової обробки сигналів.

Бортове діагностичне програмне забезпечення транспортного засобу визначає несправність системи певними кодами. Під час виникнення не справності діагностичний код заноситися у пам'ять електронного блоку керування.

Провівши ряд маніпуляцій можна відобразити коди DTC (Diagnostic Trouble Codes) як короткі та довгі індикаторні імпульси. Подальше значення кожного сигналу підлягає розшифруванню, шляхом використання каталогів, табличної інформації щодо кодів помилок (DTC). Нині вбудоване програмне забезпечення потребує сучасних, спеціальних додаткових пристроїв (сканерів) для зчитування інформації, задля розширення функціональних можливостей та підвищення рівня працездатності електронних систем транспортних засобів. Приладом сканування слугує портативний комп'ютерний тестер, завдяки якому здійснюється діагностування електронних систем керування, шляхом зняття цифрових кодів з конектора OBD (On-Board Diagnostics) автомобіля. Завдяки спеціальному програмному забезпеченню можливим є перегляд інформації у табличному та графічному варіанті (рис. 1), а також збереження і облік даних з технічного обслуговування автомобіля.

Рисунок 1 – Сканер для діагностики автомобілів (Hi-Scan CM)

У пам'яті електронного блоку керування знаходяться еталонні значення, які під часі роботи автомобіля порівнюються безперервно з поточними показниками. До того ж система відстежує працездатність виконавчого механізму. Зафіксовані розбіжності поточних параметрів з еталонними, сприймаються системою як несправний стан, кожне відхилення має своє кодове позначення.

Висновки

Сучасні інтелектуальні системи надають можливість порівнювати сотні кодів (DTC) одночасно, тим самим здійснювати діагностування не лише двигуна, але й інших взаємопов'язаних елементів та агрегатів автомобіля, таких як трансмісія, автоматична коробка передач (АКПП). Самодіагностика блоків керування дозволяє регулювати запалювання, за відсутності в автомобілі

нейтралізатора, а також контролювати та корегувати рівень оксиду вуглецю у відпрацьованих газах. До того ж сучасні сканери мають функцію так званого тестового діагностування. Тобто для контролю датчиків і перевірки реакції виконавчих механізмів, у певний момент, подаються вхідні сигнали, що дозволяють оптимізувати функціонування всього сервісного комплексу.

Література

1. Мигаль В. Д. Інтелектуальні системи в технічній експлуатації автомобілів: монографія. Харків: Майдан, 2018. 262 с.

2. Положий Д. С., Орєхов О. О. Інтелектуальні системи автомобільної безпеки на основі хмарних архітектур. *Системи управління, навігації та зв'язку*. 2023. Т. 4 (74). 91–95.

ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ДВИГУНАМИ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

Макаренко Микола Григорович, доцент каф. «Трактори і автомобілі», Державний біотехнологічний університет,
e-mail: mak_nk@ukr.net, ORCID: 0000-0003-4078-9045
Шевченко Ігор Олександрович, канд. техн. наук, доцент, завідувач каф. «Трактори і автомобілі», Державний біотехнологічний університет,
e-mail: igorshvchnk@gmail.com, ORCID: 0000-0002-1280-5290
Кривоніс Софія Володимирівна, магістр,
Державний біотехнологічний університет
e-mail: 03092002sonya03092002@gmail.com

Системи керування двигунами вантажних автомобілів пройшли значний розвиток протягом останніх десятиліть, сприяючи покращенню продуктивності, ефективності використання палива та навколишнього середовища. Ключовими аспектами цього розвитку стали: вдосконалення електроніки та системи управління двигуном, які пройшли шлях від механічних та гідравлічних до електронних системи, що використовують датчики, мікроконтролери та алгоритми для оптимізації споживання палива та зменшення викидів; використання систем впорскування палива під високим тиском, що дозволяє оптимізувати процес сумішоутворення, що підвищує ефективність згоряння та зменшує викиди; оптимізація роботи двигуна в реальному часі з використанням системи стеження за навантаженням, автоматичного контролю швидкості та системи коректування роботи на холостих обертах що підвищує ефективність роботи двигуна [1].

Завдяки сучасним технологіям, системи керування включають у себе інтегровані системи діагностики, які можуть визначати відхилення параметрів від заданих та забезпечувати попередження перед виникненням відмов. Також вдосконалюються системи автоматичного запуску та вимикання двигуна для збереження палива на під час простою.

Крім того зростання інтересу до електричних та гібридних технологій також впливає на розвиток систем керування, які при отриманні додаткової потужності від електродвигуна використовують системи керування для ефективного розподілу енергії [2].

В цілому розвиток систем керування двигунами вантажних автомобілів спрямований на підвищення ефективності роботи, зменшення викидів, а також впровадження електромобільних та гібридних технологій для сталого розвитку транспортного сектору. З метою оптимізації роботи двигуна в реальному часі системи керування використовують широкий спектр датчиків для зчитування параметрів, таких як температура повітря, тиск у насосі високого тиску, оберти колінчастого вала, положення педалі подачі палива, температура охолоджувальної рідини та інші. Ці дані дозволяють системі точно визначати умови роботи двигуна [3].

За отриманими від датчиків параметрами електронні блоки керування (ЕБК) обробляють інформацію і приймають рішення щодо оптимального режиму роботи двигуна. ЕБК може регулювати параметри, такі як час впорскування палива, розподіл палива та повітря, тиск турбонаддуву, інжекційний тиск і багато інших. Сучасні системи використовують інтелектуальні алгоритми для визначення оптимальних параметрів роботи двигуна в реальному часі, наприлад, алгоритми регулювання споживання палива, забезпечуючи максимальний ККД при різних умовах експлуатації [4, 5].

Крім того деякі системи мають адаптивні алгоритми, які вивчають і адаптуються до конкретного стилю водіння та умов дороги. Це дозволяє оптимізувати роботу двигуна під конкретного водія та забезпечити оптимальний баланс між продуктивністю та ефективністю.

За допомогою відстеження навантаження та розпізнавання вантажу, системи керування можуть автоматично адаптувати роботу двигуна для оптимальної ефективності та забезпечення безпеки. Ці технології разом дозволяють динамічно реагувати на різноманітні умови, максимізуючи продуктивність та зменшуючи викиди, що робить їх ефективними та екологічно чистими. Математичне обґрунтування роботи сучасних систем керування двигунами в реальному часі включає в себе використання інтелектуальних алгоритмів оптимізації для забезпечення максимальної ефективності та мінімізації витрат палива. Основні математичні принципи можна розглядати на прикладі оптимізації часу впорскування палива та його дозування.

Розглядаючи функціональну залежність, позначимо параметри, які можуть бути змінюваними системою керування, як X1, X2,…, Xn, де Y_n, де n – кількість параметрів. Функціональна залежність між цими параметрами та ефективністю двигуна може бути виражена як $Y = f(X1, X2,\ldots, Xn)$, де Y - певна характеристика ефективності, наприклад, ККД.

Метою оптимізації може бути максимізація або мінімізація цільової функції. У випадку коли ми хочемо максимізувати ККД двигуна, тоді цільова функція матиме вигляд $Z=g(Y)$, де g - функція, яка визначає, як цільова характеристика впливає на ефективність.

Оптимізація повинна враховувати обмеження та умови експлуатації двигуна. Це можуть бути фізичні обмеження, такі як допустимі рівні викидів, температурні обмеження, годинні обмеження тощо. Можна визначити множину обмежень як $h(X1, X2,\ldots, Xn)\leq 0$.

Для знаходження оптимальних параметрів можуть бути використані різні методи оптимізації, такі як градієнтні методи, генетичні алгоритми, методи імітації навантаження, тощо. Припустимо, що ми використовуємо градієнтний метод для максимізації цільової функції Z за умов обмежень.

Отже, можемо сформулювати математичну задачу оптимізації:

Максимізувати $Z=g(f(X1, X2,\ldots, Xn))$

За умови $h(X1, X2,\ldots, Xn)\leq 0$, де $X1, X2,\ldots, Xn$ – параметри системи керування.

Сучасні системи керування використовують ітераційні алгоритми, які, в системах керування враховують реальний час та динаміку роботи двигуна для оптимізації його функціонування. Такі алгоритми використовують ітерації, тобто повторювані цикли обчислень, для підгонки параметрів системи з урахуванням отриманих результатів та зміни умов роботи.

Система постійно отримує дані в реальному часі від датчиків, які вимірюють параметри роботи двигуна і на основі отриманих даних алгоритм оцінює поточний стан двигуна та визначає, чи відповідає він оптимальним параметрам. Наприклад, якщо виміряні оберти колінчастого вала нижчі, ніж потрібно, алгоритм може виявити, що необхідно збільшити час впорскування палива. На основі оцінки поточного стану формується задача оптимізації. Це може бути завдання максимізації ККД або мінімізації споживання пального в конкретних умовах. За допомогою адаптивних алгоритмів, параметри системи керування змінюються в реальному часі. Це може включати регулювання часу впорскування, об’єму впорскуваної дози палива, тиску турбонаддуву та інших параметрів. Змінені параметри застосовуються до роботи двигуна, і алгоритм спостерігає за їхнім впливом на поточний стан. Після кожної ітерації відбувається оцінка нового стану системи. Результати роботи системи та нові дані надсилаються на вхід ітераційного алгоритму. Цей зворотній зв’язок дозволяє системі адаптуватися до змін умов роботи та забезпечує постійне покращення ефективності.

Крім того алгоритм дбає про те, щоб зміни параметрів не призводили до нестабільності або небажаних відхилень від оптимальної роботи. Система може включати контрольні механізми для уникнення екстремальних значень параметрів.

Висновки

Використання адаптивних алгоритмів, що керують змінними параметрами системи в реальному часі за рахунок багатократного повторення процесу в реальному часі, дозволяє системі постійно адаптуватися до змін умов роботи і забезпечувати оптимальну ефективність роботи двигуна при різних режимах експлуатації.

Література

1. An In-Depth Look into Automotive Engine Control Units (ECUs). [Електронний ресурс] https://www.linkedin.com/pulse/in-depth-look-automotive-engine-control-units-ecus-annamalai.
2. Controls for Modern Engines. [Електронний ресурс] https://dieselnet.com/tech/control.php
3. Electronic Control Units & The Future of Trucking. [Електронний ресурс] https://www.cloudtrucks.com/blog-post/electronic-control-units-the-future-of-trucking.
4. Основи конструкції тракторів та мобільних енергозасобів Case IH / А.Т. Лебедєв, М.Г. Макаренко, О.М. Макаренко, І.О. Шевченко, М.Л. Шуляк, В.М. Манойло. За ред. А.Т. Лебедєва. Харків.: ХНТУСГ, 2017 . 183 с.
5. Основи конструкції тракторів та мобільних енергозасобів John Deere» / А.Т. Лебедєв, М.Г. Макаренко, О.М. Макаренко, І.О. Шевченко, М.Л. Шуляк, В.М. Манойло. За ред. А.Т. Лебедєва. Харків.: ХНТУСГ, 2020. 90 с.

ЕЛЕКТРОННІ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТА ДІАГНОСТИКИ СУЧАСНИХ АВТОМОБІЛІВ: ПРОБЛЕМИ І РІШЕННЯ

Макаренко Микола Григорович, доцент каф. «Трактори і автомобілі», Державний біотехнологічний університет,
e-mail: mak_nk@ukr.net, ORCID: 0000-0003-4078-9045
Шевченко Ігор Олександрович, канд. техн. наук, доцент, завідувач каф. «Трактори і автомобілі», Державний біотехнологічний університет,
e-mail: igorshvchnk@gmail.com, ORCID: 0000-0002-1280-5290
Хейло Владислав Олегович, магістр,
Державний біотехнологічний університет
e-mail: prostovlad2221@gmail.com
Пиріжок Валентин Іванович, магістр,
Державний біотехнологічний університет
e-mail: Val.pirojock2014@gmail.com

Нові моделі автомобілів стають все складнішими із випуском кожної нової моделі. В них використовуються складні механічні пристрої, електронні системи та відповідні компоненти програмного забезпечення.

Сучасні автомобілі можуть містити до 70 електронних блоків управління (ЕБУ) для безлічі різноманітних додатків, таких як керування силовою передачею, керування шасі та системи комфорту. При цьому повинні бути гарантовані достовірність та надійність програмного забезпечення у кожному ЕБУ, а процес тестування програмного забезпечення є важливим кроком у забезпеченні його відповідності специфікаціям. Оскільки частка програмного забезпечення, призначеного для бортових діагностичних систем у кожному ЕБУ відіграє важливу роль, метод тестування діагностичного програмного

забезпечення автомобільного контролера має важливе значення та забезпечить правильну роботу кожного ЕБУ у своєму операційному середовищі [1, 2].

До засобів діагностики транспортних засобів відносяться пристрої, що використовуються для сканування та перевірки електронних систем керування. Їх можна використовувати для усунення неполадок у широкому спектрі систем, включаючи модуль керування двигуном, трансмісією, гальмами, подушками безпеки та іншими системами автомобіля. В цілому діагностика полягає у розпізнаванні відмінностей між очікуваною поведінкою та аномаліями. Зі збільшенням складності операцій робота з діагностики несправностей стає дедалі складнішою, оскільки фахівцю з технічного обслуговування тепер потрібні глибокі знання у низці дисциплін [3].

Основні функції засобів діагностики автомобілів мають наступні напрямки.

1. Виявлення та аналіз несправностей. Однією з основних функцій засобів діагностики є виявлення та аналіз несправностей в електронній системі керування автомобілем. Ці системи здатні зчитувати діагностичні коди не справностей та надавати інформацію про характер несправності, що дозволяє технічним фахівцям швидко виявити та усунути проблему. Зазвичай процес виявлення та аналізу несправностей в електронній системі керування автомобілем може бути складним і включати в себе кілька етапів. Важливо відзначити, що різні виробники та моделі автомобілів можуть мати свої власні методики. Однак основні кроки можуть виглядати наступним чином.

На першому етапі здійснюється збір інформації. Електронні блоки управління автомобіля можуть генерувати діагностичні коди помилок, які є індикацією можливих відхилень. Ці коди можна зчитати за допомогою спеціального сканера, який підключається до OBD (On-Board Diagnostics) порту автомобіля. Крім того зчитування показників роботи датчиків і стану актюаторів може надати додаткову інформацію про функціонування системи.

На другому етапі здійснюється аналіз інформації. Розкодування діагностичних кодів помилок дозволяє ідентифікувати конкретні проблеми або несправності. Сучасні автомобільні системи можуть збирати велику кількість даних у реальному часі, тому використання графічного аналізу цих даних допомогає виявити аномалії та кореляції між різними параметрами. А порівняння отриманих даних із технічною документацією та базами даних може допомогти з’ясувати природу несправності.

На третьому етапі здійснюється діагностика - вимірювання витрати палива та складу відпрацьованих газів може вказати на проблеми з системою подачі палива або каталітичним нейтралізатором.

Додатково здійснюється огляд механічних компонентів, таких як провідники, реле, з’єднання, що може допомогти виявити механічні пошкодження або знос. А вимірювання напруги, струму та опору сприяє виявленню електричних проблем, такі як перебої у живленні.

На четвертому етапі вирішуються проблеми заміною або виправленням компонентів. Після ідентифікації несправності може знадобитися виконати

ремонт або заміну конкретного компонента. В деяких випадках проблему можна вирішити оновленням програмного забезпечення блоку управління.

Після виконання ремонтних робіт важливо перевірити систему знову, щоб підтвердити, що проблема вирішена і не виникли нові несправності.

2. Збір та аналіз даних. Діагностичні інструменти також здатні збирати та аналізувати дані з електронних систем керування автомобілем використовуючи стандартні протоколи, які вбудовані в більшість сучасних автомобілів. Сюди можуть входити дані про витрату палива, частоту обертання колінчастого вала двигуна та інших змінних, що дозволяє технічним фахівцям аналізувати роботу систем автомобіля.

Для цього використовується OBD (On-Board Diagnostics) порт, який є стандартним з'єднанням для діагностичних інструментів. Після підключення за допомогою спеціального кабелю, діагностичний інструмент може провести сканування для отримання діагностичних кодів помилок (DTCs). Ці коди вказують на конкретні проблеми або несправності у роботі електронних систем автомобіля.

Крім того діагностичні інструменти можуть зчитувати поточні дані з різних датчиків і систем автомобіля. Ці дані можуть включати параметри, такі як температура двигуна, оберти коліс, швидкість автомобіля, рівень палива, тиск у шинах і багато інших.

Діагностичний інструмент може відображати отримані дані графічно для кращого розуміння. Оператор може аналізувати зміни в графіках для виявлення аномалій або кореляцій між різними параметрами.

Деякі діагностичні інструменти можуть записувати дані в режимі реального часу або в певний період часу. Це може допомогти при аналізі проблем, які виникають тільки під час певних умов або під навантаженням.

3. Налаштування параметрів та програмування. Діагностичні інструменти можна використовувати для налаштування параметрів та параметрів блоків керування автомобіля за допомогою спеціальних функцій і протоколів.

Важливо зауважити, що не всі параметри доступні для налаштування, і втручання в деякі параметри може негативно впливати на безпеку або ефективність автомобіля. Тому використовувати діагностичні інструменти слід обачливо та відповідно до рекомендацій виробників [4, 5].

Однак використання електронних систем керування транспортними засобами (ЕСКТЗ), що забезпечують динамічне керування параметрами роботи двигуна в реальному часі, може зіткнутися з рядом проблем. Перш за все це кібербезпека, оскільки завдяки великій кількості електроніки та взаємодії з іншими системами, ЕСКТЗ стають предметом потенційних кібератак. Зловмисники можуть намагатися втручатися у роботу системи з метою вивчення даних, взяття контролю над транспортним засобом або спричинення аварій.

ЕСКТЗ вимагають значної кількості даних для ефективної роботи, що може ставити питання щодо приватності інформації власників транспортних засобів та використання цих даних сторонніми організаціями, безпеки та конфіденційності особистої інформації..

Крім того проблемою є те, що нині існують різні стандарти та протоколи в галузі ЕСКТЗ, і вони можуть відрізнятися між виробниками. Це може ускладнити взаємодію між різними системами та створює перешкоду для розвитку універсальних рішень.

Оскільки точність і надійність вимірювань важливі для правильної роботи ЕСКТЗ, то недостатня кількість датчиків або їхнє невірне калібрування може призводити до неточних показників в роботі системи, що може бути особливо небезпечним в автономних транспортних засобах.

Крім того ЕСКТЗ, як і будь-які електронні системи, можуть вимагати додаткових витрат на обслуговування та ремонт. Технічні неполадки, помилки програмного забезпечення або визначення неправильних даних можуть призводити до несправностей та витрат на виправлення помилок.

Також існує проблема оновлення або зміни програмного забезпечення, пов’язана з сумісністю програм інших компонентів транспортного засобу. Тому важливо впевнитися, що всі системи працюють правильно після внесення змін.

Введення автономних систем та ЕСКТЗ ставить також етичні та правові питання, такі як відповідальність за аварії, правова відповідальність в разі взаємодії з іншими транспортними засобами чи питання конфіденційності даних.

Вирішення цих проблем вимагає спільних зусиль галузі та владних органів, впровадження стандартів та правил, розробці надійних методів кібер-захисту та вдосконалення технічних рішень для оптимізації роботи ЕСКТЗ. Однак вже на сьогодні існують технології та стратегії, які допомагають вирішувати ці проблеми.

Для цього важливо розробляти та використовувати високоякісні компоненти та програмне забезпечення, заходи кібербезпеки для захисту ЕСКТЗ від можливих атак, застосування шифрування, мережевих заходів безпеки та регулярні оновлення програмного забезпечення для усунення потенційних вразливостей системи.

З метою забезпечення конфіденційності даних важливо використовувати механізми шифрування та інші технічні заходи для забезпечення конфідент-ційності оброблюваних ЕСКТЗ даних.

Важливо розробляти стандартизовані протоколи та інтерфейси для ефективної інтеграції ЕСКТЗ з іншими системами. Це допоможе забезпечити сумісність та спільну роботу з іншими компонентами автомобільної техніки та інфраструктури. А для автономних систем важливо додатково проводити інтен-сивні тести та вдосконалювати алгоритми штучного інтелекту та машинного навчання. Також потрібно враховувати етичні та правові питання, пов’язані з автономним рухом.

Розвиток та виробництво великої кількості транспортних засобів, оснащених ЕСКТЗ, може допомогти знизити вартість виробництва. Технології масового виробництва та оптимізація процесів можуть зменшити складність та вартість впровадження.

Висновки

Загальною стратегією для вирішення проблем використання ЕСКТЗ є поєднання технічних інновацій, надійних технологій та стратегій управління, що забезпечують ефективну і безпечну експлуатацію транспортних засобів. Для успішного впровадження ЕСКТЗ необхідні регулярні оновлення, тестування та ретельний моніторинг. Також важливим є використання діагностичних інструментів для ідентифікації та аналізу несправностей в ЕСКТЗ, що допомагає оперативно виявляти проблеми та шукати їхні причини. А постійне оновлення та вивчення нових технологій в області ЕСКТЗ допомагає адаптуватися до змін, вдосконалювати функціональні можливості та підвищувати надійність.

Всі ці аспекти сприяють покращенню ефективності та надійності ЕСКТЗ, забезпечуючи оптимальне функціонування. безпеку та економію ресурсів у сфері автомобільного транспорту.

Література

1. https://www.researchgate.net/publication/261454455_A_Survey_of_ Security_ Threats_and_Protection_Mechanisms_in_Embedded_Automotive_Networks.

2. Hardware in-the-loop system for testing automotive ECU diagnostic software. https://www.linkedin.com/pulse/hardware-in-the-loop-system-testing-automotive-ecu-diagnostic-r#:~:text=Today%2C%20automobiles%20can%20contain%20up, chassis%20control%20and%20comfort%20systems.

3. Basic know-how about Vehicle diagnostics tools. https://www.linkedin.com/pulse/basic-know-how-vehicle-diagnostics-tools-steve-shijun-wong.

4. Основи конструкції тракторів та мобільних енергозасобів Case IH / А.Т. Лебедєв, М.Г. Макаренко, О.М. Макаренко, І.О. Шевченко, М.Л. Шуляк, В.М. Манойло. За ред. А.Т. Лебедєва. Харків.: ХНТУСГ, 2017 . 183 с.

5. Основи конструкції тракторів та мобільних енергозасобів John Deere» / А.Т. Лебедєв, М.Г. Макаренко, О.М. Макаренко, І.О. Шевченко, М.Л. Шуляк, В.М. Манойло. За ред. А.Т. Лебедєва. Харків.: ХНТУСГ, 2020. 90 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ КЛІМАТ-КОНТРОЛЮ ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ЇЇ ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ

Нечаус Андрій Олександрович, канд. техн. наук, доцент каф. АЕ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: nechaus@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8833-0802
Андрущак Віктор Миколайович, студент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: ae6t21avm@stud.khadi.kharkov.ua

Сучасний автомобіль важко уявити без системи клімат-контролю. У найбільш загальному виконанні, така система (HVAC – Heating, Ventilation and Air Conditioning) складається з підсистем обігріву, вентиляції та кондиціонування повітря [1]. Додатково, на таку систему покладаються функції підтримання вологості повітря, нейтралізації в ньому шкідливих речовин, фільтрації та обеззараження, а також обігріву стекол для забезпечення їх прозорості. Крім того, до системи клімат-контролю можна віднести обігрів сидінь, руля та внутрішнє освітлення салону. На відміну від традиційних автомобілів, система HVAC для електромобіля має певні особливості, які пов'язані з відсутністю джерела механічної та теплової енергії, яким є двигун внутрішнього згоряння. Тобто функціонування системи HVAC забезпечується за рахунок ємності бортових акумуляторних батарей, які визначають запас ходу електромобіля.

Як свідчать дослідження [2], енергоспоживання системи кондиціонування повітря складає близько третини всього низьковольтного навантаження електромобіля. Друге місце посідає система освітлення – близько 25%, а третє – система склоочищення та приводу стекол – близько 10%. В такому разі, можна вважати, що вдосконалення системи HVAC є одним з основних шляхів зниження витрат енергії і, як наслідок, збільшення запасу ходу електромобіля.

Метою роботи є визначення шляхів підвищення ефективності системи HVAC електромобіля, зменшення її енергоспоживання, в тому числі за рахунок впровадження сучасних технологій електричного обладнання, електронних систем та алгоритмів керування.

Підсистема вентиляції є більш простою у складі HVAC, оскільки у більшості випадків, зовнішнє повітря потрапляє у салон автомобіля за рахунок перепаду тиску повітря, який виникає при русі автомобіля. Однак, при зупинці такого перепаду не виникає, тому, до складу підсистеми вентиляції повинен бути включений пристрій створення примусового руху повітря – вентилятор з електромашинним приводом, який також використовується підсистемами опалення та кондиціонування. Також використовуються заслонки з електричним приводом, які забезпечують перекривання каналу надходження зовнішнього повітря у салон електромобіля та перерозподілу потоків повітря у салоні.

Підсистема опалення включає електричні нагрівальні елементи, в яких здійснюється перетворення електричної енергії на теплоту, та які обдуваються повітрям, що циркулює в салоні або надходить ззовні. Кількість енергії, яку споживає система обігріву напряму залежить від різниць дійсної та бажаної

температури у салоні, а також кількості нагрівальних елементів при багато зонній системі клімат-контролю.

Підсистема кондиціонування найбільш складна серед усіх підсистем HVAC, оскільки включає в себе додатково компресор та вентилятор обдуву конденсатора, тобто, по-суті, ще два електричні двигуна.

Таким чином, основними споживачами електричної енергії системи клімат-контролю є електричні двигуни, які забезпечують привод вентиляторів та компресора, а також нагрівальні елементи. Двигуни заслонок, електричні клапани, індикатори та датчики цієї системи працюють короткочасно або споживають невелику частину енергії. Тобто основним напрямом вдосконалення системи HVAC слід вважати саме заходи спрямовані на забезпечення ефективності електромашинних приводів.

Шляхи зменшення енергоспоживання:

- використання сучасних електричних двигунів, зокрема безщіткових двигунів постійного або змінного струму зі збудженням від постійних магнітів. Такі двигуни на теперішній час мають найкращі енергетичні характеристики, що визначає переважне їх використання як тягових двигунів електромобілів;

- застосування для живлення двигунів підвищеної напруги. Зокрема розглядаються пропозиції щодо застосування напруг 24, 48 та 60 В, підвищення напруги зумовлює зменшення струму живлення, що особливо актуально для двигуна компресора, потужність якого найвища;

- застосування сучасних методів електронного керування двигунами: пропорційно-інтегральне, поле-орієнтоване, просторово-векторне керування, які дозволяють підвищити ефективність електричних двигунів за рахунок контролю механічних параметрів їх режиму роботи;

- застосування сучасних електронних та мікропроцесорних систем керування системами автомобільної електрики та електроніки, які пропонують провідні виробники [3].

Як приклад організації системи керування HVAC розглянуто структуру пропоновану Texas Instruments Incorporated (рис. 1) [4].

Система передбачає використання сучасних технологій та методів перетворення параметрів електричної енергії постійного струму, які входять до складу блоку Power supply, реалізацію сучасних методів керування крокових двигунів (Damper motor driver) та сучасних електричних двигунів постійного струму (Blower motor driver), а також керування електричними нагрівачами (Defrost driver). Передбачено підключення сигнальних датчиків, датчиків температури та струму, керування виконавчими елементами системи HVAC.

Для кожного функціонального модуля пропонованої системи є декілька варіантів реалізації, які відрізняються можливими технічними характеристиками, що можуть задовольнити потреби конкретного технічного рішення проектованої системи HVAC, а також наведено технічну документацію та рекомендації щодо їх монтажу та налаштування. Наведені технічні характеристики та схемні рішення дозволяють провести математичне моделювання та наступні порівняльні розрахунки для визначення кількісних показників зменшення енергоспоживання системи HVAC.

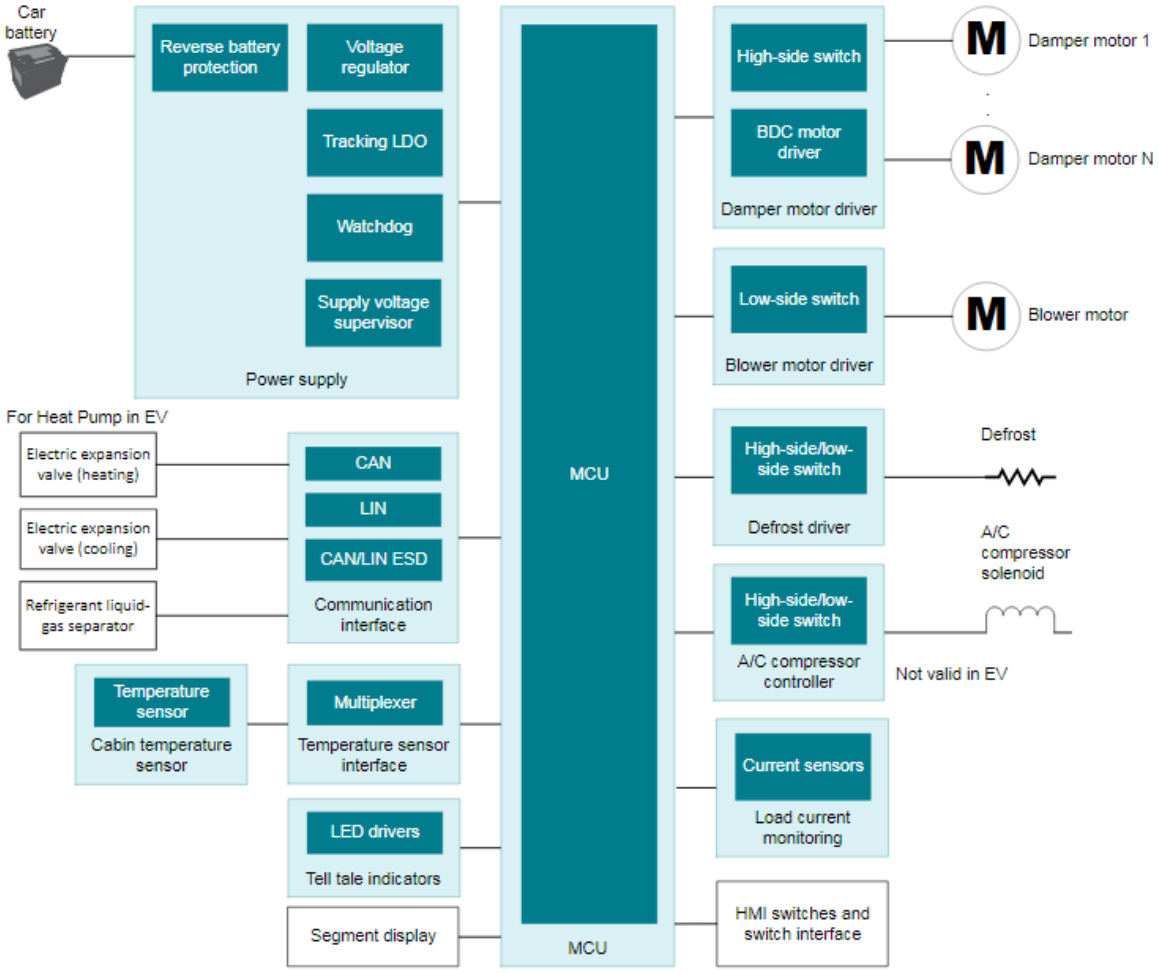


Рисунок 1 – Система керування для HVAC електромобіля
від Texas Instruments Incorporated [4]

Висновки

На підставі проведених досліджень визначено, що за рахунок використання сучасних методів керування агрегатами та елементної бази електронних компонентів системи HVAC електромобіля можливо зменшити її енергоспоживання, чисельні результати можливо отримати в ході подальших досліджень.

Література

1. K. Reif (Ed.), Automotive Mechatronics, Bosch Professional Automotive Information, DOI 10.1007/978-3-658-03975-2_25, © Springer Fachmedien Wiesbaden 2015. – 538 p.

2. Elish Ganesh, Yashas Shetty, Bipin Waikhom, C.M. Vilas & Kiran C.H. Review of Researches on HVAC System Load on Electric Vehicles. International Journal of Applied Engineering Research and Development (IJAERD). Vol. 12, Issue 1, Jun 2022, pp.15 – 22.

3. Hybrid, electric & powertrain systems. [Електронний ресурс]. https://www.ti.com/applications/automotive/hev-ev-powertrain/overview.html.

4. Automotive HVAC control module. Products and reference designs. [Електронний ресурс]. https://www.ti.com/solution/automotive-hvac-control-module.

Секція 9. ТРАДИЦІЙНІ ТА АЛЬТЕРНАТИВНІ ПАЛИВА ДЛЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ

РОЗРАХУНКОВИЙ АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ТЕЧІЇ ПРОДУКТІВ ЧАСТКОВОЇ ПЛАЗМОХІМІЧНОЇ КОНВЕРСІЇ МЕТАНУ В ЯКОСТІ ДОМІШКИ ДО ОСНОВНОГО ПАЛИВА ДЛЯ ДОПОМІЖНОГО ДВЗ КОМБІНОВАНОЇ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ

Авраменко Андрій Миколайович [1,2], 1 – д.т.н., пров. наук. співр. ІПМаш НАН України, 2 – професор кафедри ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: an0100@ukr.net, ORCID 0000-0001-8130-1881

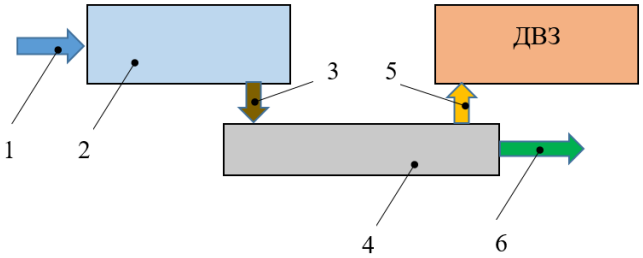
Одним з перспективних напрямків розвитку сучасної енергетики є використання плазмохімічних технологій для підвищення повноти згоряння палива та поліпшення екологічних показників.

Зниження робочої температури твердооксидного паливного елемента (ТОПЕ) – в межах 600-650 ^{o}C для забезпечення їх ефективної роботи вимагає попередньої підготовки палива (очищення від сполук сірки та активації палива).

Використання сучасних чисельних методів дозволяє з високим ступенем достовірності та інформативності моделювати процеси тепломасообміну у складних енергетичних комплексах.

В представленій роботі, з використанням чисельних методів, розглядається процес стаціонарної, в'язкої, турбулентної течії газу (продуктів часткової плазмохімічної конверсії метану) у тривимірній постановці з урахуванням теплообміну зі стінками проточної частини каналу.

Загальна схема роботи плазмохімічного реактора часткової плазмохімічної конверсії метану та подача продуктів реакції у допоміжній ДВЗ наведена на рис. 1.



1– мережевий метан; 2 – блок плазмохімічної конверсії метану;
3 – продукти часткової конверсії метану (CH_4, CO, CO_2, H_2, H_2O);
4 – сепаратор; 5 – продукти часткової конверсії метану після сепарації (CH_4, CO, CO_2, H_2O); 6 – водень

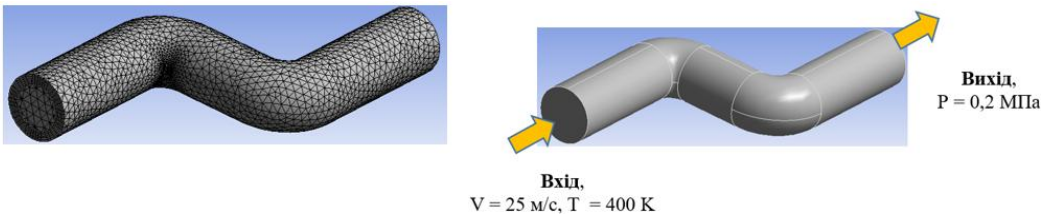
Рисунок 1 – Загальна схема роботи плазмохімічного реактора часткової плазмохімічної конверсії метану

Запропонована схема (рисунку 1) дозволяє очищати мережевий метан від сполук сірки та генерувати з мережевого метану водень для його подачі, в якості палива для ТОПЕ – як у вигляді монопалива, так і у складі суміші з метаном.

В якості допоміжного ДВЗ в роботі розглядається газовий двигун потужністю 100 кВт, який працює на суміші продуктів часткової плазмохімічної конверсії метану та мережевого метану. Допоміжний ДВЗ у складі комбінованої енергоустановки використовується на режимах пуску та прогріву (до 24 годин) для утилізації продуктів часткової плазмохімічної конверсії метану.

Продукти часткової плазмохімічної конверсії метану після сепаратора (поз. 4, рис. 1) подаються во впускний тракт ДВЗ під тиском після компресора.

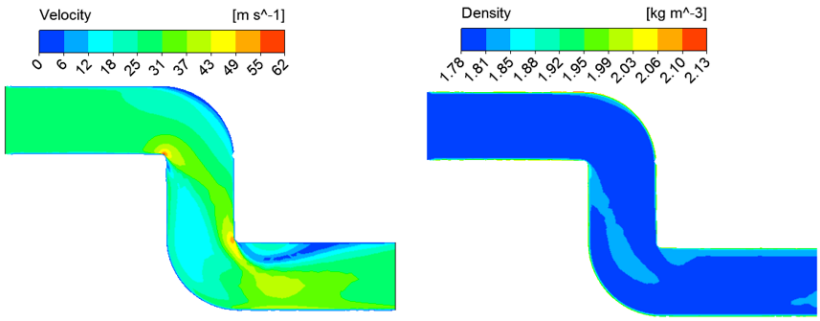
Розрахункова сітка, яка описує геометрію проточної частини каналу для підводу газової суміші та схема завдання граничних умов наведені на рис. 2.



а) б)

Рисунок 2 – Розрахункова сітка (а) та схема завдання граничних умов (б)

Результати чисельного моделювання процесу течії багатокомпонентної газової суміші (CH_4, CO, CO_2, H_2O) у проточній частині з'єднуючого трубопроводу між сепаратором та впускним колектором ДВЗ наведено на рис. 3.



а) б)

Рисунок 3 – Розподіл швидкості потоку газової суміші (а) та її щільності (б)

Як видно з наведених результатів (рисунку 3) вже при швидкостях 25 м/с при русі вологої багатокомпонентної газової суміші у каналах складної форми спостерігається поява неоднорідності потоку, яка може спричиняти зміну миттєвих значень концентрації компонентів та, в подальшому, негативно впливати на умови сумішоутворення та згоряння. Ці явища треба враховувати при виборі місця підводу газової суміші до основного палива.

ПЛАЗМОВІ ТЕХНОЛОГІЇ В ПРОЦЕСАХ ОТРИМАННЯ ВОДНЮ НА ЗАПРАВНИХ СТАНЦІЯХ ВОДНЕВИХ АВТОМОБІЛІВ

Бганцев Валерій Микитович, канд. техн.. наук, ст. наук. співробітник,
Інститут проблем машинобудування НАН України,
e-mail: bgancev_vn@ukr.net, ORCID: 0000-0003-0661-1040

Стійке впровадження водню, як екологічно чистого палива, енергоносія на сьогодні стримується низкою проблем, пов'язаних з його фізичними властивостями та можливою небезпекою при використанні. Він легкий, легко проникливий елемент, потребує великої уваги в системах зберігання і має широкий діапазон займання у суміші з повітрям.

Але якщо ці проблеми будуть повністю подолані водень стає невичерпним джерелом енергії в майбутньому і сприятиме збереженню навколишнього середовища. Стосовно використання водню на автотранспорті на сьогодні вже практично вирішено, що спалювання його в двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) малоефективно з-за низького ККД.

Найбільш сприятливим варіантом є застосування паливних елементів (ПЕ), де хімічна енергія водню переводиться в електричну енергію. Далі отримана електроенергія використовується для живлення електродвигуна, пов'язаного з колесами автомобіля. Основні виробники водневих авто – фірми Toyota, Honda, Ford, Mercedes-Benz, Pininfarina, BMV та ін.

Водневе паливо на борту автомобіля може зберігатися як в газоподібному вигляді так і в зрідженому. В перспективі, а це вже після 2035 року, в країнах Європи буде припинено випуск автомобілів з ДВЗ. Скоріш таке торкнеться в основному легкових автомобілів. Поступове зростання кількості водневих автомобілів буде вимагати і розширення відповідної мережі водневих заправних станцій (ЗС).

Особливість їх – це постачання водню підвищеної чистоти, так як домішки в ньому значно скорочують строки експлуатації ПЕ,що встановлені в автомобілях. В зв'язку с цим буде придатний тільки водень, що отриманий за допомогою конверсійних технологій з вуглеводневих газів і відповідним чином очищений – так званий блакитний водень і водень з електролізерів – зелений водень [1].

В останньому випадку живлення електролізерів буде здійснюватись від альтернативних джерел енергії, які використовують сонячну енергію, енергію повітря та ін.. Подібні ЗС вже існують в Європі, але в невеликій кількості. ЗС з конверсійними технологіями в основному використовують, наприклад, плазмову конверсію природного газу з наступною очистикою отриманого водню до відповідних норм [2].

Всі процеси конверсії, а також електролізу, очистки, підготовки отриманого водню відбуваються безносередньо на ЗС, тому що транспортування цього палива під високим тиском по трубопроводам являє собою певну небезпеку з-за високої проникності водню.

Можна уявити, що під час конкурування автомобілів на вуглеводневому паливі та водневих автомобілів як і раніше буде продовжуватись видобуток викопних палив – вугілля, нафти. Можливо це буде достатньо довго. До того ж деякі ДВЗ взагалі не зникнуть зі списку джерел енергії. Навряд чи військова техніка буде обладнана водневими двигунами. Видобуток нафти супроводжується присутністю супутніх газів – пропану, бутану та їх сумішей. Тому буде ще багато автомобілів з ДВЗ, що працюють на цих газах, які в системах зберігання знаходяться в зрідженому вигляді.

Таким чином можна запропонувати двопаливну ЗС, на якій буде зо середжено два вида палива – безпосередньо зріджений газ для заправки автомобілів з ДВЗ і водень, отриманий з зрідженого газу в плазмово-конверсійних процесах, очищений та стиснутий для водневих автомобілів. Все необхідне обладнання при цьому зосереджується на одній ЗС з відповідними засобами безпеки.

Це можна назвати ЗС перехідного періоду поки водень не витеснить з ринку палив паливо вуглеводневе.

Література

1. Колесніков В.О. Гібрідні та електричні транспортні засоби. Підрозділ: «Водневий транспорт та водневі технології», ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», Полтава, 2023. С. 11.

2. Akande O.,Bongju L. Plasma steam methane reforming (PSMR) using a microwave torch for commercial-scale distributed hydrogen production (2021) / International Journal of Hydrogen Energy,№47, doi:10.1016/j.ijhydene.2021.10.258.

ПЕРЕХІД ДО «ЗЕЛЕНОГО» ПАЛИВА В СУДНОПЛАВСТВІ: ВИКЛИКИ ТА МОЖЛИВОСТІ

Гогоренко Олексій Анатолійович, канд. техн. наук, в.о. завідувача кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, e-mail: oleksiy.gogorenko@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9157-6659

Вахник Сергій Олександрович, здобувач освіти, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, e-mail: vahniksergij@gmail.com, ORCID: 0009-0008-4395-2737

Сьогодні ключову роль у морському транспорті відіграє традиційне нафтове паливо, яке, при спалюванні, зумовлює значні викиди шкідливих речовин та інших забруднювачів у атмосферу. Під час згорання нафтового палива в суднових двигунах, крім викидів вуглеводнів і сажі, також утворюються парникові гази, зокрема CO_2 і NO_x, які негативно впливають на клімат та загрожують здоров'ю людини через забруднення повітря [1-3]. Країни-члени на

засіданні Комітету із охорони морського середовища IMO (MEPC 80), що відбулося в липні 2023 року, узгодили досягти нульових викидів парникових газів приблизно до 2050 року [4]. Узгоджені контрольні точки, які вимагають скорочення викидів парникових газів по роках представлені на рис. 1.

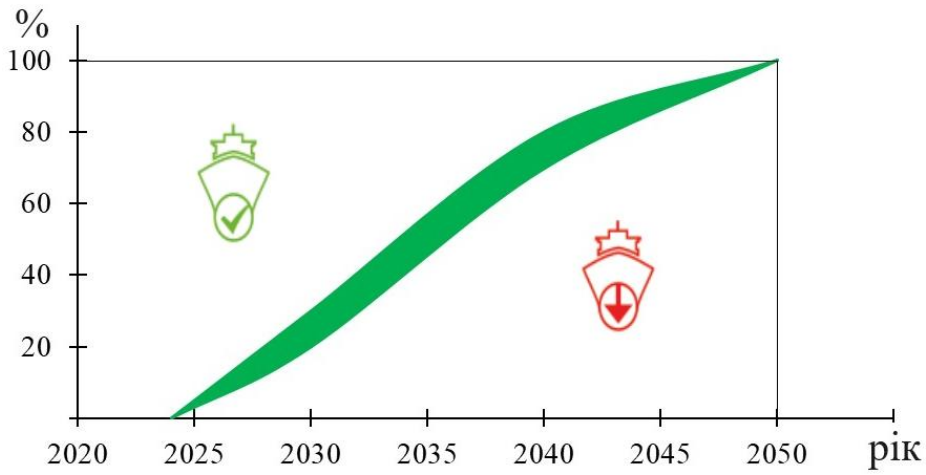


Рисунок 1 – План скорочення викидів парникових газів

Судна, які не будуть до встановленого строку відповідати узгодженим вимогам CII (Carbon Intensity Indicator), повинні бути виведені з експлуатації. Згідно з оцінками компанії Wärtsilä, 47 % флоту торговельних суден ризикує не відповідати вимогам CII, якщо компанії-судновласники не будуть вживати заходів для вирішення цієї проблеми [5]. Одним із шляхів виходу із ситуації в морському секторі може бути використання палива з низьким вмістом вуглецю, як альтернативи традиційним нафтовим паливам. Потенційно до таких палив можна віднести: водень, аміак та метанол [6, 7].

При згорянні водню утворюється лише водяна пара та тепло, тому викиди CO_2 та інші шкідливі речовини практично відсутні [7]. Крім того, водень може бути вироблений різними методами, включаючи електроліз води, газифікацію біомаси або риформінг природного газу, що робить його доступним у різних куточках світу.

Однак, використання водню як палива включає в себе ряд завдань, таких як забезпечення безпеки його зберігання та транспортування, розвиток водневої інфраструктури в портах, а також проведення комплексних технічних змін та адаптацій для забезпечення ефективної та безпечної роботи дизельного двигуна при роботи на водневому паливі.

Так само, як і при згорянні водню, при спалюванні аміаку виділяється лише водяна пара та азот, і не утворюються викиди CO_2 та інші шкідливі речовини [6].

Однак двигуни, які працюють на аміаку, повинні бути адаптовані для цього виду палива. Крім того, аміак потребує спеціальних умов зберігання та транспортування через його високу токсичність та корозійні властивості, і вимагає вжиття особливих заходів безпеки під час його використання.

Потенційним лідером серед альтернатив традиційному нафтовому паливу може стати метанол [8, 9]. Як і всі інші палива з низьким вмістом вуглецю, метанол має такі ж самі позитивні властивості під час його спалювання. На відміну від водню та азоту, метанол може бути легко використаний у суднових двигунах, призначених для роботи на дизельному і особливо на газоподібному паливі. Для переходу на метанол потрібні лише невеликі адаптації існуючих двигунів. Звичайно, використання метанолу вимагає деяких заходів безпеки при зберіганні та транспортуванні, але ці вимоги зазвичай менші, ніж для аміаку або водню.

Метанол може бути виготовлений з різних джерел [10] і, відповідно, мати різні назви, що вказують на джерело його походження. Наприклад, «сірий» метанол виробляється з використанням природного газу – риформінг природного газу, який є одним із основних методів виробництва метанолу. «Зелений» метанол виробляється з біомаси (деревина, солома або відходи сільськогосподарського виробництва). «Синій» метанол виробляється з використанням водню (коли природний газ розщеплюється на водень і CO_2). «Коричневий» метанол отримують в процесі газифікації кам'яного вугілля.

Використання «сірого» метанолу замість флотського мазуту (HFO) може зменшити викиди CO_2 на 7 % [5]. Однак, при використанні «зеленого» метанолу викиди CO_2 можна скоротити до 88 % [5]. Саме це робить «зелений» метанол привабливим паливом, використання якого може задовольнити вимогам СІІ.

«Зелений» метанол на сьогоднішній день є дорожчим, ніж дизельне паливо. Проте, додаткову вартість використання метанолу слід розглядати не лише в порівнянні з поточною вартістю дизельного палива, але й у ширшій площині.

Наприклад, вартість будівництва нового судна або можливі збитки, спричинені примусовою зупинкою операцій через те, що судно не відповідає вимогам СІІ, оскільки такі судна просто не будуть допущені до експлуатації. Крім того, включення морського транспорту до Системи торгівлі викидами Європейського Союзу, ймовірно, зробить дизельне паливо дорожчим у використанні, що, в свою чергу, збільшить конкурентоспроможність «зеленого» метанолу.

Ще одним фактором на користь використання метанолу є те, що він легко розчиняється у воді та швидко біологічно розкладається. З точки зору безпеки на судні, існують добре встановлені правила та норми, що стосуються використання метанолу як суднового палива у формі IMO MSC.1-Circ.1621 [11].

Крім того, завдяки хімічним властивостям метанолу, його бункерування вимагає лише незначних адаптацій до існуючої портової інфраструктури. Оскільки метанол при атмосферному тиску має рідкий стан, то його можна зберігати в резервуарах, подібних для зберігання традиційного дизельного палива. У 2023 році директор Інституту метанолу підтвердив, що метанол вже доступний у понад 120 портах по всьому світу [12], а морська інфраструктура для транспортування метанолу постійно розширюється.

Одним із основних факторів, що може стримувати переведення головних суднових двигунів на роботу з метанолом, є те, що судно, головний двигун якого працює на метанолі, вимагає приблизно подвійного об'єму паливної цистерни, щоб підтримувати той самий рівень запасу палива, що й судно, з головним двигуном, який працює на дизельному паливі. Цистерни із метанолом також потребують перегородок, щоб запобігти будь-яким потенційним виливам палива. Знайти місце на судні для розміщення метанолових паливних цистерн і обладнання для транспортування палива можуть бути головними проблемами в проектах переобладнання.

Незважаючи на стримуючі фактори, перехід до використання палива з низьким вмістом вуглецю, зокрема метанолу, ймовірно, відбудеться впродовж найближчого десятиліття. Наразі у світі експлуатується лише 25 суден, що використовують метанол як паливо. Наприклад, одна з найбільших судно плавних компаній у світі, Stena Line, ще у 2015 році провела модернізацію енергетичної установки круїзного порому Stena Germanica для одночасної роботи на метанолі або традиційному судновому паливі [13]. Компанія Wärtsilä розробила серію двигунів, які працюють на «зеленому» метанолі, зокрема Wärtsilä 32 Methanol із діапазоном потужності 3480…5220 кВт [14]. За прогнозами Інституту метанолу, кількість суден на метанолі у 2030 році сягне вже 1200 одиниць [12].

Висновки

В результаті проведених досліджень встановлено, що використання «зеленого» метанолу в якості основного палива для головних суднових двигунів може суттєво зменшити викиди парникових газів та покращити якість повітря. Крім того, метанол вже широко доступний і легко зберігається, що робить його привабливим вибором в якості палива для судноплавства.

Подальші дослідження спрямовані на техніко-економічне обґрунтування переведення головних двигунів на метанол з метою визначення очікуваної користі від інвестицій.

Література

Jun-Soo Kim, Jae-Hyuk Choi. (2023). A study on analysis of green house gaseous emitted from ships through operation information. *Journal of International Maritime Safety, Environmental Affairs, and Shipping*, V.7, Issue 2-3, 1–8. https://doi.org/10.1080/25725084.2023.2234163

Chatzinikolaou, S. D., Ventikos, N. P. (2016). Critical analysis of air emissions from ships: Lifecycle thinking and results. *Green Transportation Logistics: The Quest for Win-Win Solutions*, 226, 387–412. https://doi.org/10.1007/978-3-319-17175-3_11

Lindstad, E., Lagemann, B., Rialland, A., Gamlem, G. M., Valland, A. (2021). Reduction of maritime GHG emissions and the potential role of E-fuels. *Transportation Research, Part D: Transport & Environment*, 101, 103075. https://doi. org/10.1016/j.trd.2021.103075

Marine Environment Protection Committee (MEPC 80), 3-7 July 2023 [Electronic resource] available at: https://www.imo.org/en/MediaCentre/ Meeting Summaries/Pages/MEPC-80.aspx (last access 26/02/2024).

Four clear examples – proof that methanol could really work for your vessel [Electronic resource] available at: https://www.wartsila.com/insights/whitepaper/4-clear-examples-proof-that-methanol-could-really-work-for-your-vessel (last access 26/02/2024).

Blanco E. C., Sánchez A., Martín M., Vega P. (2023). Methanol and ammonia as emerging green fuels: Evaluation of a new power generation paradigm. Renewable and Sustainable Energy Reviews, V. 175, 113195, https://doi.org/ 10.1016/j.rser.2023.113195

Laursen R., Patel H., Dowling M., Sofiadi D., Ji C., Nelissen, D., Király J.; van der Veen R., Pang E., (2023). Potential of Hydrogen as Fuel for Shipping, American Bureau of Shipping, European Maritime Safety Agency, 571 p.

Nader R. Ammar (2019). An environmental and economic analysis of methanol fuel for a cellular container ship. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, V.69, 66-76. https://doi.org/10.1016/j.trd.2019.02.001

Methanol as fuel heads for the mainstream in shipping [Electronic resource] available at: https://www.dnv.com/expert-story/maritime-impact/Methanol-as-fuel-heads-for-the-mainstream-in-shipping.html (last access 26/02/2024).

Гомонай В. І., Богоста А. С. Проблема пального та шляхи її вирішення. *Науковий вісник УжНУ. Серія «Хімія»*. 2010. Вип. 24, С. 167-174.

Interim Guidelines for The Safety of Ships Using Methyl/Ethyl Alcohol as Fuel (2020). MSC.1/Circ.1621

Marquez C. (2023). Marine Methanol Future-Proof Shipping Fuel. *Methanol Institute*. 61 p.

Next port of call – the methanol bunkering station? [Electronic resource] available at: https://www.wartsila.com/insights/article/next-port-of-call-the-methanol-bunkering-station (last access 26/02/2024).

The Wärtsilä 32 methanol engine: A new route to maritime decarbonization [Electronic resource] available at: https://www.wartsila.com/marine/ products/ engines-and-generating-sets/wartsila-32-methanol-engine (last access 26/02/2024).

КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА ЕНЕРГЕТИЧНОГО ПОТЕНЦІАЛУ БІОМАСИ ТА МУНІЦИПАЛЬНИХ ВІДХОДІВ У ПОЛТАВСЬКОМУ РЕГІОНІ

Голік Юрій Степанович, к.т.н., професор,
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»,
e-mail: golik38@i.ua, ORCID: 0000-0002-5429-6746
Крот Ольга Петрівна, д.т.н., професор,
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»,
e-mail: uch.opk@gmail.com, ORCID: 0000-0002-2376-4981
Чернецька Ірина Віталіївна, к.т.н., доцент,
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»,
e-mail: iryna.chernetska.nupp@gmail.com, ORCID: 0009-0006-7643-2565
Чепурко Юлія Володимирівна, аспірант,
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»,
e-mail: juliakorzh2003@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9154-1931
Серга Тетяна Миколаївна, аспірант,
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»,
e-mail: tetjanaserga@gmail.com, ORCID: 0009-0006-6575-5529

Освоєння енергетичного потенціалу рослинництва та муніципальних відходів для використання в автономних енергетичних системах малої потужності замість традиційних видів палива – це актуальне питання. Зокрема це стосується котелень для лікарень, шкіл, дитячих садочків, окремих адміністративних будівель та житлових будинків, приватних домогосподарств. Спалювання викопного палива має значні негативні наслідки впливу на усі компоненти навколишнього середовища. Для вирішення проблеми забруднення повітря, парникового ефекту, глобального потепління та зміни клімату, багато країн направили свої зусилля на перехід енергетики з невідновлюваних на відновлювані джерела енергії. Однак стає питання використання джерел енергії, які завдають найменшої шкоди навколишньому середовищу. Біоенергетичні культури для виробництва енергії є однією з таких потенційних альтернатив із довгостроковими позитивними результатами в майбутньому.

Біоенергетичні культури відкривають нові економічні можливості для мешканців невеликих громад та сільської місцевості. Відновлювані джерела енергії мають потенціал для надання енергетичних послуг з нульовим або майже нульовим викидом забруднювачів повітря, у тому числі парникових газів. Біомаса (деревина, відходи тваринництва, лісу та пожнивні залишки) є одним із захищених видів сировини, що є органічною речовиною з достатнім вмістом вуглецю для виробництва біопалива, яке можна використовувати шляхом прямого спалювання.

Майбутнє біопалива може залежати не тільки від одного покоління, а й від комбінації трьох поколінь, щоб упоратися зі зростанням світового попиту внаслідок виснаження світових нафтових ресурсів. Нещодавня політика,

ухвалена ЄС, передбачає підвищений інтерес до вирощування енергетичних культур. Отже, необхідна систематизована інформація про нові енергетичні культури та стратегії вирощування, щоб оптимізувати їх виробництво кількісно та якісно та інтегрувати їх у традиційні системи виробництва. Така інформація запропонує фермерам нові перспективи та варіанти диверсифікації їхньої сільськогосподарської діяльності. Однак деякі з цих культур можуть конкурувати за землю та ресурси з існуючими продовольчими культурами, тоді як інші можна вирощувати на малородючих/деградованих землях з подальшим благотворним впливом на довкілля. Отже, вибір відповідних компонентів управління та видів має здійснюватися з урахуванням специфіки ділянки та орієнтуватися на мінімізацію витрат та максимізацію врожайності. У деяких випадках традиційні продовольчі культури використовуються як спеціальні енергетичні культури з тією перевагою, що методи їх вирощування добре відомі.

З іншого боку, вирощування нових спеціалізованих енергетичних культур, таких як багаторічні трав'янисті культури, часто потребує ряду структурних особливостей та тактичних підходів до управління, які відрізняються від тих, що зазвичай використовуються для традиційних харчових культур. Більшість цих культур значною мірою не одомашнені і перебувають на ранніх стадіях розвитку та поліпшення.

Для підвищення теплотворної здатності біоталива можна використовувати муніципальні відходи. Перетворення твердих побутових відходів в енергію за допомогою термічного знешкодження може сприяти економії традиційних видів палива та зменшенню обсягів відходів, які потрапляють на сміттєзвалища. Для реалізації цієї концепції потрібно будувати нові сміттєпереробні комплекси, що створить нові робочі місця.

Розглянемо біопаливо другого покоління, яке виробляється з нехарчових культур, відходів харчових культур, сільськогосподарських відходів, тріски й відпрацьованого кулінарного масла.

Використання цих продуктів (відходів) сільськогосподарського сектору для отримання біопалива має ряд переваг, а саме: для вирощування не потрібні додаткові добрива, вода чи земля, сировиною є неїстівний побічний продукт продовольчих культур.

Наприклад, пшенична солома від виробництва пшениці та кукурудзяне лушпиння від вирощування кукурудзи є сировиною другого покоління. Були розглянуті альтернативні варіанти біопалива, яке є перспективними для вирощування на низькопродуктивних землях територіальних громад Полтавщини.

Міскантус (Miscanthus) включає 14–20 видів високих багаторічних трав, що виростають в Азії, які вирощують як декоративні рослини. Морфологія рослини обмежує його використання як кормової культури. Рослина є модельною сировиною для трав'янистої біомаси. Рослина міскантус, володіє високим вмістом вуглецю, зв'язує діоксин вуглецю з атмосфери і потребує менше води та азоту.

Ця трава вважається специфічною енергетичною культурою через її швидке зростання, стійкість до хвороб, високу врожайність і термін життя 10-15 років. Нижча теплота згорання 17 МДж/кг. Врожайність біомаси міскантуса на 33% вище, ніж у проса.

Просо (Panicum virgatum L.) – теплолюбна багаторічна злакова культура класу С4. Трава вимагає залізо, поживні речовини і воду для вирощування, що робить його екологічно чистою культурою для крупномасштабного виробництва біопалива. Просо має величезний потенціал для генетичного поліпшення для ефективного виробництва біомаси.

Верба́ (Salix L.) – дерев'янисто-чагарникова рослина зі швидким зростанням до 3-3,5 см на добу та тривалістю життя понад двадцяти років. Через 2-3 роки може зрости при висоті пагонів 6-7 м при діаметрі основи пагонів 6-8 см. Починаючи з 2-3 року врожай не менше 55 т/га (вологої) біомаси. Нижча теплота згорання 19-21 МДж/кг. Висока пристосовність до різних педокліматичних умов: підходить для ґрунтів із надлишком води, забруднених та деградованих ґрунтів.

На основі проведеного аналізу обсягів утворення муніципальних та зелених відходів у розрізі 60 громад Полтавщини було отримано, що у морфологічному складі побутових відходів папір, текстиль, дерево, кістки, шкіра, гума, пластик займає у середньому не більше 17%. Наприклад: Глобинська громада – 17,45 %; Кременчуцька – 11,98%; Миргородська – 15,13%; Полтавська – 10,01 %. Варто зазначити, що енергетично цінними також є відходи зеленого господарства (обрізані гілки і стовбури дерев), що утворюються в процесі догляду (благоустрою) зелених насаджень в місцях загального користування.

Отже, доцільно використовувати муніципальні відходи та відходи зеленого господарства разом із біопаливом шляхом їх брикетування й подальшого використання для спалювання в котельнях малої потужності в адміністративних будівлях.

Значну частку в морфологічному складі твердих побутових відходів (ТПВ) займає пластик. Зростання обсягів виробництва пластику та його все більше поширення в побуті призводить до зростання полімерної складової в муніципальних відходах.

При цьому полімери погано піддаються біологічному розкладу та є хімічно стійкими в навколишньому середовищі, що спричиняє їх накопиченню по всіх компонентах біосфери у значній кількості, що спричиняє ряд екологічних проблем. При цьому теплотворна здатність пластику є досить високою, найбільшою серед усіх компонентів ТПВ, що робить його цінним енергетичним ресурсом.

При проєктуванні нових установок термічного знешкодження муніципальних відходів, а також при реконструкції існуючих сміттєспалювальних підприємств було б доцільно додавати обладнання для захисту навколишнього середовища від шкідливих речовин та забезпечення відповідності вимогам нормативних документів щодо викидів. Це б дозволило мінімізувати негативні

екологічні наслідки процесу спалювання відходів. Зокрема рекомендується впровадження наступного обладнання:

- тканинні фільтри та електрофільтри для вловлювання летючої золи;
- системи мокрої очистки з використанням абсорберів для видалення кислих газів;
- адсорбери із застосуванням марганцевої руди та каталітичні системи очищення для видалення діоксинів та канцерогенних вуглеводнів.

Також важливими є процеси технологічного контролю, регулювання викидів оксидів азоту, а також сортування для усунення небезпечних відходів.

Висновки

Для задоволення енергетичних потреб населення в умовах воєнного та післявоєнного стану з урахуванням необхідності скорочення викидів парникових газів і зростаючої стурбованості з приводу енергетичної безпеки, актуальним є впровадження використання відновлюваного палива з муніципальних відходів та енергетичних культур рослин. Для розвитку біоенергетичної промисловості можна використовувати непридатні сільськогосподарські угіддя, якщо вирощувати економічні багаторічні культури біомаси. У зонах із помірним кліматом просо та міскантус здатні давати врожай біомаси від 10 до 20 тонн сухої речовини.

Енергетичні культури рослин мають високу теплотворну здатність та вміст вуглецю, а також низький вміст золи, азоту та сірки. Мають багато переваг, наприклад, її здатність рости в дикій природі без необхідності належного догляду, швидкий цикл зростання, висока продуктивність і високе співвідношення вихідної енергії до витрат енергії.

Біопаливо другого покоління може бути перспективним джерелом відновлюваної енергії, на відміну від традиційних видів палива, враховуючи негативні наслідки використання енергії з викопного палива. Запропоновано заходи для безпечного застосування технології термічного знешкодження ТПВ та забезпечення дотримання екологічних норм. Спалювання є поширеним методом поводження з муніципальними відходами, цей метод спрямований як на рекуперацію енергії, так і на радикальну мінімізацію обсягу та маси відходів. Захист повітряного середовища та обслуговуючого персоналу може бути реалізований шляхом автоматизації та механізації сміттєспалювального комплексу, герметизації обладнання, ефективної системи забезпечення мікроклімату, багатоступінчастої системи очищення повітря від різних категорій забруднення.

ОСНОВНІ ФІЗИКО-ХІМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ТА СПОСОБИ ОТРИМАННЯ ВОДОПАЛИВНИХ ЕМУЛЬСІЙ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ В ДВЗ

Грабовенко Олександр Іванович, старший викладач кафедри ЕМ,
Первомайський навчально-науковий інститут НУК імені Макарова,
e-mail: goi70@ukr.net, ORCID: 0000-0002-3034-7094
Гайченя Руслан Олегович, студент,
Первомайський навчально-науковий інститут НУК імені Макарова,
e-mail: negativnights@gmail.com
Вознюк Сергій Станіславович, студент,
Первомайський навчально-науковий інститут НУК імені Макарова,
e-mail: sektorfbd@gmail.com

Проблема економії традиційного палива із нафти на сьогодні залишається однією з найгостріших проблем для всього світу. Збільшення споживання рідкого палива супроводжується виснаженням добре освоєних і зручно розташованих нафтових родовищ, внаслідок чого доводиться освоювати нові родовища, зазвичай у складно досяжних районах. Це у свою чергу призводить до подорожчання як самої нафти, так і нафтопродуктів.

Високий попит на енергію, а також спричинюване використанням традиційних нафтових палив забруднення навколишнього середовища спонукає до пошуку нових, поновлюваних і екологічно чистих джерел енергії. При цьому теоретично і експериментально доведено, що для застосування в дизельних ДВЗ найбільш перспективні рослинні олії – соняшникова, бавовняна, соєва, льняна, пальмова, ріпакова та інші. Їх можливо застосовувати в початковому «сирому» вигляді, або ж у складі водопаливних емульсій.

Водопаливні емульсії представляють собою дисперсну систему, яка складається з дрібних крапель рідини (дисперсної фази), розподілених в іншій рідині (дисперсному середовищі). Розрізняють прямі емульсії типу «масло у воді», з краплями неполярної рідини (наприклад, палива у водяному середовищі), зворотні - типу «вода в маслі».

В залежності від типу початкового палива в склад емульсії для полегшення утворення та підвищення її стійкості додають поверхнево-активні речовини (ПАР) – емульгатори. В якості емульгаторів застосовують мазут (1–2%) та їх складні ефіри (0,05–5%) [1]. Стабільність водопаливної емульсії являється важливим показником її якості з точки зору надійності роботи двигуна на ВПЕ. Розрізняють кінетичну та агрегатну стабільність.

Кінетична стабільність визначається стійкістю часток дисперсної фази до седиментації. Вона залежить від величини дисперсності та різниці в щільності палива та води.

Агрегатна стабільність характеризується стійкістю часток дисперсної фази до коалесценції та визначається присутністю емульгаторів, які утворюють на поверхні крапель води сольватний молекулярний шар.

Високою стабільністю володіють емульсії, отримані на основі мазутів. Кінетична та агрегативна стабільність водомазутних емульсій зберігається на протязі декількох місяців, що дає можливість застосовувати їх в суднових дизелях. Підігрів до температури 90 - 92°С та охолодження до низьких температур не впливають на їх стабільність.

Дисперсність ВПЕ залежить від щільності, в'язкості, поверхневого натягу рідин, їх кількісного відношення, способу диспергування. За результатами різних дослідів, середній діаметр дисперсної фази d_k змінюється від 1 до 50 мкм. Для отримання ВПЕ можуть бути застосовані колоїдні мельниці, механічні мішалки, струмині диспергатори, барботажні установки, ультразвукові та кавітаційні установки, гомогенізатори, гідродинамічні сирени [2].

Колоїдні мельниці виготовляють емульсії високої якості (середній діаметр крапель d_k = 3 – 4 мкм), однак потребують великих енергозатрат та мають малу продуктивність. Механічні мельниці не дозволяють отримувати дрібнодисперсну емульсію (d_k = 3 – 4 мкм), але мають більшу продуктивність та менші затрати енергії.

Струминні диспергатори прості за конструкцією, однак потрібно додаткове обладнання (шестеренчасті насоси) та багатократна (14 – 15 разів) обробка для отримання високоякісної емульсії (d_k = 2 – 8 мкм).

Барботажні установки характеризуються нерівномірністю розподілення часток дисперсної фази за об'ємом емульсії, крупним розміром крапель (d_k = 20 мкм) та високими затратами енергії.

Ультразвукові та кавітаційні установки мають високу вартість, складні за конструкцією та в експлуатації, але дозволяють отримувати емульсію з розміром крапель d_k = 5 мкм.

Гомогенізатори використовуються для отримання емульсій з розмірами крапель 1 мкм та менше. Однак вони складні за конструкцією, працюють при високому тиску (до 35МПа), що веде до зносу та поломки деталей, потребують багатократної обробки емульсії та великих енергозатрат.

Аналіз систем виготовлення ВПЕ свідчить про те, що існують два принципових підходи до їх реалізації. Перший підхід передбачає виготовлення ВПЕ без зв'язку з роботою двигуна, причому емульгування відбувається в системі паливопідготовки з накопиченням готової ВПЕ в проміжних резервуарах для відносно тривалого зберігання.

До недоліків цієї системи відносяться неможливість оптимізації вмісту води у ВПЕ від навантаження двигуна, необхідність застосування емульгаторів, складність фільтрування ВПЕ, переводу дизеля для роботи на чистому паливі та видалення ВПЕ із системи паливопідготовки при зупинці двигуна.

Другий підхід до реалізації системи виготовлення ВПЕ передбачає диспергування палива безпосередньо перед подачею в ПНВТ. Такий підхід дозволяє оптимізувати вміст води та інших складових у ВПЕ в залежності від типу двигуна, режимів його роботи, сорту палива та пріоритету цілі – економія палива, перевід двигуна на більш важке паливо, форсування по потужності, зменшення димності та токсичності.

Так, при роботі дизеля 6ЧН25/34 на ВПЕ (90% соєвої олії +10% води) витрата соєвої олії зменшилась на 8%. При цьому температура палива із соєвої олії та ВПЕ на вході ПНВТ складала 60 - 70°С, а максимальний тиск згоряння та температура випускних газів по циліндрам дещо зменшились.

Таблиця 1 – Параметри роботи дизель-генератора ДГА500-4 з привідним двигуном 6ЧН25/34 при роботі на соєвій олії та водопаливній емульсії (90% соєвої олії +10% води)

Найменування параметрів		Розм.	Результати замірів			
			Соєва олія		Водо-паливна емульсія	
1. Потужністьсть дизель-генератора		кВт	404	480	400	480
2. Т-ра повітря на вході в ТК		°С	32	33	32	33
3.Температура газів на виході із циліндрів	1- цил.	°С	475	495	485	490
	2- цил.	°С	500	475	475	485
	3- цил.	°С	425	435	435	450
	4- цил.	°С	500	510	470	480
	5-цил.	°С	470	515	475	495
	6- цил.	°С	480	485	485	490
4. Середня температура газів по циліндрам		°С	475	486	471	481,5
5. Максимальний тиск згоряння по циліндрам.	1- цил.	бар	72	82	73	82
	2- цил.		77	85	76	84
	3- цил.		75	84	75	84
	4- цил.		77	88	75	85
	5- цил.		77	85	75	84
	6- цил.		75	83	73	82
6. Середній макс. тиск згоряння по циліндрам.		бар	75,5	84,5	74,5	83,5
7. Тиск повітря у впускному колекторі		бар	0,59	0,8	0,57	0,8
8. Положення стрілки актуатора		%	52	61	69	75
9. Температура палива на вході в ПНВТ		°С	62	63	69,5	70
10. Витрата соєвої олії 10.1 Витрата ВПЕ (90% соєвої олії +10% води)		Г/кВт · год	273	270	251,5 279,5	248 276

Висновки

1. Виконаний аналіз наявних способів отримання ВПЕ дає можливість вибрати оптимальне обладнання для цього як по конструкції, так і по параметрам.

2. Випробування дизель-генератора ДГА-500 при роботі на ВПЕ (90% соєвої олії + 10% води) підтвердили покращення процесу згоряння соєвої олії при змішуванні її із водою.

3. ВПЕ, що складається із рослинної олії та води перед подачею в ПНВТ необхідно підігрівати до температури 60…80°С.

Література

1. В.М. Горбов. Енергетичні палива, Навчальний посібник. Видавництво УДМТУ, 2003.

2. http://energy.kpi.ua>article>viev

УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛА КОГЕНЕРАЦІЙНИМИ УСТАНОВКАМИ З ГАЗОВИМИ ПОРШНЕВИМИ ДВИГУНАМИ

Доценко Сергій Михайлович, к.т.н., доцент
Первомайський навчально- науковий інститут
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,
e-mail: dotsenkosm2016@gmail.com, ORCID: 0000-0003 -2913-3790.
Тягнирядно Дмитро Олексійович, магістрант
ервомайський навчально-науковий інститут
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,
e-mail: doomjanki@gmail.com
Фока Богдан Олегович, магістрант
Первомайський навчально-науковий інститут
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.
e-mail: bogdanfoka@ukr.net

В сьогоденних умовах для забезпечення стабільного та ефективного енергозабезпечення перспективним є перехід на виробництво власної електроенергії і тепла із застосуванням когенераційних установок. Когенерація є високоефективним способом використанням енергії газу з отриманням двох форм корисної енергії - теплової та електричної. Головна перевага когерераційної установки перед звичайними теплоелектростанціями полягає в тому, що перетворення енергії тут відбувається з більшою ефективністю.

Найефективніше використовувати когенераційні установки для забезпечення безперервності технологічних процесів, при обмежених можливостях централізованих джерел електричної і теплової енергії, при високих витратах на підведення комунікацій енергопостачання. Особливо ефективні когерераційні установки з газовими двигун - генераторами при установці їх на вже діючих котельних з використанням наявних комунікацій. В цьому випадку термін окупності може бути менше двох років за умови повного використання електроенергії і тепла, що виробляються.

Технологічні схеми одночасного вироблення електричної, теплової енергії і холоду різноманітні, тому оптимальне рішення вибирається для кожного конкретного випадку з урахуванням специфіки виробництва.

Когенераційні установки успішно покривають потребу підприємств в дешевій електричній і тепловій енергії, дозволяють забезпечити споживачів електроенергією із стабільними параметрами по частоті і напрузі, тепловою

енергією у вигляді води з необхідною температурою і якісною гарячою водою без додаткового будівництва ліній електропередач і теплопроводів. Когенераційні установки АТДВ «Первомайськдизельмаш» створені на базі стаціонарних газових двигун-генераторів (ДвГА) з утилізацією теплоти випускних газів, води що охолоджує двигун, масла і газоповітряної суміші після турбонагнітача. Теплота, що утилізувалася від охолоджування двигуна і вихлопних газів, у вигляді гарячої води може подаватися в систему гарячого водопостачання, опалювання або використовуватися в технологічних операціях і холодильних машин абсорбції.

Температура випускних газів на вході в теплообмінник знаходиться в межах 520...550° С, при цьому в середньому на 100 кВт електричної потужності споживач отримує до 135 кВт теплової енергії для опалювання, гарячого водопостачання або використання в технологічних процесах. Електричний ККД таких установок при будь-якому режимі навантаження має високий показник і досягає 36%, а загальний ККД - до 90%. В результаті забезпечується максимальний економічний ефект використання палива. Для розміщення газових двигун-генераторів не потрібні великі майданчики, встановлювати їх можна поряд з кінцевим користувачем, що істотно знижує втрати в лініях електропередач і теплових мережах, витрати на транспортування палива та забезпечує низьку собівартість електричної і теплової енергії, що виробляється. Так, наприклад, газовий двигун-генератор ДвГА-500 з електричною потужністю 500 кВт вільно розміщується в приміщенні розміром 6 × 9 метрів.

На даний момент значна частина газових поршневих двигунів працює на природному газі, але з кожним роком все більше двигунів переводиться на альтернативне газове паливо(біогаз, шахтний метан, коксовий та інші). В таблиці № 1 приведені основні характеристики газів, важливі з точки зору їх утилізації в газових поршневих двигунах.

Таблиця № 1 – Склад та властивості деяких горючих газів

Газ	Склад	Щільність, кг/м³	Нижча теплота згоряння, кДж/м³	Теоретична необхідна кількість повітря для згоряння 1м^3 палива, м^3
Водень	H_2	0.090	10782	2,38
Метан	CH_4	0.717	35882	9,52
Оксид вуглецю	CO	1.250	12638	2,38
Природний газ (наприклад)	CH_4=88%, C_2H_6 =5%, C_3H_8=1,6%, C_4H_{10}=0,4%, N_2 =5%	0.798	36494	9,70
Біогаз (наприклад)	CH_4 =65%, CO_2= 35%	1.158	23324	6,2
Етан	C_2H_6	1.358	63600	16
Пропан	C_3H_8	2,004	96000	23,8

Утилізація шахтного метану, газу сміттєзвалищ, продуктів піролізу та ферментації органічних відходів може приносить вигоду не тільки від економії природного газу, але і завдяки можливості продажу скорочення викидів парникових газів. Але для утилізації даних газів виробникам газопоршневих двигунів потрібно вирішити складні задачі з адаптації конструкції та систем двигуна до специфіки спалювання альтернативних газових палив.

Традиційним в роботі когенераційних установок, які працюють як на рідкому так і на газоподібному паливі, є утилізація енергії вторинних енергоресурсів. Найбільш ефективним є утилізація найбільш високотемпературної складової вторинних енергоресурсів – випускних газів, наддувочного повітря, охолоджувальної води та циркуляційного масла.

Резервом підвищення енергоефективності роботи когенераційних установок є утилізація низькотемпературних вторинних енергетичних ресурсів з використанням металогідридних установок безперервної дії. Принцип роботи таких установок базується на поглинанні водню при низькому тиску, підвищення його тиску за рахунок підводу тепла та виділенні водню при високому тиску. Потенційна енергія водню перетворюється в механічну енергію в розширювальної машині. Це дозволяє створити металогідридні компресори циклічної дії. Дані установки використовують металогідрид у вигляді мілко зернистого порошку (2…50 мкм).

Металогідридні технології можуть використовуватися для зменшення первинної енергії витрати системи газопостачання палива та підвищення ефективності використання тепла в суднових дизельних двигунах. Розрахунки показали, що вищезазначена технологія може збільшити робочу потужність силової установки на 5,7–6,2%. Результати демонструють можливість застосування металогідридного обладнання для приводів компресорів газового палива на суднах, що працюють на зрідженому природному газі.

Висновок. 1. Утилізація може приносить вигоду не тільки від економії природного газу, але і завдяки можливості продажу скорочення викидів парникових газів.

2. Використання термохімічних циклів дозволяє здійснювати більш глибинну утилізацію низько потенційного тепла в когенераційних установки з двигунами внутрішнього згоряння.

Література

O. Cherednichenko, M. Tkach, B. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – *30.09.2019. – С. 9 – 15.*

БІОДИЗЕЛЬ – ЯК АЛЬТЕРНАТИВА ТРАДИЦІЙНОМУ ПАЛИВУ

Корпач Анатолій Олександрович, к.т.н., професор,
Національний транспортний університет,
e-mail: akorpach@ukr.net, ORCID: 0000-0002-7070-7883
Калашник Роман Миколайович, студент,
Національний транспортний університет,
e-mail: 22romaka@gmail.com

Автомобільна галузь має велике значення для розвитку економіки будь-якої країни та визначає її технічний прогрес. В теперішній час основною енергетичною установкою для автомобілів та тракторів, в більшості випадків, залишаються двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), а паливом - бензин та дизельне паливо.

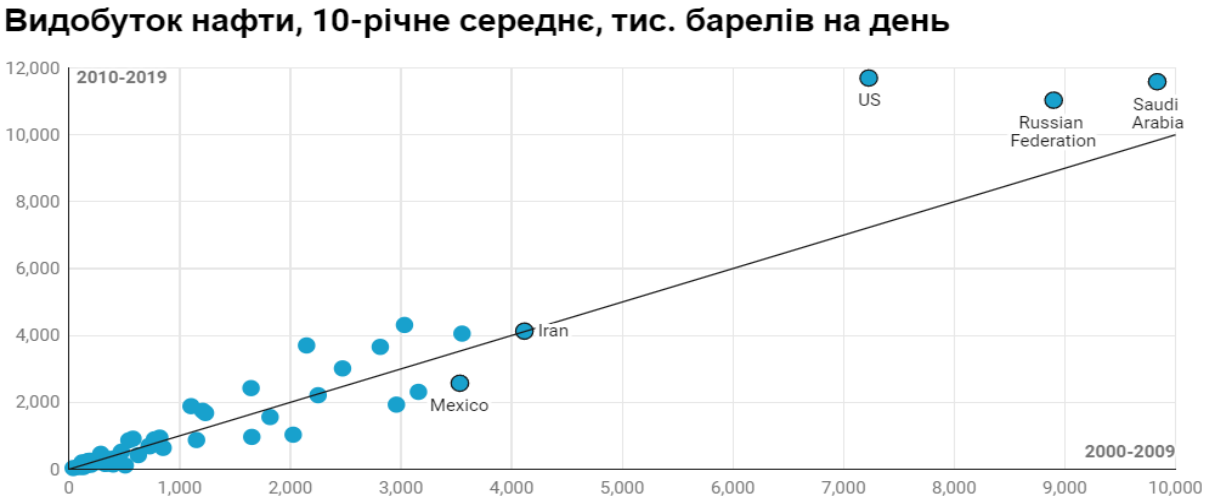


Рисунок 1 – Середньодобовий десятирічний видобуток нафти [1]

За останні десять років середньодобовий видобуток нафти збільшився на 13% у порівнянні з попереднім періодом – з 79,3 до 89,5 млн барелів на день[1].

З кожним роком споживання нафти в світі, збільшується. За прогнозами International Energy Agency (IEA) світовий попит на нафту в 2028 році зросте на 5,9% в порівнянні з 2023 р.[2]. Враховуючи це, можна припустити, що попит на паливо не зміниться, а можливо, навіть, виросте. Україна в цьому плані не є виключенням, за підсумками 2020 року споживання палива (ДП, СПГ,бензину) склало 11,5 млн. т., що на 5% більше ніж показник минулого року і на 30% більше ніж в 2015 [3], більшу частину з цього попиту склало дизельне паливо. Таке збільшення попиту на паливо пояснюється збільшенням ринку автомобілів, завезених з Європи, переважна більшість з яких були з дизелями (близько 80%) [3].

Зважаючи на це все постає питання екологічності викидів, так як середній вік автомобілів в Україні становить 23,2 роки [4], зазвичай каталітичні

нейтралізатори в цих автомобілях або не відповідають сучасним нормам викидів, або відсутні, через дороговизну заміни. Альтернативою могли б стати електромобілі, та, нажаль, через низький середній дохід громадян, і нещодавні події, це стає складним.

До того ж є деякі питання, стосовно вторинної переробки батарей, оскільки через деякий час їх потрібно буде замінити, заводів або підприємств, які можуть повністю переробити батарею електромобіля в щось інше, поки, практично, не існує. На відміну від звичайного ДВЗ, з частин якого можна або відремонтувати, або відправити на завод, де переплавивши метал, можна виготовити такий саме двигун, або щось більш затребуване.

Ще одним способом зменшення викидів можуть стати біопалива, зокрема біодизель. Основними перевагами біодизеля, окрім того, що він отримується з відновлюваних джерел енергії, є те, що його спалювання є набагато чистішим, ніж викопного палива, екологічно більш чистим і може використовуватися в існуючих дизелях без модернізації. Виготовляти біодизель можна з різноманітних культур, які багаті вмістом олій в своїй структурі наприклад:

Ріпакова олія. Містить йод (менше 120 одиниць). Культура дає високий урожай. Олія - стійка до окислення.

Соняшникова олія. Трохи менше врожайність, ніж у ріпаку. Містить понад 120 одиниць йоду, що порушує європейський стандарт EN 14214. Через це її змішують у біодизелі з іншою сировиною.

Тваринні жири. Містять багато полімерів. Вибір на користь такої сировини обумовлений низькими цінами.

Соєва олія. Найчастіше застосовують в Аргентині, Америці. Містить йоду більше за європейську норму, але сертифікується за іншим стандартом - ASTM D-6751-02 (США) без згаданих обмежень. Тому, там без проблем можна їздити на цьому біодизелі.

Пальмова олія. Поширена в Малайзії. З огляду на те, що пальмова олія стає в'язкою за +11 ^{o}C, до біодизеля в теплому кліматі потрібно додавати іншу сировину.

Враховуючи те, що Україна переважно аграрна країна, доцільніше буде використовувати культури, які йдуть на експорт і з яких можливо виготовляти біодизель, наприклад: ріпак, соя, соняшник. Найбільшу кількість біодизеля можливо отримати, вирощуючи ріпак. Україна зібрала 4 млн. т. ріпаку в 2023 р. [5]. З тонни ріпаку можна отримати від 300 до 360 кг олії, і з цієї олії 270-320 кг біодизельного палива. Незаперечна цінність біодизеля в його екологічній чистоті та можливості отримувати його з відновлюваної сировини.

Ріпакову олію, як біопаливо, можна використовувати у вигляді чистої олії холодного пресування та етерифікованої. У першому випадку паливо підходить до двигунів із камерою завихрення, які дооснащені додатковою апаратурою для впорскування олії. На етерифікованій олії можуть працювати звичайні дизелі без переобладнання [6].

Кількість викидів шкідливих сполук і твердих часток при роботі двигуна на біодизелі зменшується на 20-25%, сірки – на 98%, сажі – від 50 до 61%, гідрокарбонатів та вуглекислих монооксидів – на 30–34% [7].

Використовуючі певні технології вирощування ріпаку, з 1га можна отримати: 20 тонн зелених кормів, 20 тонн зелених добрив, 3-3,5 тонни насіння, 13 центнер олії, 16 центнерів макухи (вижимків), 100 кг меду, 500 кг паперу. Крім цього в післявоєнний час для підтримання аграрного бізнесу можна вводити льготи на виготовлення біодизеля для власного використання в аграрних цілях, наприклад, з частини вирощеного ріпаку аграрій може виготовити біодизель для власного використання, жмих який утворюється після віджиму може бути використаний для годівлі скоту і т.д. [8] . Таким чином, для України найближчим та післявоєнним часом біодизель може бути як альтернатива традиційному паливу для дизелів.

Література

https://voxukraine.org/vydobutok-ta-spozhyvannya-nafty-v-istorychnij-perspektyvi

https://www.iea.org/reports/oil-2023

https://enkorr.ua/ru/news/potreblenie_topliva_v_ukraine_vyroslo_do_115_mln_t_a-95/244317

https://www.epravda.com.ua/news/2023/05/7/699851/

https://superagronom.com/multimedia/infographics/81-ripak-v-ukrayini-2023-vrojay-tempi-eksportu-ta-tsina

https://ukrekspo.com.ua/ru/rapsovoe-maslo_biodizel.html

http://ukrsugar.com/uk/post/ukraina-mae-vsi-neobhidni-umovi-dla-virobnictva-ridkogo-biopaliva

https://pidru4niki.com/73001/ekologiya/sirovina_virobnitstva_biodizelnogo_paliva

КОНВЕРТУВАННЯ ДИЗЕЛЯ LOMBARDINI 1503 У ГАЗОДИЗЕЛЬ ДЛЯ ЗАСТОСУВАННЯ НА ТРАНСПОРТНОМУ ЗАСОБІ УМТЗ-26 «НАДІЯ»

Манойло Володимир Максимович, докт. техн. наук, професор кафедра ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет
e-mail: volodimir.m.manoylo@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2208-4404
Есіпов Олександр Вікторович, канд. техн. наук, доцент кафедра тракторів і автомобілів, Харківський державний біотехнологічний університет,
e-mail: Iesipov_al@ukr.net, ORCID: 0000-0002-7395-2892
Варавіна Олена Павлівна, доцент кафедри видобування нафти, газу та конденсату, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут, evaravina73@gmail.com
Пігарєв Деніс Олегович, магістр,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: denispigarev07@gmail.com
Сосніков Даніл Андрійович, бакалавр**,**
Харківський державний біотехнологічний університет,
e-mail: dsosnikov007@gmail.com

Актуальність теми роботи пов’язана з розробкою газопаливної апаратури для газодизеля на базі дизеля Lomdardini 1503, котрий встановлюється на універсальний малогабаритний транспортний засіб – УМТЗ-26 «Надія.

Метою дослідження є визначення витратних характеристик дозатору газу з електронним керуванням системи живлення газодизеля 3РЧГ 8,8/8,5 для УМТЗ-26 «Надія».Об’єктом дослідження є електромагнітний газовий дозатор системи живлення газодизеля.

Предметом дослідження є оцінка впливу параметрів дизеля Lomdardini 1503 при переводі з рідинного палива на газодизельний цикл роботи.

В роботі наведено тепловий розрахунок (ТР) газодизеля 3РГ 8,8/8,5 для універсального малолітражного АТЗ УМТЗ-26 «Надія», для побудування швидкісних і тягових показників транспортного засобу.

Також наведено експериментальні дослідження по визначенню головних характеристик ЕДГ для газодизеля 3РГ 8,8/8,5, який використовується в якості силового агрегату на УМТЗ-26 «Надія».

Встановлено вітчизняне газове обладнання з електронним управлінням на газодизельний двигун 3РЧГ 8,8/8,5.

На підставі виконаної атестаційної роботи, був розроблений діючий експериментальний зразок ЕДГ, котрий пристосований до 3-х циліндрового двигуна 3РГ 8,8/8,5. Зовнішній вид конвертованого газодизеля 3РГ 8,8/8,5 наведено на рис. 1.

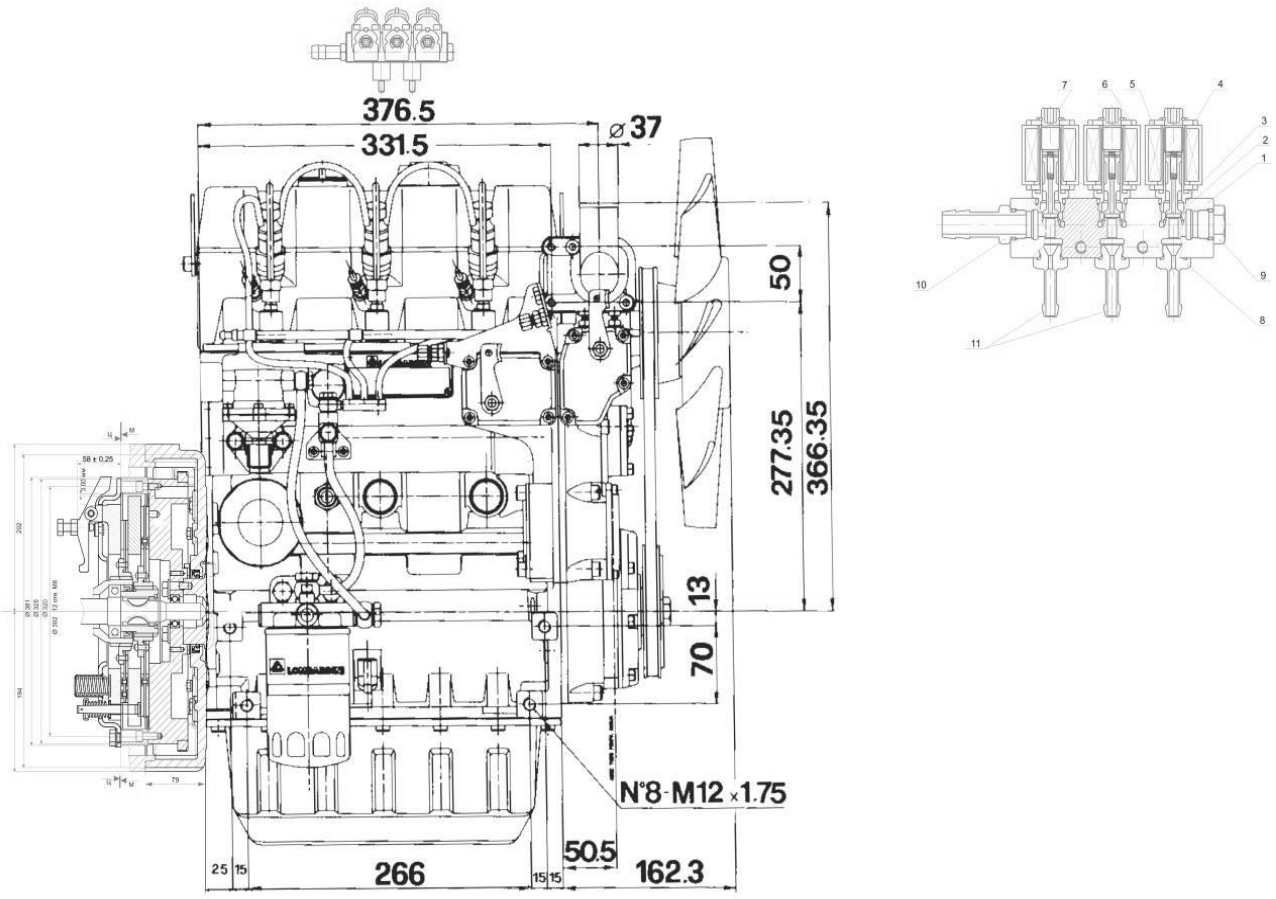
Одним з головних вузлів газового обладнання є комплект електромагнітних дозаторів газу (ЕДГ, дивись позицію 2 на рис. 1). Дозатори встановлюють у газову рампу, вона знаходиться на лівій боковій стороні ДВЗ.

На кожний циліндр двигуна встановлені індивідуальні ЕДГ, котрі управляються ЕБУ. На паливні вузли подається скоректована порція газового палива крізь спеціальні штуцера-жиклери, котрі встановлені на вході у впускний колектор двигуна.

Складальне та робоче креслення комплекту ЕДГ та його вузлів, деталей та конструктивних елементів наведено в графічній частині роботи.

Запальна порція дизельного палива у двигун здійснюється індивідуальними механічними насос-форсунками.

Заводом – розробником розроблено обладнання для оснащення усього сімейства дизелів Lomdardini 1503…2204/T для роботи під газодизельний цикл роботи.



1 2

1 – двигун; 2 – комплект ЕДГ фірми Waltex (Італія);

Рисунок 1 – Зовнішній вид конвертованого газодизеля Lomdardini 1503 3РЧГ 8,8/8,5

Висновки

У роботі:

– виконана конвертація дизеля у газодизель застосуванням газопаливної системи живлення ДВЗ на вантажному транспортному засобі;

– наведений ТР газодизеля та побудовані порівняльні швидкісні характеристики дизеля Lombardini 1503 та газодизеля 3РГ 8,8/8,5;

– наведені результати витратних характеристик ЕДГ, який застосовується в якості головного елемента в системі живлення дизеля для малогабаритного АТЗ;

– розроблений пакет ККД компонування комплекту ЕДГ на газодизелі Lomdardini 3РГ 8,8/8,5 для малолітражного транспортного засобу УМТЗ-26 «Надія.

Література

1. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є.,Тимченко І.І. Автомобільні двгуни: Підруч. для студентів спец. Автомобілі та автомобільне господдарство‖ вищ. навч. закладів. – К.: Арістей, 2004. –438 с.

2. Подригало Н.М. Концепція забезпечення ефективності та контролю функціональної стабільності мобільно-трансмісійних установок тягово-транспортних засобів: Дис. доктора техн. наук: 05.22.20/ Подригало Н. М. – Харків, 2016. – 408 с.

3. Методичні вказівки до виконання теплового розрахунку двигуна в курсових і дипломних проектах студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» з дисципліни «Автомобільні двигуни» (розділ 3 «Теорія, розрахунок і аналіз роботи автотракторних ДВЗ») / А.Т. Лебедєв, В.М. Манойло, М.Л. Шуляк, О.В. Єсіпов, С.О. Поляшенко. – Харків: Вид-во ХНТУСГ, 2019.– 38 с.

4. Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г., Корпач А.О., Мержиєвська Л.П. Екологія та автомобільний транспорт: Навчальний посібник. – К.: Арістей, 2006. – 292 с.

5. Тимченко І.І. Автомобільні двигуни / І.І. Тимченко, Ю.Ф. Гутарєвіч, К.Є. Долганов, М.Р. Муждабаєв; За ред. І.І. Тимченка. – Харків, Основа, 1995. – 461.

ОСОБЛИВОСТІ КОНВЕРТАЦІЇ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ МЕТАНУ

Манойло Володимир Максимович, докт. техн. наук, професор
кафедри двигунів внутрішнього згоряння,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: vladimir.m.manoylo@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2208-4404
Корогодський Володимир Анатолійович, докт. техн. наук, професор
кафедри двигунів внутрішнього згоряння,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: korohodskiy@ukr.net, ORCID: 0000-0002-1605-4631
Макаренко Микола Григорович, доцент каф. «Трактори і автомобілі»,
Державний біотехнологічний університет,
e-mail: mak_nk@ukr.net, ORCID: 0000-0003-4078-9045
Шевченко Ігор Олександрович, канд. техн. наук, доцент, завідувач каф.
«Трактори і автомобілі», Державний біотехнологічний університет,
e-mail: igorshvchnk@gmail.com, ORCID: 0000-0002-1280-5290

Конвертація дизельних двигунів для використання метану може включати ряд особливостей і вимог для ефективного та безпечного їх функціонування. Дизельні двигуни зазвичай використовують системи впорскування розраховані на рідке паливо. При конвертації їх для роботи на метані, потрібно внести зміни в систему впорскування, щоб забезпечити ефективне впорскування газу[1].

Системи живлення в цілому та форсунки для роботи з метаном з метою забезпечення ефективного і безпечного впорскування газу, в порівнянні з традиційними форсунками для рідких палив, повинні мати кілька особливостей. Вони повинні бути спеціально налаштовані для роботи з тиском метану, який може відрізнятися від тиску рідких палив і можуть відрізнятися за конструкцією, матеріалами та розподілом струменя для забезпечення оптимального змішування газу з повітрям [2, 3].

Оскільки змішування газу з повітрям відбувається в камері згоряння двигуна, то форсунки повинні бути спроектовані для рівномірного та ефективного розподілу струменів газу і мати спеціальний розпилювач, що дозволяє отримати необхідний розпил газу для спалювання. Крім того вони повинні бути сумісні з електронною системою управління для точного керування часом впорскування та кількістю газу [4, 5].

Ці особливості дозволяють форсункам для метану працювати ефективно та безпечно при роботі з газоподібним паливом, забезпечуючи оптимальні умови для згоряння та функціонування двигуна.

Оскільки тиск впорскування для метану може відрізнятися від традиційного дизельного палива, то, відповідно, і система повинна бути налаштована для забезпечення заданого тиску в системі впорскування газу [6, 7].

Для точного контролю впорскування метану можуть бути додані датчики тиску, температури та концентрації газу, які будуть інформувати електронну

систему управління про умови та потреби двигуна на відповідних режимах роботи [3, 4].

Електронна система управління повинна бути перепрограмована для оптимального контролю впорскування метану. Це може включати в себе налаштування часу впорскування та кількості поданого газу.

Окрім того впорскування метану може вимагати регулювання відношення змішування газу та повітря, а також зміни кута впорскування для оптимального спалювання та отримання максимальної продуктивності.

Можуть бути введені додаткові компоненти, такі як дросельна заслінка або регулятори тиску для додаткового контролю над системою впорскування газу. Важливо також відзначити, що конвертація дизельного двигуна для роботи на метані вимагає інженерної експертизи та врахування стандартів безпеки та екології. Також, зміни повинні відповідати вимогам місцевих та міжнародних нормативів.

Використання метану вимагає також спеціального режиму запуску, оскільки газ має інші фізичні властивості та температуру самозаймання порівняно з дизельним паливом. Тому для того щоб забезпечити ефективний запуск на метані необхідне збільшення тиску в камері згоряння, що допомагає забезпечити якісне змішування газу та повітря для спалювання.

Оскільки на метан значно впливає пониження температури, тому може знадобитися підігрів для уникнення обледеніння та забезпечення нормального запуску. Для режиму запуску також можуть бути введені додаткові елементи управління, такі як система керування підігрівом палива, яка допомагає полегшити запуск на метані, а також налаштування електронної системи управління для спеціального режиму запуску, який враховує особливості метану та забезпечує необхідний режим при пуску.

Загальною метою цих заходів є забезпечення ефективного і безпечного запуску двигуна при використанні метану, уникнення можливих проблем, пов’язаних з холодним запуском та забезпечення стабільної роботи на газі. Точні модифікації залежать від конкретного дизельного двигуна та характеристик метанової системи.

Зазвичай дизельні двигуни мають камери згоряння, спроектовані для дизеля. При конвертації їх для використання метану, може знадобитися модифікація камер для оптимального спалювання газу.

Дизельні двигуни спрацьовують за допомогою самозаймання, тоді як метан потребує займання від запалювання. Тому систему запалювання слід адаптувати для використання метану, а електронна система управління дизельним двигуном повинна бути перепрограмована для взаємодії з системою впорскування газу та забезпечення оптимальної ефективності.

Адаптація системи запалювання включає постійні корекції та оптимізації, оскільки ефективність горіння може залежати від численних факторів та змінних умов експлуатації. Забезпечення ефективного займання метану включає ряд кроків та аспектів, спрямованих на оптимізацію моменту займання (ініціювання горіння газу) для метану. Основними є визначення кута займання

та його коригування з адаптацією до змінних умов, що враховують вплив умов експлуатації, таких як температура повітря, вологість, висота, а також інші чинники з використанням датчиків та зворотного зв'язку.

Окрім того датчики температури, тиску та концентрації метану повинні бути додані або адаптовані для дизельної системи з метою ефективного контролю роботи двигуна на газі.

Переобладнання системи живлення дизельного двигуна для роботи на метані включає ряд технічних аспектів. Основні теоретичні залежності, пов'язані з регулюванням впорскування палива, забезпеченням оптимального змішування газу та повітря, а також забезпечення безпеки і ефективності. Це стосуються перш за все регулювання тиску та об'єму впорскування.

$$Q_{метану} = p_{метану} \cdot V_{впр} / RT_{метану,} \quad (1)$$

де $Q_{метану}$ – об'єм метану, який впорскується; $p_{метану}$ – тиск метану; $V_{впр}$ – об'єм впорскування; R – універсальна газова стала; $T_{метану}$ – температура метану.

Зміна часу впорскування визначається відношенням $t_{впр} = V_{впр} / Q_{метану.}$

Швидкість втікання робочого тіла (метану) β залежить від відношення тиску у циліндрі P до тиску впорскування $P_г$

$$\beta = \frac{P}{P_г}. \quad (2)$$

Критична швидкість витікання дорівнює

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}. \quad (3)$$

Якщо $\beta \geq \beta_{кр}$, то витікання підкритичне:

$$W = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R_г \cdot T_{метану} \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}, \quad (4)$$

де K = 1,4 – показник адіабати робочого тіла; $R_г$ – характеристична газова стала робочого тіла; $T_{метану}$ – температура природнього газу.

А, якщо $\beta \leq \beta_{кр}$, то витікання критичне, то

$$W = W_{kp} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R_г \cdot T_{метану}}. \quad (5)$$

Адаптація системи управління для роботи дизельного двигуна на метані включає перепрограмування електронної системи управління для ефективного

керування новим видом палива. Для цього необхідно врахувати особливі аспекти, які можуть бути враховані під час цього процесу. Перш за все необхідно визначення параметрів метану, таких як тиск, температура кипіння, розширювальний коефіцієнт газу і т. д., а також визначити особливості впорскування, тиску та температурних параметрів для оптимальної ефективності.

Під час роботи двигуна необхідний збір та аналіз існуючих вхідних даних від сенсорів двигуна (тиск, температура, оберти тощо) та вивчення реакції на зміни у вхідних параметрах при роботі на метані.

Також під час адаптації системи управління слід налаштувати параметри для оптимальної ефективності, забезпечуючи необхідний об’єм палива, правильний час впорскування та інші параметри відповідно до вимог роботи на метані.

Висновки

Загальні концепції можуть слугувати основою для розробки конкретних систем управління та впорскування газу при конвертації дизельних двигунів для роботи на метані. При цьому важливо враховувати особливості конкретного двигуна та характеристики метану для досягнення оптимальної ефективності та безпеки. В цілому розробка та впровадження систем живлення дизельних двигунів на метані вимагає інженерного підходу та дотримання стандартів безпеки і екології.

Література

1. Методичні вказівки до виконання теплового розрахунку двигуна в курсових і дипломних проектах студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» з дисципліни «Автомобільні двигуни» (розділ 3 «Теорія, розрахунок і аналіз роботи автотракторних ДВЗ») / А.Т. Лебедєв, В.М. Манойло, М.Л. Шуляк, О.В. Єсіпов, С.О. Поляшенко. – Харків: Вид-во ХНТУСГ, 2019.– 38 с.

2. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є.,Тимченко І.І. Автомобільні двгуни: Підруч. для студентів спец. Автомобілі та автомобільне господдарство‖ вищ. навч. закладів. – К.: Арістей, 2004. –438 с.

3. Подригало Н.М. Концепція забезпечення ефективності та контролю функціональної стабільності мобільно-трансмісійних установок тягово-транспортних засобів: Дис. доктора техн. наук: 05.22.20/ Подригало Н. М. – Харків, 2016. – 408 с.

4. Протокол № 63-70 (ОП 0108) випробування дослідного зразка самохідного шасі Т-16МГ потужністю двигуна 24 к.с. (СШ-24). - Харків, 1970.

АДАПТАЦІЯ АВТОСЕРВІСНОЇ ГАЛУЗІ ДО АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ

Мастепан Сергій Миколайович, канд. техн. наук, доцент каф. ТЕСА,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: mastepansm@gmail.com, ORCID: 0000-0002-0115-5237

Перехід від традиційних до альтернативних палив в автомобільній промисловості привносить значні зміни у сферу технічного обслуговування та ремонту. Цей процес вимагає глибокого переосмислення підходів до діагностики, ремонту, а також освіти та навчання спеціалістів. Основним викликом є необхідність адаптації до специфіки альтернативних палив та відповідних технологій, які можуть істотно відрізнятися від традиційних.

Серед ключових аспектів, на які потрібно звернути увагу, є розробка та впровадження стандартів для новітнього діагностичного обладнання, забезпечення доступу до спеціалізованих інструментів для ремонту, та розширення інфраструктури сервісних центрів. Також критично важливим є вирішення питання дефіциту кваліфікованих фахівців, які володіють необхідними знаннями та навичками для ефективної роботи з автомобілями на альтернативних паливах.

Висока вартість навчання та перекваліфікації персоналу, необхідність дотримання особливих заходів безпеки при роботі з альтернативними паливами, а також обмежена доступність запасних частин та необхідність регулярних оновлень програмного забезпечення додатково ускладнюють цей процес. Складність систем управління альтернативними паливами, потреба в адаптації до нових екологічних стандартів, та зміна бізнес-моделей сервісних центрів вимагають глибокого аналізу та стратегічного планування.

Для ефективного вирішення цих викликів важливо сприяти розвитку співпраці між автовиробниками, розробниками технологій, навчальними закладами та урядовими органами. Це дозволить створити умови для інновацій, розробки стандартів безпеки та якості обслуговування, а також розширення можливостей для навчання та перекваліфікації спеціалістів. Подолання цих бар’єрів відкриє шлях до більш сталого та екологічно чистого майбутнього в автомобільній індустрії.

Одним з ключових викликів є розробка та впровадження ефективних законодавчих та нормативних актів, які б стимулювали використання альтернативних палив, не створюючи при цьому непотрібних бар’єрів для розвитку та інновацій.

Це включає необхідність узгодження стандартів викидів, податкових стимулів для виробників та споживачів альтернативних палив, а також забезпечення відповідної інфраструктури зарядних станцій та заправних пунктів.

Інша проблема полягає у забезпеченні рівних умов для всіх учасників ринку, включаючи виробників традиційних та альтернативних палив. Необхідно уникнути ситуацій, коли державна підтримка одного сегмента веде до

неконкурентоспроможності іншого, що може призвести до монополізації ринку та збільшення цін для споживачів.

Також важливим є врахування міжнародного досвіду та практик. Співпраця на міжнародному рівні може сприяти розробці гармонізованих стандартів та регуляцій, що у свою чергу спростить транскордонну торгівлю альтернативними паливами та технологіями.

Врешті-решт, державне регулювання має бути гнучким та адаптивним, щоб відповідати швидким змінам у технологіях та ринкових умовах. Важливо створити механізми для постійного перегляду та оновлення регулятивних вимог з метою підтримки інновацій та забезпечення сталого розвитку автомобільної промисловості.

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ СИНТЕЗ-ГАЗУ В АВТОМОБІЛЬНОМУ ДВИГУНІ VOLKSWAGEN BVX

Митрофанов Олександр Сергійович, докт. техн. наук, доц. каф. ДВЗУ та ТЕ,
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
e-mail: mitrofanov.al.ser@gmail.com, ORCID: 0000-0003-3460-5369
Проскурін Аркадій Юрійович, канд. техн. наук, доц. каф. ДВЗУ та ТЕ,
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
e-mail: arkadii.proskurin@nuos.edu.ua, ORCID: 0000-0002-5225-6767
Анпілогов Ілля Ігорович, здобувач,
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
e-mail: grandfourse2004@gmail.com
Бондарець Олександр Євгенович, здобувач,
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
e-mail: oleksandrbondarec13@gmail.com

У сучасних автомобільних двигунах все частіше використовують різні види альтернативних палив. Досвід застосування таких палив показує, що їхні фізико-хімічні властивості значно впливають на організацію робочого процесу двигуна і мають суттєвий вплив на ефективність та екологічність його роботи, а також всієї енергетичної установки в цілому [1].

Синтез-газ переважно містить водень, оксид вуглецю, метан, етилен та діоксид вуглецю (як баластний газ). Проте, відсоткове співвідношення цих компонентів може відрізнятися залежно від ступеня конверсії, початкового палива, методу виробництва та інших факторів [2].

При конвертації існуючих двигунів та проектуванні нових, які працюють на синтез-газі потрібно дотримуватись наступних вимог: забезпечення необхідної потужності, мінімізація витрат палива на різних режимах роботи та зниження викидів шкідливих речовин у навколишнє середовище в залежності від складу синтез-газу.

На базі уточнених рівнянь тепловиділення [3] було виконано математичне моделювання робочого циклу двигуна BVX при різному вмісті водню в складі синтез-газу. Ураховуючи експериментальні дані [3] та літературні дані щодо використання водневовмістних палив, значення коефіцієнту надлишку повітря α було взято 1,5.

Двигун BVX від Volkswagen (4Ч 8,25/9,28, робочій об'єм – 1984 см^3, макс. потужність – 110 кВт при 6000 об/хв) встановлюється на автомобілях D-класу, таких як Volkswagen B6, B7, Audi A3. Цей клас включає середні або сімейні автомобілі з кузовами хетчбек, седан, універсал, що відрізняються просторими салонами та об'ємними багажниками.

Індикаторні показники роботи двигуна BVX фірми Volkswagen представлені на рис.1. При конвертації двигуна з бензину з внутрішнім впорскуванням (система FSI) на синтез-газ із зовнішнім сумішоутворенням спостерігається зниження індикаторної потужності з 126,3 до 105,7 кВт. Зниження потужності при цьому складе приблизно 16,33 % (при використанні синтез-газу з вмістом водню 67 %, а при 100 % – зниження потужності складає 20,52 %). Причиною цього є менша густина енергії паливоповітряного заряду (суміш синтез-газу з повітрям) однакового об'єму, що призводить до зниження коефіцієнта наповнення через низьку густину водню, а також використання зовнішнього сумішоутворення.

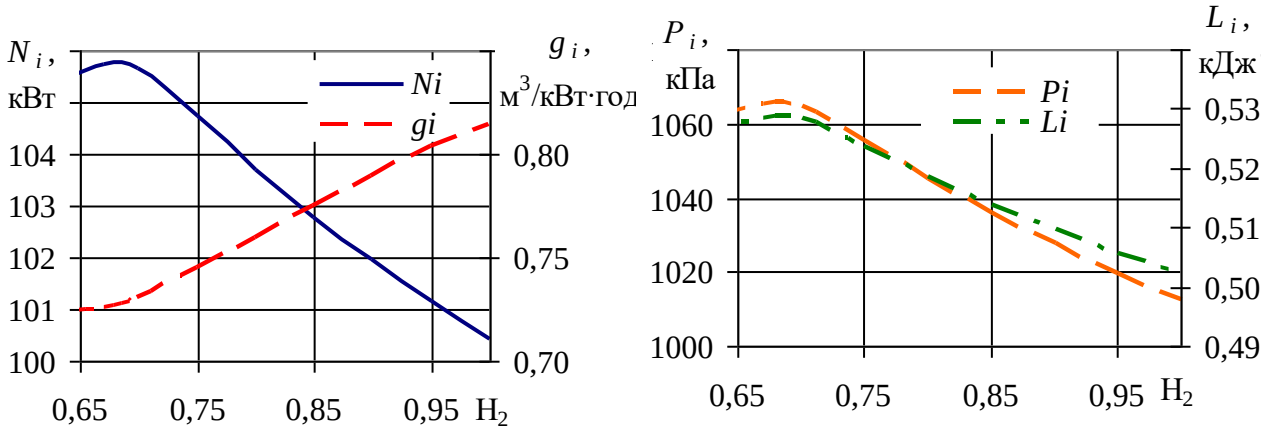


Рисунок 1 – Індикаторні показники роботи двигуна Volkswagen BVX при різному складі синтез-газу

Тепло, що вводиться на 1 м³ об'єму циліндра при зовнішньому сумішоутворенні та стехіометричному співвідношенні з повітрям для бензину при внутрішньому сумішоутворенні, складає 3624 кДж, а для синтез-газу з 67% вмістом водню – 3309,8 кДж, що на 8,67% менше, що й обумовлює зниження індикаторної потужності двигуна. При збільшенні частки CO у складі синтез-газу потужність двигуна зростає внаслідок збільшення густини синтез-газу та енергетичності заряду. Згідно з отриманими залежностями (рис. 1), вміст водню в складі синтез-газу повинен бути в діапазоні 60...80% за об'ємом. Це дозволяє забезпечити найвигідніші значення потужності двигуна, витрат палива та ефективного ККД. Максимальне значення індикаторної роботи відповідає вмісту водню 67% за об'ємом, при цій же концентрації спостерігається максимум

індикаторної потужності – 105,7 кВт, середнього індикаторного тиску – 1,065 МПа. Максимальне значення тиску згоряння залежно від концентрації водню знаходиться у діапазоні 5,61...5,78 МПа, а максимальне значення температури складає 2817 К, що відповідає допустимим значенням, необхідним для забезпечення механічної й термічної міцності деталей КШМ двигуна.

Великою мірою ефективність, потужність, крутний момент, економічність та екологічність двигуна залежать від правильно підібраних фаз газорозподілу. Фази газорозподілу визначаються кутами положення кривошипа щодо верхньої мертвої точки (ВМТ) та нижньої мертвої точки (НМТ), які вказують на моменти відкриття та закриття клапанів. Змінюючи фази газорозподілу, було встановлено зміну ефективної потужності двигуна (рис. 2) та обрано найбільш раціональні співвідношення фаз. Нові значення фаз газорозподілу двигуна показані на круговій діаграмі на рисунку 3.

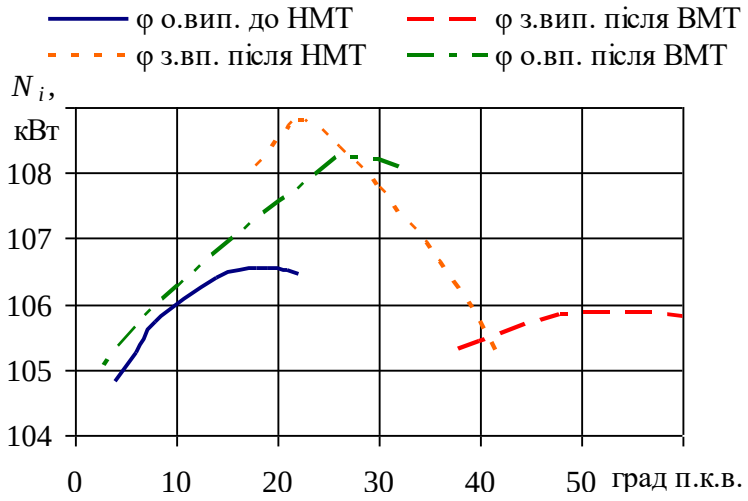
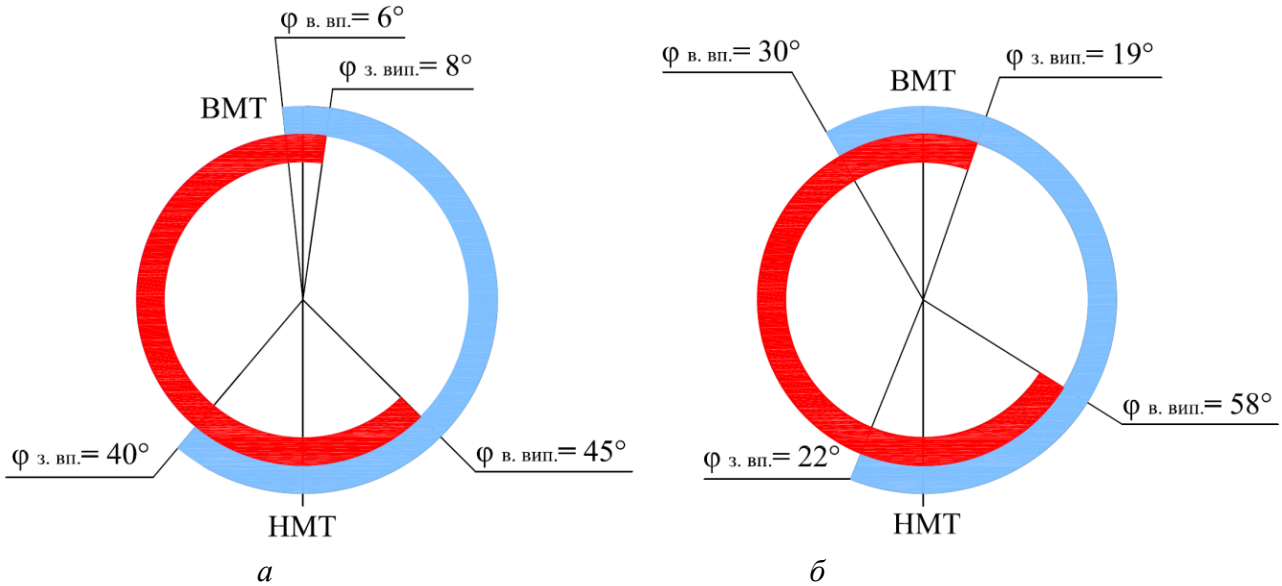


Рисунок 2 – Залежність ефективної потужності двигуна від кутів фаз газорозподілу



а *б*

Рисунок 3 – Колова діаграма фаз газорозподілу:
а – заводські; б – рекомендовані для роботи на синтез-газі

Унаслідок раціонально підібраних фаз газорозподілу індикаторна потужність двигуна при роботі на синтез-газі збільшилася з 105,7 до 111,63 кВт, тобто на 5,3 %. Так, з рис. 2 видно збільшення перекриття клапанів із 12 до 48^{o} зі зміщенням його за ВМТ на 18^{o}. Це дозволяє більш ефективно очистити робочий циліндр двигуна та зменшити коефіцієнт залишкових газів із 0,058 до 0,044.

Висновки

Вплив синтез-газу на основні характеристики робочого процесу двигуна з іскровим запаленням в значній мірі залежить від його складу, зокрема від співвідношення основних компонентів: водню та оксиду вуглецю.

Це співвідношення у складі синтез-газу при використанні в ДВЗ визначається необхідністю досягнення максимальної індикаторної потужності та коефіцієнта корисної дії (ККД), а також мінімізації індикаторної витрати палива та викидів шкідливих речовин.

Література

1. Duraid F. Maki, Prabhakaran P. An experimental investigation on performance and emissions of a multi cylinder diesel engine fueled with hydrogen-diesel blends // Sustainable Transport. 2011. 8–13 May. P. 3557–3564.

2. Aritra Chatterjee, Suhail Dutta, Bijan Kumar Mandal Combustion performance and emission characteristics of hydrogen as an internal combustion engine fuel // Journal of Aeronautical and Automotive Engineering. Vol. 1. Number 1. 2014. September. P. 1–6.

3. Особливості математичного моделювання процесу згоряння поршневих двигунів працюючих з добавками синтез-газу / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевський, О. С. Митрофанов, А. С. Познанський, А. Ю. Проскурін // Авіаційно-космічна техніка та технологія. – 2017. – № 9 (144). – С. 14–18.

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ДЕШЕВИХ НИЗЬКОЯКІСНИХ ПАЛИВ У СУДНОВИХ ДИЗЕЛЯХ

Нестеренко Вікторія Валентинівна, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри «Енергетичне машинобудування», Первомайський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, e-mail: vik6462@gmail.com, ORCID: 0000-0002-5570-3059
Дранчевський Денис Вячеславович, магістрант, Первомайський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, e-mail: Ondi2008@ukr.net,
Злоба Таісія Валентинівна, магістрант, Первомайський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, e-mail: pogrenaya16@gmail.com

Описано основні види палив, що застосовується в суднових двигунах. Вказано основні причини, що викликають необхідність застосування альтернатитивних палив, та їх види. Також надано короткий аналіз впливу альтернативних палив на ефективні показники двигуна.

Ключові слова: дизельні дистилятні палива, мазут, гудрон, синтетичні рідкі палива.

На суднах морського і річкового флоту дизель є основним типом суднових енергетичних установок, як головних, так і допоміжних. На доступну для огляду перспективу, за оцінками фахівців, таке домінуюче становище зберігатиметься [1,2].

Витрати на паливо на судні становлять понад 60% від усіх експлуатаційних витрат. Отже, конкурентоспроможність транспортних перевезень значною мірою визначається кількістю і вартістю використовуваного палива.

Ціни на низькоякісні важкі палива значно нижчі за ціни дизельних дистилятних палив. Це відкриває перспективи для широкого використання дешевих низькоякісних важких палив на морському і річковому флоті в Україні і за кордоном.

Важкі палива відрізняються від дистилятних підвищеним вмістом високомолекулярних сполук. Досвід експлуатації суднових дизелів показав, що з обважненням фракційного складу палива значно погіршуються їхні екологічні, енергетичні та ресурсні показники.

Основною причиною погіршення робочих характеристик є неповнота і несвоєчасність процесу згоряння. Особливо виразно це проявляється при підвищенні частоти обертання колінчастого валу.

Щорічний приріст парку поршневих двигунів та їхньої питомої потужності посилює їхній негативний вплив на навколишнє середовище. На двигуни суднового, тепловозного і промислового застосування припадає близько 11%

глобальних викидів. Переведення суднових дизелів на важкі палива посилюватиме ситуацію, що склалася.

Останнім часом у світовому двигунобудуванні намітилася стійка тендерція до зміни пріоритетів зі сфери підвищення паливної економічності, питомої потужності, ресурсу в сферу безумовного виконання дедалі жорсткіших норм щодо забезпечення екологічної безпеки експлуатації дизелів [2]. Тому дослідження, спрямовані на виконання вітчизняних і міжнародних вимог до забруднення атмосферного повітря, є актуальними.

Основним видом палива для суднових дизелів є рідкі нафтові вуглеводневі палива.

На суднах морського і річкового флоту використовуються два види моторних палив. Це дизельні дистилятні та важкі палива. Дистилятні палива відрізняються високою якістю, малою в'язкістю і не потребують додаткового підігріву.

За кордоном (у Європі, Америці, Африці та Азії) переважна більшість суднових і стаціонарних дизелів працюють на важких паливах, але в Україні більша частина дизельних двигунів використовують дистилятне дизельне паливо.

Слід зазначити, що експлуатаційні властивості моторних палив значною мірою визначаються вартістю вихідної сировини, технологічним процесом і глибиною переробки. З підвищенням якості палива і глибини переробки зростатиме і його ціна.

Необхідність часткової заміни дистилятного дизельного палива на флоті важкими сортами визначається такими обставинами:

- зростаючим дефіцитом і вартістю дистилятних дизельних палив;
- виснаженням запасів легких сортів нафти і підвищенням вартості переробки важкої вуглеводневої сировини;
- перспективою отримання додаткового прибутку від різниці ціни між високо і низькоякісними моторними паливами.

Нині основним мотивом, що визначає зацікавленість у використанні важких палив у суднових дизелях, є їхня низька вартість.

Одним з основних експлуатаційних показників моторних палив є в'язкість. З підвищенням в'язкості погіршуються процеси паливоподачі.

Порівняно з дистилятним, важкі палива вирізняються високою в'язкістю і низькою температурою застигання. Тому в умовах експлуатації на флоті вони потребують додаткового підігріву та очищення.

Крім дистилятних дизельних палив, до малов'язких також належить газотурбінне, яке широко застосовують як замінник дизельного на суднах морського і річкового флоту.

Ці палива отримують із прямогонних фракцій нафти або змішуванням прямогонних фракцій, що википають в інтервалі температур 180-420°С, з легкими газойлями каталітичного і термічного крекінгу.

До палив середньої в'язкості належать паливо моторне паливо ДП і флотські мазути Ф5. Моторне паливо ДП отримують із прямогонних залишко-

вих і середньо дистилятних фракцій, а також із продуктів термокаталітичної переробки. Флотські мазути отримують змішуванням продуктів прямої перегонки нафти (мазуту, напівгудрону, гудрону і дизельного палива). Допускається введення гасовогазойлевих фракцій вторинних процесів (легкі газойлі термічного і каталітичного крекінгу).

До високов'язких палив відносять мазут топковий марок 40, 40В, моторне паливо марки ДМ, флотський мазут марки Ф12, експортні мазути марок М 0,9; М 1,5; М 2,0. Топковий мазут отримують із залишків переробки нафти. Для зниження температури застигання до 10°С до складу мазуту додають до 15 % середньо дистилятних фракцій.

Поки що, на даний час, запасів нафтової сировини ще достатньо для задоволення дедалі зростаючих потреб у моторних паливах. Однак численні прогнози свідчать про виснаження родовищ і про майбутнє зменшення обсягів видобутку нафти.

За наявними прогнозами, розвіданих запасів нафти і газу має вистачити на 20-25 років, а кам'яного вугілля мінімально на 240 років [1,2]. У зв'язку з цим у США, Німеччині, Японії, Великій Британії та інших країнах активно ведуть науково-дослідні роботи з отримання рідких моторних палив із твердої вуглеводневої сировини. Ці моторні палива називаються синтетичними рідкими паливами - СРП.

На відміну від дистилятних, за підвищеної в'язкості важкі та синтетичні палива містять різні ароматичні вуглеводні, смоли, асфальтени, карбени, карбоїди, сірку, ванадій. У них нижча температура замерзання, підвищена зольність і коксованість.

Випробування суднових дизелів 8ЧРН24/36 і 8ЧРН32/48 на мазуті Ф-5 [3,4] показали, що, як порівняти з роботою на дизельному паливі, температура випускних газів збільшилася на 10-20°С, максимальний тиск згоряння – на 0,1-0,2 МПа, швидкість наростання тиску за кутом повороту колінчастого – на 0,1 МПа/град.

Питома ефективна витрата палива підвищилася на 4-7% під час роботи на номінальному режимі і до 22% на часткових навантаженнях. На всіх режимах спостерігалося збільшення чадності відпрацьованих газів.

У Національному технічному університеті "ХПІ" було виконано великий обсяг досліджень щодо застосування в дизелях типу ЧН25/34; ЧН26/34, ЧН36/46, ЧН36/45 важких палива, включно з мазутами. У всіх випадках відзначалося підвищення питомої ефективної витрати палива; температури відпрацьованих газів, зниження середньої швидкості наростання тиску і максимального тиску; згоряння.

Під час роботи дизеля ЧН26/34 на мазуті 100 в'язкістю 161 мм^2/с порівняно з дизельним паливом максимальні тиск упорскування збільшився на 10-15%, тривалість – на 9%, питома ефективна витрата палива – на 8%, температура відпрацьованих газів – на 40-60°С [1,2].

Подібні результати отримано й іншими дослідниками [3,4, 5].

Під час роботи дизеля на синтетичному паливі, виробленому з кам'яного вугілля і бітумних пісків, відзначено сповільнене згоряння, збільшення витрати палива на 5-10% і максимального тиску згоряння на 20% [2].

Під час переведення дизеля 4Ч18/26 з дистилятного дизельного на синтетичне паливо, отримане зі сланців, питома ефективна витрата палива підвищилася на 10%, максимальний тиск згоряння збільшився на 20%, а максимальна швидкість наростання тиску за кутом повороту колінчастого валу – на 28-68% [1].

Ці відхилення помітно погіршують надійність, знижують ресурс, екологічні характеристики суднових дизелів.

Література

1. Паливно-енергетичний комплекс України на порозі третього тисячоліття. Під загальною редакцією А.К. Шидловського. М.П. Ковалка. - Київ: Українські енциклопедичні знання, 2001. – 400 с.

2. Кухар В.П. Енергетика в XXI столітті. Матеріали Міжнародної конференції "Енергетична безпека Європи. Погляд у XXI століття". - Київ: Українські енциклопедичні знання, 2000.- 235 с.

3. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil. // Proceedings of 24th In ternational Scientific Conference Transport Means, 2020. – Kaunas, Lithuania, 2020, pp. 671-675

4. О.І. Грабовенко, С.М. Доценко, В.В. Нестеренко, І.А. Швець Використання рослинної олії в якості палива в середньообертовому дизельному двигуні. Двигуни внутрішнього згоряння, №2 (2022), - с. 79-86

5. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04.10. - 06.10.2023: – Palanqa, Lithuania, 2023.

АНАЛІЗ ОСНОВНИХ НАПРЯМІВ ПОЛІПШЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЯ ПІД ЧАС РОБОТИ НА НИЗЬКОЯКІСНИХ ПАЛИВАХ

Нестеренко Вікторія Валентинівна, кандидат технічних наук, доцент,
доцент кафедри «Енергетичне машинобудування»,
Первомайський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,
e-mail: vik6462@gmail.com, ORCID: 0000-0002-5570-3059
Іванов Євген Миколайович, магістрант,
Первомайський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,
e-mail: Jeka3127@gmail.com
Іванов Микола Якович, магістрант,
Первомайський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,
e-mail: ikvnj@gmail.com

Проаналізовано основні напрямки поліпшення екологічних характеристик дизеля під час роботи на низькоякісних паливах. Увагу зосереджено на напрямку поліпшення екологічних показників за допомогою інтенсифікації процесу горіння.

Ключові слова: дизелі з об'ємним і об'ємно-плівковим сумішоутворенням, сумішоутворення, удосконаленням процесів сумішоутворення і згоряння.

Завдання скорочення викидів забруднювальних речовин із відпрацьованими газами дизелів вирішується в таких основних напрямках:

- очищенням, допалюванням і відновленням окремих хімічних компонентів за межами камери згоряння;
- удосконаленням процесів сумішоутворення і згоряння.

При удосконаленні двигунів відповідно першого напрямку потрібне розроблення, виготовлення та встановлення додаткових пристроїв, що пов'язано з ускладненням конструкції дизеля і підвищенням протитиску на випуску. У результаті ці заходи збільшують вартість двигуна і підвищують експлуатаційні витрати.

Ефективнішим і менш витратним є другий напрямок, який полягає у вдосконаленні робочого процесу дизеля.

Однією з основних причин підвищення витрати палива і погіршення екологічних показників дизеля при переведенні їх на важкі сорти палива є неповнота і несвоєчасність здійснення процесу згоряння палива [1, 3]. Особливо виразно негативні явища, пов'язані із затягуванням процесу горіння, проявляються з підвищенням частоти обертання колінчастого валу. Це значно ускладнює вирішення завдання застосування важких палив у дизелях підвищеної швидкохідності.

Розпочинаючи вирішення завдання з удосконалення робочого процесу, слід зазначити, що проблема одночасного і комплексного поліпшення паливної економічності та зниження шкідливих викидів у двигунах випуску до 1990 р. являла собою суперечливу задачу, яку неможливо розв'язати відомими способами регулювання і налаштування.

Наприклад, скорочення викидів оксидів азоту, зниження максимального тиску згоряння, швидкості наростання тиску згоряння за кутом колінчастого валу і шуму, що генерується процесом горіння, можна досягти за допомогою зменшення кута випередження подачі палива. Однак, наслідком цього буде збільшення питомої ефективної витрати палива, температури газів, що відпрацювали, викидів твердих частинок, монооксиду вуглецю і незгорілих вуглеводневих сполук.

Енергетичні, екологічні та економічні показники дизеля багато в чому визначаються якістю процесу сумішоутворення і конструкцією камери згоряння.

Передкамерні та вихрокамерні дизелі через свої конструктивні особивості мали помітно кращі екологічні характеристики, але мали підвищену витрату палива. Наприкінці минулого сторіччя провідні дизелебудівні підприємства припинили випуск двигунів із розділеними камерами згоряння, і основним типом двигунів стали дизелі з об'ємним і об'ємно-плівковим сумішоутворенням.

Головним недоліком струминного сумішоутворення є неможливість забезпечити необхідну рівномірність розподілу палива і окислювача в об'ємі камери згоряння і, як наслідок, перезбагачення осередку струменя паливом.

Тому основними напрямками поліпшення процесу сумішоутворення під час роботи на важких паливах є технічні рішення, спрямовані на усунення цього недоліку. До таких напрямів належать: .

-підігрів палива;

-гомогенізація;

- підвищення тиску впорскування;

- застосування присадок до палива;

- збільшення рівня збурення повітряного заряду в камері згоряння. Оцінимо ефективність цих рішень з точки зору інтенсифікації робочого процесу.

Підвищена в'язкість палива призводить до істотного погіршення процесів паливоподачі та сумішоутворення. Для зниження в'язкості на суднах встановлюють системи парового та електричного підігріву.

Відповідно до Правил Морського Регістру максимальна температура підігріву палива має бути не менше ніж на 15°С нижчою за температуру спалаху його парів, але не вищою за 95°С. Зазвичай на практиці температуру підігріву підтримують у межах 70-90°С

В процесі паливопідготовки високов'язкі палива перед подачею їх у двигун додатково піддають гомогенізації, тобто механічній, гідравлічній або ультразвуковій обробці з метою подрібнення асфальто-смолистих утворень, які знаходяться в них. У результаті такої обробки структура палива стає високодисперсною і однорідною: це позитивно впливає на процеси сумішоутворення і

згоряння. Відомо більше десятка різних конструкцій гомогенізаторів. Однак цей спосіб лише незначною мірою покращує процес сумішоутворення та згоряння, і не завжди вдається досягти однозначного позитивного результату.

Іншим способом зменшення в'язкості важких палив є змішання цих палив з мало в'язкими дизельними дистилятними паливами. Залишкові продукти переробки нафти являють собою колоїдні системи, в яких асфальтени укладені в оболонку, що складається зі смол і ароматичних вуглеводнів. Ці частинки мають однойменні електричні заряди, які запобігають їхньому злиттю.

Під час змішування важкого пального з дизельним, яке містить парафіно-нафтенові вуглеводні, відбувається розчинення оболонок, що призводить до коагуляції асфальтенів і розшарування суміші. Залежно від хімічного складу існує певна межа кількісного співвідношення важкого та дистилятного палив. Наприклад, якщо флотський мазут і дизельне паливо отримані з нафти одного родовища, то частка дизельного палива не може перевищувати 50%.

Однак для досягнення прийнятних (з погляду сумішоутворення) значень в'язкості необхідно збільшувати частку дизельного пального в суміші понад 70%, що робить таку паливну суміш нестійкою і схильною до осадкоутворення.

Для приготування якісних паливних сумішей застосовують гідродинамічні змішувачі (наприклад, УЗГС-000). Як показали результати практичного використання сумішей, одержуваний економічний ефект не виправдовує витрат, пов'язаних з ускладненням паливної системи, розв'язанням додаткових організаційних питань, пов'язаних з бункеруванням, зберіганням, підігріванням і очищенням важких палив.

Нині пріоритетним напрямком комплексного поліпшення економічних та екологічних показників за кордоном є роботи зі збільшення тиску впорскування палива [1, 4]. У дизелях знайшли застосування паливні системи з тиском впорскування 150 - 200 МПа і вище.

При підвищенні тиску впорскування поліпшується дисперсність і однорідність розпилювання, збільшується об'єм і довжина струменя. Якщо перші три параметри покращують процес сумішоутворення, то при збільшенні довжини струменя зростає ймовірність потрапляння крапель пального на відносно холодні стінки камери згоряння і циліндра, що не завжди сприятливо впливає на якість робочого процесу. Для усунення цього негативного явища використовують відомі способи, що скорочують довжину струменя. До них належать: зменшення діаметра розпилювальних отворів, застосування ступінчастого впорскування тощо. Однак ці технічні рішення значно ускладнюють паливну систему [2]. Крім цього, паливні системи з високими тисками впорскування потребують високої культури виробництва та обслуговування, застосування високоміцних зносостійких матеріалів, систем мікропроцесорного керування робочим процесом.

Вельми ефективним способом поліпшення струменевого сумішоутворення є застосування як присадки до палива води. Вода може подаватися у форсунку у вигляді водопаливної емульсії або окремо. Приготування водопаливної емульсії проводять у спеціальних установках безпосередньо перед її подачею в

дизель. Зберігання готової емульсії недоцільне. При роздільній подачі компонентів змішування води з паливом відбувається в розпилювачі.

Присутність води в паливі чинить позитивний фізичний і хімічний вплив на процеси сумішоутворення і згоряння. Відбувається більш тонке розпилювання. У результаті мікровибухів частинок води спостерігаються реактивні ефекти і дроблення асфальто-смолистих речовин, що містяться у важких паливах. Хімічна дисоціація молекул води на водень і гідроксильну групу (ОН) сприяє поліпшенню процесу згоряння.

Під час роботи дизеля на важкому паливі + вода, при порівнянні з безводним паливом, відзначається значне зменшення димності (у 3-4 рази), знижується теплонапруженість деталей циліндро-поршневої групи, збільшується термін служби випускних клапанів [5].

До недоліків застосування відносяться необхідність здійснення пуску і зупинки двигуна на дизельному паливі, а також підвищену складність паливної системи і збільшення ймовірності відмов деталей паливної апаратури у зв'язку з підвищеними навантаженнями через збільшення циклової подачі, а також корозією прецизійних деталей. Перераховані проблеми і труднощі технічного та організаційного характеру, виявлені в процесі широкомасштабної дослідної експлуатації, стримують широке впровадження ВПЕ.

За наявними відомостями, дія на паливний струмінь електричного або магнітного поля сприяє поліпшенню об'ємного сумішоутворення. Однак практичне здійснення такого впливу в умовах камери згоряння реального дизеля є досить складним інженерним завданням [2].

Значний вплив на якість паливно-повітряної суміші у камері згоряння чинить збурений повітряний заряд. Турбулентний рух середовища умовно можна представити у вигляді суми двох складових - усередненої та пульсаційної швидкості. На макросумішоутворення більшою мірою впливає усереднений вихровий рух повітряного заряду, а на мікросумішоутворення - пульсації газового середовища.

У дизелях для поліпшення процесу струменевого сумішоутворення застосовують:

- осьове закручування повітряного потоку під час наповнення циліндра свіжим зарядом. Воно здійснюється за допомогою спеціальних тангенціальних і гвинтових впускних каналів, і ширм на впускних клапанах.;

- організацію вихрового руху повітря в камері згоряння за рахунок його видавлювання робочого тіла з надпоршневого зазору при підході поршня до верхньої мертвої точки [2].

Недоліками першого способу є значне зниження інтенсивності вихору до кінця такту стиснення і зменшення наповнення циліндра свіжим зарядом внаслідок підвищення опору руху повітря на впуску.

До недоліків другого способу відносять залежність інтенсивності вихроутворення від швидкості руху поршня (в районі ВМТ швидкість поршня дорівнює нулю) і, як наслідок, недостатнього впливу збуреного повітряного заряду на паливний струмінь.

Пульсації газового середовища інтенсифікують процеси обдування і тепломасообміну крапель розпиленого палива з повітряним зарядом і можуть бути досить ефективним засобом поліпшення якості робочого процесу.

Іншою, не менш значущою складовою робочого процесу, є процес згоряння. Повнота та своєчасність здійснення цього процесу визначає екологічні, енергетичні та ресурсні показники дизеля. Розглянемо відомі способи інтенсифікації горіння крапель розпиленого палива. До них насамперед належать:

- присадки до палива;
- присадки до повітря;
- омагнічування та електризація палива;
- іонізація повітря за допомогою коронного розряду;
- плазмове запалювання;
- використання радіоактивних ізотопів;
- додаткове збурення робочого тіла в камері згоряння.

Використання в якості присадок до палива води, водню, бензину, кисневмісних палив (диметилового ефіру, спиртів і рослинних олій) сприяє збільшенню повноти згоряння палива і покращує екологічні показники дизельних двигунів. Але, цей напрям пов’язаний з певними технічними та організаційними проблемами, і тому поки що не знайшов широкого практичного застосування.

Металоорганічні сполуки, що вводяться в незначних кількостях у вигляді присадок у паливо, слугують ефективним засобом сповільнення процесу утворення частинок сажі в камері згоряння. Серед безлічі пропонованих до застосування присадок відомі сполуки барію, стронцію, фероцену, кальцію, марганцю, міді. Найефективнішими є антидимні присадки, які містять у своєму складі сполуки барію (димність зменшується на 40-60%), і до менш ефективних відносяться присадки зі сполуками марганцю та міді.

Наявні відомості про вплив присадок на зношування циліндро-поршневої групи і деталей паливної апаратури суперечливі. За одними даними більшість антидимних присадок не викликає підвищеного зношування. За іншими відомостями, (наприклад, під час згоряння сполук барію), утворюються тверді частинки, що мають абразивні властивості, які спричиняють інтенсивне зношування. Є відомості про підвищення температури відпрацьованих газів на 20-50°С. Немає повної ясності і з розв’язанням проблем, пов’язаних з організацією процесів зберігання, бункерування і змішування присадок з паливом, що також стримує їх практичне використання.

У разі застосування присадок до важких палив на основі поверхнево активних речовин у кількості 0,2-0,3% істотних поліпшень екологічних показників не відбулося.

Як присадки до повітря досліджували подачу у всмоктувальний колектор води, рідкого палива, водневмісного газу, відпрацьованих газів. Під час роботи двигуна на дизельному паливі ці присадки знижують шкідливі викиди, зокрема зменшують концентрацію оксидів азоту у відпрацьованих газах. Однак, під час роботи дизелів на важких паливах ефективність їх застосування незначна.

Попередня обробка палива електричним і магнітним полем перед подачею в дизель виявилася малоефективною і на практиці не застосовується.

Використання таких нетрадиційних способів інтенсифікації робочого процесу, як коронний розряд, плазмове запалювання і нанесення на стінки камери згоряння радіоактивних ізотопів, поки що становлять більшою мірою науковий, ніж практичний інтерес.

Як було зазначено, основною причиною погіршення економічних та екологічних показників дизеля під час переведення їх на важкі сорти палива є неповнота і несвоєчасність його згоряння.

Організація додаткового спрямованого руху повітряного ряду в циліндрі дизеля чинитиме позитивний вплив на процес макросумішоутворення. Але цього буде недостатньо для інтенсифікації процесів горіння окремих крапель розпорошеного палива в третьому і особливо в четвертому періоді. Зважаючи на свої малі розміри (5-50 мкм), краплі, що горять, миттєво підхоплюватимуться повітряним потоком, і ефект їхнього обдування зрештою зведеться до нуля: Тому ефективнішим у цьому разі буде використання пульсаційної складової турбулентного руху повітряного заряду. Під час дії на краплинну суспензію газодинамічних коливань краплі, маючи певну масу, відставатимуть від коливального руху газового середовища і, отже, будуть ним обдуватися. Це має інтенсифікувати процес горіння розпиленого палива і сприяти його своєчасному згорянню.

Тому головним напрямом інтенсифікації процесу згоряння важкого палива можна вважати спосіб додаткового збурення повітряного заряду в камері згоряння, а саме збудження в ній потужних газодинамічних коливань на такті робочого ходу.

Література

1. Нестеренко В.В., Лисих А.Ю. Теоретичні передумови застосування альтернативних палив як екологічно безпечних енергоресурсів. //Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення (випуск 80): матеріали Міжнародної наукової інтернет - конференції, (м. Тернопіль, Україна – м. Ополе, Польща. 19-20 вересня 2023р. – С. 214-216.

2. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.

3. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil. // Proceedings of 24th In ternational Scientific Conference Transport Means, 2020: - Kaunas, Lithuania, 2020, pp. 671-675

4. О.І. Грабовенко, С.М. Доценко, В.В. Нестеренко, І.А. Швець Використання рослинної олії в якості палива в середньообертовому дизельному двигуні. Двигуни внутрішнього згоряння, №2 (2022), - с. 79-86

5. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04.10. - 06.10.2023: – Palanqa, Lithuania, 2023.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ МАЛИХ БІОРЕАКТОРІВ ДЛЯ АНАЕРОБНОЇ ПЕРЕРОБКИ ОРГАНІЧНИХ ВІДХОДІВ

Поляшенко Сергій Олексійович, канд. техн. наук, доцент,
Державний біотехнологічний університет,
e-mail: s.polyashenko@gmail.com, ORCID: 0000-0003-0133-4902
Гаман Сергій Олегович, студент,
Державний біотехнологічний університет,
e-mail: sergeyhhaman@gmail.com, ORCID: 0009-0008-9842-1677

В даний час підвищився інтерес до альтернативної енергетики, що пов'язано з обмеженими запасами традиційного палива, як наслідок – постійними підвищеннями тарифів на електричну та теплову енергію, так і постійними зниженнями вартості обладнання нетрадиційної та відновлюваної енергетики. Перспективним напрямом у сільськогосподарському виробництві є отримання енергії за рахунок біотехнологій.

При практичному вирішенні питань раціональної технології процесів сільськогосподарського виробництва та розробки систем машин для комплексної їх механізації та електрифікації першочергового значення набуває використання місцевих енергетичних ресурсів. Основне значення нині мають енергетичні ресурси з відходів сільськогосподарського виробництва, зокрема птахівництва, у зв'язку з недостатнім ступенем використання через недосконалість відповідних засобів техніки.

Традиційні енергетичні ресурси в ряді районів нашої країни, особливо в сільській місцевості, дуже обмежені у зв'язку з їхньою дорожнечею, пов'язані з великими витратами, що робить це використання економічно невигідним. Такі райони потребують нових джерел енергії, які змогли б замінити дороге привізне паливо, запаси якого в природі до того ж не безмежні. Отже, розвиток біотахнологій, як альтернативної енергетики, це одночасне вирішення утилізації відходів тваринницьких ферм та енергопостачання в окремому сільському регіоні.

Розробка та обґрунтування енергетично ефективної, недорогої та доступної біогазової установки (БГУ) для виробництва біогазу та повністю знезаражених високоякісних органічних біодобрив для індивідуальних підприємців та малих сільськогосподарських підприємств і є актуальним завданням.

Таким чином, розвиток біотехнології та біогазової енергетики – це вирішення проблеми утилізації відходів, а також енергетичних проблем сільськогосподарських підприємств.

Анаеробне метанове зброджування гною та інших відходів сільськогосподарського виробництва дозволяє отримувати біогаз (суміш газів: метан CH_4 (до 60–80%), вуглекислий газ (діоксид вуглецю) CO_2 (до 40%), H_2S сірководень (близько 0,2%), O_2 кисень (близько 0,2%) та H_2 водень (близько 3%)) та цінне органічне добриво з підвищеної біологічної активністю чи білково-вітамінні концентрати для збагачення ними кормів.

Така переробка гною – найбільш ефективний природоохоронний захід, що забезпечує його дезодорацію, зниження забруднення ґрунтового покриву, водних ресурсів та атмосфери забруднюючими речовинами та патогенною флорою. Застосування біогазових установок як альтернативних джерел енергії багато в чому визначається її конструктивними характеристиками та відпрацьованими технологічними режимами [1].

Розроблена конструктивно-технологічна схема біогазогумусної установки [2] (рис. 1), що працює на принципі вертикального змішування та витіснення. Метантенк встановлений на металевих опорах, що забезпечують вільний доступ до вивантажувального пристрою.

Підтримка температури забезпечується газовим котлом. Газ на підігрів підводиться із газгольдера. Через завантажувальний пристрій вихідна маса надходить у бродильну камеру метантанку, де протікає процес анаеробного зброджування. Після першого завантаження відбувається щодобове завантаження вихідної маси камеру метантанка.

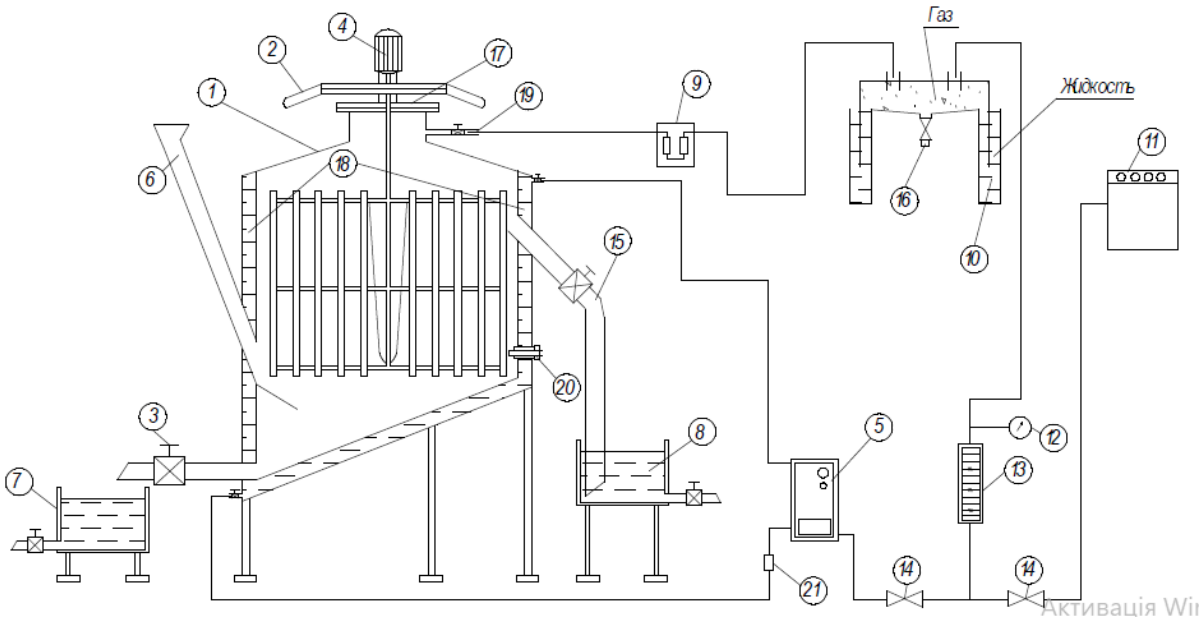


Рисунок 1 – Конструктивно-технологічна схема біогазогумусної установки:
1 – метантенк; 2 – мішалка; 3 – вивантажувальний вентиль;
4 – електродвигун; 5 – газовий котел; 6 – завантажувальна горловина;
7 – відпрацьована маса; 8 – приймальний резервуар; 9 – гідрозатвор;
10 – газгольдер; 11 – споживач газу; 12 – контрольний прилад;
13 – іскрогасник; 14 – зворотний клапан; 15 – розвантажувальний пристрій;
16 – вихідний патрубок; 17 – оглядові відводи та люк; 18 – водяна сорочка;
19 – вихід біогазу; 20 – термопарний регулятор; 21 – насос

Після перебродження маса спливає і надходить самопливом у розвантажувальний пристрій. Біогаз, що виділяється при зброджуванні, надходить у мокрий газгольдер. Мокрий газгольдер виконаний із двох циліндричних металевих ємностей типу склянка в склянці.

Для видалення осаду з великих частинок на дні метантанку є вихідний патрубок, що дозволяє очищення метантанка. Для контролю за роботою

метантанку та профілактичного огляду в ньому розташовані оглядові відводи, та люк у верхній частині кришки метантанку.

Дана установка відрізняється від відомих тим, що нижня конусна частина метантенка замінена скошеним циліндром, в нижній частині якого розташований відвід для вивантаження твердого осаду.

Газгольдер має гідрозатвор. Для обігріву метантенка використовується газовий котел. Для забезпечення більш ефективної роботи метантенк має водяну сорочку. Для контролю та регулювання температури використовується термопарний регулятор.

Для забезпечення вибухобезпеки установки розроблено відсікач полум'я та спеціальний гідрозатвор. Відсікач складається з металевого циліндра, внутрішній об'єм якого наповнений металевою стружкою. Гідрозатвор складається з V-подібної скляної трубки, наповненою на 0,3 об'єму водою. Газгольдер до установки розроблено та виготовлено поплавкового типу. На відміну від відомих, пропонований газгольдер має набагато менший початковий обсяг. Це досягається спеціальним розміщенням ємностей, що вкладаються одна в одну. Газгольдер забезпечений гідрозатвором, що одночасно виконує роль конденсатора вологи.

Теплові втрати за рахунок нагрівання вихідної маси, що надходить ($Q_{пом}$) можна визначити за наступною методикою.

Щоденне надходження вихідного матеріалу для метантенка (посліду) можна визначити виходячи з розрахункових характеристик метантенка корисним об'ємом 2,85 м^3. Враховуючи максимальний період зброджування, рівний 11 діб, щодобове завантаження метантенка складе:

$$G_м = 0{,}25\ м^3/добу = 0{,}00289\ кг/с$$

Витрати теплоти на нагрівання холодних матеріалів $Q_{пом}$ визначаються за формулою:

$$Q_{пом} = \frac{G_м \cdot (t_1 - t_2) \cdot C_п}{\eta},\ Вт$$

де η = 0,8 – ККД нагрівального пристрою; $C_п$ = 4,06 кДж/(кг·град) – теплоємність посліду.

Отже, для цього варіанта метантенка витрати теплоти на нагрівання вихідної сировини (пташиного посліду) з 10 до 54°С:

$$Q_{пом} = \frac{0{,}00289 \cdot (54-10) \cdot 4{,}06}{0{,}8} = 0{,}5163\ кВт\ 516{,}3\ Вт$$

Витрата біогазу на нагрівання, як маси, що готується, так і підтримання робочого режиму метантенка з урахуванням ККД котла та пальника η=0,8 визначимо за величиною сумарної необхідної теплової потужності:

$$Q = Q_{пом} + Q_{огр},\ Вт,$$

$$Q = 516{,}3 + 406 = 922{,}3 \text{ Вт},$$

$$B = \frac{Q}{C_б \cdot \eta}, \frac{м^3}{с}.$$

$$B = \frac{922{,}3}{24000000\ 0{,}8} = 48{,}036 \cdot 10^{-6}\ м^3 / с = 17{,}41\ л / год.$$

Така витрата теплової енергії, яка витрачається на нагрівання маси, а також для підтримання робочого режиму метантенка цілком узгоджується з технічними характеристиками використовуваних на практиці пальників.

Для визначення ефективності використання біогазу запропоновано енергетичний метод, при застосуванні якого виробництво біогазу буде виправдане тільки тоді, коли коефіцієнт відтворення енергії буде більше одиниці К > 1, в іншому випадку, якщо К < 1, вкладати гроші в її промислову розробку недоцільно. Розрахунки показали, що коефіцієнт відтворення енергії $К_{бг}$ = 1,22, отже, проектування об'єкта з виробництва біологічного газу вважатимуться ефективним. Для визначення ефективності використання самої біогазової установки також запропоновано енергетичний метод оцінки, відповідно до якого розробка, виготовлення та впровадження установки, з енергетичної точки зору, вважається ефективним, якщо рівень інтенсифікації процесу буде більшим за одиницю. У разі рівень процесу інтенсифікації, за результатами проведених розрахунків, дорівнює А = 1,1, тому використання установки БГУ-М з енергетичної погляду вважається ефективним.

Висновки

Витрата теплової енергії, яка витрачається на нагрівання маси, а також для підтримання робочого режиму метантенка цілком узгоджується з технічними характеристиками використовуваних на практиці пальників.

За результатами проведених розрахунків, рівень процесу інтенсифікації, дорівнює А = 1,1, тому використання установки БГУ-М з енергетичної погляду вважається ефективним.

Література

Polyashenko S., Shushlyapin S., Haman S., Kobec M. Increasing the efficiency of small bioreactors for anaerobic processing of organic waste . Barca Academy Publishing. Barcelona, Spain. 2024. Pp. 127-134.

Поляшенко С.О., Трусов С.О. Підвищення ефективності роботи біогазової установки у СФГ "Ревік" Зміївського району Харківської області // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проєктування, дизайн та технологічна експлуатація» Харків: ДБТУ, – 2022 с.153

Поляшенко С.О., Трусов С.О. Енергозберігаюча технологія переробки органічної сировини // Матеріали Міжнародної науково-практичної конферен-

ції «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проєктування, дизайн та технологічна експлуатація» Харків: ДБТУ, – 2022 с.154

Поляшенко С.О., Дейнека В.Г. Підвищення ефективності роботи біогазової установки за рахунок барботажного перемішування біомаси в метантенці // Молодь і технічний прогрес в АПВ: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції, 23-24 листопада 2023 року / Державний біотехнологічний університет. Харків, 2023. 42 с.

Поляшенко С.О., Дейнека В.Г., Підвищення ефективності роботи біогазової установки // Молодь і технічний прогрес в АПВ: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції, 23-24 листопада 2023 року / Державний біотехнологічний університет. Харків, 2023. 43 с.

ЕКОНОМІЧНІ ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ВІТРЯНИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ (ВЕС) ЯК КОМПОНЕНТА НАЦІОНАЛЬНОЇ ЕКОНОМІКИ УКРАЇНИ

Прокопенко Микола Вікторович, старший викладач кафедри ЕП,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: nvprokopenko@gmail.com, ORCID 0000-0002-4839-0154

Екологічно чиста енергетика повільно, але чітко завойовує лідируючі позиції, і в теперішній час на її долю припадає більша питома вага приросту потужностей у виробництві електроенергії. Сьогодні технології вітряних електростанцій переживають технобум і вітряні турбіни обіцяють стати важливою альтернативою викопному паливу в майбутньому енергокомплексі національної економіки України [1].

Щоб удосконалити енергетичну систему, повністю замінити нинішні енергетичні технології, що ґрунтуються на викопному паливі та розробити майбутні стійкі енергетичні системи, проводяться дослідження з метою подальшого вдосконалення технології вітроенергетики .

Спосіб використання енергії вітру як механічної сили для вироблення електроенергії останніми роками став популярною формою виробництва електроенергії. Здебільшого через те, що за допомогою цієї технології можна скоротити викиди вуглекислого газу в атмосферу. Наявність сили вітру відновлюється за своєю природою, що також відіграє ключову роль у тому, що технологія є сприятливою з економічної точки зору.

Економічний вплив вітроенергетики залишив помітний слід у енергетикному секторі. Два суперечливо пов’язаних аспекти (з погляду економічного аналізу) – витрати та доходи, є основною рушійною силою впровадження цієї системи [2].

Дослідження нових технологій продовжується. Враховуючи потенціал конкуруючих машин із постійними магнітами, які в даний час широко вико-

ристовуються у вітроенергетиці, розглядається застосування нетрадиційних вітрогенераторів на основі машин із модуляцією потоку, які не використовують технології постійних магнітів [3].

Таким чином, ще належить вирішити безліч проблем: від великомасштабного застосування в електромережах та супермережах до екологічно чистих водневих та паливних систем на синтетичних вуглеводнях, а також від невеликих міських вітряних турбін до мікромереж на островах та в екстремальних умовах.

З'являються нові концепції та методології використання енергії вітру: від матеріалів та компонентів до суперсучасних вітрових електростанцій, від інструментів проектування до систем керування, а також підходів на основі штучного інтелекту.

Висновки

Вітроенергетика як життєво важливе джерело енергії у майбутніх енергетичних системах все ще перебуває на стадії розвитку.

Витрати на енергію вітру краще витрат на нові традиційні джерела енергії. В даний час вітер конкурує з вугільними потужностями з точки зору витрат на ринку відновлюваних джерел енергії. Цей сектор також вважається платформою для створення робочих місць.

Економічна ефективність може бути чинником різкого збільшення використання енергії вітру як в усьому світі в цілому, так і в межах національної економіки України.

Література

1. НЕК «Укренерго» URL: https://ua.energy/vstanovlena-potuzhnist-energo-systemy-ukrayiny/ (дата звернення 01.03.2024)

2. Харитонова Т.Є. Деякі проблеми використання об'єктів альтернативної енергетики на землях сільськогосподарського призначення. Актуальні правові проблеми інноваційного розвитку агросфери: матер. наук.-практ. конф. (Харків, 20 листопада 2020 р.). Харків, 2020. С. 273–276.

3. Вітроенергетичний сектор України 2019 (УВЕА, 2020). 87 с. URL: http://uwea.com.ua/ru/library/reviews/ (дата звернення 1.03.2024)

ПРО ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ РІДКИХ ПАЛИВ НА ОСНОВІ РОСЛИННИХ ОЛІЙ ДЛЯ ЖИВЛЕННЯ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ УСТАНОВОК

Швець Ігор Анатолійович, ст. викладач каф. ЕМ,
Первомайський навчально-науковий інститут
Національного університету кораблебудування,
e-mail: ihor.shvets@nuos.edu.ua , ORCID: 0000-0003-0500-6236
Коваленко Богдан Сергійович, магістрант,
Первомайський навчально-науковий інститут
Національного університету кораблебудування,
e-mail: kovalenko2002b@gmail.com
Клінишков Богдан Юрійович, магістрант,
Первомайський навчально-науковий інститут
Національного університету кораблебудування,
e-mail: bodik567@gmail.com

Доволі не простим, але завжди актуальним на сьогодні залишається завдання щодо ефективного використання енергії, отриманої в результаті утилізації палива отриманого з мінеральної сировини викопних джерел в циліндрі двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ). Ефективність використання при цьому передбачає не лише отримання на виході високих техніко-економічних показників дизеля але й забезпечення високого рівня екологічних показників при незначних затратах людських та фінансових ресурсів на обслуговування та експлуатацію. А за умов обмеженого доступу або відсутності в достатній кількості корисних копалин, що є сировиною для штатного палива, а також за відсутності достатнього технологічного рівня чи можливостей щодо видобутку та переробки, це завдання не лише не втрачає своєї актуальності, а навпаки стає одним з пріоритетних.

З урахуванням вищезазначених проблем та нестабільності попиту та пропозиції на ринку палив нафтового походження, як наслідок спостерігається коливання їх вартості, що ставить перед кінцевим споживачем силової установки додаткові питання щодо економічної доцільності щодо її застосування, та сіє сумніви невизначеності у завтрашньому дні.

Вирішення даного завдання полягає через пошук шляхів, щодо дозволяють використовувати альтернативні джерела енергії для отримання сировини, для отримання і переробки якої, забезпечується незначний рівень споживання матеріальних та людських ресурсів. Це створює передумови для отримання електричної та теплової енергії за рахунок використання альтернативних рідких палив на основі рослинних олій в якості палива в ДВЗ, що може бути отримана на основі доступної сировини що є в достатній кількості у споживача, хоча це створює певні проблеми під час експлуатації. При цьому найбільший енергетичний та економічний ефект на силовій установці можна досягати при застосуванні тригенерації.

Перевага когенераційної силової установки полягає в тому, що вона з високою ефективністю реалізує принцип утилізації прихованої хімічної енергії

палива, яка під час процесів горіння вивільняється і дає на виході три нових види енергії: механічну, теплову та електричну. Таким чином завдяки когенерації отримана на виході енергія більш ефективно утилізується, що розширяє можливості установки щодо реалізації потреб споживача, та суттєво підвищує її сумарний ККД.

Але попри озвучені значні переваги щодо комплексної утилізації енергії за допомогою когенерації, залишається відкритим питання, щодо виробничих та людських витрат пов'язаних з конвертацією (переведенням) дизельного двигуна з штатного палива та альтернативне рідке.

Для перевірки гіпотези щодо ефективності використання альтернативних рідких палив на силовій установці з ДВЗ, було проведено експериментальне дослідження, що передбачало проведення випробувань на стаціонарній дизель-генераторній установці на базі серійного дизель-генератора ДГА-900 номінальною потужністю 900 кВт. В якості палива для живлення зазначеної установки було використано дизельне паливо та соєва олія. Силовим агрегатом був дизельний двигун 6ЧН 26/34, з безпосереднім впорскуванням палива в камеру згоряння нероздільного типу, газотурбінним наддувом та охолодженням надувного повітря.

Дизель на спільному підрамнику з генератором представляв собою силову установку, додатково доукомплектований системою підготовки палива (рис. 1) що дозволяла в реальному часі відслідковувати параметри палива що подається в двигун. Наявний комплект штатного контрольно-вимірювального обладнання давав можливість відслідковування та контролю параметрів двигуна у відповідності до встановлених технічних вимог.

Експериментальні випробування були проведені у повній відповідності до методики зняття навантажувальної характеристики. Був використаний диференційований підхід що на першому етапі дослідження передбачав використання в двигуні штатного дизельного палива, а на другому було проведено випробування щодо використання соєвої олії в якості палива. Це дало можливість порівняти вихідні техніко-економічні двигуна, з метою подальшого оцінювання ефективності застосування штатного та альтернативного палива. Треба зауважити що випробування відбувалося при сталій частоті обертання колінчастого валу двигуна в 750 хв-1 та трьох режимах навантаження 50%, 75% та 100% від номіналу.

Для кожному режимі навантаження визначались такі термодинамічні параметри як:

- температура на вході та виході з циліндру, агрегату наддуву та охолоджувача надувного повітря;
- максимальний тиск в циліндрі;
- поточні параметри систем двигуна;
- параметри палива та ефективні параметри двигуна.

Для запуску та прогріву двигуна було використане дизельне паливо, і після виходу двигуна на усталений режим роботи відбувався перехід на споживання соєвої олії. Враховуючи фізико-хімічні властивості соєвої олії, та для забезпечення стабільної роботи паливної апаратури, перед запуском та

вході роботи двигуна, з метою отримання необхідного значення в'язкості альтернативного палива для забезпечення нормальної роботи паливної апаратури, було додатково задіяно систему паливо підготовки, що дало можливість довести температуру зазначеного палива на вході в паливний насос високого тиску до рівня 85 ºС.

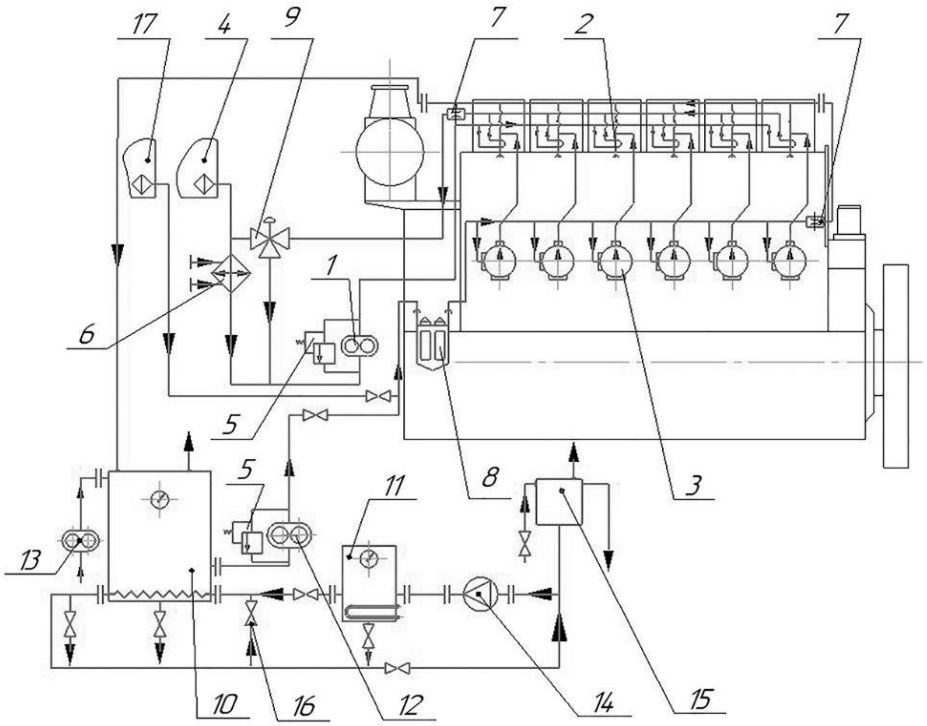


Рисунок 1 – Схема системи підготовки палива:
1 - насос підкачки палива; 2 - форсунка охолоджувана; 3 - паливний насос високого тиску; 4 – бак дизельного палива для охолодження форсунок; 5 - клапан редукційний; 6 - охолоджувач палива; 7 - дросель; 8 – фільтр тонкого очищення палива; 9 – регулятор температури; 10 – витратний бак рослинної олії; 11 – котел електричний; 12 – насос подачі палива до двигуна; 13 – насос подачі рослинної олії у витратний бак; 14 – насос водяний; 15 – бак розширювальний; 16 – вентиль запірний; 17 – витратний бак дизельного палива; 18 - термометр; 19 - вентиль запірний; 20 - витратний бак дизельного палива

Для реалізації цього відбувався підігрів альтернативного рідкого палива в паливному баку за допомогою вмонтованого електричного підігрівача. Нагрівання палива в баку передбачав «температурний запас», тобто поточна температура була на 2 - 4^{o}С більше від заданого значення регламентом на вході в насос, необхідний як компенсація температури що була втрачена внаслідок процесів теплообміну між паливом, стінкою трубопроводу та навколишнім середовищем, під час руху палива від бака до паливного насоса високого тиску. Коректування кут випередження подачі палива під час випробувань як для штатного дизельного палива так і для альтернативного рідкого не здійснювалось і відповідало значенню вставленому технічними умовами.

Згідно отриманих в ході експериментального дослідження результатів величина питомої ефективної витрати палива при роботі на соєвій олії досягла

значення в 252 г/(кВт год) проти 221 г/(кВт год) при роботі на штатному дизельному паливі і що в перерахунку складає зростання на рівні12,3%. Викликано це в першу чергу тим, що нижча теплота згоряння соєвої олії менше на 13,1% від теплоти згоряння дизельного палива, і тому є необхідність компенсувати втрати циклової роботи.

З іншого боку відштовхуючись від сьогоднішніх цінових реалій, маємо середню по Україні вартість дизельного палива на рівні 51,77 грн./л проти 28 грн./л для соєвої олії, що дає відчутний ефект економії коштів у користувача силової установки.

Окремо треба зазначити і екологічний ефект від використання альтернативного рідкого палива, який має відображення у вигляді зниження кількості викидів таких токсичних компонентів як CO та CO_2. До цього треба додати і зменшення викидів по оксидам сірки, завдяки фізико-хімічним особливостям палив рослинного походження.

Особливістю рослинних олій є їх в'язкість яка прив'язна до температури. Відповідно для нормальної роботи паливної апаратури перед запуском двигуна необхідно провести комплекс робіт з підготовки палива, що в першу чергу передбачає їх підігрів до температури достатньої для нормальної роботи. Для цього можна використати локальний електричний підігрівач або підвести до ємності зберігання палива тепло від двигуна.

І хоча питома теплоємність рослинних олій дещо менша ніж у дизельного палива, використання в якості палива останнього не вимагає додаткових заходів з його підігріву, а відповідно не має додаткових витрат тепла на підготовку палива. Щодо альтернативного рідкого палива на основі рослинної сировини, то проблему з його підігрівом дає можливість реалізувати когенерація, яка є джерелом виходу різних видів енергії і в першу чергу теплової. Тому застосування альтернативних рідких палив для живлення когенераційних установок є доволі перспективним.

Висновки

В результаті проведених експериментальних досліджень було отримано результати які підтвердили можливість заміни штатного дизельного палива на альтернативне рідке отримане з рослинної сировини. Використання такого палива має подвійний ефект. З одного боку має збільшення питомої витрати альтернативного палива через його меншу теплотвірну здатність, а з іншого значну економію кошту у споживача через його меншу вартість.

Підготовка такого палива до роботи передбачає проведення регламентованого комплексу заходів з підігріву палива до потрібної температури, для забезпечення потрібної в'язкості рослинного палива, що вимагає додаткових затрат теплової енергії, фінансових та людських ресурсів. Реалізувати таке завдання є можливим з використанням когенерації, хоча ці затрати енергії призводять до зменшення величини сумарного коефіцієнту корисної дії.

Використання альтернативних рідких палив на основі рослинної сировини, через особливості їх хімічного складу позитивно впливає на вихідні екологічні параметри дизеля.

Література

1. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil» // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.

2. І.Г. Грабар, Р.В. Колодницька, В.Г. Семенов. Біопалива на основі олій для дизельних двигунів: Монографія – 2011.-139 с.

3. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. // 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04-06.10.2023: – Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages 921-929.

4. Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г., Корпач А.О., Мержиєвська Л.П. Екологія та автомобільний транспорт. – К.: Арістей, 2006.

5. Ошовський В.Я., Взаємодія рослинних олій з робочими контактними поверхнями деталей паливної апаратури дизельних двигунів / В. Я. Ошовський, О. І. Грабовенко, І. А. Швець // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : науково-технічний збірник - Кропивницький: ЦНТУ, 2019. - Випуск. 49. - с. 186-193.

6. Білоусов Є. В. Теоретичні основи робочих процесів в суднових двигунах, що працюють на альтернативних паливах : монографія / Є. В. Білоусов; Національний технічний. університет "Харківський політехнічний інститут"– Херсон: 2020 – 444 с.

7. Доценко С.М. Грабовенко О.І. Швець І.А. Лисих А.Ю. Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії. Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2023 – № 2-3 (491-492). – с. 49-56.

UTILISATION OF HIGH-EFFICIENCY SYSTEMS FOR GENERATION AND STORAGE OF HYDROGEN FOR STAND-ALONE POWER SUPPLY

Chorna Natalia, Cand. Sc.(Tech.), Associate Professor, A.M. Pidhorny Institute of Mechanical Engineering Problems of NASU (IPMash NAS of Ukraine),
e-mail: nataliyachernaya7@gmail.com, https://orcid.org/0000-0002-9161-0298

Modern scientific and technical achievements have allowed to reduce the cost of electricity generated by wind power plants (WPP), and it has become almost equal to the cost of electricity generated by thermal power plants. In addition, the environmental benefits of using renewable energy sources (RES) must be taken into account. Further reduction of cost, increase of capacity, increase of efficiency of these installations, as well as improvement of technical and economic indicators as a whole, is achieved through the introduction of advanced scientific and technical

solutions. Power plants based on fuel elements, which are environmentally friendly generators of electric and thermal energy and have relatively high efficiency at the level of 40-45 % in a wide range of capacities, can be attributed to the promising developments. In this case, the fuel cell (FC) produces electric current with constant voltage, which can be used in autonomous power supply systems. The operation of autonomous power systems powered by renewable energy sources depends on the constancy of the energy source. Taking into account the use of RES, when designing autonomous power plants of this type, it is necessary to provide additional power equalization systems.

Scientific and technical solutions are proposed to improve the reliability of power supply to autonomous systems and reduce the environmental impact when using hydrogen technologies. In case of emergency power plant shutdown, the use of a buffer hydrogen storage system - metal-hydride hydrogen storage system is envisaged, which provides safe storage of hydrogen with its subsequent use in FC [1]. The problem of increasing the operational efficiency of an autonomous power supply system consisting of the following elements: wind generator - membrane-free electrolyser - metal-hydride battery - fuel cell has been solved. Theoretical studies of thermodynamic and thermophysical processes in the complex system "metal-hydride hydrogen accumulator - fuel cell" are presented. The conducted studies served as a basis for the development of an autonomous power supply system and justification of the approach to the development of metal-hydride system of hydrogen accumulation and its supply to the fuel cell. The use of innovative electrolysis technology in the wind power complex will increase its competitiveness in the market of equipment for the production and use of hydrogen [2].

References

N.A. Chorna. Prospects for application of hydrogen technologies for autonomous power complexes based on renewable energy sources. Scientific and Applied Journal Vidnovluvana energetika, 2021, № 3(66), pp. 18-32. https://doi.org/10.36296/1819-8058.2021.3(66).18-32.

N.A. Chorna. Research of the efficiency of fuel cell as part of autonomous power plants. Journal of Mechanical Engineering. – 2021. – Vol. 22, №. 4. – pp. 48–52. https://doi.org/10.15407/pmach2019.04.048.

POLYMER WASTE AS AN ALTERNATIVE FUEL SOURCE

Kateryna Levchuk, student, Kyiv National University of Construction and Architecture, e-mail: levchuk_ko@knuba.edu.ua
Oleksii Chyrkin, student, Kyiv National University of Construction and Architecture, e-mail: chyrkin_oo-2023@knuba.edu.ua
Maksym Balaka, Cand. Sc. (Engineering), Associate Professor of Construction Machines Department, Kyiv National University of Construction and Architecture, e-mail: balaka.mm@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0003-4142-9703

Up to one million tons of waste polymer materials are accumulated in Ukraine annually according to preliminary estimates, and there is a steady trend to increase their amount in the future. At the same time, the state lacks an appropriate structure for salvaging, sorting and preparing these wastes, which makes their processing extremely difficult [1]. It is known that in Western European countries, waste accumulates in larger quantities: in Austria up to 3 million tons per year, in Germany up to 8 million tons per year, and in the USA up to 30 million tons per year. In these countries, there is an established system for salvaging such waste.

Waste is partially processed into secondary polymer materials in the amount of up to 10 % of the total amount of raw materials. The quality of products made of secondary polymer materials in some cases does not meet the requirements of the ecological and hygienic standards for developed countries. Polymer waste in these countries is not processed practically but is accumulated for further disposal.

The problem of polymer waste processing has two aspects: environmental and energy. On the one hand, we improve the environment by destroying polymer waste. On the other hand, this waste is a hydrocarbon derivative and can be a raw material for obtaining alternative motor fuel that will be used in the fuel and energy state complex [2, 3]. Only polyethylene, polypropylene, polystyrene and their copolymers, which do not contain harmful compounds and consist mainly of carbon and hydrogen, are subject to processing. It is allowed to process chloro- and fluorine-containing polymer materials, as well as plastics that contain CN groups in an amount not exceeding 5 % of the mass of the main raw material. Packing material (plastic film, boxes, bottles, cans, etc.), household goods, disposable dishes, syringes, medical blood transfusion systems and other products are subject to recycling. The listed polymer materials can be decomposed into liquid hydrocarbons by the cracking thermal (450…550 °C and 2…7 MPa) or catalytic principle (450 °C and atmospheric pressure in the presence of catalysts – aluminosilicates). Synthetic gasoline is obtained from a gas mixture, which contains 56.5 % hydrogen, 28.5 % carbon (II) oxide and other gases. Catalysts are used for this at a moderate temperature.

Both domestic and foreign scientists are working on the development of technology for converting polymer waste into alternative energy fuels. The basis of the developed technology, like other similar ones, is low-temperature controlled pyrolysis of polymers without air access in the presence of catalysts. At the same time, pyrogenic transformations of organic raw materials include several thermal

processes: structure change by decomposition (cracking) and their complication by condensation and polymerization. Individual groups and radicals try to occupy a position in the molecule by the introduction of high temperatures from the outside. This corresponds to maximum stability under real physical and chemical conditions.

Thermal decomposition of molecules is associated with the decrease in the strength of internal bonds as the temperature increases. The thermal decomposition process of organic raw materials takes place in the direction of transformation of less stable high-molecular compounds into more stable low-molecular substances – liquid hydrocarbons of various compositions.

The processing equipment of the technological unit does not need additional energy carriers, since the energy source is the processed raw material. A small amount of electricity is required for the operation of pumps, fans, automation systems and lighting, the costs of which are approximately 45…50 kW per waste ton.

As a result of pyrolysis, decomposition products (in % by weight) of three main types are formed: 20…25 pyrolysis gas; 70…75 liquid hydrocarbon fuel; 0.1… 5.8 solid residues depending on the contamination of the primary raw material [4].

Thus, up to 750 kg of synthetic fuel is produced after processing one ton of raw materials, which does not contain sulfur and is free from several dangerous organic compounds that are part of engine fuels. This product is a mixture of gasoline-kerosene-fuel oil fractions and can be used as boiler fuel without additional processing. Synthetic liquid fuel can be separated to obtain gasoline, high-quality diesel fuel and heavy fuel oil during the completion of the technological unit with separation and rectification devices.

References

1. Teteriatnyk O., Balaka M. (2021). Analiz shliakhiv zabezpechennia enerhonezalezhnosti budivelnoi tekhniky z vykorystanniam vidnovliuvalnykh dzherel enerhii [Analysis of ways to ensure the energy independence of construction equipment using renewable energy sources]. *Girnychi, budivelni, dorozhni ta melioratyvni mashyny [Mining, constructional, road and melioration machines]*, No. 97, 24–35. https://doi.org/10.32347/gbdmm2021.97.0301 (in Ukrainian).

2. Manoj Suthar, Nandeshwar Lata, Bharat Nagar (2020). Plastic Waste as an Alternate Fuel. *International Journal of Engineering Research & Technology.* Vol. 9, Issue 07 (July 2020). 1254–1261. https://doi.org/10.17577/IJERTV9IS070572.

3. Slobodchykov V. V., Balaka M. M. (2015). Motorni palyva z alternatyvnykh enerhetychnykh resursiv [Motor fuels from alternative energy resources]. *Suchasni innovatsiini tekhnolohii pidhotovky inzhenernykh kadriv dlia girnychoi promyslovosti i transportu [Contemporary innovation technique of the engineering personnel training for the mining and transport industry]:* International scientific and technical conference proceedings (May 21–22, 2015). Dnipropetrovsk: National Mining University. 250–254 (in Ukrainian).

4. Sunaryo, Marwan Efendy, Sarjito, Nur Saifullah Kamarrudin (2019). Pyrolysis of Plastic Waste as an Alternative Fuels in Spark Ignition Engine. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research.* Vol. 7, No. 11 (November 2019). 454–459. https://doi.org/10.30534/ijeter/2019/097112019.

Секція 10. КОМП'ЮТЕРНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ТА МОДЕЛЮВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ. СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ В ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМАХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ. КОМП'ЮТЕРНІ ТЕХНОЛОГІЇ В ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМАХ І МАШИНАХ

МОДЕЛЮВАННЯ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ХВИЛЬОВИХ ГЕНЕРАТОРІВ ХОЛОДУ ДИНАМІЧНОГО ГАЗОРОЗПОДІЛУ

Димерцов Дмитро Олександрович, старший викладач,
Харківський національний економічний університет імені Семена Кузнеця,
e-mail: dmytro.dymertsov@hneu.net, ORCID: 0009-0001-8155-0498

Розглянувши розвиток холодильної техніки та математичного моделювання, було обрано перспективний спосіб отримання холоду, який базується на коливальному процесі газів, виникаючих в заглушених трубках, так званих «хвильових генераторах холоду». Простота конструкцій та швидка зміна процесів в таких генераторах, дала можливість використання математичного моделювання, що більш досконало дозволяє вивчити процеси. В роботі розглянуті гіпотези виникнення хвильових процесів в приймальних трубках генераторів різних типів. Приведена математична модель газодинамічних процесів, де використовується система диференційних рівнянь газової динаміки с різними граничними умовами.

Система вирішується з допомогою методу кінцевих різниць. Показано вибір кроків роботи моделі, а також перевірку моделі на достовірність. Представлені результати в залежності від частоти обертання газового розподільника від зміни температури на вході, потужність пристрою, а також коефіцієнта корисної дії. Результати дослідження, отриманні за допомогою розробленої програми у мові програмування Lazarus Free Pascal.

Одним з перспективних напрямів розвитку техніки низьких температур є отримання холоду за допомогою хвильових процесів в заглушених трубках хвильових генераторах холоду [1, 2, 6]. Швидка інтенсивність хвильових процесів не дозволяє детально вивчити пристрій, що приводить до використання маремативного моделювання і також програмування самих процесів, що разом призведе до дослідження теплових та газодинамічних процесів в хвильових генераторів холоду. Низькі температури, математичне моделювання і програмування пройшли різні стадії розвитку, внаслідок чого проникли в різні сфери діяльності людей, наприклад в енергетиці, космічних технологіях, харчової промисловості та інших напрямів.

Аналізуючи розвиток холодильної техніки та математичного моделювання стає зрозуміло, що сучасна цивілізація не може існувати і розвиватися без математики, програмування та низьких температур. Тому дана робота

буде включати в себе описання різних гіпотез виникнення процесів, складання математичної моделі та зміни граничних умов та демонстрації результатів роботи.

Розглянувши різні конструкційні хвильових генераторів, їх можна розділити по типу збудження хвильового процесу на статичні та динамічні [3]. В так званих статичних генераторах хвильовий процес виникає при певних умовах, а саме при розташуванні сопла на необхідній відстані від приймальної трубки, характерних розмірах сопла та трубки.

Газ поступаючи в приймальну трубку створює автоколивальний процес самостійно. В динамічних генераторах коливальний процес створюється газовим розподільником (рис. 1).

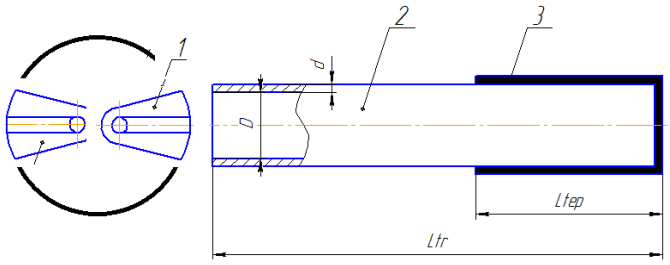


Рисунок 1 – Схема хвильового генератора холоду динамічного генератора (1 – газовий розподільник; 2 – приймальна трубка; 3 – теплообмінна поверхня)

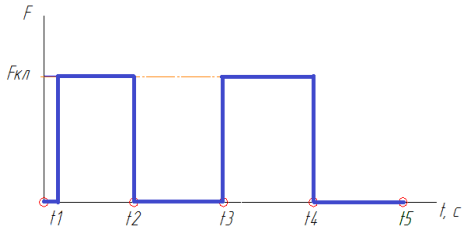


Рисунок 2 – Діаграма роботи розподільника

Розглянувши різні конструкційні хвильових генераторів, їх можна розділити по типу збудження хвильового процесу на статичні та динамічні [3]. В так званих статичних генераторах хвильовий процес виникає при певних умовах, а саме при розташуванні сопла на необхідній відстані від приймальної трубки, характерних розмірах сопла та трубки. Газ поступаючи в приймальну трубку створює автоколивальний процес самостійно. В динамічних генераторах коливальний процес створюється газовим розподільником. Роздивимось кожний тип генератора окремо.

Складена математична модель була запрограмована на мові програмування Lazarus Free Pascal, та представлена у вигляді програми розрахунку хвильових генераторів динамічного типу. За допомогою програми, можна досліджувати хвильові та теплові процесі, які виникають в приймальній трубці та стінки приймальної трубки. Перед проведенням дослідів модель була перевірена на існуючих результатах [4, 5].

Обрана геометрія приймальної трубки - довжина трубки 2.26 м, діаметр трубки 0.01 м. Сопло діаметром 0.01 м. Вхідна температура газу 293 К, тиск нагнітання 2.6 МПа. Частота обертання газового розподільника 800 Гц. Робоча речовина - повітря. Математична модель пристрою забезпечує похибку 5% або перепад температури у 20К (рис. 4).

Розглядаючи сучасні конструкцій хвильових [7, 8, 9] генераторів холоду для дослідів були обрані наступні геометричні характеристики приймальної трубки: довжина трубки варіюється 0.1–0.5 м, внутрішній діаметр 8 мм,

товщина стінки 1 мм, діаметр сопла 6 мм. Обрані параметри роботи генератора: робоча речовина - повітря, тиск нагнітання в діапазоні 1.5 10^6-2 10^6 Па , вхідна температура газу 293 К, температура навколишнього середовища 273 К. Газовий розподільник розглядався у вигляді обертального клапана. Клапан працює за законом (рис. 3).

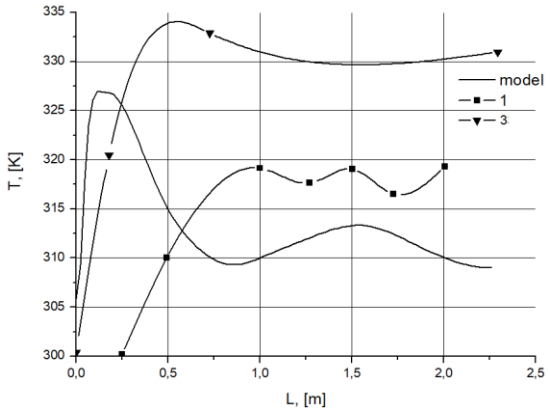


Рисунок 4 – Перевірка моделі на існуючих результатах моделі

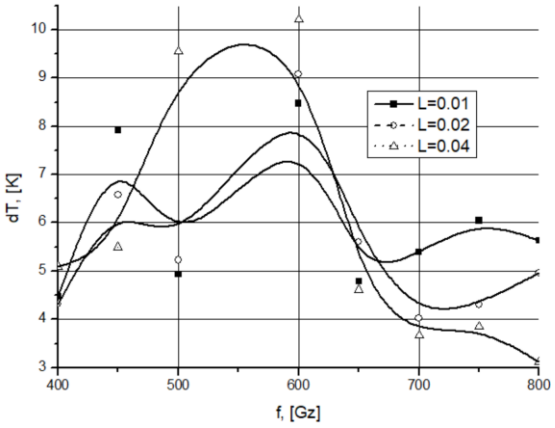


Рисунок 3 – Зміна температури в залежності від частоти обертання

Розглядаючи існуючи конструкцій хвильових генераторів холоду для дослідів були обрані наступні геометричні характеристики приймальної трубки: довжина трубки варіюється 0.1–0.5 м, внутрішній діаметр 8 мм, товщина стінки 1 мм, діаметр сопла 6 мм. Обрані параметри роботи генератора: робоча речовина - повітря, тиск нагнітання в діапазоні 1.5 10^6-2 10^6 Па , вхідна температура газу 293 К, температура навколишнього середовища 273 К. Газовий розподільник розглядався у вигляді обертального «сопла-клапана». Робота «сопла-клапана» моделювалася за залежністю (рис. 2), де при відкриті клапана площа вхідного та вихідного отвору приймала максимальне значення. За залежністю, на проміжку t_2-t_1, газ поступає в трубку з резервуару високого тиску, а на проміжку t_4-t_3 газ виходить з трубку в об'єм низького тиску.

$$t = \frac{\alpha}{360\, f} \tag{1}$$

Кожен момент часу прив'язаний до кута повороту газового розподільника. Розглядалися кути повороту в діапазоні 1-5°, при яких клапан впуску та випуску газу були відкриті. Відкритий вхідний клапан при куті від 10°-11°, відкритий вихідний клапана при куті від 180°-181°.

Висновки

Розглянуті способи виникнення хвильових процесів в приймальних трубках хвильових генераторів холоду. Приведені гіпотези виникнення коливального процесу в приймальних трубках, а також виникнення теплових процесів. Швидка зміна процесів в приймальних трубках, дозволяє математич-

ному моделюванню ширше заглянути в процеси. Тому була складена маремати-тична модель газодинамічних процесів. Досліджено кроки по довжині та часу стабільної роботи моделі. Обрані наступні значення: крок по часу 10^{-8}-10^{-7} с, кількість точок по довжині по довжині 80-200. Порівняно результати з існуючими роботами. Математична модель дає похибку при малих поворотах клапана до 8 % або різницю температур у 20 К. Розглядаючи зміну температури на виході з приймальної трубки при різних частотах обертання газо розподіль-ника найбільша зміна температурі відбувається при частотах в діапазоні частот 500-600 Гц (рис. 3).

Література

Dapeng Hu, Yichao Li, Peiqi Liu, Yang Yu, Fengxia Liu. Numerical Study on the Effect of Nozzle Incident Angle on the Overall Performance of Gas Wave Refrigerator International Journal of Refrigeration, 2022, p. 61-70.

John T Solomon, Rhys Lockyer, Tailor Jones. High-Frequency Pulsed Coaxial Injectors for High-Speed Flow Mixing and Control AIAA Journal, vol. 61, issue 12, pp. 5332-5346. 2023.

Бондаренко В.Л. Створення та дослідження хвильових кріогенераторів та їх застосування в технології отримання неона великої чистоти. Дис. д-ра техн. наук 05.04.03 М. 2003.

V.N. Kukharenko. Mathematical Model of a Wave Cooler. Cryocoolers 10, edited by R. G. Ross, Jr. Kluwer Academic/Plenum Publishers. p. 405-409. 1999.

Galiullin R.G., Ermakov R.A. A gas compressor based on a piston-type acoustic resonator. Chemical and Petroleum Engineering, Vol. 44. Nos. 7. p 387-392. 2008.

Zhimin Hu. Gaseouse wave refrigeration device with flow regulator. Patent 6089026. (USA). Date Jul.18. 2000.

Yan Beliavsky. Experimental arguments in favour of heat transfer in compressible fluids by Pressure Gradient Elastic Waves. International Journal of Heat and Mass Transfer 107. P.G.W 2014 Ltd., Israel. 2017. pp 723–728.

Xiuzhi Xi, Yuhang Xin, Dingli Duan, Bo Zhang Experimental investigation on the performance of a novel resonance-assisted ejector under low pressurization. Energy Conversion and Management. Volume 280. 2023

C. Bauer, P. Lungu and O.J. Haidn. Numerical Investigation of a Resonance Ignition System. Conference: 8th European Conference for Aeronautics and Space Sciences (EUCASS). Spain. 2019

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ГЕНЕРАТОРА НА БАЗІ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

Зайченко Стефан Володимирович, докт. техн. наук, професор каф. Автоматизації електротехнічних та мехатронних комплексів, КПІ ім. Ігоря Сікорського Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», e-mail: zstefv@gmail.com, ORCID: 0000-0002-8446-5408
Жукова Наталія Іванівна, канд. техн. наук, доцент каф. геоінженерії, КПІ ім. Ігоря Сікорського Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», e-mail: nataliaz127@ukr.net, ORCID: 0000-0002-4215-6981
Шао Мінгхуй, магістр, КПІ ім. Ігоря Сікорського Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», e-mail: shao-minghui@lll.kpi.ua
Чжанг Венцюн, магістр, КПІ ім. Ігоря Сікорського Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», e-mail: zhang-wenjun@lll.kpi.ua

Серед енергетичного обладнання, що забезпечує безперебійну роботу підприємств у випадках аварій основної мережі, а також у випадках мобільних енергоустановок, генератора на базі двигуна внутрішнього згорання. Енергоефективність генераторів на базі двигуна внутрішнього згорання в першу чергу залежить від стану компресії циліндропоршневої групи [1].

Невідповідність сучасного вітчизняного та зарубіжного обладнання існуючому рівню експлуатації в умовах постійних пошкоджень енергосистеми призводить до непередбачених збоїв, невиправданих замін агрегатів, простоїв обладнання і так далі. Єдиним шляхом у вирішенні проблеми надійності генеруючого обладнання на базі двигуна внутрішнього згорання є застосування і широке впровадження методів і засобів технічної діагностики. В результаті їх використання скорочується час простою обладнання, збільшується коефіцієнт технічної готовності, підвищується рівень і якість виконання ремонтно-експлуатаційних впливів. Однією з найбільш трудомістких операцій з діагностики двигуна є визначення стану компресії циліндропоршневої групи (герметичності верхнього простору).

Одним із найвідоміших способів оцінки герметичності є вимірювання прямого стиснення за допомогою простих приладів, таких як компресори чи компресійні пристрої. Однак цей метод є дуже часто є не працезатратним. Головною проблемою є те, що він допускає часті некваліфіковані втручання та часткове розбирання двигуна, іноді зовсім непотрібне.

Для оцінки технічного стану дизельного двигуна за параметрами герметичності також існують кілька непрямих методів оцінки компресійних властивостей, які є менш обтяжливими. Зокрема, популярні методи включають оцінку рівномірності розподілу стиснення за нерівномірністю обертання колінчастого валу двигуна внутрішнього згорання в режимі, коли паливо не вводиться, а

також запис та аналіз пульсації струму або напруги стартера. Ці методи вбудовані на програмному рівні в сучасні засоби діагностики, проте базуються виключно на відносному порівнянні діагностичних параметрів між собою у відсотковому співвідношенні[2].

При цьому діагностика повинна враховувати такі суперечливі вимоги, як максимальна інформативність і надійність визначення технічного стану з одного боку, та мінімізація праці - з іншого. З цієї причини пошук неконтрольованого методу діагностики, що дозволяє оцінити герметичність простору переливу дизельного палива не тільки у відносному, але і в абсолютному значенні з мінімальними витратами, стає актуальним завданням.

Метою аналітичних досліджень є створення математичної моделі системи технічного діагностування генератора на базі двигуна внутрішнього згорання з використанням інтерактивного інструменту (програмного забезпечення).

Досягнення мети передбачає виконання наступних завдань:

• створення математичної моделі системи технічного діагностування генератора на базі двигуна внутрішнього згорання з використанням компресорного способу визначення стану компресії циліндропоршневої групи (герметичності верх-нього простору) на основі головних диференційних рівнянь стартера у формі Коші та навантаження від ДВЗ;

• побудова багаторівневої ієрархічною багатокомпонентної моделі математичної моделі системи технічного діагностування генератора на базі двигуна внутрішнього згорання з використанням компресорного способу.

Процес діагностики двигуна внутрішнього згоряння електростанції проходить без подачі палива і з відключеним навантаженням на електростартер.

Блок-схема процесу діагностики генератора представлена на рис. 1. Основними елементами цієї системи є генератор - 1, двигун внутрішнього згоряння - 2, зубчаста передача - 3, стартер - 4 джерела постійного струму - 5, датчики Хола - 6, 7, аналогово-цифровий перетворювач - 8 і комп'ютер - 9 Процес отримання діагностичних даних проходить з фіксацією комп'ютером - 9 положень колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння - 2 і струму статора - 4. Дана діагностична система дозволяє виявити залежність струму статора від кута повороту колінчастого валу.

Основними елементами кінематичної схеми (рис. 2) цієї діагностичної системи, що впливають на інерційну складову, є елементи кривошипно-шатунного механізму, поршня 1, штока 2 і колінчастого валу 3, ротора генератора 4, маховика 5, ротора стартера 6.

Основною змінною компонента в балансі моменту механічних втрат є момент опору від сил стиснення циліндра P_c, який визначається:

$$M_c \approx p_c F_c R\left(\sin(\varphi)+\frac{\lambda}{2}\sin(2\varphi)\right) \qquad (1)$$

де F_c – площа поршня; p_c – поточний тиск у циліндрі; R – радіус кривошипа; $\lambda = R/L$ - відношення радіуса кривошипа R до довжини шатуна L.

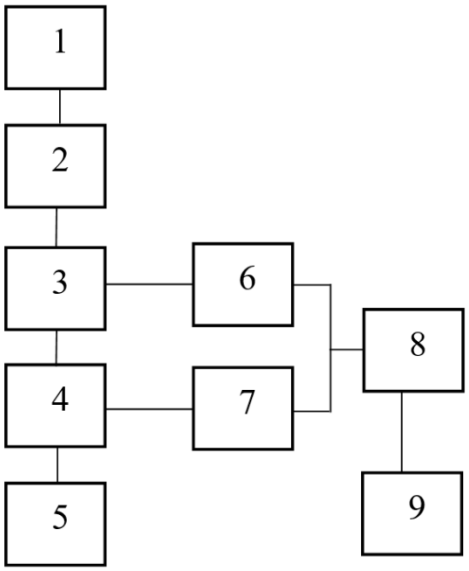


Рисунок 1 – Блок-схема процесу діагностики генератора

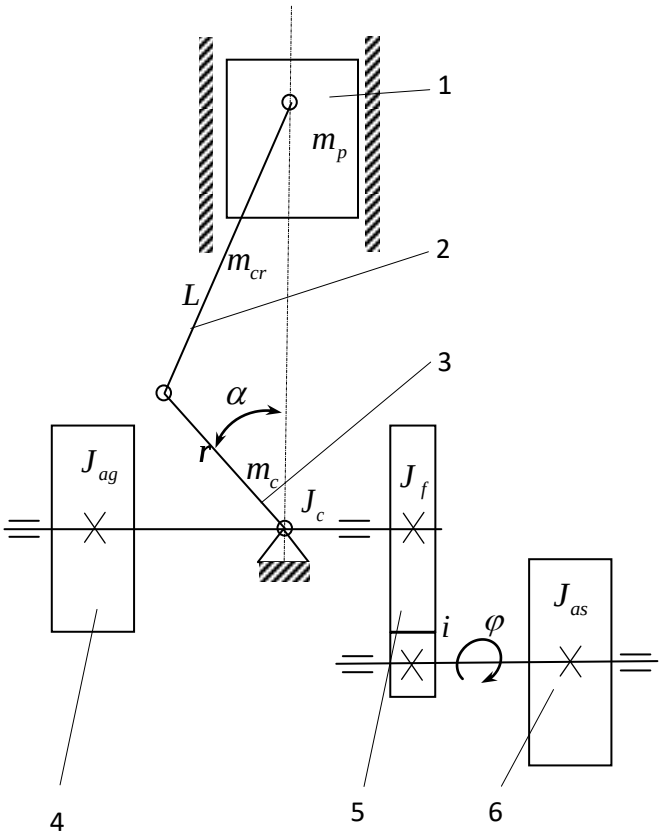


Рисунок 2 – Кінематична схема діагностики двигуна внутрішнього згоряння

Приведений момент інерції з урахуванням коефіцієнта передачі маховика складається з постійного і змінного моменту зміни інерції компонента

$$J_0 = J_1 + J_2 = J_{as} + \left(J_f + J_{ag} + J_c + m_2 R^2\right)\left(1/i_g\right)^2 + \\ + \left(m_p + m_1\right)\left(\frac{r(\sin\left(\varphi/i_g\right) + \frac{R}{2L}\sin 2\,\varphi/i_g)}{i_g}\right)^2, \quad (2)$$

де, m_1, m_2 – розділена маса шатуна, який з'єднує поршень і колінчастий вал; i_g – передаточне відношення редуктора.

Рівняння, що описують роботу стартера є диференціальні рівняння в нормальної форми Коші для двигуна постійного струму з незалежним збудженням від постійних магнітів:

$$\begin{cases} U_a - R_a I_a - k_\omega \dfrac{d\varphi}{dt} = L_a \dfrac{dI_a}{dt}; \\ k_m I_a - b\dfrac{d\varphi}{dt} - M_c \cdot i_g = J_0 \dfrac{d^2\varphi}{dt^2}; \end{cases} \quad (4)$$

де U_a - напруження джерела живлення постійного струму; R_a і L_a - активний опір і індуктивність якірної обмотки; k_ω - стала електро-рухомої сили двигуна; k_m - стала моменту двигуна; b - опір в'язкого тертя.

При побудові багаторівневої ієрархічної багатокомпонентної моделі системи технічного діагностування генератора на базі двигуна внутрішнього згорання(рис. 3) використано систему рівнянь (1-4)

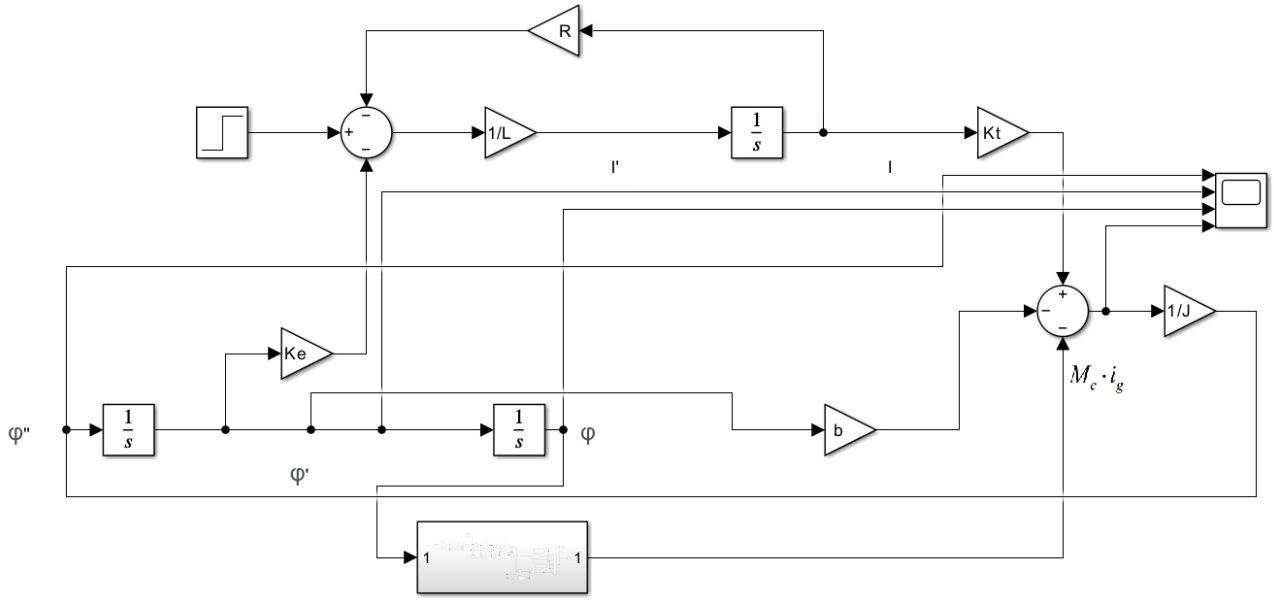


Рисунок 3 – Багатокомпонентна модель системи технічного діагностування генератора на базі двигуна внутрішнього згорання

Висновки

В результаті проведених досліджень створено багаторівневої ієрархічної багатокомпонентної моделі системи технічного діагностування генератора на базі двигуна внутрішнього згорання, що дозволяють прогнозувати діагностичні параметри об'єкту дослідження і підібрати необхідні засоби діагностування.

Література

1. Zaichenko, S., & Derevianko, D. (2023). Comparison of the Energy Efficiency of Synchronous Power Generator with Spark Ignition Engine Using Different Types of Fuels. In Systems, Decision and Control in Energy V (pp. 155-177). Cham: Springer Nature Switzerland. available at: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-031-35088-7_10.

2. Zaichenko, S., Shevchuk, S., Kulish, R., Denysiuk, S., Derevianko D., Opryshko, V.: Identification of the least reliable elements of autonomous power plant based on internal combustion and diesel engines by the method of the lowest residual entropy. In 2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek), vol. 1, pp. 549–552, September (2021), available at: https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/9570078

ДОСЛІДЖЕННЯ ДВОФАЗНОГО ПРОЦЕСУ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА ДИЗЕЛЯ З ГІДРОМЕХАНІЧНОЮ ПАЛИВНОЮ АПАРАТУРОЮ В ПРОГРАМНОМУ КОМПЛЕКСІ SIMCENTER AMESIM

Кузьменко Анатолій Петрович, канд. техн. наук, доц., доцент каф. ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: kuzmatolja@gmail.com, ORCID: 0000-0002-4029-4010
Солодкий Євген Ігорович, аспірант кафедри двигунів внутрішнього згоряння, Харківський національний автомобільно-дорожній університет e-mail: evgenijsolodkij98@gmail.com, ORCID: 0000-0003-0239-4536
Москаленко Олександр Олександрович, головний технолог АТ "НВАТ" ВНДІКОМПРЕСОРМАШ", м. Суми, e-mail: moskalenkosanch@gmail.com
Кравченко Іван Сергійович, випускник-магістр кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок, національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», e-mail: Ivan.kravchenko@khpi.edu.ua

У сучасних дизельних двигунах для зниження шуму та шкідливих викидів з відпрацьованими газами без погіршення економічності часто застосують багатофазний процес впорскування палива [1]. Це в свою чергу приводить до двостадійного, порціонно рознесеного в часі процесу згоряння палива в циліндрі. При цьому попередня або пілотна порція палива служить для додаткового «розігріву» повітря на такті стиснення, що значно зменшує період затримки займання основної порції палива (а отже – і кількості палива, що випаровується за цей період). Це сприятливо позначається на зниженні жорсткості роботи дизеля та приводить до зниження рівня шуму і витрати палива, і навіть до зменшення емісії NOx і CH. Багатостадійне впорскування палива реалізовується сучасних дизелях з паливною системою в якій використовується електронне керування паливоподачею (наприклад Common-Rail або системи UIS та PLD/UPS).

Проте виконаний аналіз показує, що переважна більшість вітчизняних дизельних двигунів, які експлуатуються в Україні, використовують традиційні системи подачі палива гідро-механічного типу, у яких не реалізують двостадійне впорскування, а адаптація сучасних паливних систем типу CR для таких двигунів є досить складною задачею, оскільки алгоритми їх керування є комерційними секретами (know-how) фірм.

Метою даного дослідження є покращення експлуатаційних показників вітчизняних транспортних дизелів, що обладнані гідромеханічною системою паливоподачі шляхом забезпечення можливості двостадійної подачі палива з використанням двох секцій паливного насосу високого тиску, які працюють на одну форсунку. Реалізація поставленої мети пропонується використанням системи, що показана на рис. 1.

Для дослідження процесу паливоподачі та перевірки можливості реалізації такої схеми паливної системи розроблена математична модель у

середовищі Simcenter Amesim від компанії Simens [2]. Реалізація моделі відбулася шляхом модернізації існуючої схеми доповненням додатковою плунжерною секцією, яка подає паливо через клапанний вузол до тієї ж форсунки, що і основна плунжерна секція (рис. 2).

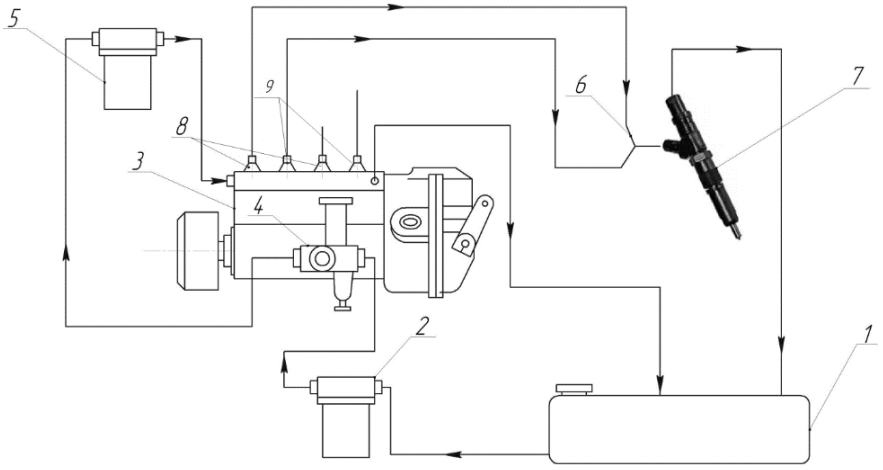


Рисунок 1 – Схема гідромеханічної паливної системи двостадійного впорскування [3]
1 – паливний бак, 2,5 – фільтр грубого та тонкого очищення палива, 3 – паливний насос високого тиску зі збільшеним число секцій високого тиску, 4 – паливопідкачувальний насос, 6 – трійник паливопроводу високого тиску, 7 – гідромеханічні форсунки

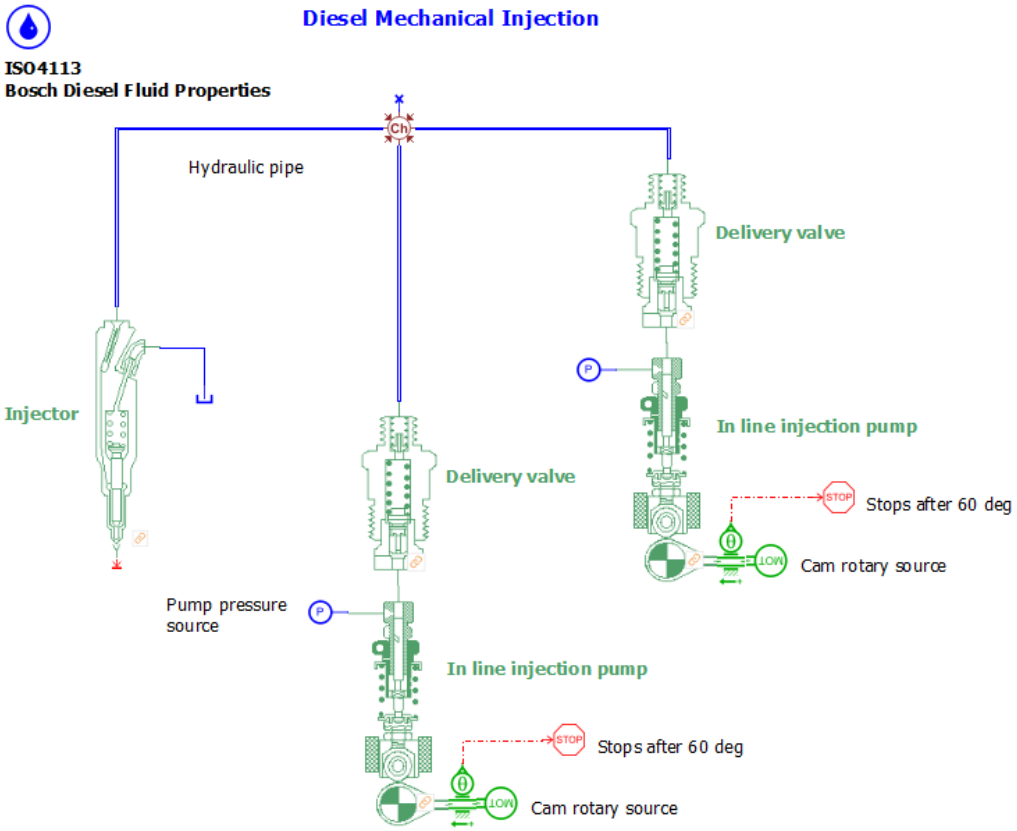


Рисунок 2 – Модель гідромеханічної паливної системи двостадійного впорскування у середовищі Simcenter Amesim

Математична модель налаштована для дослідного одноциліндрового відсіку 1Ч 12/14. Для цього в програмному комплексі задано параметри палива, розміри насосних секцій, а також розміри та налаштування форсунки. Крім того, в даному випадку важливо правильно задати профіль кулачкового валу для кожної секції. В даному комплексі така можливість передбачена у вигляді задання залежності руху плунжера від кута повороту колінчастого валу (Рис 3).

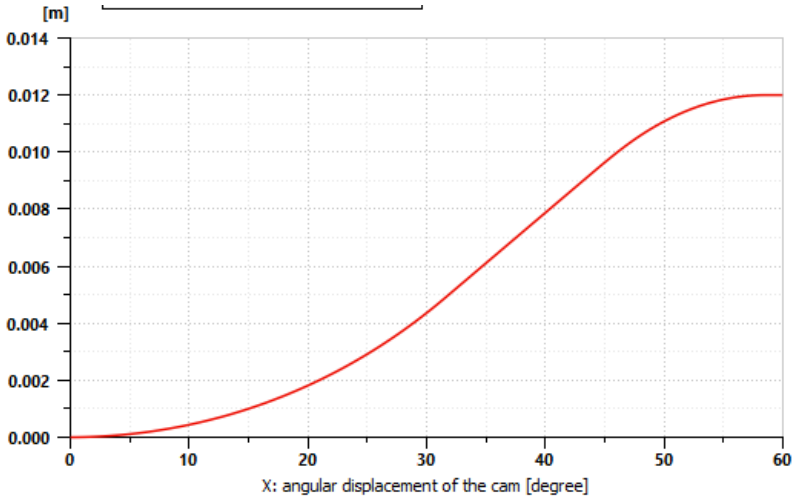


Рисунок 3 – Задання профілю кулачка у середовищі Amesim

Після проведення відповідних налаштувань програмного комплексу було отримано результати розрахункового дослідження процесу паливоподачі гідромеханічної паливної системи, яка реалізовує двохстадійне впорскування палива в циліндр дизеля. Для цього було вибрано найбільш раціональні параметри паливної системи з точки зору її реалізації. На рисунку 4 показана диференціальна та інтегральна характеристики паливоподачі, що отримані в комплексі Amesim. На рисунку 5 наведено графіки тиску в характерних точках схеми.

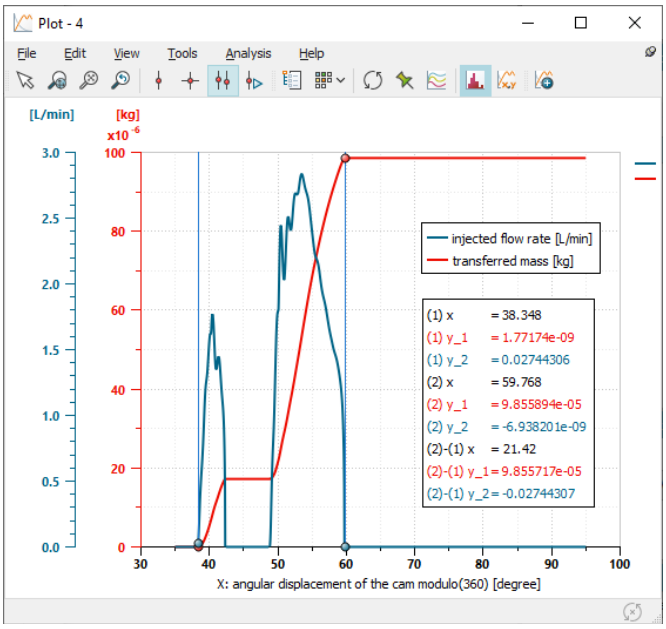


Рисунок 4 – Диференціальна та інтегральна характеристика паливоподачі

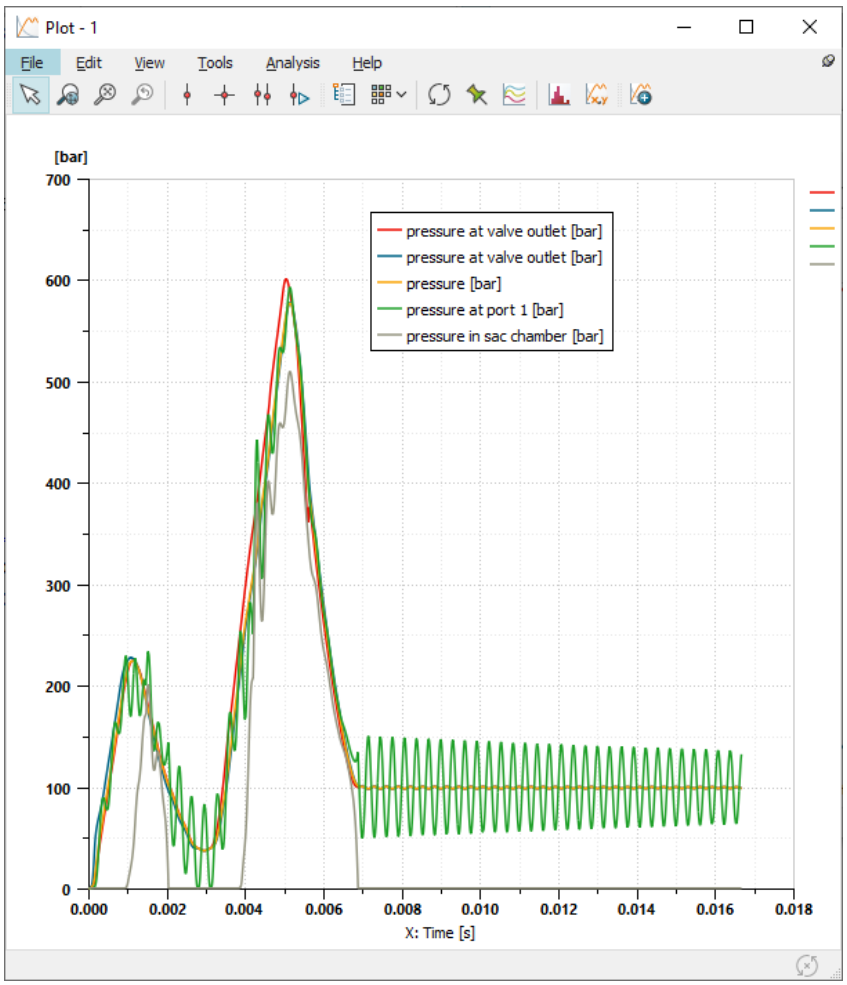


Рисунок 5 – Тиску в характерних точках схеми

Висновок. В роботі розроблена та налаштована математична модель паливної системи гідромеханічного типу в програмному комплексі Simcenter Amesim для одноциліндрового відсіку дизеля 1Ч12/14. Отримані результати показують можливість реалізації системи двостадійного впорскування палива в циліндр дизеля без застосування складної електрогідравлічної паливної системи. Використання розробленої математичної моделі дозволить виконати дослідження з оптимізації параметрів гідромеханічної паливної апаратури при реалізації двостадійного впорскування.

Література

1. Handbook of Diesel Engines. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. – Springer, 2010. – 636 p. ISBN 978-3-540-89082-9, DOI 10.1007/978-3-540-89083-6

2. https://plm.sw.siemens.com/en-US/simcenter/systems-simulation/

ВИКОРИСТАННЯ ШТУЧНОГО ІНТЕЛЕКТУ ПІД ЧАС СТВОРЕННЯ ДИЗАЙНУ ТА ПРОЕКТУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Лебединський Андрій Володимирович, док. філ., доцент каф. ІПМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: lebedynskyi@khadi.kharkov.ua, ORCID: 0000-0002-5086-8209
Щербініна Юлія Вадимівна, студентка каф. комп'ютерних систем,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: sherbinina953@gmail.com

Роль штучного інтелекту в сучасному дизайні транспортних засобів надзвичайно важлива, оскільки він відкриває широкі можливості для автоматизації та оптимізації процесу проектування. Створення дизайну транспортних засобів вимагає комплексного підходу, що враховує естетичні, функціональні та ергономічні аспекти, а також вимоги безпеки та ефективності. Інтеграція штучного інтелекту у процес дизайну може значно спростити і прискорити роботу дизайнерів, а також покращити якість та інноваційність результату. Відкриття нових можливостей за допомогою штучного інтелекту в процесі створення дизайну та проектування транспортних засобів може зробити цю галузь більш конкурентоспроможною та ефективною. Розгляд даної теми дозволить глибше зрозуміти потенціал штучного інтелекту в транспортній індустрії та виявити напрямки подальших досліджень.

Автоматизований процес дизайну

Штучний інтелект може бути використаний для генерації ідей, автоматизації проектування та навіть створення варіацій дизайну транспортних засобів. Алгоритми машинного навчання дозволяють аналізувати великі обсяги даних та швидко визначати оптимальні рішення щодо дизайну. Використання автоматизованих систем на основі штучного інтелекту дозволяє прискорити процес розробки та зменшити витрати часу та ресурсів. Цей підхід дозволяє розробникам швидше відповідати на вимоги ринку та швидко адаптуватися до змінних потреб споживачів. Автоматизація процесу дизайну забезпечує підвищену ефективність роботи та зменшує ймовірність помилок.

Однією з переваг автоматизованого дизайну є можливість швидко тестувати та модифікувати концепції, що сприяє інноваціям у галузі. Інтеграція штучного інтелекту у процес дизайну відкриває нові можливості для створення унікальних та ефективних транспортних засобів. У [1] та [3] наведено приклад використання штучного інтелекту для створення дизайну автомобілів, а також використання 3D-принтерів для створення унікальних деталей автомобіля за макетами [5].

Аналіз даних і прогнозування

Використання аналізу даних дозволяє дизайнерам отримувати інсайди щодо попередніх тенденцій в дизайні та вимог споживачів. Штучний інтелект

може прогнозувати майбутні зміни від сучасних тенденцій дизайну транспортних засобів на основі аналізу даних. Використання прогностичних моделей на основі штучного інтелекту дозволяє зробити дизайн транспортних засобів більш адаптивним до змін у вимогах ринку. Засоби аналізу даних на основі штучного інтелекту допомагають виявляти потреби споживачів та прогнозувати їхні переваги в майбутньому. Використання аналітики даних та прогностичних алгоритмів є важливим елементом у створенні ефективного та конкурентоспроможного дизайну транспортних засобів. У [2] було проаналізовано ринок генеративного штучного інтелекту в автомобільній галузі і зроблено висновки, що глобальний ринок генеративного штучного інтелекту в автомобільній промисловості помітно зріс, досягнувши обсягу майже 313 мільйонів доларів у 2022 році, з прогнозом досягнення близько 2,7 мільярдів доларів до 2032 року, виявляючи річну ставку зростання у 24,03%. Згідно з [2] пасажирські автомобілі домінують на ринку, тоді як комерційні автомобілі відзначають значне зростання. Машинне навчання є ключовою технологією, що сприяє розширенню ринку, переважно в галузі проектування автомобілів.

Оптимізація параметрів виробництва

Штучний інтелект може аналізувати параметри виробництва та оптимізувати їх для досягнення найкращих результатів у дизайні транспортних засобів. Впровадження інтелектуальних систем управління дозволяє забезпечити більш ефективний виробничий процес та підвищити якість готової продукції. Оптимізація параметрів виробництва з використанням штучного інтелекту дозволяє зменшити витрати та час на виробництво, що забезпечує конкурентні переваги. Інтелектуальні системи контролю можуть підтримувати постійний моніторинг параметрів виробництва та автоматично вносити корективи для забезпечення оптимальних умов. Оптимізація процесу виробництва за допомогою штучного інтелекту дозволяє підвищити якість та надійність транспортних засобів при зменшенні витрат. У [4] розглянуті складнощі, з якими стикаються автомобільні інженери, та розглядає методи оптимізації процесів розробки автомобілів, включаючи використання машинного навчання, мультифізичні симуляції та оптимізацію конструкцій, аеродинаміка, керованість тощо. Вирішення цих проблем за допомогою передових технологій, таких як штучний інтелект і оптимізація, є ключовим фактором для успішної адаптації до ринку автомобільної промисловості, що швидко змінюється.

Підвищення користувацького досвіду

Інтеграція штучного інтелекту в транспортні засоби може забезпечити персоналізовані сервіси для кожного користувача, що підвищує зручність та комфорт. Системи управління голосом та розпізнавання обличь [6] є лише деякими прикладами того, як штучний інтелект може покращити користувацький досвід в транспортних засобах. Інтелектуальні системи безпеки можуть автоматично реагувати на небезпечні ситуації та запобігати їм, що робить подорож більш безпечною для пасажирів. Персоналізовані налаштування

параметрів сидіння, освітлення та розваг можуть зробити подорож більш комфортною та приємною для кожного користувача. Інноваційні технології на основі штучного інтелекту дозволяють створювати транспортні засоби, які не лише ефективні та безпечні, але й спеціально адаптовані до потреб кожного користувача.

Висновки

Використання штучного інтелекту у дизайні та проектуванні транспортних засобів має великий потенціал для подальшого розвитку та вдосконалення індустрії. Автоматизація деяких аспектів дизайну дозволяє значно зменшити час та витрати на розробку нових моделей. Аналіз даних та прогнозування дозволяють компаніям реагувати на зміни на ринку та вимоги споживачів. Оптимізація параметрів виробництва сприяє підвищенню якості та конкурентоспроможності продукції. Покращення користувацького досвіду через використання інтелектуальних систем сприяє підвищенню безпеки та комфорту пасажирів та водіїв. Подальші дослідження в цій області можуть сприяти розвитку нових технологій та підвищенню ефективності транспортної індустрії.

Література

1. Massobrio A. From Concept to Reality: The Development of an AI-Designed Car | Neural Concept. *Engineering Intelligence | Neural Concept*. URL: https://www.neuralconcept.com/post/from-concept-to-reality-the-development-of-an-ai-designed-car (дата звернення: 03.03.2024).

2. Generative AI In Automotive Market Size, Trends, Report 2032. Precedence Research - *Market Research Reports and Consulting Firm*. URL: https://www.precedenceresearch.com/generative-ai-in-automotive-market (дата звернення: 03.03.2024).

3. Hou C. Application of Artificial Intelligence Technology in Smart Car Design. *Highlights in Science, Engineering and Technology*. 2022. Т. 15. С. 322–325. URL: https://doi.org/10.54097/hset.v15i.3006 (дата звернення: 03.03.2024).

4. Optimising automotive performance with AI | *Scientific Computing World. Scientific Computing | Scientific Computing World*. URL: https://www.scientific-computing.com/article/optimising-automotive-performance-ai (дата звернення: 03.03.2024).

5. Zhang X. A., Ma F. Research on Active Knowledge Aided System of Automobile Parts Design. *Applied Mechanics and Materials*. 2011. Т. 143-144. С. 541–545. URL: https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.143-144.541 (дата звернення: 03.03.2024).

6. Face recognition based vehicle starter using machine learning / P. Archana та ін. *Measurement: Sensors*. 2022. С. 100575. URL: https://doi.org/10.1016/j.measen.2022.100575 (дата звернення: 03.03.2024).

РОЗРОБЛЕННЯ СТЕНДА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ТРИФАЗНИХ БЕЗЩІТКОВИХ ДВИГУНІВ ЗАСОБАМИ КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Орисенко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент, завідувач кафедрою галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»,
e-mail: itm.orysenko@nupp.edu.ua, 0000-0003-3103-0096
Вірченко Віктор Вікторович, к.т.н., доцент, доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»,
e-mail: itm.vvvirchenko@nupp.edu.ua, 0000-0002-5346-9545
Скляренко Тарас Олександрович, к.т.н., доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»,
e-mail: itm.sklarenko@nupp.edu.ua, 0000-0003-2052-6889

Трифазні безщіткові двигуни набули надзвичайно широкого розповсюдження в умовах сьогодення. Наразі неможливо уявити сучасні засоби пересування, побутову техніку, будівельний інструмент або засоби механізації без використання автономних джерел енергії (високоефективних збірок Li-Ion або LiFePO4 акумуляторів на елементах 18650, 21700 або Li-Po акумуляторів різних конфігурацій). Розвиток виробництва технологічних АКБ був зумовлений необхідністю застосування трифазних безщіткових двигунів у електромобілях, електровелосипедах, електросамокатах, гіроскутерах, бездротових дрелях, перфораторах, кутових шліфмашинах.

Для забезпечення ефективної роботи таких двигунів необхідним є використання спеціальних контролерів, надзвичайно велику кількість яких представлено на ринку [1].

На кафедрі галузевого машинобудування та мехатроніки Національного університету Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка проводиться робота з розроблення, проектування, виготовлення та використання у навчальному процесі самостійно розробленого стенда для дослідження роботи три фазних безщіткових двигунів, за основу керування яким взято широко відому платформу для аматорського конструювання Arduino Uno. Контролер Arduino використовується для створення сигналів широтно-імпульсної модуляції (ШІМ).

При застосуванні трифазних безщіткових двигунів слід приймати до уваги надзвичайно великий струм споживання. Таким чином, при побудові стенда враховано необхідність використання Н-мосту на потужних MOSFET транзисторах. Блок-схему роботи контролера трифазного безщіткового двигуна представлено на рисунку 1.

Для розроблення принципової електричної схеми використовувалося програмне забезпечення EasyEDA [2] (рис. 2).

Рисунок 1 – Блок-схема роботи контролера трифазного безщіткового двигуна

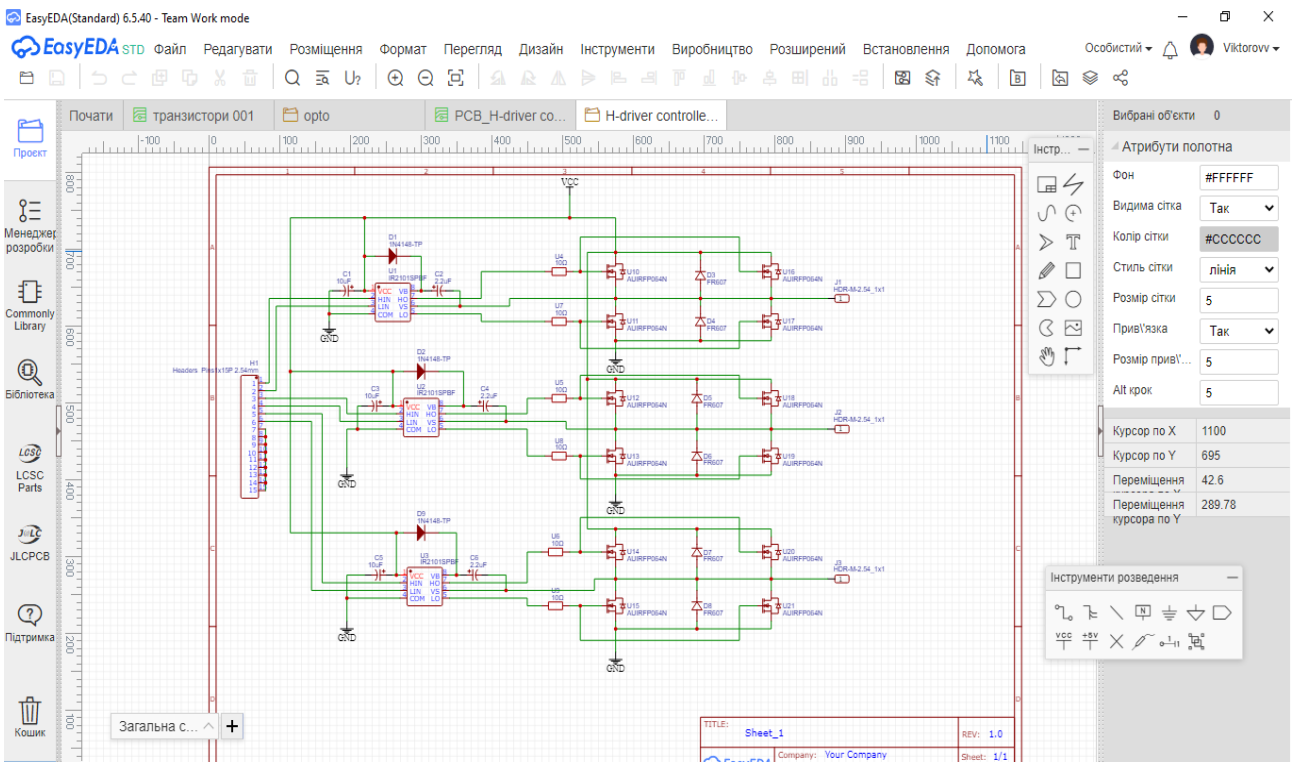


Рисунок 2 – Програмне забезпечення EasyEDA та принципова схема стенду

Завдяки такому програмному забезпеченню стало можливим не лише розробити електронну схему, а й здійснити відладку, розроблення та моделювання друкованих плат із попередньою їх візуалізацією (рис. 3).

У процесі розроблення було прийнято рішення про розділення управляючої та силової частини на різні модулі.

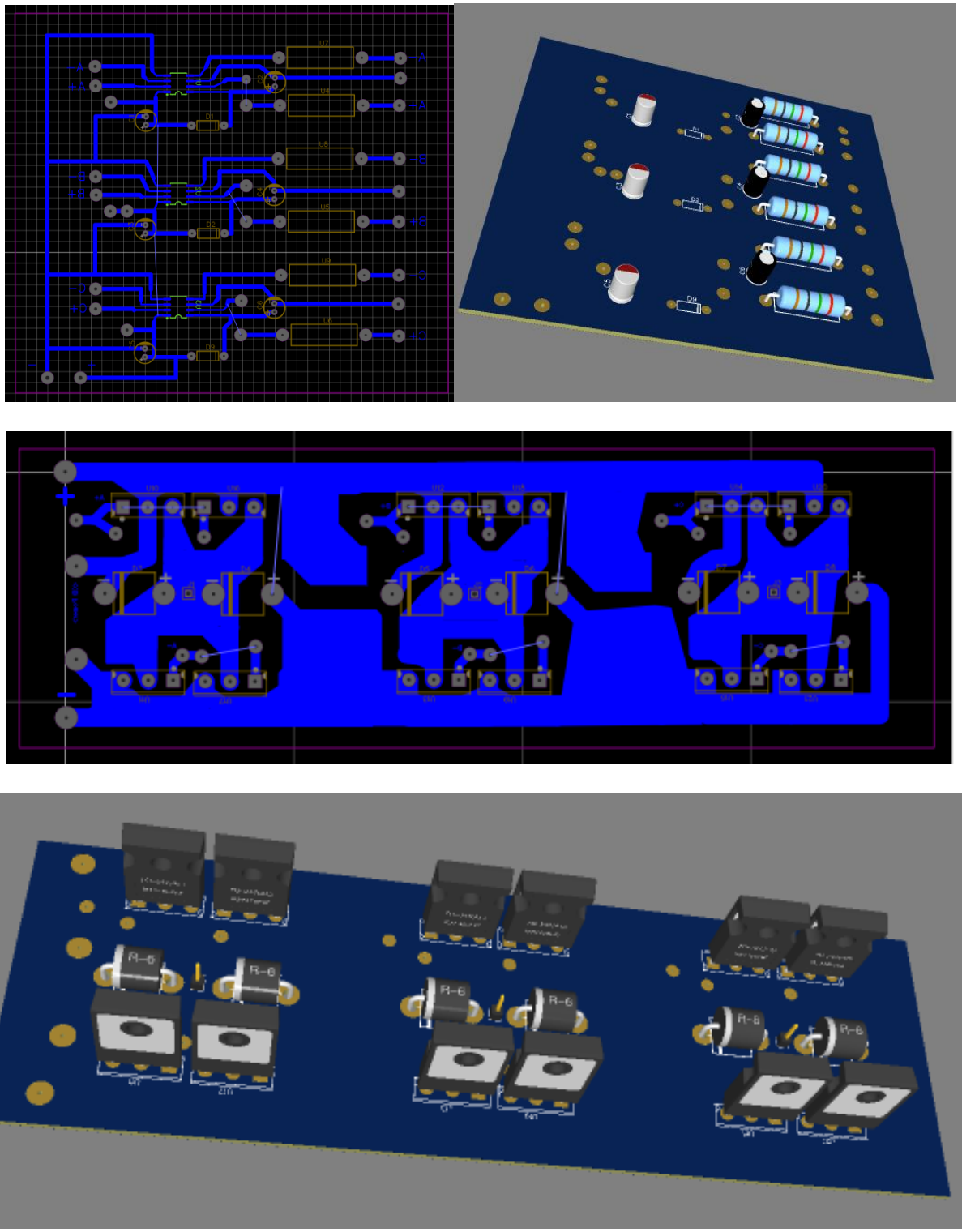


Рисунок 3 – Макет друкованої плати та її попередній вигляд

Виготовлення друкованих плат за розробленими схемами було можливим за допомогою засобів програмного забезпечення (EasyEDA) шляхом автоматичної підготовки та відправки відповідного пакету файлів, але було втілене у вигляді методики використання фоторезистної плівки з ультрафіолетовим засвічуванням з подальшим травленням у розчині хлорида заліза.

Загальний вигляд модулів стенда представлено на рисунку 4.

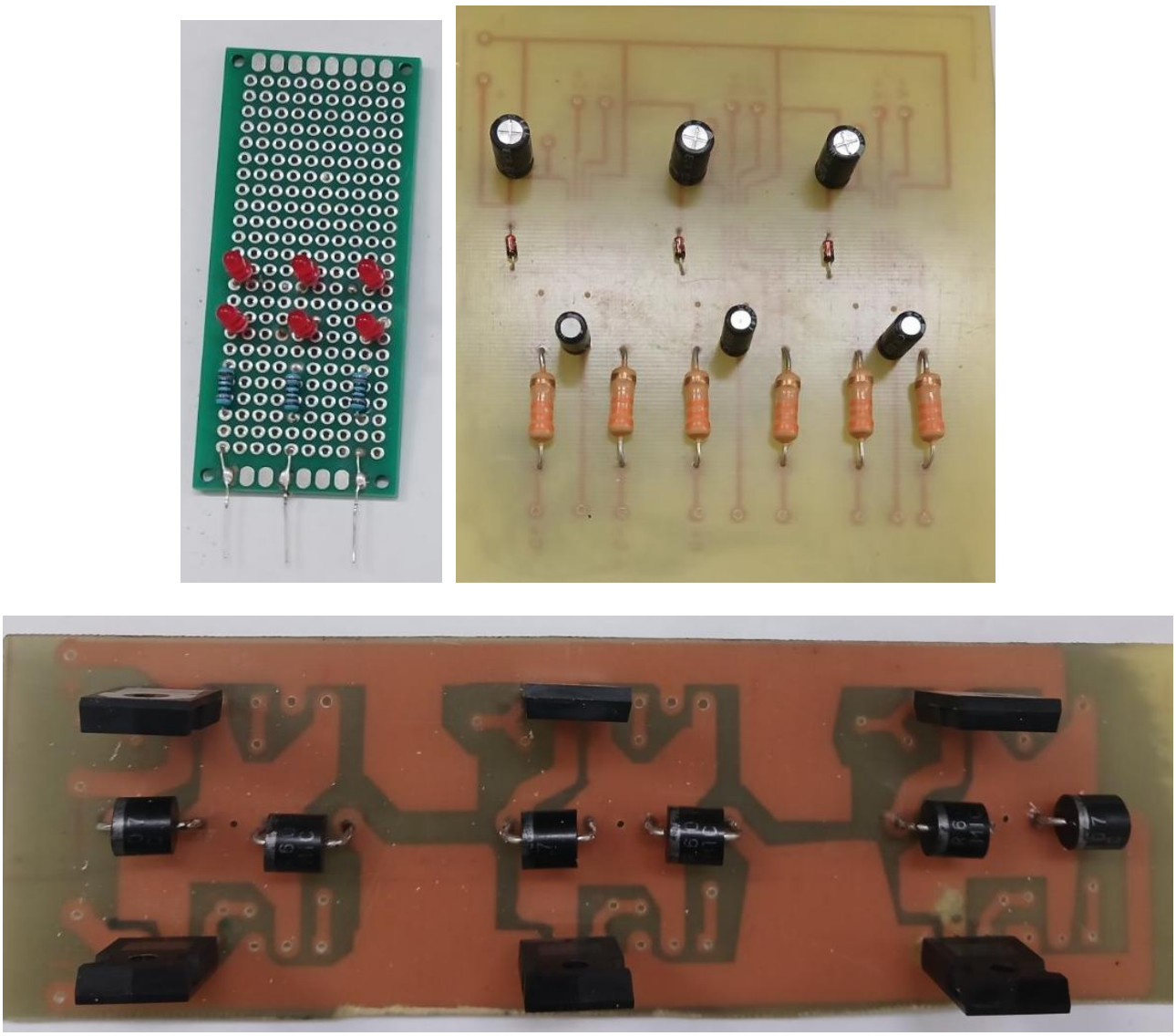


Рисунок 4 – Загальний вигляд виготовлених друкованих плат з установленими компонентами

Висновки

Розроблений стенд дає можливість проводити дослідження режимів та параметрів роботи трифазних безщіткових двигунів в умовах навчального процесу.

Література

Jian Zhao/Yangwei Yu (2011). Brushless DC Motor Fundamentals Application Note. MPS https://www.academia.edu/22322978/Brushless_DC_Motor_ Fundamentals_Application_Note

Farzin Asadi (2022). Electric Circuit Analysis with EasyEDA. Synthesis Lectures on Engineering, Science, and Technology (SLEST). https://doi.org/10.1007/978-3-031-00292-2

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОПЕРЕНОСУ В ҐРУНТІ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ГЕОТЕРМАЛЬНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

Протектор Денис Олегович, доктор філософії, доцент кафедри інформаційних технологій в фізико-енергетичних системах, Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна, e-mail: d.protector@karazin.ua, ORCID: 0000-0003-3323-7058
Топонен Дар'я Олександрівна, студентка, Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна, e-mail: toponendasha1509@gmail.com
Гарячевська Ірина Василівна, кандидат технічних наук, доцент кафедри інформаційних технологій в фізико-енергетичних системах, Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна, e-mail: i.garyachevskaya@karazin.ua, ORCID: 0000-0002-4630-9519
Кокодій Микола Григорович, доктор фізико-математичних наук, професор кафедри інформаційних технологій в фізико-енергетичних системах, Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна, e-mail: mkokodiy@karazin.ua, ORCID: 0000-0003-1325-4563

Удосконалення та розвиток технологій енергозбереження дає змогу відмовитися або значно скоротити використання вуглеводневої сировини. Одним із напрямів розвитку відновлювальних джерел енергії є геотермальні теплові насоси. Геотермальний тепловий насос – це пристрій, який використовує низькопотенційну теплову енергію ґрунту для обігріву або охолодження будинку.

Актуальність використання геотермальних теплових насосів зумовлена низкою чинників. По-перше, зростаюча вартість енергоресурсів та постійний тиск на зменшення викидів CO_2 в атмосферу змушують більшість країн шукати енергоефективні та екологічно чисті рішення для опалення та охолодження приміщень. По-друге, розвиток технологій у сфері геотермальних систем дозволяє знижувати вартість встановлення та експлуатації геотермальних теплових насосів. Це робить їх більш доступними для широкого кола споживачів і сприяє їх широкому поширенню. По-третє, геотермальні теплові насоси відзначаються високою надійністю та довговічністю, що робить їх привабливими в інвестиційному плані. Можливість отримання стабільного та ефективного джерела тепла протягом тривалого часу робить ці системи вигідними як для приватних, так і для комерційних об'єктів.

Принцип дії геотермального теплового насоса полягає в наступному (Рис. 1). Теплоносій (антифриз, пропіленгліколь або етиленгліколь), який за допомогою циркуляційного насоса, циркулює по ґрунтовому колектору, поглинає низькопотенційне тепло ґрунту. Ця теплова енергія передається холодоагенту з дуже низькою температурою закипання, який у випаровувачі перетворюється на пару. Компресор стискає пару, яка утворилася, що призводить до підвищення її температури. Далі холодоагент потрапляє в конденсатор, де він

охолоджується і конденсується. Через дросельний клапан холодоагент потрапляє назад у випаровувач, і цикл повторюється знову.

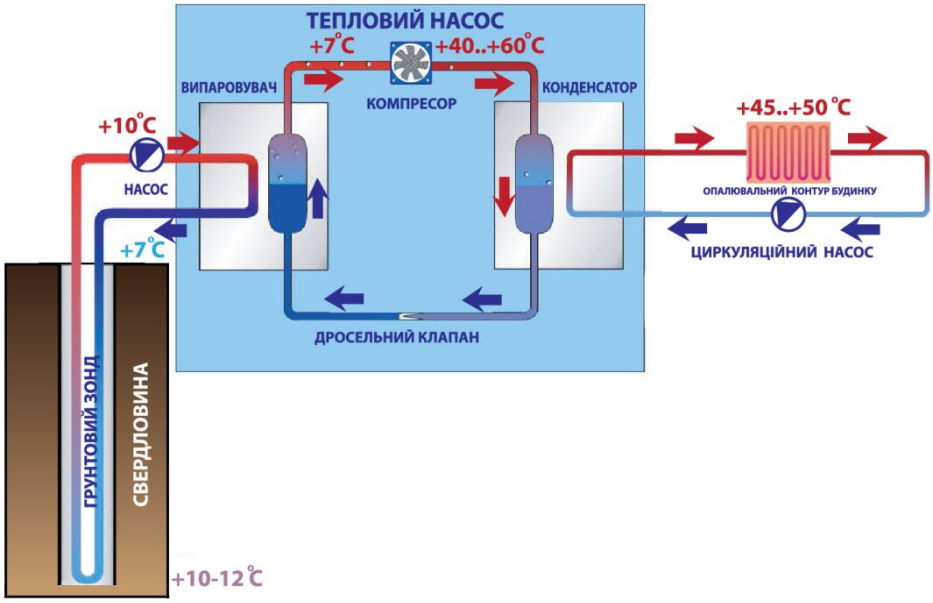


Рисунок 1 – Схема роботи геотремального теплового насоса

В процесі роботи геотермального теплового насоса відбувається теплообмін між ґрунтовим колектором і ґрунтом, який прилягає до нього. Перепади температури ґрунту поблизу колектора, а саме його надмірне охолодження або нагрівання, негативно впливає на роботу геотермального теплового насоса. У зв'язку з чим, актуальним і перспективним завданням є дослідження теплових процесів, які протікають в ґрунті при використання геотермальних теплових насосів для подальшої оптимізації конструкції теплообмінників.

Метою даної роботи є моделювання нестаціонарних теплових процесів, які протікають в ґрунті при використанні геотермальних теплових насосів з різними схемами укладання ґрунтового колектора.

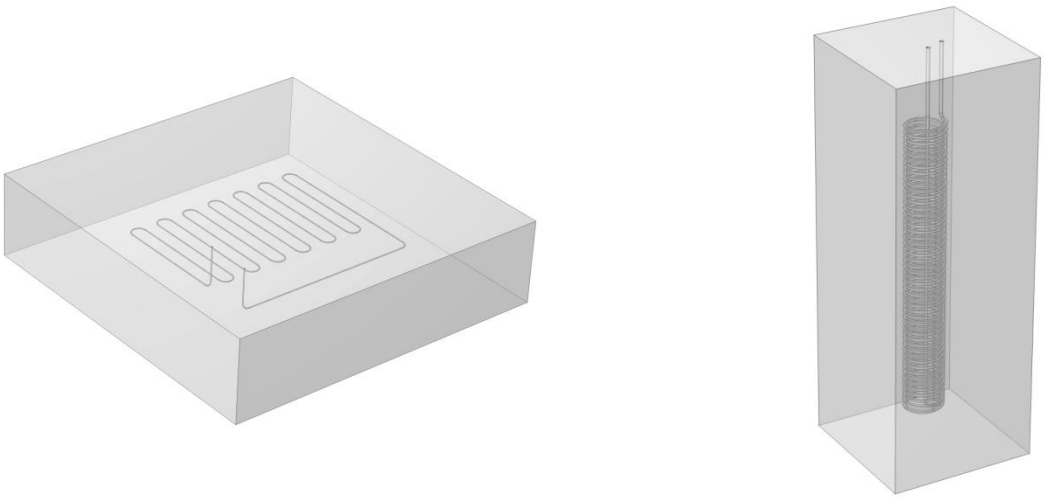
В роботі розглядається дві схеми укладання ґрунтового колектора: горизонтальний та спіральний. Геометрична область крайової задачі, яка являє собою ґрунтовий масив, в обох випадках, має форму прямокутного паралелепіпеда (Рис. 2).

На глибині h розглянутої області розташовується ґрунтовий колектор з циркулюючим теплоносієм (див. Рис. 2). Глибина залягання горизонтального колектора становить 2 м, а глибина залягання спірального колектора – 1 м.

Розміри геометричної області крайової задачі обираються таким чином, щоб процеси теплопереносу між колектором і ґрунтом мінімально впливали на температуру на границях розрахункової області. У випадку горизонтального колектора розміри геометричної області крайової задачі становлять $16\times16\times4$ м, у випадку спірального колектора – $2\times2\times5.5$ м.

Фізичні характеристики ґрунту: щільність $\rho=1700$ кг/м^3; теплопровідність $k=1$ Вт/(м×К); питома теплоємність при постійному тиску $c_p=2010$ Дж/(кг×К).

У випадку горизонтального колектора температура ґрунту обиралась однаковою і становила 8 °С. У випадку спірального колектора температура ґрунту змінювалась лінійно вздовж координатної осі z в діапазоні від 0 °С (на поверхні ґрунту) до 10 °С (на глибині 5.5 м).



(*а*) (*б*)

Рисунок 2 – Візуалізація геометричної області крайової задачі:
(*а*) – горизонтальний колектор, (*б*) – спіральний колектор

Геометричні розміри ґрунтового колектора: довжина колектора – 111 м, діаметр труби – 0.05 м. Температура теплоносія на вході в ґрунтовий колектор становить 1 °С, а на виході становить 6 °С.

Рівняння нестаціонарної теплопровідності для твердих тіл має наступний вигляд [1]:

$$\rho c_p \frac{\partial u}{\partial t} = \operatorname{div}\left(k \operatorname{grad}\left(u\right)\right), \tag{1}$$

де ρ – щільність; c_p – питома теплоємність при постійному тиску; $u = u\left(x, y, z, t\right)$ – температура; k – коефіцієнт теплопровідності.

Для його розв’язання на поверхні ґрунтового масиву повинні бути задані граничні умови. Оскільки межі ґрунтового масиву, в обох випадках, віддалені від ґрунтового колектора, то граничні умови на них можуть наближено вважатися умовами теплоізоляції:

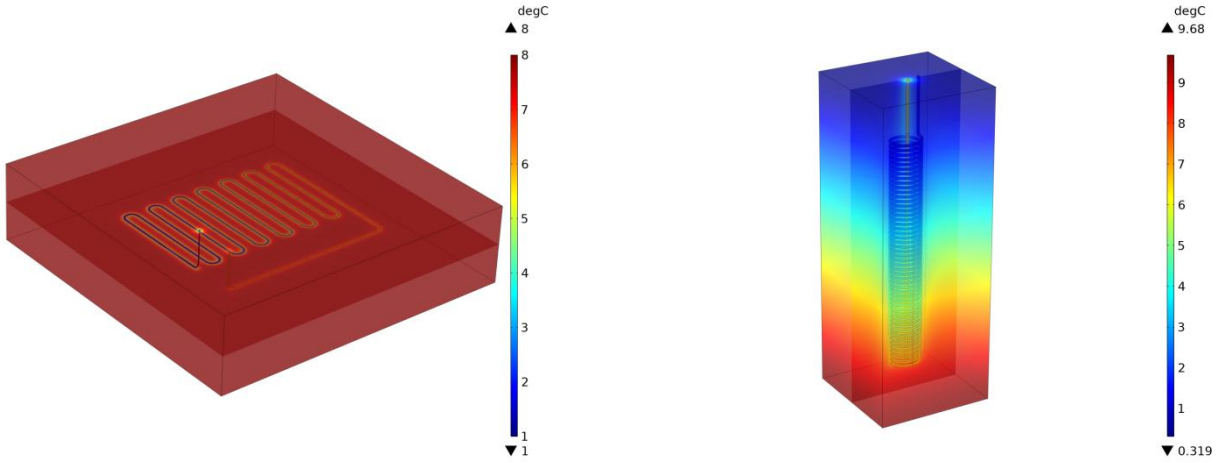
$$\frac{\partial u}{\partial n} = 0. \tag{2}$$

Для числового розв’язання даної крайової задачі використовується метод скінченних елементів [2].

Часовий інтервал, на якому розв’язується задача нестаціонарної теплопровідності, становить 24 години з кроком 6 хвилин.

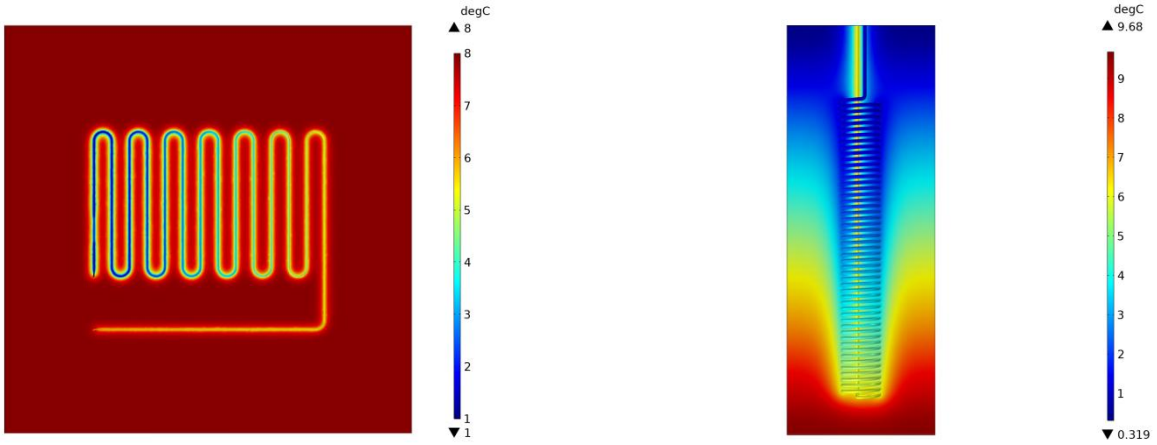
На Рис. 3 представлені результати числових розрахунків розподілу температурного поля в усьому об’ємі ґрунтового масиву в момент часу $t = 24$ год.

На Рис. 4 представлені результати числових розрахунків розподілу температурного поля всередині ґрунтового масиву в момент часу $t = 24$ год.



(*а*) (*б*)

Рисунок 3 – Візуалізація розподілу температурного поля в усьому об’ємі ґрунтового масиву в момент часу $t = 24$ год.: (*а*) – горизонтальний колектор, (*б*) – спіральний колектор



(*а*) (*б*)

Рисунок 4 – Візуалізація розподілу температурного поля всередині ґрунту в момент часу $t = 24$ год.: (*а*) – горизонтальний колектор, (*б*) – спіральний колектор

Висновки

В роботі представлені результати моделювання теплових процесів в ґрунті, які виникають при використанні геотермальних теплових насосів з різними схемами укладання ґрунтового колектора. Визначено розподіл температурного поля в ґрунтовому масиві навколо горизонтального та спірального ґрунтового колектора.

Література

1. Protektor, D.O., Kolodyazhny, V.M., Lisin, D.O. and Lisina, O.Yu. (2021). A Meshless Method of Solving Three-Dimensional Nonstationary Heat Conduction Problems in Anisotropic Materials. *Cybernetics and Systems Analysis*. **57**, 470-480. doi: https://doi.org/10.1007/s10559-021-00372-8

2. Reddy J. N. Introduction to the Finite Element Method, 4th ed. New York, 2019. 816 p.

INTELLIGENT ROAD TRANSPORT SYSTEMS

Bazhynov Oleksiy, Professor of the Department of Technical Operation and Service of Vehicles, Kharkiv National Automobile and Highway University,
e-mail: alexey.bazhinov@gmail.com exe ORCID 0000-0002-5755-8553
Kateryna Kravchenko, Department of Transport and Handling Machines, University of Zilina, Zilina, Slovakia,
e-mail: kateryna.kravchenko@fstroj.uniza.sk ORCID 0000-0002-3775-6288

In order to solve transport problems, it is advisable to introduce intelligent systems into the process of controlling the movement of transport in large settlements, the use of which will reduce the level of congestion on highways and increase their capacity, and optimise the use of road transport.

Intelligent systems allow for the creation of conditions for interaction with individual road vehicles or with traffic flow using information and communication technologies, as well as with road transport infrastructure.

Information and communication technologies are used to solve the following tasks: increasing the mobility of people and controlling the transportation of passengers and goods (by collecting, transmitting, processing and receiving information about the traffic process); organizing feedback in global transport systems (based on quantitative assessment of the results of practical observations of traffic flows); controlling the quality of transport services (safety, efficiency and environmental friendliness); expanding opportunities to meet the growing demand for cargo and passenger transportation.

The scope and level of saturation of vehicles with automation components depends on their purpose and the required level of vehicle traffic control and workflow management. The automation system is a complex of sensors and receivers of radiation of various types and ranges that can be installed on almost any wheeled vehicle before it is converted into an unmanned vehicle. The vehicle is controlled based on commands generated from the data of functional systems.

In recent years, the automotive industry has paid great attention to automation. As a rule, this refers to the creation of local automatic systems, such as automatic fuel injection and turbo charging devices, automatic transmissions, anti-lock braking systems, etc. However, the amount of information coming from individual functional

units of the car and from the environment is so large that it often exceeds the driver's ability to analyse this information quickly and, as a result, make appropriate decisions. Therefore, the tasks of automating the control of the vehicle as a whole are becoming increasingly important.

The driver's functions, the automation of which is the most important, include: choosing a route; selecting the optimal fuel consumption mode for the engine and main vehicle components; compliance with traffic rules; timely detection and recognition of road signs and obstacles on the road; monitoring the technical condition of the vehicle.

The peculiarities of the above tasks indicate the need to build vehicle control systems using intelligent algorithms, which make it possible to ensure high speed, comfort and efficiency of movement in a wide range of changes in external traffic conditions, to select optimal routes and modes of movement with automatic adaptation to possible changes in the route task and malfunctions of vehicle units, which ultimately guarantees high quality and safety of traffic control. When building intelligent vehicle traffic control systems, it is promising to use neural networks, which are an effective control channel correction device, as well as multi-agent computing systems capable of providing fundamentally new qualities of adaptation, self-organization and intelligent behavior, implementing, in fact, on-board distributed information systems.

The use of these systems is an urgent need to improve the rest opportunities for drivers, a combination of a lack of available parking spaces and a lack of information about these spaces, which leads to drivers wasting fuel and polluting the environment when looking for parking, or they park in places without suitable parking spaces, using the engine to idle. These systems will therefore have a direct impact on the fuel economy of heavy vehicles.

Connected vehicle technologies, also known as collaborative intelligent transport systems (C-ITS), are rapidly developing across all major automotive companies and original equipment manufacturers. The technology is designed for environmentally friendly driving, which can have an impact on the fuel economy of trucks. The system provides drivers with additional information about their vehicles' performance in real time and recommended speeds, while other auxiliary systems can control vehicle speed to optimise fuel efficiency.

The most important short-term impacts of the introduction of intelligent vehicle systems will primarily be related to safety, fuel consumption and environmental impact.

The main tasks that intelligent systems in road transport should solve are

- determining their own location on the road/terrain;
- monitoring and analysis of the actions of surrounding moving and stationary objects;
- information interaction with the elements of the surrounding road environment, the control centre, and the technical support service;
- observance of the traffic speed regime, lane formation, safe driving distance;
- emergency braking or changing the trajectory to prevent an accident.

Energy-efficient vehicles must be equipped with the latest on-board computers using the latest generation of intelligent systems. List of the main intelligent systems of a modern car: ACC (Adaptive Cruise Control); BreakAssist (Electronic Emergency Braking Assist); EBS (Electronic Braking System); AFS (Active Front Steering System); LDW (Lane Departure Warning System); Blind Spot Monitoring System; Night Vision System; Fixed Object Detection System; CDC (active roll control); ASR (anti-skid system); EDS (electronic differential lock); Adaptive ESP (electronic stability program); Stop&Go (manoeuvring assistance); HAS (hill start assist); maximum speed limiter; driver training system; unified information space.

Intelligent automotive systems are developing in parallel with the development of IT technologies in the world. The main task of designing cars is the ability to update the data of intelligent systems through a single information space.

Conclusion

There is no doubt that the development of intelligent systems in road transport will significantly reduce operating costs in the transport of goods. The effective use of intelligent systems will lead to a significant reduction in travel time. The ability to quickly regulate the speed of traffic in certain areas and inform drivers in a timely manner will help to improve transport and environmental safety. The positive aspects of the introduction of intelligent systems in transport also include the ability to provide emergency rescue and emergency medical assistance in the event of road accidents with severe consequences by calling the relevant special services as soon as possible.

References

Bazhinov, O., Gerlici, J., Kravchenko, O., Haiek, Y., Bazhynova, T., Zaverukha, R., & Kravchenko, K. (2021). Development of a method for evaluating the technical condition of a car's hybrid powertrain. *Symmetry*, *13*(12), 2356.

Bazhynova, T., Kravchenko, O., Barta, D., Haievyi, O., & Pavelcik, V. (2020, October). Neural Network Model of Assessing the Technical Condition of the Power Unit of a Hybrid Vehicle. In *2020 XII International Science-Technical Conference AUTOMOTIVE SAFETY* (pp. 1-7). IEEE.

Garg, T., & Kaur, G. (2023). A systematic review on intelligent transport systems. *Journal of Computational and Cognitive Engineering*, *2*(3), 175-188.

Deng, X., Wang, L., Gui, J., Jiang, P., Chen, X., Zeng, F., & Wan, S. (2023). A review of 6G autonomous intelligent transportation systems: Mechanisms, applications and challenges. *Journal of Systems Architecture*, 102929.

Tian, Y., Li, X., Zhang, H., Zhao, C., Li, B., Wang, X., & Wang, F. Y. (2023). VistaGPT: Generative parallel transformers for vehicles with intelligent systems for transport automation. *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles*.

APPLICATION OF PREDICTIVE CONTROL MODEL IN AUTOMOTIVE SYSTEMS

Bazhynova Tetiana, Software and Function Engineer, AVL GmbH, Austria
e-mail: tatyana2882@gmail.com ORCID 0000-0003-3003-4028

Introduction

In today's world, technology is skyrocketing to new heights and the automotive industry is not left behind. Intelligent vehicle systems are becoming an integral part of our everyday driving experience. They not only ensure safety but also make our driving experience more convenient and connected to the world around us.

In recent years, intelligent systems have become an integral part of modern cars, transforming the transport industry and improving safety and efficiency on the road. One of the leading technologies in this field is the application of Model Predictive Control (MPC) in automotive systems.

Model Predictive Control (MPC) is a control method based on using a mathematical model of a system to predict its future behaviour. In the context of automotive technology, this means using complex models to pre-calculate optimal control parameters based on current and future conditions.

MPC can analyse multiple variables such as speed, engine load, urban driving conditions and predict the optimal engine parameters to maximise fuel efficiency. This reduces fuel consumption and has an impact on the environmental sustainability of vehicles. MPC can be used to optimise the suspension and brake control system in real time. By taking into account vehicle dynamics and road conditions, the system can react quickly to changes, providing a more stable and comfortable driving experience.

By utilising MPC, cruise control can adapt to variable road topography and the movement of vehicles ahead. This improves safety and reduces driver stress.

In electric and hybrid vehicles, MPC is used to optimise the distribution of energy between the electric and conventional systems. This promotes maximum range on a single charge and increases the efficiency of the electric motors.

Efficiency: Predictive model-based control achieves optimal results, resulting in improved efficiency.

Reducing fuel consumption and improving the efficiency of transport systems results in resource savings. Adaptive control and pre-calculations allow systems to respond quickly to changing road conditions, which improves driving safety.

The application of the predictive control model in vehicles is a key step towards smarter, safer and more efficient vehicles. As technology advances, these systems will continue to play an important role in the future of the transport industry.

Electric and hybrid vehicles offer unique opportunities to apply model predictive control (MPC) to optimise efficiency, driving range and overall performance. Here are a few areas where MPC is proving its effectiveness:

MPC in electric and hybrid vehicles can optimise the energy distribution between different energy sources such as the electric motor, the battery and the internal combustion engine in hybrids. MPC algorithms take into account parameters such as the

current battery charge level, energy consumption of different vehicle systems and even journey forecasts to determine the optimal energy distribution over time. MPC can also be applied to optimise the battery charging process. By taking into account time, energy cost, charging station availability and energy demand, the system can predict the optimum charging time and level to meet the driver's needs and minimise costs.

Using MPC, driving modes can be optimised based on driving conditions and driver tasks. For example, the system can predict when it is better to use the electric mode and when it is better to use the internal combustion engine to achieve optimal performance while minimising energy consumption.

MPC can control regenerative braking, which converts the vehicle's kinetic energy into electrical energy to charge the battery. MPC algorithms can predict changes in speed and braking requirements, optimising regeneration levels for maximum efficiency. MPC can also take route topography into account. Based on road gradient and other factors, the system can adapt its energy utilisation strategy to achieve optimal performance on hilly sections.

The application of MPC in electric and hybrid vehicles offers the opportunity to create more efficient and sustainable transport solutions, providing drivers with an optimal driving experience and extending journey lengths. It also contributes to the field of sustainable mobility, where transport solutions are integrated with environmental and energy considerations.

With the emergence of the first prototypes of robot cars, android robots adapted to work conditions impossible for humans, mobile robots - home assistants, robots to ensure the safety of unmanned aerial vehicles, underwater robots, etc., the concept of "robot" is also evolving. Contrary to the current situation, its semantic content is increasingly associated with industrial CNC machines, and it is increasingly correlated with artificial intelligence, which is capable of analysing incoming information, drawing conclusions and implementing behavioural strategies, as well as making optimal decisions in real time in conditions of extreme uncertainty in poorly structured environments.

In this regard, cognitive robots are distinguished, firstly, by an advanced onboard information and measurement system (IMS) containing an excessive number of often duplicating measurement channels, and secondly, by the mathematical apparatus used to process measurement information and implement various behavioural strategies based on the so-called probabilistic approach. Let us give an example of such an approach when solving the general problem of localising a mobile robot in an in deterministic environment.

The value $p(\vec{l}_k|\vec{l}_{k-1}, \vec{u}_{k-1})$ is a motion model, representing the probability that the robot will be in position $\vec{l}_k$ if at time (k-1) it executes the controlling influence $\vec{u}_{k-1}$. In other words, a robot in position $\vec{l}_{k-1}$, can predict its new position $\vec{l}_k$ based on a certain action $\vec{u}_{k-1}$. In most cases, the control is time invariant, so the time reference number is often omitted.

The value $p(\vec{d}_k|\vec{l}_k)$ is the measurement model, which represents the probability that the on-board IMU of a mobile robot at position $\vec{l}_k$ will record the measurement

data $\vec{d}_k$. Like the motion model, the measurement model is often time invariant, so the *k* index can be omitted. However, unlike the probability density of the motion model, the probability of the measurement model is difficult to compute.

The measurement information $\vec{d}_k$ of the on-board IMS is usually used to form a feature vector, which is then used to classify different behavioural strategies of a mobile robot. For example, the measurement data of a video sensor is an array of pixel brightness values of an image focused by an optical system on a light-sensitive matrix. By itself, this information is useless, but the extraction of object contours, pattern recognition in the image, and various geometric measurements in the image allow us to estimate the feature vector $\vec{d}_k = f(\vec{d}_k)$,, where *f* is the operator of transition from the space of all possible measurement results *D* to the feature space *Z*.

When forming a feature vector, the task of selecting the most informative features is to map the original n-dimensional space to a space of smaller dimension *m* < *n* while maintaining the quality of separability of distributions corresponding to different classes. The function $v(\vec{l}_{k|k-1})$ has a maximum at the most likely location of the robot. Assume that the mobile robot has no information about its position after its initialisation, then the initial probability density $v(\vec{l}_0)$ will be uniform. Based on $v(\vec{l}_0)$, the robot calculates the control $\vec{u}_0$ and changes its position according to the transient probability density $p(\vec{l}_1|\vec{l}_0,\vec{u}_0)$. Then, at each time interval (*k*-1), the robot performs an action $\vec{u}_{k-1}$, which changes its position in accordance with the transient probability density $p(\vec{l}_k|\vec{l}_{k-1},\vec{u}_{k-1})$. In addition, it receives information by making relative and absolute measurements and extracts a feature vector $\vec{z} = f(\vec{d})$, which is distributed according to $p(\vec{d}_k|\vec{l}_k)$. The robot updates the degree of confidence in the information it has at each step k to obtain a better estimate of its real position $\vec{l}$. Then (1) the preliminary degree of confidence in the assessment of the position of the robot $\vec{l}_k$ before obtaining new measurement data at the *k*-th step and extracting the feature vector $\vec{z}_k$ from them, the degree of confidence in the assessment of the position of the robot $\vec{l}_k$ using the feature vector $\vec{z}_k$ is calculated by formula (2)

$$v(\vec{l}_{k|k-1}) = p\left(\vec{l}_k\middle|\vec{z}_1,\vec{u}_1,\vec{z}_2,\vec{u}_2,\dots,\vec{z}_{k-1},\vec{u}_{k-1}\right), \quad (1)$$

$$v(\vec{l}_{k|k}) = p\left(\vec{l}_k\middle|\vec{z}_1,\vec{u}_1,\vec{z}_2,\vec{u}_2,\dots,\vec{z}_{k-1},\vec{u}_{k-1},\vec{z}_k\right) \quad (2)$$

According to the theorem of total probability in integral form, the probability of an outcome is equal to the integral of the probabilities of its dependent private outcomes

$$v(\vec{l}_{k|k-1}) = \int_L p\left(\vec{l}_k\middle|\vec{z}_1,\vec{u}_1,\vec{z}_2,\vec{u}_2,\dots,\vec{z}_{k-1},\vec{u}_{k-1}\right)\cdot p\left(\vec{l}_{k-1}\middle|\vec{z}_1,\vec{u}_1,\vec{z}_2,\vec{u}_2,\dots,\vec{z}_{k-1},\vec{u}_{k-1}\right)d\vec{l}_{k-1} \quad (3)$$

This equation for the a priori confidence level of the position estimate *k l* is the integral of the probabilities of transition from position $\vec{l}_{k-1}$ to $\vec{l}_k$, taking into account all previously made measurements (4) multiplied by the probabilities of the robot being in position $\vec{l}_{k-1}$ for all available data up to and including the (*k-1*) -th step

$$p(\vec{l}_k|\vec{l}_{k-1},\vec{z}_1,\vec{u}_1,\vec{z}_2,\vec{u}_2,\dots,\vec{z}_{k-1},\vec{u}_{k-1}) \quad (4)$$

The development of cognitive robotics requires simultaneous improvement of the toolkit. It should better meet the needs of developers in terms of scalability, versatility, and a flexible modular approach to building mechatronic systems with an expanding set of configurations supported by each module separately.

Conclusion

Intelligent systems in cars are actively contributing to improved safety. Technologies such as collision avoidance systems, tyre pressure sensors, and rearview cameras significantly reduce the risk of accidents and provide extra pairs of eyes in blind spots. Intelligent systems are also stepping forward towards automated driving. These include cruise control management systems, auto parking, and even technologies that allow the car to adapt to the current road conditions. This not only reduces the driver's workload, but also improves driving efficiency. Modern car systems offer the opportunity to personalise the driving experience. Navigation, entertainment systems and even seat settings can be tailored to the preferences of the individual driver. This creates a unique and comfortable automotive experience for each owner.

In conclusion, intelligent systems in cars are an integral part of the modern automotive industry. They have made driving safer, more convenient and more connected to the world around us. Guiding the future, these technologies will continue to evolve, opening up new perspectives for car owners and shaping the face of the automotive industry in the years to come.

References

Jalali, M., Hashemi, E., Khajepour, A., Chen, S. K., & Litkouhi, B. (2017). Integrated model predictive control and velocity estimation of electric vehicles. *Mechatronics*, *46*, 84-100.

Sun, X., Fu, J., Yang, H., Xie, M., & Liu, J. (2023). An energy management strategy for plug-in hybrid electric vehicles based on deep learning and improved model predictive control. *Energy*, *269*, 126772.

Wang Y. et al. Model predictive control-based longitudinal control for autonomous electric vehicle with changing mass //Asian Journal of Control. – 2023. – Т. 25. – №. 2. – С. 1297-1309.

Bazhinov, O., Gerlici, J., Kravchenko, O., Haiek, Y., Bazhynova, T., Zaverukha, R., & Kravchenko, K. (2021). Development of a method for evaluating the technical condition of a car's hybrid powertrain. *Symmetry*, *13*(12), 2356.

Kalinin, Y.; Klets, D.; Shuliak, M.; Kholodov, A. Information System for Controlling Transport-Technological Unit with Variable Mass. In Proceedings of the 16th International Conference on ICT in Education, Research and Industrial Applications, Kharkiv, Ukraine, 6–10 October 2020; Volume 2732, pp. 303–312.

Секція 11. ЕКОЛОГІЗАЦІЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ. ЕНЕРГЕТИКА І НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ. ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ (GREENING OF ENERGY SYSTEMS. ENERGY AND THE ENVIRONMENT. ENERGY-SAVING TECHNOLOGIES)

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГОГЕНЕРУЮЧИХ ПЛИТОК РІЗНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

Аргун Щасяна Валіковна, докт. техн. наук, професор каф. Автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет (Україна); leading visiting researcher, Riga Technical University, (Latvia), e-mail: shchasiana@khadi.kharkov.ua, ORCID: 0000-0001-6098-8661
Гнатов Андрій Вікторович, докт. техн. наук, зав. каф. Автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет (Україна),
e-mail: kalifus@khadi.kharkov.ua, ORCID: 0000-0003-0932-8849
Сохін Павло Андрійович, аспірант каф. Автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет (Україна),
e-mail: info@elektrocar.com.ua, ORCID: 0000-0002-2823-2239
Hnatova Hanna, Special Scientist, KIOS Research and innovation Center of excellenve, University of Cyprus (Cyprus), e-mail: hannahnatova@gmail.com
Kunicina Nadezhda, doctor of Technical Sciences, professor, Institute of Industrial Electronics and Electrical Engineering, Faculty of Computer Science, Information Technology and Energy, Riga Technical University, (Latvia), e-mail: Nadezda.Kunicina@rtu.lv

У останні роки у світі спостерігається значний інтерес до досліджень і розробок у сфері використання відновлюваних джерел енергії, зокрема, розробки новаторських методів генерації електроенергії. Один із перспективних напрямків цього дослідження – використання енергогенеруючих плиток, які здатні перетворювати механічну енергію в електричну [1–3]. Ефективність таких систем в значній мірі залежить від конструкції мультиплікаторів, що використовуються для підсилення згенерованої енергії. Таким чином, актуальним завданням є подальше вдосконалення цих систем. Тому метою цього дослідження є аналіз енергогенеруючих плит з косозубими та прямозубими мультиплікаторами і проведення порівняльного аналізу цих конструкцій для визначення найбільш ефективного типу мультиплікатора з точки зору здатності генерувати електроенергію.

Енергогенеруюча плитка з косозубими шестернями.

Енергогенеруюча плитка (ЕП), укомплектована косозубими шестернями у своєму мультиплікаторі, є пристроєм, здатним містити різні електромеханічні

модулі для виробництва електроенергії. Ці модулі можуть включати в себе кілька електроприводів, оснащених кроковими двигунами (КД), або кілька електродвигунів, вмонтованих у єдиний електромеханічний блок.

Важливою складовою дослідження є визначення того, яка кількість електродвигунів, розміщених у електромеханічному блоку ЕП, впливає на кількість генерованої електроенергії.

В електромеханічному блоці ЕП присутні два крокові двигуни, які підключені паралельно до електричного навантаження, тобто вони працюють за паралельною схемою для одного навантаження. У дослідженнях, проведених на розробленій ЕП, особлива увага приділяється аналізу електричних характеристик, генерованих кроковими двигунами.

Експериментальне вивчення електромеханічного блоку цієї плитки було здійснено з метою оцінки ефективності використання одного чи двох крокових двигунів у її конструкції. Головна ціль цих експериментів полягала у встановленні доцільності використання двох КД в електромеханічному блоку та вимірюванні кількості електроенергії, що виробляється плиткою при одноразовому натисканні на неї.

В рамках експериментального дослідження були проведені наступні етапи:

– аналіз функціонування електромеханічного блоку енергогенеруючої плитки при з’єднанні з одним кроковим двигуном;

– вивчення роботи електромеханічного блоку при синхронному підключенні двох крокових двигунів.

Для обох сценаріїв було встановлено значення опору навантаження R=18Ω, що дозволило на підставі зібраних даних про напругу та струм провести розрахунок потужності, що розсіюється на опорі.

З метою забезпечення високої точності результатів, експериментальні випробування були структуровані у 100 серій, кожна з яких містила 30 активацій енергогенеруючої плитки. У дослідженні брало участь 10 осіб із масою тіла в діапазоні від 50 до 90 кг. Частота та швидкість рухів були налаштовані для відтворення звичайного ритму ходьби зі швидкістю 5 км/год.

В процесі експерименту кожен крок ініціював генерацію двох імпульсів напруги: перший імпульс реєструвався при натисканні на верхню кришку генератора вниз під дією зовнішнього тиску, а другий – при поверненні кришки до вихідного положення за допомогою пружин.

Аналіз роботи енергогенеруючої плитки з мультиплікатором на основі косозубих зубчатих коліс виявив низьку ефективність генерації електроенергії, що, ймовірно, обумовлено використанням саме такого типу мультиплікатора. Відтак, з метою оптимізації ефективності енергогенерації було спроектовано та розроблено мультиплікатор з прямозубими зубчатими колесами.

Мультиплікатор з прямозубим типом зубчатих коліс.

На основі концепції енергогенеруючої плитки та розробки мультиполікатора із прямозубими зубчатими колесами було створено експериментальний

прототип. Дизайн енергогенеруючої плитки дозволяє проводити детальне дослідження ефективності кожного крокового двигуна окремо, а також їх спільної роботи в паралельному режимі для генерації електроенергії.

Основною метою експериментальної роботи є оцінка доцільності використання двох крокових двигунів у якості генераторів електроенергії в електромашинному вузлі, а також вимірювання кількості електроенергії, генерованої енергогенеруючою плиткою та мультиплікатором з прямозубими зубчатими колесами за один крок.

Задачі та умови експериментального дослідження включають:

– вивчення можливості генерації електроенергії енергогенеруючою плиткою та мультиплікатором з прямозубими зубчатими колесами при інтеграції одного крокового двигуна в електромашинний вузол;

– аналіз здатності до генерації електроенергії при паралельній роботі двох крокових двигунів в електромашинному вузлі.

– оцінка обсягу електроенергії, виробленої енергогенеруючою плиткою та мультиплікатором з прямозубими зубчатими колесами, за один крок в обох напрямках руху.

Опір шунтування залишався незмінним, як і в попередніх випробуваннях, становлячи R = 18 Ом. Використання вольтметра V дозволило виміряти напругу на шунтуючому опорі R і, відповідно, розрахувати струм навантаження. На основі цих даних було обчислено електричну потужність, що розсіюється на даному опорі.

Експериментальні умови для випробувань енергогенеруючої плитки та мультиплікатора з прямозубими зубчатими колесами повністю відповідали параметрам, встановленим при аналізі плитки з мультиплікатором косозубого типу.

Аналіз результатів експериментів виявив, що при прямому та зворотному русі одних і тих же осіб енергогенеруюча плитка виробляє різні обсяги електроенергії. Заміна косозубих зубчатих коліс на прямозубі в мультиплікаторі призвела до очікуваного збільшення генерованої потужності.

Результати, отримані під час генерації електроенергії з використанням мультиплікаторів різних типів, були узагальнені у таблиці 1. В цій таблиці також представлено значення коефіцієнта посилення k, що ілюструє, у скільки разів використання енергогенеруючої плитки з двома кроковими двигунами збільшує генерацію електроенергії порівняно з конфігурацією з одним кроковим двигуном.

Таблиця 1 – Середнє значення генерованої потужності ЕП за один крок з різними типами мультиплікаторів

Тип мультиплікатора	Прямий напрямок			Зворотній напрямок		
	Один КД, Вт	Два КД, Вт	k	Один КД, Вт	Два КД, Вт	k
Косозубий	0,35	0,74	2,11	0,24	0,44	1,83
Прямозубий	0,66	1,07	1,62	0,47	0,65	1,38

Аналіз отриманих даних вказує на значні переваги використання пари крокових двигунів у конструкції електромеханічного вузла енергогенеруючої плитки. Різниця у величинах генерованої електроенергії при різних напрямках руху людей на плитці є результатом конструкційних особливостей пристрою. Характерно, що під час прямого руху енергогенеруюча плитка виробляє більше електроенергії, ніж під час зворотного ходу натискної кришки. Водночас, при зворотному русі реєструється підвищена генерація електроенергії, коли кришка пристрою натискається. Ці відмінності можна пояснити як специфікою конструкції енергогенеруючої плитки, так і особливостями механіки людського ходіння.

Висновки

На основі аналізу даних, отриманих в ході експериментальних досліджень, було встановлено, що інтеграція двох крокових двигунів у електромашинний вузол енергогенеруючої плитки сприяє значному зростанню виробленої електроенергії. Використання косозубих шестерень у мультиплікаторі дозволило збільшити генерацію електроенергії на 47,3% у прямому напрямку та на 54,5% у зворотному, тоді як прямозубі шестерні підвищили ці показники до 61,7% і 72,3% відповідно. В середньому, один крок на ЕП забезпечує генерацію 0,74 Вт електроенергії з косозубими шестернями і 1,07 Вт електроенергії з прямозубими шестернями у прямому напрямку. У зворотному напрямку ці значення становлять 0,44 Вт і 0,65 Вт відповідно.

Такі результати дозволяють визначити потенційну користь від впровадження ЕП у місцях з високою концентрацією людського потоку, таких як транспортні вузли чи громадські простори. Знаючи інтенсивність руху людей, можна розрахувати очікувану кількість електроенергії, що буде вироблена протягом певного періоду часу. Це, у свою чергу, дозволяє планувати не обхідну кількість таких пристроїв для забезпечення потреб у електроенергії окремих об’єктів транспортної інфраструктури, сприяючи таким чином сталому розвитку та ефективному використанню ресурсів.

З огляду на результати досліджень, можна визначити різноманітні застосування енергогенеруючих плиток у сучасному світі. Ці плитки можуть бути використані у місцях з високою пішохідною активністю, таких як вокзали, аеропорти, торгові центри, спортивні арени, університети та школи. Окрім того, вони можуть слугувати важливим елементом для створення "розумних" міст, де енергія людських рухів перетворюється на електрику, що використовується для освітлення, заряджання мобільних пристроїв та живлення малих електронних приладів. Інтеграція такої технології може також знайти застосування у проєктах смарт-енергетики, екологічного транспорту та інших ініціативах зеленої енергетики.

Література

1. Patlins, A., Hnatov, A., Arhun, S. C., Bogdan, D., & Dzyubenko, O. (2019). *Development of an energy generating platform for converting kinetic energy into*

electrical energy using the kinematic synthesis of a three-stage multiplier. *2019-Octob*, 403–408.

2. Hnatov, A., Ribickis, L., Hnatova, H., Arhun, S., Kunicina, N., Merkurjevs, J., Dziubenko, O., Patlins, A., Zabasta, A., & Kunicins, K. (2020). Study of the Operation of the Energy Generating Platform on the Basis of a Multiplier with Spur Gears. *2020 6th IEEE International Energy Conference (ENERGYCon)*, 231–237. https://doi.org/10.1109/ENERGYCon48941.2020.9236460

3. Patlins, A., Hnatov, A., Arhun, S., & Dzyubenko, O. (2019). Design and research of constructive features of paving slabs for power generation by pedestrians. *Transportation Research Procedia*, *40*, 434–441. https://doi.org/10.1016/j.trpro.2019.07.063

ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯ АКУМУЛЬОВАНОЇ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ В ГРУНТІ

Безродний Михайло Костянтинович, докт. техн. наук, професор
Національного технічного університету України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
e-mail: m.bezrodny@kpi.ua, ORCID: 0000-0003-0793-7317
Притула Наталя Олександрівна, канд. техн. наук, доцент,
Національного технічного університету України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
e-mail: prytula.natalia@lll.kpi.ua, ORCID: 0000-0002-3500-5165
Тесленко Олександр Іванович, канд. техн. наук,
старший дослідник, Інституту загальної енергетики НАН України,
e-mail: teslenko1961@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3772-5991
Сліжевський Кирило Дмитрович, студент,
Національного технічного університету України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
e-mail: kirillslizevskij@gmail.com, ORCID: 0009-0000-5127-3971

Енергозбереження нині займає одне з найголовніших місць у національних економічних концепціях та програмах багатьох країн світу [1,2].

Використання теплових насосів (ТН) для здійснення переходу до екологічно чистих та відновлюваних джерел енергії є ефективним та перс пективним методом зменшення споживання паливно-енергетичних ресурсів для опалення будівель. Енергія, яку можна отримати з ґрунту, представляє собою універсальне джерело низькопотенційної теплоти. Це пояснюється тим, що на глибині понад 5 метрів температура ґрунту залишається стабільною протягом року та відповідає середньорічній температурі атмосферного повітря, яка в Україні становить 8...12 °С.

Використання теплоти сонячного випромінювання можливе через безпосереднє вилучення з верхніх шарів ґрунту або за допомогою сонячних колекторів (СК). Ефективність використання сонячної енергії взагалі в будь-яких системах теплопостачання залежить від багатьох факторів і в першу чергу від інтенсивності сонячного випромінювання, яка в свою чергу залежить від географічних і природних умов, пори року та часу світлового дня.

Проведено аналіз середньомісячних в денний час та середньодобових теплових потоків від сонячного випромінювання в залежності від місяця року. Показано, що середньомісячні теплові потоки в денний час взимку не можуть забезпечити режим роботи системи опалення, тим більше, що середні за добу теплові потоки будуть ще нижчі, а рівень теплових потоків в найбільш холодні зимові місяці настільки низький, що ставить під сумнів їх використання в теплонасосних системах опалення. Разом з тим, отримані результати демонструють суттєву різницю в теплових потоках, які можуть бути отримані від сонячного випромінювання в літній і зимовий час для подальшого корисного використання. В зв'язку з цим, зростає зацікавленість у комбінованих системах низькотемпературного опалення, які використовують сонячну енергію та теплоту ґрунту. Одна з таких систем передбачає використання сонячної енергії шляхом її накопичення в літній час в грунтовому акумуляторі теплоти і подальшого використання акумульованої теплоти взимку в теплонасосній системі опалення [3-5]. Принципова схема такої системи представлена на рис. 1.

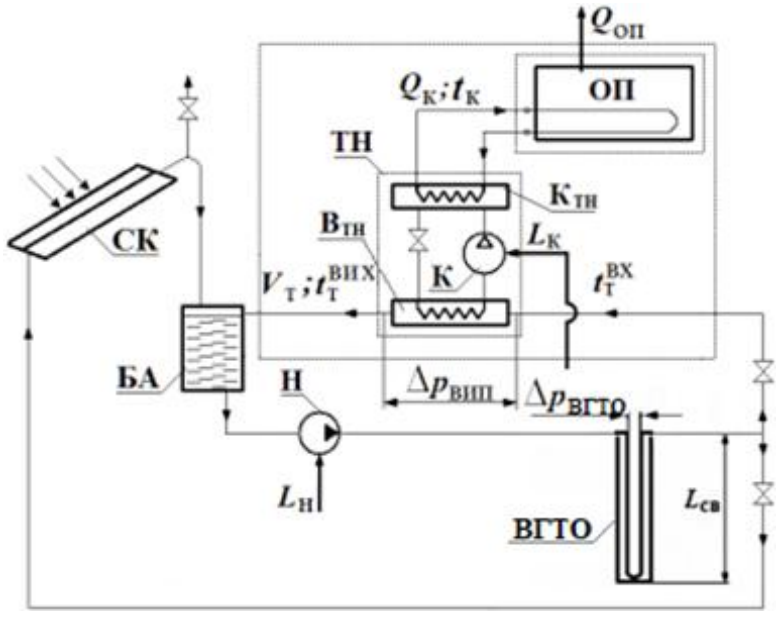


Рисунок 1 – Принципова схема теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення з використанням акумульованої сонячної енергії в ґрунті за допомогою вертикальних ґрунтових теплообмінників: СК – сонячний колектор, БА – бак акумулятор, ВГТО – вертикальний ґрунтовий теплообмінник, $L_{св}$ – глибина свердловини, ОП – опалюване приміщення, ТН – тепловий насос, $К_{тн}$ – конденсатор ТН, $В_{тн}$ – випарник ТН, К – компресор, Н – насос, $L_к$ – робота приводу компресора ТН, $L_н$ – робота приводу насоса

На схемі показано, що літня сонячна інсоляція накопичується у ґрунті через нагрівання теплоносія у сонячному колекторі. У зимовий період ця теплота використовується для опалення будинку за допомогою теплового насосу, забезпечуючи його теплову автономію. Регулюючі органи (зображені на рис. 1) забезпечують перехід від накопичення до використання теплоти. Робота теплонасосної системи опалення будинку розділяється на два періоди: накопичення сонячної енергії у ґрунті протягом теплих місяців (квітень – вересень) та використання цієї теплоти в опалювальний сезон (жовтень – березень) за допомогою теплового насосу у поєднанні з вертикальним ґрунтовим теплообмінником.

Проведено термодинамічний аналіз наведеної схеми з метою визначення оптимальних умов роботи системи в режимі опалення для забезпечення мінімальних сумарних затрат зовнішньої енергії на роботу системи. Як показник термодинамічної ефективності обрано величину сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС водяного опалення, яка являє собою відношення затраченої зовнішньої енергії на привід компресора ТН і насосу нижнього контуру на одиницю отриманої теплоти для задоволення потреб опалення та може бути записана у вигляді

$$l_{\text{оп}} = \left(L_{\text{к}} + L_{\text{н}}\right) / Q_{\text{к}} \ . \qquad (1)$$

Подальший аналіз рівняння (1) з використанням відповідних виразів для визначення роботи компресора, насоса та кількості теплоти, відданої конденсатором ТН в систему опалення, дозволив після ряду математичних перетворень отримати рівняння (2) для визначення питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення

$$l_{\text{оп}} = \frac{1}{\varphi}\left[1 + \frac{\Delta p_{\text{вип}}(\varphi - 1)\pi d_{\text{вн}}^2 w}{4 q_{\text{г}} \text{L}_{\text{св}} \eta_{\text{н}} \eta_{\text{пр}}} + \frac{\lambda w^3 (\varphi - 1)\pi d_{\text{вн}} \rho_{\text{т}}}{4 q_{\text{г}} \eta_{\text{н}} \eta_{\text{пр}}}\right], \qquad (2)$$

де φ – коефіцієнт перетворення ТН; $\text{L}_{\text{св}}$ – глибина свердловини; $d_{\text{вн}}$ – діаметр труби грунтового теплообмінника; $\eta_{\text{н}}, \eta_{\text{пр}}$ – ККД насосу і його приводу, $q_{\text{г}}$ – питомий тепловий потік, віднесений до 1 м свердловини, в конкретному місяці опалювального сезону при різних значеннях швидкості теплоносія [5]; w – швидкість теплоносія в теплообміннику.

Числовий аналіз рівняння (2) з урахуванням зміни величини $q_{\text{г}}$ в ґрунтовому акумуляторі протягом опалювального сезону за даними роботи [5, 6] дозволив отримати оптимальні значення швидкості теплоносія в нижньому контурі ТН, а також залежність цієї величини від місяця опалювального періоду, що представлена на рис. 2.

За дотримання цих оптимальних умов роботи системи на рисунку 3 побудовано залежності мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії $l_{\text{оп}}$ від місяця опалювального сезону.

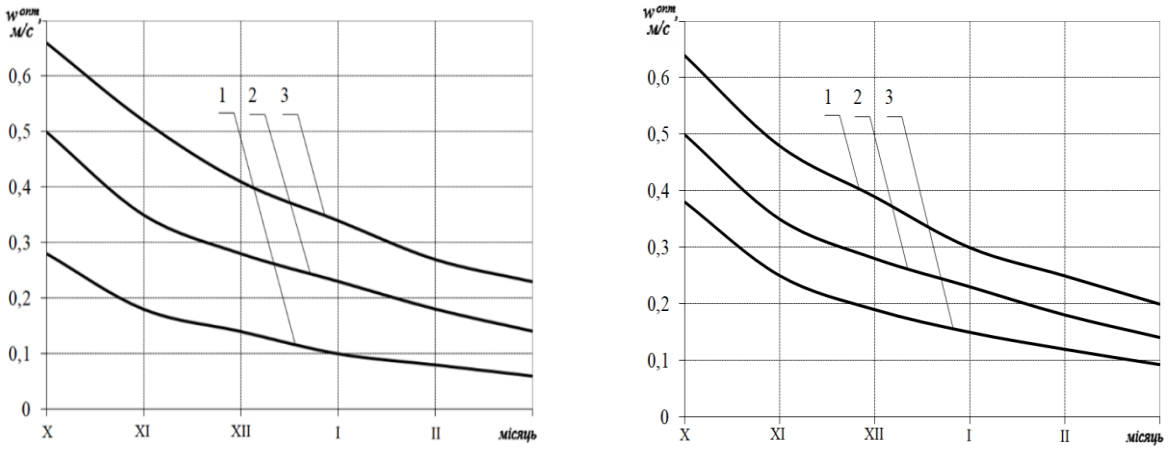


Рисунок 2 – Залежність оптимальної швидкості теплоносія від місяця опалювального періоду: а) dвн = 0,032 м; 1-3 – $L_{св}$=20, 50, 100 м;
б) $L_{св}$=50 м; 1-3 – $d_{вн}$= 0,025, 0,032, 0,040 м.

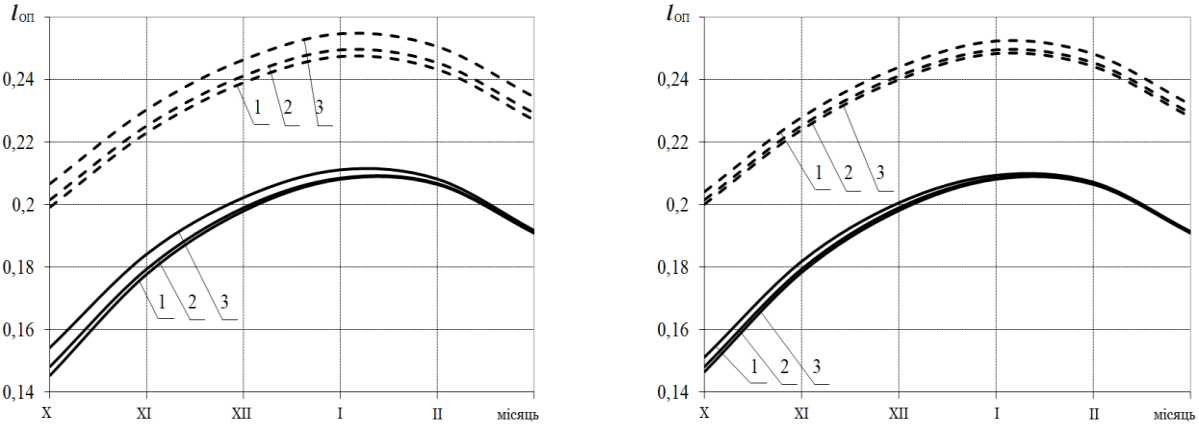


Рисунок 3 – Залежність мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від місяця опалювального період: суцільна лінія – з акумулювання сонячної енергії в літній період; штрих пунктирна лінія – природна теплота ґрунту, що використовується у вертикальному ґрунтовому теплообміннику: а) dвн = 0,032 м; 1-3 – $L_{св}$=20, 50, 100 м; б) $L_{св}$=50 м; 1-3 – $d_{вн}$= 0,025, 0,032, 0,040 м.

З рис. 3 видно, що енергоефективність досліджуваної системи опалення майже не змінюється в оптимальних умовах роботи, незалежно від геометричних параметрів ґрунтового теплообмінника. Порівняння отриманих даних з даними для систем опалення з використанням лише природної теплоти ґрунту за допомогою ВГТО показує, що система з використанням акумульованої сонячної енергії виявляється значно ефективнішою з енергетичної точки зору (на 20-40%).

Однак ця система має інші переваги, включаючи покращення роботи теплонасосної системи протягом опалювального періоду та на довгостроковій основі, захищаючи ґрунтовий масив від теплового виснаження.

Висновки

Аналіз сонячного випромінювання в Україні показує, що пряме використання сонячної енергії в теплонасосних системах опалення є неефективним. Однак, сонячна енергія може бути успішно використана в зимовий період шляхом акумуляції її в літній період у ґрунтових акумуляторах теплоти і подальшого використання взимку в теплових насосах. Така система є енергоефективною.

Термодинамічний аналіз показав оптимальні умови роботи, забезпечуючи мінімальні витрати енергії на роботу теплонасосної системи опалення загалом. Ці результати можуть бути основою для розробки ефективних теплонасосних систем теплопостачання з використанням сонячної енергії.

Література

Енергетична стратегія України на період до 2035 р. Схвалена розпорядженням Кабінету Міністрів України від 18.08.2017 № 605-р. URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/605-2017-p#Text

European Commission (2022), REPowerEU Plan [Електронний ресурс] // Режим доступу – https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/HTML/? uri= CELEX:52022DC0230&from=EN

Tian Yuan, Mingzhi Yu, Yudong Mao, Ping Cui, Wenke Zhang, Zhaoyi Zhuan g Study on long-term operation characteristics of the medium-deep ground source heat pump system with solar heat storage // Applied Thermal Engineering Volume 241, 15 March 2024, 122345. https://doi.org/10.1016 /j.applthermaleng.2024.122345

E. Penrod, K. Prasanna Design of a flat-plate collector for a solar earth heat pump // Solar Energy Volume 6, Issue 1, January–March 1962, Pages 9-22. https://doi.org/10.1016/0038-092X(62)90093-2

Бєляєва Т.Г. Теплообмін у системі “U-подібний теплообмінник – ґрунт” у процесах акумулювання та вилучення теплоти / Т. Г. Бєляєва // Пром. теплотехніка. – 2013. – № 1. – С. 72–79.

Безродний М.К., Притула Н.О. Енергоефективність теплонасосних схем опалення, вентиляції і кондиціювання / М.К. Безродний, Н.О. Притула. Київ: КПІ імені Ігоря Сікорського, Вид. "Політехніка", 2023. – 528 с.

ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОННИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ З МЕТОЮ КООРДИНАЦІЇ ПОТОКІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ У МІСТАХ

Горбачов Петро Федорович, докт. техн. наук, професор, зав. каф. ТСЛ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: gorbachov.pf@gmail.com, ORCID: 0000-0002-8180-4072
Любий Євген Володимирович, канд. техн. наук, доцент, доц. каф. ТСЛ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: lion_khadi@ukr.net
Литвиненко Іван Володимирович, аспірант,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: ivl.khadi@gmail.com
Алексін Максим Сергійович, студент,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: aleksin2001@ukr.net

Кінцевою метою створення і функціонування транспортних засобів (ТЗ) з силовими енергетичними установками, які використовують традиційні та альтернативні джерела енергії, є задоволення потреб суспільства в переміщеннях вантажів і перевезеннях пасажирів. Технічні властивості двигунів ТЗ є важливим, але не єдиним фактором забезпечення якості транспортного процесу, особливо з точки зору впливу транспорту на навколишнє середовище. Значну роль у транспортному процесі відіграють технічні засоби керування транспортними потоками (ТП), основним з яких можуть вважатися світлофорні об'єкти (СО), які призвані розподіляти час між конкуруючими потоками учасників руху в місцях їх перетину [1], що є особливо актуальним для умов міста. Використання нових електронних засобів при керуванні дорожнім рухом (ДР) є перспективним напрямом розвитку функціонуючих в містах України систем локальних СО, оскільки створює умови для координації руху потоків транспортних засобів у містах, що в свою чергу приводить до скорочення викидів шкідливих речовин силовими енергетичними установками ТЗ.

На сучасному рівні розвитку електроніки та комунікаційних систем альтернативні варіанти удосконалення роботи систем локальних СО, до яких відносяться створення міських центрів управління ДР; використання адаптивних СО і сумісна, скоординована робота суміжних світлофорів, стали набагато більш доступними, ніж у минулому столітті. Міські центри управління ДР зараз вже не вимагають створення коштовних і технічно складних комунікаційних мереж між ними та окремими СО, зв'язок між ними організовується у бездротовий спосіб з використанням GSM мереж, а інформація про поточний стан руху на перехрестях надходить до центрів у різних форматах через мережу Internet. Але низький рівень методичного забезпечення централізованого керування ДР призводить до того, що їх вплив на швидкість ТП практично повністю залежить від мотивації і професійного рівня працівників таких

центрів, що не може вважатися цілком прийнятним, тим паче, що для формування і реалізації заходів тут зазвичай використовується метод спроб і помилок, який супроводжується негативними наслідками для учасників руху під час реалізації помилкових дій.

У найменшому ступені технічний прогрес останніх десятиліть торкнувся адаптивних СО, працюючих в залежності від конкретної транспортної ситуації в режимі «vechicle actuated». Такі світлофори добре працюють в ізольованому режимі з невисоким навантаженням на них, що не є характерною для українських міст ситуацією. Прогрес тут полягає хиба що в появі нових типів датчиків руху, які дозволяють дещо покращити точність оцінки транспортних і пішохідних потоків навколо регульованих перехресть, яке не дозволило ані суттєво знизити вартість адаптивних СО, ані розширити діапазон їхньої продуктивної роботи. Однак при цьому, перетворення систем локальних світлофорів у системи адаптивних СО вважається багатьма спеціалістами першочерговим заходом розвитку інфраструктури керування ТП у містах і, як наслідок, охоче фінансується міжнародними фінансовими установами. Це викликане приблизно однаковою ефективністю адаптації з відомими на цей час прикладами скоординованої роботи СО в різних містах світу і доволі успішним використанням адаптивних світлофорів у розвинених країнах світу, де ці успіхі багато в чому забезпечуються суттєвими обмеженнями у використанні індивідуальних ТЗ з силовими енергетичними установками, що в першу чергу стосується країн Європи.

Поява нових електронних засобів здійснила набагато більший вплив на координацію роботи СО у містах. Це обумовлене появою найбільш доступних за ціною серед усіх нових пристроїв, GPS синхронізаторів часу, якими можливе дообладнання більшості контролерів СО, функціонуючих на сьогодні в Україні. Вони дозволяють, без побудови мереж зв’язку між світлофорами, об’єднати них в єдину систему, яка працює в жорсткому режимі керування. При цьому потенційні можливості координації є набагато більшими, ніж у адаптації, що обумовлене нульовою межею мінімального часу втрат на очікування дозвільного сигналу світлофору і працездатністю таких систем при будь-якому навантаженні. Підтвердженням цьому може слугувати реалізований у Харкові на просп. Науки план координації роботи шести СО від просп. Незалежності до вул. Мінської, який за даними сервісу TomTom [2], дозволив майже на 70% скоротити кількість зупинок і на 30 % час поїздки координованим фрагментом в пікові години доби, при тому, що інтенсивність трафіку на ньому зросла більше ніж у два рази по зрівнянню з аналогічним періодом року до впровадження плану.

Висновок

Найбільш перспективним варіантом розвитку систем локальних світлофорів у містах є координація роботи суміжних світлофорів за допомогою GPS синхронізаторів часу, які можуть встановлюватися практично на всі сучасні контролери. Вона дозволяє досягти високої ефективності і екологічності процесу руху ТЗ з силовими енергетичними установками в містах.

Література

1. Шевченко В. В. Визначення раціональних параметрів координованого управління дорожнім рухом на міських магістралях : дис. … докт. філ. : 275.03 Харків, 2023. 224 с.

2. URL: https://corporate.tomtom.com/static-files/8fd1d5d2-0ecb-47b6-97b7-9c8017df91c2. (дата звернення 22.05.2023).

ПОЛІПШЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНІВ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ В РЕЖИМАХ ПОВНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ДОБАВКОЮ ЗАКИСУ АЗОТУ ДО ПОВІТРЯНОГО ЗАРЯДУ

Гутаревич Юрій Феодосійович, д.т.н., професор,
Національний транспортний університет,
e-mail: yugutarevich@gmail.com, ORCID: 0000-0002-4939-4384
Гора Микола Дмитрович, аспірант,
ДП «ДержавтотрансНДІпроект», Київ, Україна,
e-mail: mgora@insat.org.ua, ORCID: 0000-0002-1574-3080

В умовах руху автомобілів, які характеризуються значною кількістю інтенсивних розгонів і гальмувань [1] важливим є підвищення динамічних показників автомобіля, які залежать від максимальних енергетичних показників автомобільного двигуна [2]. Одним з методів підвищення цих показників є добавка закису азоту до повітряного заряду двигунів з іскровим запалюванням. В тезах викладено результати теоретичних досліджень впливу добавки закису азоту на величину середнього індикаторного тиску p_i, який є однією з оцінок енергетичних показників двигуна.

Відома залежність p_i від параметрів робочого циклу і показників роботи двигуна:

$$p_i = \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \frac{\rho'_{\text{пов}}}{l_0} \cdot \eta_v \cdot H_u \,, \qquad (1)$$

де: η_i – індикаторний к.к.д.; α – коефіцієнт надміру повітря; $\rho'_{\text{пов}}$ – густина свіжого заряду на впуску в циліндри з врахуванням добавки закису азоту, кг/м^3; l_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згорання одиниці маси палива, кг/кг; η_v – коефіцієнт наповнення; H_u – нижча теплота згорання палива, МДж/кг.

Прийняли наступну методику проведення теоретичного дослідження впливу добавки закису азоту до повітряного заряду на енергетичні показники двигуна з іскровим запалюванням. З використанням експериментальних даних обґрунтували ті параметри, які є незмінними при використанні добавки, визна-

чили ті параметри, які змінюються при добавці закису азоту різної величини і за формулою (1) розрахували p_i. Так як при визначенні показників двигуна з добавкою закису азоту основні фактори, які впливають на η_i, залишаються незмінними, зокрема основний з них коефіцієнт надміру повітря α = 0,88, відношення $\frac{\eta_i}{\alpha}$ можна вважати незмінним. Його величину визначили за результатами експериментальних досліджень двигуна Opel моделі C30NE, який обладнано системою впорскування бензину, зворотним зв'язком і каталітичним нейтралізатором [3]. За відомими формулами розрахували показники двигуна за роботи по швидкісній зовнішній характеристиці: середнього ефективного тиску $p_e(n)$ (рис. 1) середнього тиску механічних втрат $p_м(n)$ [4], середнього індикаторного тиску $p_i(n)$.

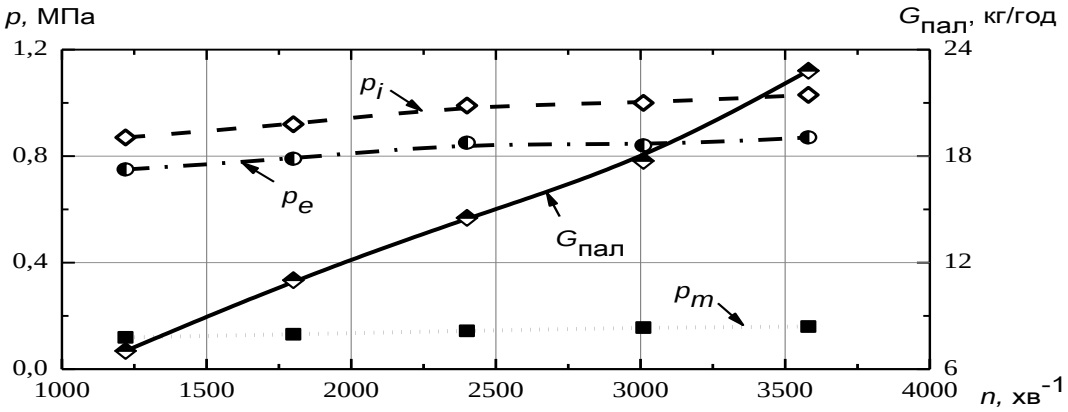


Рисунок 1 – Залежність енергетичних показників робочого циклу і годинної витрати бензину від частоти обертання двигуна 6Ч9,5/6,98 за роботи з повним навантаженням

З використанням експериментальних залежностей годинної витрати бензину $G_{пал}(n)$, коефіцієнту надміру повітря $\alpha(n)$ розрахували залежність $\eta_i(n)$ і $\frac{\eta_i}{\alpha}(\alpha)$ (рис. 2), встановили, що максимальне значення $(\frac{\eta_i}{\alpha})_{макс.}$ = 0,397 має місце при частоті обертання 3000 хв$^{-1}$ і складі бензо-повітряної суміші α = 0,88. Цей режим роботи був прийнятий в подальших розрахунках. В цьому режимі експериментально визначений коефіцієнт наповнення η_v = 0,71. Нижчу теплоту згорання прийняли H_u = 0,88 МДж/кг. Змінними параметрами в формулі (1) є $\rho'_{пов}$ і l_0, величини яких залежать від величини добавки закису азоту до повітря на впуску в циліндри двигуна.

Якщо добавку не використовують, для нормальних технічних умов (p_0 = 1,013 бар, T_0 = 288 К) густину повітря і закису азоту визначали з рівняння стану для ідеального газу

$$\rho = \frac{p_0}{R \cdot T_0}, \qquad (2)$$

де R – газова стала, для повітря $R_{пов}$ = 287 Дж/кг·град, для закису азоту R_{N_2O} = 188,9 Дж/кг·град.

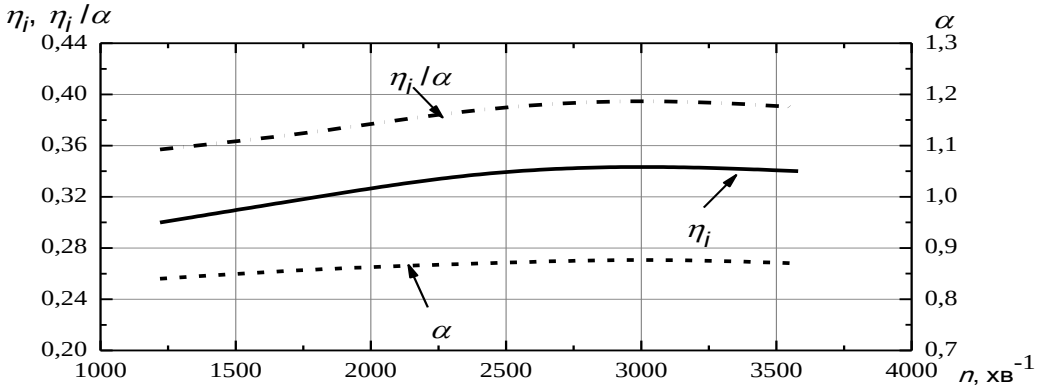


Рисунок 2 – Залежність показників робочого циклу від частоти обертання двигуна 6Ч9,5/6,98 за роботи з повним навантаженням

З використанням формули (2) визначили густину повітря і закису азоту: $\rho_{пов}$ = 1,225 кг/м^3, ρ_{N_2O} = 1,86 кг/м^3. Для об'ємного вмісту закису азоту в повітряному заряді r_{N_2O} = 0 → $\rho'_{пов}$ = 1,225 кг/м^3; для r_{N_2O} = 0,1 (10%) → $\rho'_{пов}$ = 1,29 кг/м^3; для r_{N_2O} = 0,2 (20%) → $\rho'_{пов}$ = 1,35 кг/м^3.

Так як в процесі експериментальних досліджень витрати повітря і закису азоту вимірюють в об'ємних одиницях і склад суміші повітря і закису азоту задають в об'ємних частках або відсотках, необхідно визначити співвідношення між масовими і об'ємними частками

$$g_{пов} = \frac{\mu_i \cdot r_i}{\sum \mu_i \cdot r_i};\ g_{пов} = \frac{28{,}93 \cdot r_{пов}}{28{,}93 \cdot r_{пов} + 44 \cdot r_{N_2O}};\ g_{N_2O} = \frac{44 \cdot r_{N_2O}}{28{,}93 \cdot r_{пов} + 44 \cdot r_{N_2O}}. \quad (3)$$

Для r_{N_2O} = 0 → $g_{пов}$ = 1,0, g_{N_2O} = 0; для r_{N_2O} = 0,1 (10%) → $g_{пов}$ = 0,856, g_{N_2O} = 0,144; для r_{N_2O} = 0,2 (20%) → $g_{пов}$ = 0,725, g_{N_2O} = 0,275.

Теоретичну кількість свіжого заряду – суміші повітря і закису азоту для згорання одиниці маси палива розрахували за залежністю

$$l_0 = \frac{1}{g_{O_2}} \cdot \left(\frac{8}{3}C + 8H - O_2\right), \quad (4)$$

де g_{O_2} – масова частка кисню в суміші (кг/кг); C, H, O_2 – масові частки вуглецю, водню, кисню в паливі (кг/кг). C = 0,855, H = 0,145, O_2 = 0.

Масову частку кисню в суміші розрахували за формулою

$$g_{O_2} = g_{O_{2пов}} \cdot g_{пов} + g_{O_2N_2O} \cdot g_{N_2O}, \quad (5)$$

де $g_{O_{2пов}}$ і $g_{O_2N_2O}$ – масові частки кисню в повітрі, кг/кг ($g_{O_{2пов}}$ = 0,232) та закису азоту ($g_{O_2N_2O}$ = 0,364).

Для $r_{N_2O} = 0 \rightarrow g_{O_{2сум}} = 0{,}232$; для $r_{N_2O} = 0{,}1 \rightarrow g_{O_{2сум}} = 0{,}251$; для $r_{N_2O} = 0{,}2 \rightarrow g_{O_{2сум}} = 0{,}2683$.

За формулою (4) отримали: для $r_{N_2O} = 0 \rightarrow l_0 = 14{,}83$; для $r_{N_2O} = 0{,}1 \rightarrow l_0 = 13{,}7$; для $r_{N_2O} = 0{,}2 \rightarrow l_0 = 12{,}82$.

Відношення $\frac{\rho'_{пов}}{l_0}$, яке входить в формулу (1), в залежності від вмісту закису азоту дорівнює: для $r_{N_2O} = 0 \rightarrow \frac{\rho'_{пов}}{l_0} = 0{,}0826$; для $r_{N_2O} = 0{,}1 \rightarrow \frac{\rho'_{пов}}{l_0} = 0{,}0941$; для $r_{N_2O} = 0{,}2 \rightarrow \frac{\rho'_{пов}}{l_0} = 0{,}1053$.

Розраховані за формулою (1) величини середнього індикаторного тиску, які можна очікувати при різній величині добавки закису азоту (залежність $p_i(r_{N_2O})$), показані на рис. 3.

Для $r_{N_2O} = 0 \rightarrow p_i = 1{,}01$ МПа; для $r_{N_2O} = 0{,}1 \rightarrow p_i$ 1,15 МПа; для $r_{N_2O} = 0{,}2 \rightarrow p_i = =$ 1,29 МПа.

Достовірність проведених розрахунків перевірили співставленням величини p_i при $r_{N_2O} = 0$ з отриманою в експерименті ($p_{iексп}$) за роботи двигуна з частотою 3000 хв$^{-1}$. Для виміряних при вказаній частоті величин крутного моменту ($M_к$ = 201,74 Н·м), моменту механічних втрат ($M_м$ = 37 Н·м), і відповідно розрахованого індикаторного моменту (M_i = 238,7 Н·м) для $r_{N_2O} = 0$ отримали:

$$p_{iексп} = \frac{M_i \cdot \pi \cdot \tau}{V_л} \cdot 10^{-3} = \frac{238{,}7 \cdot 3{,}14 \cdot 4}{3} \cdot 10^{-3} = 0{,}999 \text{ (МПа)} \qquad (6)$$

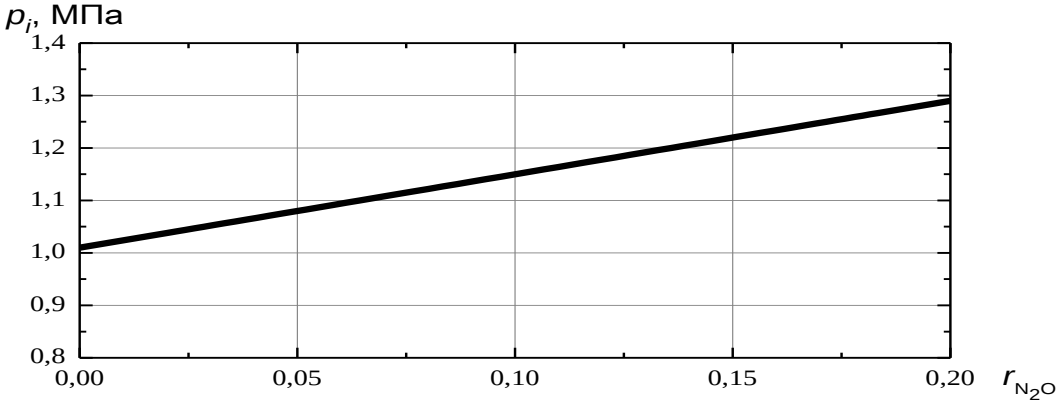


Рисунок 3 – Залежність середнього індикаторного тиску від об’ємного вмісту закису азоту в свіжому заряді двигуна з іскровим запалюванням за роботи на паливо-повітряній суміші при α = 0,88

Розрахована величина p_i і експериментальна $p_{iексп}$ практично співпадають. Таким чином можна очікувати, що добавка закису азоту в кількості

r_{N_2O} = 0,1 об'єм. збільшить енергетичні показники при незмінному складі паливо-повітряної суміші ($\alpha \approx 0{,}88$) в $\frac{1{,}15}{1{,}01} = 1{,}138$ рази, добавка r_{N_2O} = 0,2 об'єм. в $\frac{1{,}29}{1{,}01} = 1{,}277$ рази. Можливість використання таких добавок з точки зору міцності деталей (підвищення тиску і температури) буде визначено експериментально.

Література

Провести дослідження впливу особливостей конструкції нових типів колісних транспортних засобів та сучасних умов експлуатації на споживання палива і мастильних матеріалів з метою вдосконалення чинної системи нормування: звіт про НДР / ДП «ДержавтотрансНДІпроект». – Київ, 2009.

Гаркуша Ю.В. Поліпшення енергетичних показників і паливної економічності бензинового двигуна в режимах повних навантажень: дис.. канд. техн. наук: 05.05.03/ Гаркуша Юхим Володимирович; Нац. транс. ун-т. – К. 2010. – 146 с.

Дядченко В.Л. Покращення паливної економічності багатоциліндрових двигунів з впорскуванням бензину в режимах малих навантажень і холостого ходу: дис.. канд. техн. наук: 05.05.03/ Дядченко Вячеслав Леонідович; Нац. транс. ун-т. – К., 2010. – 172 с.

Сирота О.В. Покращення паливної економічності і екологічних показників багатоциліндрового бензинового двигуна застосуванням комбінованого методу регулювання потужності: дис.. канд. техн. наук: 05.05.03/ Сирота Олександр Вадимович; Нац. транс. ун-т. – К., 2011. – 182 с.

ВПЛИВ АВТОТРАКТОРНОГО ПАРКУ НА НАВКОЛИШНЕ СЕРЕДОВИЩЕ

Лемішко Дар'я Сергіївна, асистент кафедри тракторів,
автомобілів та біоенергоресурсів,
Національний університет біоресурсів та природокористування України,
e-mail: lemishko.dasha@nubip.edu.ua, ORCID: 0009-0008-9539-8627

В даний час у світі налічується близько 1,5 млрд одиниць автотранспортної техніки і її кількість збільшується на 50 млн одиниць на рік. Дана техніка, працюючи в контакті з навколишнім середовищем, піддає її техногенному впливу, що у свою чергу веде до значної зміни природних екологічних систем: ґрунту – розвиток водної та вітрової ерозії, ущільнення та розпилення ґрунту, забруднення пестицидами та мінеральними добривами, зниження гумусу – як наслідок – зменшення врожайності сільсько-господарських культур; водойм – зміна водної фауни та флори, зменшення рибних запасів; атмосфери –

забруднення газами SO_2, N_2O, CO, CO_2, запилення, утворення кислотних дощів, порушення шару озону; біосферу - зникнення до 2000 року 15...20% видів тварин і рослин, головним чином в результаті вирубки лісів, попадання хімікатів у повітря і воду.

Двигуни внутрішнього згоряння, що працюють на продуктах нафтопереробки, мають найбільший антропогенний вплив на навколишнє середовище.

Вихлопні гази двигунів внутрішнього згоряння є джерелом таких органічних токсикантів, як фенентрен, антрацен, флуорантен, пірен, бенз(а)антрацен, хризен, дибензпірилен та ін., що мають сильну канцерогенну активність, а також подразнюють шкіру і слизові оболонки дихальних шляхів.

В даний час найбільша увага приділяється зниженню викидів двоокису вуглецю CO_2, частка якого від усіх речовин, що беруть участь в утворенні парникового ефекту, досягає 50 %.

Не меншу шкоду завдають сполуки свинцю та сірки. Приблизно 50...70% свинцю, що знаходиться в етильованому бензині, виходить в атмосферу у вигляді частинок діаметром менше 1 мкм. Ці частинки проникають в організм людини разом із повітрям через шкіру. З'єднання свинцю дуже отруйні і не виводяться з організму, накопичуючись у ньому. Вони негативно впливають на центральну нервову систему, викликаючи нервові та психічні розлади.

Сірка, що міститься в дизельному паливі у більшій кількості, ніж у бензині, викидається в атмосферу у формі діоксиду сірки (SO_2), який дуже шкідливий для рослин і несприятливо впливає на дихальні шляхи, а також викликає подразнення очей та носоглотки.

Діоксид азоту N_2O також негативно впливає на слизові оболонки очей та носа, а також на нервову систему.

Особливе значення мають викиди бензолу, толуолу, поліциклічних ароматичних вуглеводів (ПАУ) та насамперед бенз(а)пірену $C_{20}H_{12}$. ПАУ належать до канцерогенних речовин, вони не виводяться з організму людини, а зі часом накопичуються в ньому, сприяючи утворенню злоякісних пухлин.

Аналіз механізмів хімічних реакцій, що проходять усередині двигуна при згорянні палива показав, що основною причиною утворення органічних токсикантів є неповне згоряння палива, а саме:

− у процесі згоряння палива метали, з яких складається сплав двигуна, є каталізаторами багатьох хімічних процесів, що призводять до утворення конденсуючих ароматичних сполук та їх похідних;

− утворення сажі при неповному згорянні палива сприяє ароматизації вуглеводнів;

− хімічний склад бензину істотно визначає концентрацію конденсованих сполук, що утворюються.

Крім названих причин слід зазначити також причину дотримання режимних параметрів автотракторної техніки під час роботи та її технічний стан.

На підставі аналізу літературних джерел та досвіду використання автотракторних засобів нами розроблена схема класифікації способів та засобів зниження отруйних речовин у ОГ (рис. 1).

Двигуни внутрішнього згоряння (автомобілів, тракторів) виділяють у навколишнє середовище тепло, відпрацьовані гази, рідкі виділення (паливно змащувальні матеріали та охолоджувальну рідину при ремонті та технічних обслуговуваннях), незручності доставляють також шум, вібрація, ущільнення та розпилювання ґрунту (при роботі тракторів та автомобілів у полі – підвіз насіння та добрив, перевезення урожаю).

Рисунок 1 – Види впливу автотракторного парку на довкілля

Усі виділення при роботі автотракторної техніки впливають безносередньо на людину, тварин і рослини, ґрунт, воду, повітря чи опосередковано через споживання продукції тваринництва тощо.

Способами зниження шкідливого впливу ОГ, які завдають найбільшої шкоди навколишньому середовищу, є: зміна конструкції двигуна (рядність двигуна, турбонаддув та ін.); вдосконалення упорскування палива (розділена система паливоподачі дизеля); зміна властивостей палива (застосування антидимних присадок, біопалива); очищення відпрацьованих газів (сажові фільтри та нейтралізатори); підтримка техніки у справному стані та робота двигунів на оптимальних режимах (усі механізми, вузли, системи та деталі двигунів ходової системи та шасі повинні бути справними). Крім того, проводяться роботи з використання в двигунах нових видів палива та виявлення альтернативних джерел енергії (сонячна енергія).

Література

1. Запорожець О.І., Бойченко С.В., Матвєєва О.Л., Шаманський С.Й., Дмитруха Т.І., Маджд С.М.. Навчальний посібник «Транспортна екологія», 2017 р., Київ. С. 509.
2. Перович Л.М., Сай В.М., Маланчук М.С.. «Теоретичні засади землеустрою», 2015 р., Львів. С. 236.
3. Бойченко С.В. Навчальний посібник «Екологістика, рециклінг і утилізація транспорту», 2023р., Київ. С. 266.

РОЗРОБКА ДЕЕМУЛЬГАТОРІВ НА ОСНОВІ ГУМІНОВИХ КИСЛОТ ДЛЯ ЗНЕВОДНЕННЯ ЕМУЛЬСІЙ

Савченко Віталій Володимирович, аспірант,
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
e-mail: korbinity@gmail.com, ORCID: 0009-0006-0333-1253.

Світ, у якому ми живемо сьогодні, повний запасів вуглеводнів, і багато з цих запасів пов’язані з видобутком води.

Наприклад, у нафтовій і газовій промисловості, за оцінками, для великих нафто розвідувальних компаній у всьому світі приблизно одна третина витрат життєвого циклу витрачається на очищення видобутої води. Тому обробка цієї водної фази є дуже важливою в сучасній промисловості, оскільки суворіші екологічні норми та покращені технології вилучення нафти стають додатковими рушійними силами в галузі. Крім того, багато застосовуваних на даний момент технологій розділення нафти і води, такі як гідроциклони, флотація та хімічна обробка, якщо назвати лише деякі з них, не настільки ефективні, як вони могли б бути у відділенні диспергованих крапель нафти від води. Таким чином, через пов’язані з цим проблеми та неефективність технології деемульгації, яка зараз використовується, а також попит на більш ефективні методи очищення води в нафтовій і газовій промисловості, важливо вивчити та розробити більш ефективну технологію водо-нафтового розділення, особливо в ця галузь. Переваги такої технології особливо великі, особливо коли глобальна тенденція в цій галузі також рухається до меншого впливу на навколишнє середовище, більшого вилучення нафти та економічної життєздатності.

Давно відомо, що гумінові речовини впливають на властивості нафтових емульсій. Потенціал гумінових речовин для розщеплення емульсій відомий і використовується в цій галузі вже деякий час. Завданням дослідження було проведення естерифікації гумінових кислот та визначення поверхнево-активних властивостей синтезованого продукту

Для отримання гумінових кислот, буре вугілля в співвідношенні (1:3) було оброблено 10%-им розчином NaOH при нагріванні протягом 2 годин на водяній бані й частому перемішуванні. Отримана суміш була розбавлена

дистильованою водою в 10 раз і профільтрована. Через добу в профільтрований розчин було підкислено сульфатною кислотою до pH≈2. В осад випали гумінові кислоти, які були виділені та висушені при температурі ≈80°C.

У таблицях 1 і 2 наведенно технологічні властивості і елементний склад взятого зразку бурого вугілля

Гумінові кислоти (ГК), одна з найважливіших фракцій гумінових речовин, складаються з вуглеводневих ланцюгів, які походять з відносно незмінних сегментів рослинних полімерів, і гідрофільної фракції, яка в основному складається з іонних груп, таких як карбонові кислоти, і неполярних сполук, таких як феноли, спирти, альдегіди, кетони, аміди і аміни. Ці характеристики вказують на те, що гумінові кислоти мають амфіфільні властивості і можуть діяти як природні поверхнево-активні речовини, тобто можуть знижувати поверхневий натяг води, утворюючи при високих концентраціях структури, подібні до міцел.

Таблиця 1 **Технологічні властивості**

Найменування	Технічний аналіз, %						Теплота згоряння, Мдж/кг / (ккал/кг)	
	W_t^r	W^a	A^d	S^d_t	V^d	V^{daf}	Q^{daf}_s	Q_i^r
Буре вугілля	9,4	6,8	40,0	2,64	42,7	71,0	32,79 / 7832	17,04 / 4070

Таблиця 2 **Елементний склад**

Найменування	Елементний склад (сухе, без зольний стан), %				
	C^{daf}	H^{daf}	N^{daf}	S_t^d	O_d^{daf}
Бурый уголь	40,49	3,82	0,45	2,64	12,8

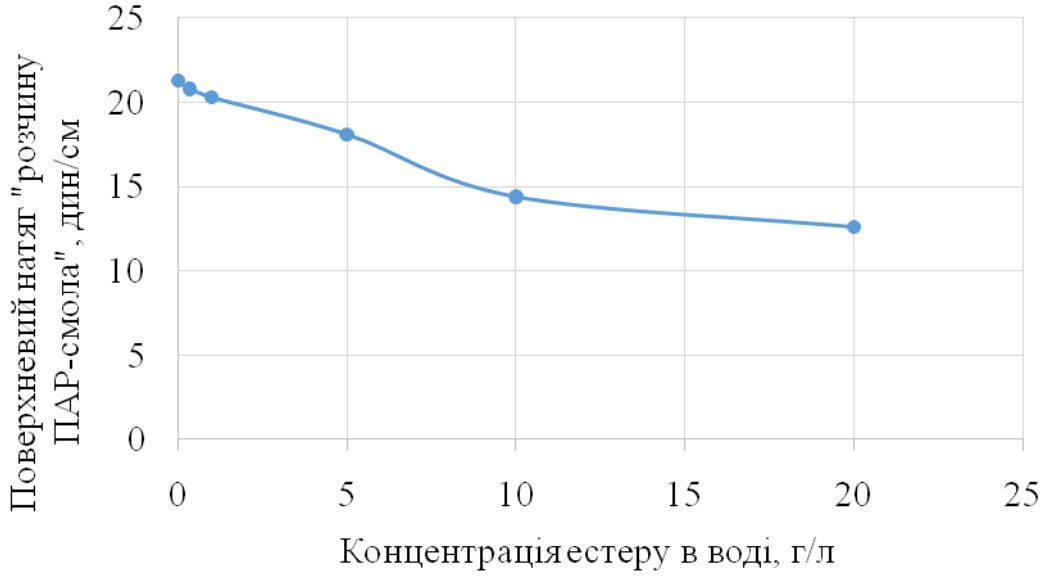


Рисунок 1 – Залежність визначеного поверхневого натягу від концентрацію отриманого естеру у воді

Реакцію естерифікації проводили наступним чином. В колбу Діна-Старка помістили 24,85 г гумінових кислот, 111,7 г поліетиленгліколю ПЕГ-200, 1 мл

концентрованої сірчаної кислоти.. Воду в процесі відгону періодично видаляли. Після 2-3 годин відгону зупинили, отриману речовину розчинили у розчиннику наступного складу: естер 50 %; ксилол 17 %, етиловий спирт 33 %. Отриману композицію розчиняли у воді з метою визначення поверхневої активності за допомогою оптичного методу «висячої каплі» [1].

Для спостереження і фіксування геометричних розмірів каплі використовували цифрову камеру із зовнішнім джерелом світла. Графічне зображення каплі оброблялось за допомого, знайденими в пікселях, розраховувалось значення поверхневого натягу (γ) по формулі:

$$\gamma = \frac{\Delta p g \, d_e^2}{H} \quad (1)$$

де Δp – різниця густин між фазами; d_e - екваторіальний діаметр каплі; g – прискорення вільного падіння; 1/H – параметр каплі, який залежний від її форми.

Параметр 1/H визначається по спеціальним таблицям, виходячи з розрахунку величини $S=d_s/d_c$. В свою чергу, параметр d_s дорівнює діаметру каплі, який вимірюється на відстані d_c від основи каплі. Результати наведено на рис.1.

Підвищення концентрації отриманої деемульгуючої композиції у воді приводить до зниження поверхневого натягу на 7-8 дин/см, що дозволяє віднести продукт до поверхнево-активних речовин.

Висновки

Застосування гумінових кислот як основа для демульгаторів відноситься до передових методів в галузі обробки емульсій. Це пропонує новий підхід до усунення проблем сепарації та може сприяти більш ефективному очищенню водно-смоляних та водно-нафтових емульсій.

Гумінові кислоти є біорозкладними та екологічно безпечними речовинами, що знижує негативний вплив на навколишнє середовище в порівнянні з традиційними хімічними демульгаторами.

Демульгатори на основі гумінових кислот потенційно можуть демонструвати хорошу роботу в широкому діапазоні температур і pH, збільшуючи їх застосування в різних промислових умовах.

Література

1. Rosen MJ. Surfactants and interfacial phenomena. 3rd ed. New York: John Wiley & Sons Interscience; 2004.

2. Lingjun Kong Characterization of mineral oil, coal tar and soil properties and investigation of mechanisms that affect coal tar entrapment in and removal from porous media [Electronic resource] // a thesis presented to the Academic Faculty Georgia Institute of Technology, July 2024. / [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://smartech.gatech.edu/handle/1853/5093.

РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСПОРТНОГО КОНДИЦІОНЕРА ЩОДО ПЕРЕВЕДЕННЯ ЙОГО НА ТЕПЛОНАСОСНИЙ РЕЖИМ РОБОТИ

Тарасова Вікторія Олександрівна, докт. техн. наук, ст. досл., пров. наук. співр., Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, e-mail: tarasova@ipmach.kharkov.ua, https://orcid.org/0000-0003-3252-7619
Кузнецов Михайло Олександрович, канд. техн. наук, наук. співр., Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, e-mail: childeric1975@gmail.com , https://orcid.org/0000-0002-5180-8830
Грінченко Дмитро Дмитрович, аспірант, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, e-mail: dimag628@gmail.com
Шафоростов Данило Денисович, аспірант, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, e-mail: danylo.shaforostov@nure.ua

Проектування системи кондиціювання повітря на транспорті є серйозною проблемою через навантаження, що часто змінюється, оскільки це призводить до погіршення комфорту пасажирів і навіть до проблем зі здоров'ям [1].

Розрахунок характеристик кондиціонера розглядався багатьма авторами. Однак, більшість відомих методів розрахунку, які в тій чи іншій мірі можуть бути застосовані до розглянутої задачі, є або графоаналітичними, що робить їх непридатними для багатоваріантних розрахунків та подальшої оптимізації режимних параметрів установки, або надмірно ускладненими [2]. Тим часом, ускладнення математичної моделі кондиціонера призводить до деякої втрати спільності та наочності отриманих результатів, що утруднює їх аналіз. Тому дослідження, спрямоване на розробку більш зручного методу розрахунку характеристик роботи транспортного кондиціонера, є актуальним.

Метою роботи є створення методу розрахунку статичних характеристик автономного транспортного кондиціонера шляхом розроблення математичної моделі теплогідравлічних процесів, що протікають в контурі циркуляції холодоагенту, яка б враховувала специфічні особливості його експлуатації, щодо переведення його у роботу в теплонасосному режимі.

Досягнення мети передбачає виконання наступних задач:

- верифікація розробленої методики розрахунку статичних характеристик холодильної машини шляхом аналізу роботи транспортного кондиціонера в холодильному режимі за наявними даними, які включають проектну документтацію та експериментальні дані;
- прогнозування статичних характеристик транспортного кондиціонера у теплонасосному режимі роботи під час варіювання температури навколишнього середовища (зовнішнього повітря на вході у випарник).

Запропонований метод розрахунку режимних параметрів реверсивного кондиціонера – теплового насоса проста за формою, легко піддається алгоритмі-

зації, враховує взаємозв'язок безлічі параметрів, дозволяє досягти підвищення точності розв'язання за рахунок ускладнення розрахунків у будь-якому з блоків.

В основу методу розрахунку статичних характеристик роботи кондиціонера покладено моделювання контуру циркуляції холодоагенту шляхом побудови рівнянь теплового балансу елементів установки.

При відомих температурах повітря на вході у випарник $T_{вип1}$ та на вході в конденсатор $T_{кд1}$, відносної вологості зовнішнього повітря φ, поверхнях випарника $F_{вип}$ та конденсатора $F_{кд}$, витратах повітря $G_{вип}$, $G_{кд}$, заданому компресорі (КМ) (його теоретичної подачі $V_т$) та типі холодоагенту розраховуються такі параметри: температури випаровування T_0 та конденсації $T_{кд}$; температура повітря на виході з конденсатора $T_{кд2}$; коефіцієнт вологовипадіння ξ; холодопродуктивність Q_0; теплопродуктивність $Q_{кд}$; холодильний коефіцієнт ε та коефіцієнт перетворення теплового насоса (ТН) μ.

При формуванні розрахункової схеми не враховується депресія та нагрівання холодоагенту у сполучних трубопроводах. Значення цих величин приймалися з урахуванням існуючого досвіду проектування. Відповідні рекомендації для цього наведені у роботі [3]. Для визначення коефіцієнта подачі компресора та індикаторного ККД, а також для розрахунку теплофізичних властивостей вологого повітря використовувалися відомі емпіричні рівняння [3, 4].

За даними, які включають проектну документацію та результати експериментів, були визначені вихідні дані для розрахунку статичних характеристик роботи кондиціонера КВ-1-28 в холодильному режимі та проведено верифікацію методу розрахунку статичних характеристик холодильної машини [3].

Цей метод реалізовано як пакет прикладних програм для кількох робочих тіл. Зіставлення результатів чисельного моделювання з даними випробувань кондиціонеру підтвердило працездатність методики. Максимальна неузгодженість між розрахунковими та експериментальними значеннями за такими параметрами як Q_0, $Q_{кд}$ та μ не перевищує 7,5 %, що можна визнати задовільним для проектних розрахунків.

При застосуванні цього методу для оцінки можливості переведення кондиціонеру в теплонасосний режим враховувалося, що конденсатор у цьому разі виконує функцію випарника, а випарник – конденсатора. Таким чином, площа зовнішньої поверхні обох секцій випарника становитиме 120,1 м^2, а площа зовнішньої поверхні обох секцій конденсатора – 55,3 м^2.

Масова витрата повітря через випарник задана рівною 5,09 кг/с, а масова витрата повітря через конденсатор – 2,1 кг/с. Температура повітря на вході в конденсатор для всіх режимів визначається незмінною, рівною $T_{кд1}$ = 20 °С.

У табл. 1 наведено дані розрахунку статичних характеристик роботи кондиціонера КВ-1-28 під час роботи в теплонасосному режимі при варіюванні температури навколишнього середовища в діапазоні від -15 °С до 10 °С. Розрахунки проводилися з допомогою методу ітерацій.

Графіки залежностей параметрів кондиціонера КВ-1-28 від температури навколишнього середовища $T_{нс}$ (зовнішнього повітря на вході у випарник**)** під час роботи у теплонасосному режимі з частотою електромережі 60 Гц представлено на рис. 1, а з частотою електромережі 50 Гц – на рис. 2.

Таблиця 1 – Розрахункові статичні характеристики кондиціонера КВ-1-28 під час роботи в теплонасосному режимі (частота електромережі 60 Гц)

Температура низькопотенційного джерела (температура навколишнього середовища), °С	-15	-10	-5	1	5	10
Теплопродуктивність, кВт	20,17	22,57	25,25	28,97	31,62	35,30
Холодопродуктивність, кВт	14,42	16,46	18,74	21,84	24,19	27,34
Температура повітря на виході з випарника (в атмосферу), °С	-16	-12,96	-8,31	-2,77	0,93	5,57
Температура повітря на виході з конденсатора (у вагон), °С	29,6	30,74	32,02	33,79	35,05	36,81
Температура конденсації, °С	35,18	36,9	39,01	41,81	43,81	46,58
Температура випаровування, °С	-19	-15,6	-11,87	-6,79	-3,54	0,65
Індикаторна потужність КМ, кВт	5,74	6,11	6,51	7,13	7,43	7,96
Споживана потужність, кВт	7,65	8,15	8,68	9,51	9,91	10,61
Коефіцієнт перетворення ТН μ	2,63	2,77	2,91	3,05	3,19	3,33

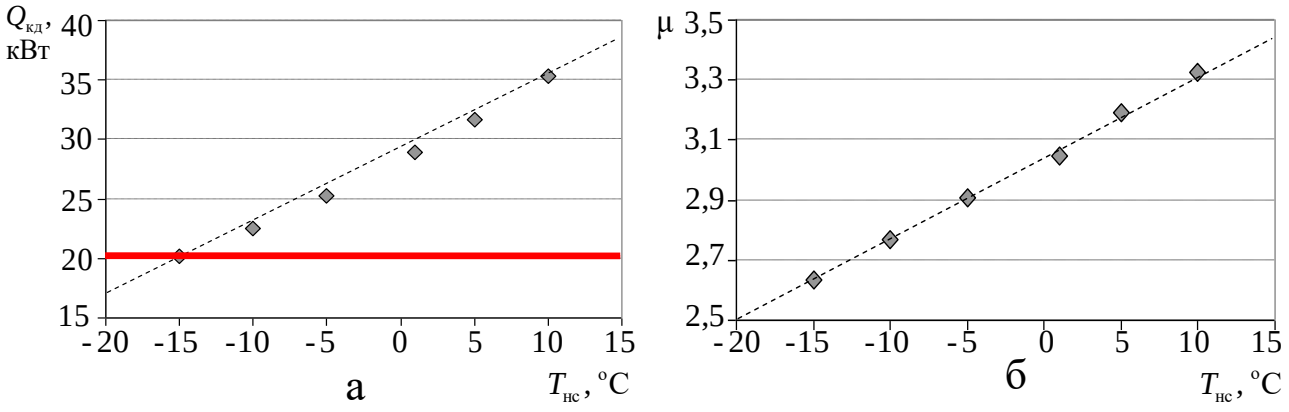


Рисунок 1 – Залежність теплопродуктивності $Q_{кд}$ (а) та коефіцієнта перетворення μ (б) КВ-1-28 від температури навколишнього середовища $T_{нс}$ при температурі повітря на вході в конденсатор $T_{кд1}$ = 20 °С (частота електромережі 60 Гц)

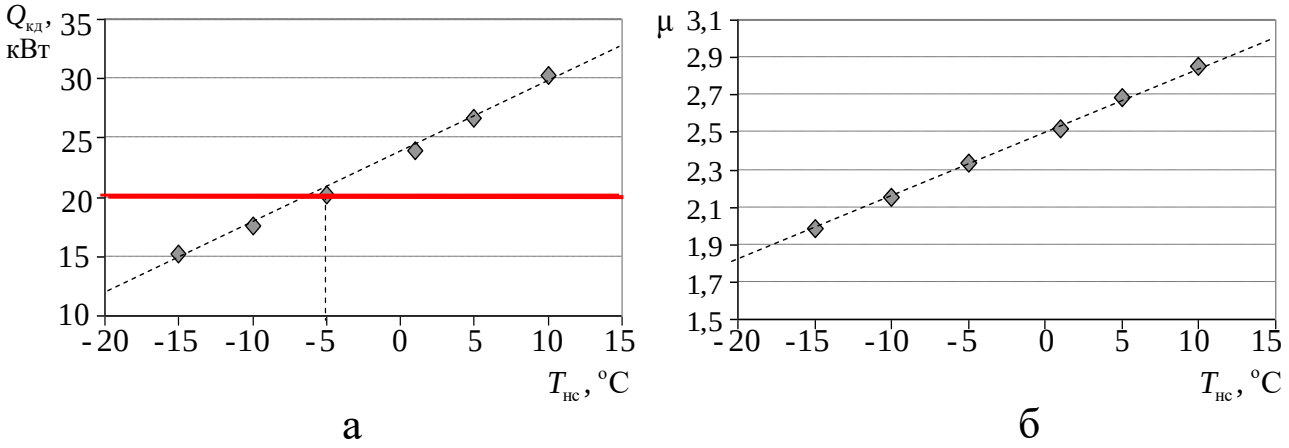


Рисунок 2 – Залежність значень $Q_{кд}$ (а) та μ (б) від температури навколишнього середовища $T_{нс}$ при $T_{кд1}$ = 20 °С (частота електромережі 50 Гц)

З рисунків видно, що при переведенні в теплонасосний режим роботи транспортний кондиціонер КВ-1-28 здатний забезпечити необхідну тепло продуктивність ($Q_{кд}$ > 20 кВт) при температурах навколишнього середовища від мінус 15 °С і вище при роботі компресора з частотою електромережі 60 Гц (рис. 1, а). Під час роботи компресора з частотою електромережі 50 Гц необхідна теплопродуктивність забезпечується при температурах навколишнього середовища вище мінус 5 °С (рис. 2, а).

Представлені результати отримані без урахування втрат тиску холодоагенту в теплообмінних апаратах та сполучних трубопроводах. Значення коефіцієнтів теплопередачі в теплообмінних апаратах, перегрів парів холодоагенту на вході в компресор та переохолодження рідкого холодоагенту в конденсаторі приймалися на підставі існуючого досвіду проектування.

Висновки

Розроблена методика розрахунку статичних характеристик роботи холодильної машини була верифікована шляхом аналізу роботи транспортного кондиціонера в холодильному режимі за наявними даними, які включають проектну документацію та експериментальні дані. Відносна похибка результатів розрахунку, порівняно з даними випробувань, не перевищила 7,5 %.

Результати розрахунків за запропонованою методикою показують, що при переведенні в теплонасосний режим роботи транспортний кондиціонер КВ-1-28 забезпечує необхідну теплопродуктивність (більше 20 кВт) за температури навколишнього середовища (зовнішнього повітря на вході у випарник) від мінус 15 °С і вище при роботі компресора з частотою електромережі 60 Гц та від мінус 5 °С і вище при роботі компресора з частотою електромережі 50 Гц. Отримані результати носять теоретичний характер і не враховують можливість обмерзання теплообмінної поверхні випарника та, відповідно, зниження теплопродуктивності КВ-1-28 в теплонасосному режимі роботи при низьких температурах навколишнього середовища.

Література

Nie, B., She, X., Navarro, H., Smith, D. P., Sciacovelli, A. and Ding, Y. (2017). Charging properties of a compact energy storage device for transport air conditioning applications. *Energy Procedia* 142 3531-3536. doi: https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.241

Hu, C., Xu, R. and Meng, X. (2022). A systemic review to improve the intermittent operation efficiency of air-conditioning and heating system. *J. Build. Eng.* **60** 105136. doi: https://doi.org/10.1016/j.jobe.2022.105136

Ciconkov, R. and Ciconkov, V. (2007). Work characteristics of reciprocating compressor for refrigeration system developed with computer simulation. *Refrigeration Creates the Future: proc. of the 22nd IIR Int. Congress of Refrigeration, Beijing (ICR 2007)* ICR07-B2-1485.

ВИРОБНИЦТВО БІОЧАРУ З ГРЕЧАНОГО ЛУШПИННЯ

Ткаченко Анастасія Олександрівна, аспірантка,
Одеський національний технологічний університет,
e-mail: anastasiafox8@gmail.com, ORCID: 0009-0005-1998-3662

Збільшення вирощування та виробництва харчової сировини та продукції безпосередньо веде до збільшення відходів, що у наш час становить дуже велику загрозу навколишньому середовищу. Відходи круп'яного виробництва безсумнівно є одними з найбагатших на такі хімічні сполуки як целюлоза, геміцелюлоза та лігнін. Кількісне та якісне використання таких відходів може допомогти зменшити концентрацію CO_2 у повітрі, допоможе запобігти глобальному потеплінню та наблизить суспільство до сталого розвитку завдяки використання відновлюваних ресурсів рослинної біомаси.

Після технологічної обробки гречаного зерна, а саме процесу лущення, гречана луска становить приблизно 20% від вихідної сировини. Оскільки гречане лушпиння є відходом круп'яного виробництва і практично не вміщує поживних речовин, в наші дні її утилізують способом спалювання [1]. Але гречане лушпиння можна перетворити у високовуглецевий продукт – біочар (біовугілля), що завдяки своїм фізико-хімічним характеристикам має перс пективу у використанні в якості біопалива, сорбенту, як добавка до компосту тощо.

Гречане лушпиння містить целюлозу, геміцелюлозу та лігнін у великій кількості, в порівнянні з іншими видами подібних відходів (40%, 32% та 26% відповідно) [2]. Наявність цих природних полімерів в такій кількості говорить про те, що біочар з гречаної луски буде мати високий вміст вуглецю, а отже і буде достатньо пористим для подальшого використання.

Методи виробництва біочару включають піроліз, гідротермальну карбонізацію, газифікацію, торрефікацію тощо. Від правильності оцінки типу та характеристик біомаси залежить вибір методу переробки для максимальної ефективності виробництва біочару.

Важливість правильно підібраного методу переробки біомаси пояснюється тим, що целюлоза, геміцелюлоза та лігнін розкладаються при різних температурних умовах. Хімічна і термічна стабільність геміцелюлози менша, ніж целюлози через відсутність у неї кристалічності і меншого ступеня полімеризації (220–315°C). Целюлоза починає розкладатися при 315°C. У випадку лігніну, процес розкладання є стабільним і починаючи з 160°C він повільно розкладається до 900°C. Повільне розкладання лігніну зумовлено тим, що він важче зневоднюється, ніж целюлоза та геміцелюлоза.

Піроліз біомаси для виробництва біочару протікає в безкисневому середовищі. Окрім того, в результаті розкладання біомаси утворюються пари (синтез-газ), що переважно складаються з CO_3, CO_2, H_2 та CH_4. Синтез газ зазвичай відводиться, але неправильно розрахований час відведення піролі тичних парів може перешкоджати досягненню термодинамічної рівноваги в печі, і таким чином, зменшувати вихід біовугілля [3].

Мікрохвильовий піроліз є порівняно новим методом, що застосовується для виробництва біочару. Серед його переваг можна виділити можливість повільного підвищення температури нагрівання (до 1000°C), швидкий старт і швидку зупинку процесу, та можливість нагрівання біомаси зсередини. Окрім того, такий метод не потребує додаткових модифікацій мікрохвильової печі для обладнання її для відводу синтез-газу. Процес може бути «самопливним», що потенційно може призвести до збільшення виходу біочару [4].

Висновки

З огляду на вищенаведені особливості переробки лігноцелюлозної біомаси в біочар, можна зробити висновок, що гречане лушпиння є перспективною сировиною для виробництва біочару саме через свій хімічний склад. Найефективнішим методом виробництва біочару з гречаного лушпиння є саме мікрохвильовий піроліз, оскільки такий метод відповідає вимогам повільного нагрівання біомаси і дає змогу підвищити вихід біочару завдяки самопливному процесу.

Література

1. Yuan Y., Li F., Han N., Zeng B., Imaizumi Y., Na R., Shimizu N. (2022) Exploring the Valorization of Buckwheat Waste: A Two-Stage Thermo-Chemical Process for the Production of Saccharides and Biochar. *Fermentation*. 8(11):573. doi: https://doi.org/10.3390/fermentation8110573

2. Nakamura, Y., Ono, Y., Saito, T. et al. (2019). Characterization of cellulose microfibrils, cellulose molecules, and hemicelluloses in buckwheat and rice husks. *Cellulose* **26**, 6529–6541 (2019). doi: https://doi.org/10.1007/s10570-019-02560-4

3. Lehmann, J., & Joseph, S. (Eds.). (2015). Biochar for Environmental Management: Science, Technology and Implementation (2nd ed.). Routledge. doi: https://doi.org/10.4324/9780203762264

4. Li, J., Dai, J., Liu, G., Zhang, H., Gao, Z., Fu, J., … Huang, Y. (2016). Biochar from microwave pyrolysis of biomass: A review. *Biomass and Bioenergy*, 94, 228–244. doi: https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118724

BIODIESEL FUEL AS A WASHING OIL TO IMPROVE COKE OVEN GAS QUALITY

Bannikov Leonid Petrovich, Doct. Of Sciences in Technology,
Ukrainian State Scientific Research Institute of Coal Chemistry,
e-mail: ukhinbannikov@gmail.com, ORCID: 0000-0001-5835-2568
Bannikov Artem Leonidovich, postgraduate student,
National Technical University Kharkiv Polytechnic Institute
e-mail: Artem.Bannikov@ihti.khpi.edu.ua ORCID: 0000-0003-4579-4396

Recently, there have been developments on application of rapeseed-based biodiesel for cleaning coke oven gas from benzene hydrocarbons [1]. The advantage of using biodiesel in comparison with coal tar wash oil is high absorption capacity and higher boiling point, which allows to reduce the transfer of light absorbent fraction to the obtained crude benzene.

The advantage of biodiesel over other absorbents of benzene hydrocarbons is also a very narrow distillation interval.

Serious problems of coke oven gas purification are associated with the presence of naphthalene, which is in sublimated and vaporous state in coke oven gas. The presence of naphthalene worsens gas transportation, causes the appearance of deposits, which have the property of clogging gas fittings, apparatuses, communications, automatic control equipment, etc. In this connection the estimation of possibility of application of biodiesel fuel for gas washing to remove naphthalene is of special interest.

It is known that degree of coke oven gas purification from naphthalene by coal tar wash oil depends on pressure of naphthalene vapours above the oil [2]. Since the wash oil can contain from 5.0 to 16.0 % of naphthalene, the degree of purification of coke oven gas is low, as it is limited by the corresponding equilibrium concentration. Biodiesel, as a product of vegetable oil transesterification, does not contain naphthalene, which makes it a very attractive absorbent at a certain cost ratio of the absorbents under consideration.

Coal tar wash oil is a multi-component system and boils over a wide temperature range (230 to 300 °C). Biodiesel, unlike wash oil, has quite a different distillation characteristic, it is an ester, has some polarity, contains molecules with chain length from 16 to 18 atoms, the boiling points of which are close (boiling point of different types of biodiesel is 330-357 °C).

The objective of the present study was to determine the absorption capacity of biodiesel towards naphthalene. Biodiesel from sunflower oil from “Bionaphtha plant” was purchased for the study.

The absorption capacity of liquid absorbers is usually characterised by the equilibrium concentration of the absorbed substance in the liquid phase and in the vapours above the liquid at certain values of temperature and pressure. On the basis of numerous studies, it has been found that solar oil is the most optimal and available absorbent for naphthalene.

Equilibrium concentrations of naphthalene in the liquid phase and in vapours above the liquid obey Raoul's law. Raoul's law is applicable to ideal solutions and is expressed as:

$$p = p_0 \times x, \quad (1)$$

where p – partial pressure of naphthalene over the absorber solution, Pa; p_0 – pressure of saturated vapour of naphthalene over pure naphthalene, Pa; x – mole fraction of the substance in the solution.

The pressure of saturated vapour of naphthalene in different temperature ranges is described by the following equation:

$$lg\ p = A - \frac{B}{C + t} + 2{,}1238, \quad (2)$$

where p is pressure, Pa; t - temperature, °C.

The values of coefficients for naphthalene in the temperature range 0 - 80.27 °C are: A=5.8010; B=978.66; C=118.39.

In the expression of Raoul's law, p_o denotes the vapour pressure of pure naphthalene over supercooled liquid at a certain temperature. And in the above formula (2) and the given values of the coefficients, the vapour pressure is given over a solid (p_s). These values are related by the expression:

$$p_s = p_o \times N_{max}, \quad (3)$$

where N_{max} – molar fraction of naphthalene in saturated solution.

The theoretical solubility of naphthalene in methyloleate (biodiesel) was calculated using the well-known Schroeder-Le Chatelier equation [2]:

$$lnX = \frac{L_f \left(T - T_A\right)}{R T T_A} \quad (4)$$

where X – mole fraction of substance in solution A; L_f – molar heat of fusion (crystallisation) of a substance A, kJ/kg-mol; T – process temperature, K; T_A – melting point of the pure substance A, K; R – gas constant, 8.31447 kJ/kg mol K.

Experimental determination of equilibrium for the system "biodiesel – naphthalene" was carried out by the method of dynamic equilibrium [2] using chromatograph "Crystal 2000 M with software "Chromatek Analytic". The determination results were compared with the calculated values according to formulas (1)–(4) and are shown in Fig. 1.

We have experimentally checked that the solubility of naphthalene in biodiesel is 30 g/100 g at 25 °C, which exceeds the theoretical solubility of naphthalene in methyloleate by 1.9 times according to Le Chatelier's formula (4). This, apparently, explains the deviations of experimental data from Raoul's law.

The calculated data on the absorption capacity of biodiesel in comparison with other absorbers are given in Table 1.

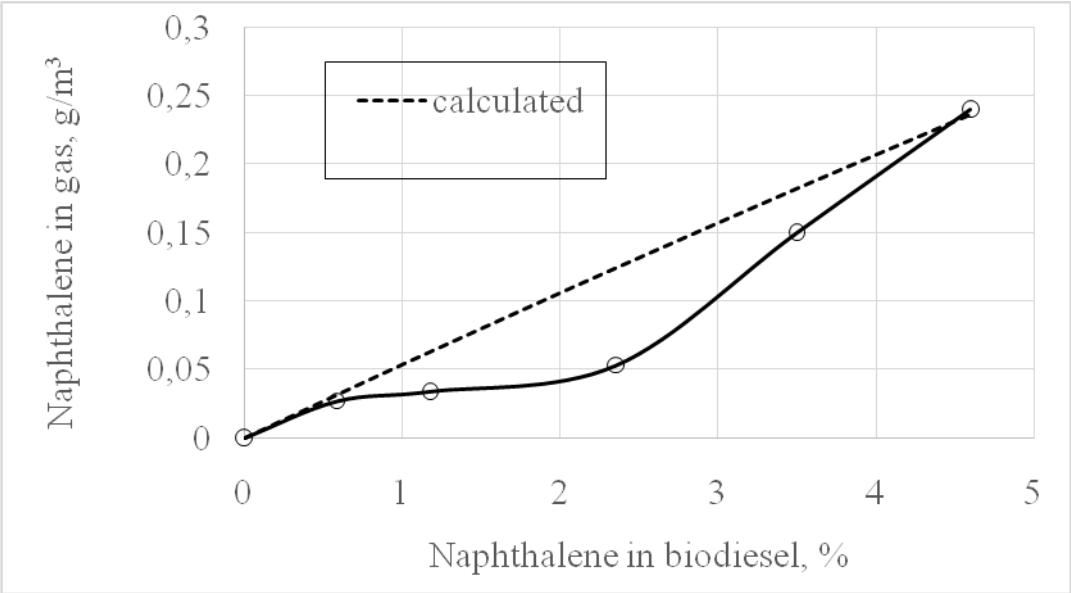


Figure 1 – Experimental and calculated values of equilibrium concentrations of naphthalene over biodiesel at 25 °C.

Table 1. – Comparative characterisation of different naphthalene absorbents

Mass fraction of naphthalene in solution, %	Equilibrium concentration of naphthalene in gas at 25 0C, g/m^3			
	Solar oil	Biodiesel	Anthracene oil	Tetralin oil
1.0	0.04	0.045	0.02	0.015
2.0	0.08	0.090	0.05	0.025

Conclusions

As a result of the performed work, it was experimentally established that the absorption capacity of biodiesel fuel in relation to naphthalene is comparable to that of solar oil, but unlike the latter, it does not form sludge when interacting with coke oven gas tars. Such combination of absorber properties allows to recommend it for additional treatment of coke oven gas from naphthalene.

References

1. Richter D., Thielert H., Wozny G. Absorption of aromatic hydrocarbons in multicomponent mixtures: A comparison between simulations and measurements in a pilot plant. Computer Aided Chemical Engineering. 2008. Vol. 25. P.799-800.

2. Банніков Л.П., Комісова В.И., Соловьов М.А., Шустіков В.І. Вибір поглинача ароматичних вуглеводнів для доочищення коксового газу. Вуглехімічний журнал. 2011. № 5-6. С.67-75.

ПЕРСПЕКТИВИ ОДЕРЖАННЯ БІОЧАРУ З ВІДПРАЦЬОВАНОГО КАВОВОГО ШЛАМУ

Taisiia Sokolova, Odessa National Technological University,
e-mail: taiasokolowa041@gmail.com, ORCID: 0000-0002-5717-4779
Galyna (Halyna) Krusir, Dr. of Technical Sciences, Prof. Odessa National Technological University, Institute for Ecopreneurship, School of Life Sciences, University of Applied Sciences and Arts Northwestern Switzerland,
e-mail: krussir65@gmail.com, ORCID: 0000-0001-6464-5754
Valeriia Sokolova, PhD, Odessa National Technological University,
e-mail: valeria.by.valeria@gmail.com, ORCID: 0000-0003-4634-4282

Кожного року кількість утворених харчових відходів збільшується, а їх утилізація та переробки не є рівноцінною, що призводить до негативного впливу на навколишнє середовище. Відпрацьований кавовий шлам (SCG) відноситься до харчових відходів та за останніми оцінками його накопичення лише збільшується, за даними Міжнародної організації кави від 2021 року, виробництво кави за період з 2019 по 2020 рік становило 20 трильйонів кг, в 2022-2023 році світове виробництво зросло на 0,1% через зменшення обсягів продукції в Азії, Океанії та Африці, але на період 2023-2024 рік прогнозоване підвищення споживання до 2,2% тон [1, 2].

Відпрацьована кавова гуща, яка накопичується є проблемою України, а не лише інших країн світу, вторинні продукти, які отримують після утилізації та переробки відходів мають величезне значення для політики, яка стосується Зеленої енергетики, а впровадження новітніх технологій в сфері альтернативних джерел енергії є актуальним та перспективним.

Відпрацьований кавовий шлам є цінним джерелом для отримання біовугілля, який є альтернативою традиційним видам палива, таким чином, використовуючи харчові відходи в якості сировини, є подвійна користь, а саме: зменшення накопичених відходів та утворення біопалива. З харчових відході, а точніше з кавового шламу можна отримувати не лише біовугілля, також біомасло, біонафту тощо [3].

В складі SCG є целюлоза, геміцелюлоза, лігнін, що робить його потенційно перспективним в якості сировини для отримання біочару. Біовугілля – це залишок піролізу, який багатий на вуглець, має в своєму складі водень, кисень, азот, сірку та золи, характеризується високою пористістю, більшою питомою поверхнею, вищою ароматичністю, різноманітністю функціональних груп порівнюючи з традиційним деревним вугіллям. Хімічний склад біовугілля характеризується наявністю вуглецю, гідрогену та нітрогену, що становить приблизно 44,03, 8,04 та 0,17 % відповідно [4].

Отримання біочару відбувається за рахунок піролізу біомаси, відомі певні технології, а саме повільний піроліз (300–700 °C), швидкий піроліз (300–1000 °C), проміжний піроліз (300–500 °C), миттєва карбонізація (300–600 °C), газифікація (600–1500 °C), торрефікація (200–300 °C), гідротермальна

карбонізація (100–300 °С), мікрохвильова піч (350–650 °С (400–2700 Вт) [5]. В залежності від температури, часу витримки біомаси в печі та складу сировини буде варіюватися вихід біовугілля, важливою характеристикою є вміст вуглецю у відсотках.

Найчастіше використовується для отримання біовугілля при експериментальних дослідженнях повільний та швидкий піроліз, за останні роки розповсюдження та зацікавленість науковців була спрямованою на мікрохвильовий піроліз, який на даному етапі є перспективним в розрізі досліджень [5, 6].

Наприклад, раніше були проведені дослідження якості біовугілля, а саме вмісту в ньому більшого % вуглецю, завдяки високі температурі відбулось швидке видалення летучих сполук з біомаси сировини, за технологією швидкого піролізу соснових опилок було отримано вихід з 70,68 до 78,75% за температури 550-750 °С [7].

Мікрохвильовий піроліз (МАР) базується на молекулярному руху, який викликаним рухом іонів та диполярних часток, результатом чого виробляється тепло, цей вид нагріву на молекулярному рівні призводить до швидкого, ефективного та однорідного нагріву сировини, має свої переваги і недоліки [8].

Біовугілля є альтернативою не лише палива, також використовується в якості адсорбенту та добавок, які спрямовані на покращення характеристик вилучання важких металів, видалення забруднюючих речовин з ґрунту, використовується при компостуванні тощо. Залучання біочару в якості добавки при процесі анаеробного зброджування для отримання біогазу позитивно впливає на вихід біогазу, як в термофільному, так і мезофільному температурних режимах, збільшуючи кумулятивне виробництво біогазу приблизно на 20% [9].

Висновки

В результаті проведення дослідження джерел літератури, які спрямовані на використання харчових відходів, а саме відпрацьованого кавового шламу в якості сировини для отримання біовугілля, пропонується в подальшому провести порівняльне дослідження традиційних термічних технологій з мікрохвильовим піролізом, охарактеризувавши показники отриманого біочару за наступними критерія: температура, масова витрата сировини, мікрохвильова потужність, швидкість нагріву та час перебування сировини в реакторі.

Література

Suluh Pambudi, Wanphut Saechua, Jiraporn Sripinyowanich Jongyingcharoen (2024). A thermogravimetric assessment of eco-friendly biochar from oxidative torrefaction of spent coffee grounds: Combustion behavior, kinetic parameters, and potential emissions. Environmental Technology & Innovation Volume 33, February 2024, 103472. https://doi.org/10.1016/j.eti.2023.103472

International Coffee Organization, 2023. Coffee report and outlook. (Accessed December 2023). https://www.ico.org/. https://icocoffee.org/documents/cy2023-24/

Shukla Neha, Neelancherry Remya, (2021). Optimization of bio-oil production from microwave co-pyrolysis of food waste and low-density polyethylene with response surface methodology. Journal of Environmental Management Volume 297, 1 November 2021, 113345. https://doi.org/10.1016/j.jenvman.2021.113345

Premchand Premchand, Francesca Demichelis, David Chiaramonti, Samir Bensaid, Debora Fino (2023). Study on the effects of carbon dioxide atmosphere on the production of biochar derived from slow pyrolysis of organic agro-urban waste. Waste Management Volume 172, 1 December 2023, Pages 308-319. https://doi.org/10.1016/j.wasman.2023.10.035

Sahar Safarian (2023). Performance analysis of sustainable technologies for biochar production: A comprehensive review. Energy Reports Volume 9, December 2023, Pages 4574-4593. https://doi.org/10.1016/j.egyr.2023.03.111

Nguyen Thúy Lan Chi, Susaimanickam Anto, Tharifkhan Shan Ahamed, Smita S. Kumar, Sabarathinam Shanmugam, Melvin S. Samuel, Thangavel Mathimani, Kathirvel Brindhadevi, Arivalagan Pugazhendhi (2021). A review on biochar production techniques and biochar based catalyst for biofuel production from algae. Fuel, 287 (2021), Article 119411. https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119411

Zhao B., O'Connor D., Zhang J., Peng T., Shen Z., Tsang D.C., Hou D. (2018). Effect of pyrolysis temperature, heating rate, and residence time on rapeseed stem derived biochar. J. Clean. Prod., 174 (2018), pp. 977-987. https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2017.11.013

Huang Y.-F., Chiueh P.-T., Lo S.-L. (2016). A review on microwave pyrolysis of lignocellulosic biomass. Sustain. Environ. Res., 26 (2016), pp. 103-109. http://dx.doi.org/10.1016/j.serj.2016.04.012

Liang, J., Luo, L., Li, D., Varjani, S., Xu, Y., Wong, J.W.C., 2021. Promoting anaerobic codigestion of sewage sludge and food waste with different types of conductive materials: performance, stability, and underlying mechanism. Bioresour. Technol. 337, 125384. https://doi.org/10.1016/j.biortech.2021.125384

Секція 12. КОНСАЛТИНГОВІ СХЕМИ В ЕНЕРГЕТИЦІ. ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АУДИТ І МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ЙОГО ПРОВЕДЕННЯ. ЕНЕРГЕТИЧНИЙ МЕНЕДЖМЕНТ

ПЕРЕВАГИ ТА НЕДОЛІКИ ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМ ЕНЕРГЕТИЧНОГО МОНІТОРИНГУ НА ПІДПРИЄМСТВАХ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Величко Яна Іванівна, асистент кафедри менеджменту,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: yana0505050@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-0754-9990

Сучасні підприємства автомобільного транспорту (АТП) стикаються з рядом викликів у зв'язку з підвищенням вимог до енергоефективності, екологічної стійкості та оптимізації витрат на паливо. У цьому контексті впровадження систем енергетичного моніторингу стає актуальним завданням для АТП. Це обумовлено кількома ключовими факторами, що впливають на діяльність таких підприємств. По-перше, економічні аспекти вимагають ефективного управління ресурсами, особливо у зв'язку зі зростанням цін на паливо та енергію. Впровадження систем моніторингу дозволяє підприємствам точно визначати споживання енергії та здійснювати раціональний контроль над цим процесом, що сприяє зменшенню витрат та збільшенню прибутковості [1]. Другий аспект стосується екологічних вимог та стандартів. Впровадження систем енергетичного моніторингу дозволяє підприємствам ефективно керувати викидами та споживанням енергії, що відповідає сучасним вимогам щодо екологічної безпеки та стійкого розвитку. Третій аспект пов'язаний з конкурентним тиском на ринку автомобільного транспорту. Підприємства, які використовують передові технології моніторингу, можуть забезпечити більшу ефективність та нижчі витрати, що робить їх більш конкурентоспроможними. Крім того, технологічний прогрес у сфері інформаційних технологій надає нові можливості для розробки потужних та ефективних систем моніторингу, що забезпечують детальний аналіз та контроль над процесами споживання енергії.

Отже, впровадження систем енергетичного моніторингу стає не лише стратегічним кроком для підприємств автомобільного транспорту в управлінні ресурсами та зменшенні витрат, але й необхідністю в умовах сучасного ринкового середовища.

Відповідно до цього, підприємства, які активно впроваджують такі системи, можуть очікувати позитивних результатів у формі підвищення конкурентоспроможності та ефективності діяльності.

Розглянемо більш детально деякі ключові технології та системи моніторингу [1-4], їхні переваги та недоліки.

Системи відслідковування транспортних засобів - GPS та телематика (наприклад, Satelon**,** Loctrack**,** АвтоЛокатор, Wialon**,** Garmin, TomTom, Fleet

Complete, Samsara, Verizon Connect) надають можливість в реальному часі відстежувати місцезнаходження транспортних засобів і збирати дані щодо їх руху та використання палива. Це дозволяє оптимізувати маршрути та використання автопарку. Однак, важливо враховувати приватність працівників та правові аспекти використання таких систем. Переваги: реальний час відстеження місцезнаходження транспортних засобів, можливість оптимізації маршрутів та розподілу ресурсів, забезпечення безпеки та контролю за рухом транспорту. Недоліки: високі витрати на впровадження та обслуговування системи, залежність від супутникового зв'язку, що може бути недоступним у певних районах або в умовах погіршеного погодного стану.

Системи моніторингу споживання палива (наприклад, АвтоЛокатор, Fueloyal, FuelCloud, Fleetmatics REVEAL, Geotab) дозволяють отримувати дані в реальному часі про витрати палива кожного транспортного засобу. Це допомагає виявляти недоліки в управлінні паливом та розробляти стратегії для їх усунення. Проте, важливо враховувати витрати на впровадження таких систем та їх обслуговування. Переваги: реальний час відстеження витрат палива; виявлення недоліків у використанні палива та можливостей для економії; підвищення ефективності управління автопарком. Недоліки: висока вартість встановлення та обслуговування датчиків палива; можливість помилкового вимірювання або втрати точності даних.

Системи моніторингу температури та тиску в шинах (наприклад LocTrack TPMS (Tire Pressure Monitoring System), Cartrack TPMS, Аріон TPMS, TPMS від Schrader, Doran 360HD TPMS, TireMinder TM-77, TPMS від Continental, TPMS від Doran Manufacturing) надають можливість виявляти технічні проблеми, які можуть призвести до збільшення споживання палива. Однак, їх ефективність може бути обмеженою в умовах недостатнього обслуговування або відсутності кваліфікованого персоналу для аналізу отриманих даних. Переваги: забезпечення безпеки та попередження аварій через вчасне виявлення проблем з тиском або температурою в шинах; зменшення ризику аварій та збільшення терміну служби шин. Недоліки: висока вартість впровадження системи та можливість помилок у вимірюванні; потреба в постійному моніторингу та підтримці системи.

Системи управління автопарком (наприклад, Verizon Connect, Geotab, Teletrac Navman, Fleet Complete, KeepTruckin) забезпечують інтегрований підхід до управління автопарком, що дозволяє автоматизувати процеси та забезпечує ефективне використання ресурсів. Проте, важливо враховувати витрати на впровадження та підтримку таких систем. Переваги: централізоване управління автопарком, включаючи моніторинг руху, технічного стану та планування маршрутів; оптимізація використання ресурсів та зниження витрат; підвищення ефективності та продуктивності автопарку. Недоліки: висока вартість впровадження та обслуговування системи; потреба в спеціалізованому персоналі для коректного використання та аналізу отриманих даних.

Системи аналізу даних та звітності (наприклад, Tableau, Power BI, Google Analytics, Microsoft Excel, які можуть бути налаштовані для аналізу даних щодо

енергоспоживання та ефективності автопарку) надають керівництву підприємства інформацію для прийняття стратегічних рішень з покращення енергоефективності та ефективного управління автопарком. Проте, необхідно мати кваліфікований персонал для аналізу та інтерпретації отриманих даних. Переваги: детальний аналіз даних щодо енергоспоживання та ефективності роботи автопарку; надання звітності та аналітичних звітів для прийняття стратегічних рішень; покращення управлінських процесів та прийняття обґрунтованих рішень. Недоліки: складність аналізу великої кількості даних та необхідність кваліфікованого персоналу; висока вартість програмного забезпечення та підтримки системи.

Загалом, кожна з розглянутих систем має свої переваги та недоліки, і вибір конкретної системи для впровадження на підприємстві повинен базуватися на його потребах, можливостях та стратегічних цілях. При цьому не обхідно враховувати широкий спектр транспортних засобів та їхніх особливостей, таких як тип палива, технічний стан, режими руху тощо; а також індивідуальні особливості кожного підприємства, його розмір, галузеві особливості та наявні технічні можливості.

Висновки

В результаті проведених досліджень доведена доцільність впровадження систем енергетичного моніторингу в АТП у сучасних умовах господарювання, проаналізовані ключові технології та системи моніторингу, виявлені їхні переваги та недоліки.

Слід зазначити, що усі технології та системи моніторингу є важливими інструментами для підвищення енергоефективності та оптимізації управління автотранспортними підприємствами. Проте, їх успішна імплементація вимагає комплексного підходу та уваги до фінансових, технічних та організаційних аспектів.

Література

1. Практичний посібник з енергетичного аудиту промислових підприємств. під заг. ред. Н. Усенко та А. Чернявського. Київ: Проект «Консультування підприємств щодо енергоефективності», 2020. 280 с.

2. Клюєв С.О., Ревун М.А., Цимбал О. В. Аналіз системи моніторингу та диспетчерського регулювання наземного транспорту. *Вісник машинобудування та транспорту*, 2023. 17(1), С. 64–70.

3. Safiullin, R., Afanasyev, A., & Reznichenko, V. (2019). The Concept of Development of Monitoring Systems and Management of Intelligent Technical Complexes. *Journal of Mining Institute,* 237 (3), 322-330. DOI:10.31897/pmi.2019.3.322.

4. Nævestad, T.-Ol., Hesjevoll, I.S. (2023). The Eco Ladder for energy management: a literature review of economic driving and energy management. *Frontiers in Future Transportation*. DOI: https://doi.org/10.3389/ffutr.2023.1044795.

ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АУДИТ НА ПІДПРИЄМСТВАХ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Величко Яна Іванівна, асистент кафедри менеджменту,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: yana0505050@gmail.com, ORCID: https://orcid.org/0000-0002-0754-9990
Бочарова Надія Аваківна, к.е.н., доцент каф. менеджменту,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: bocharova.n.a.xnadu@gmail.com, ORCID: 0000-0003-4371-0187

Важливим інструментом здійснення ефективного управління енергетикними ресурсами підприємств автомобільного транспорту є енергетичний аудит. В сучасних умовах він стає дійсно актуальним та невід'ємним елементом стратегії управління, через кілька ключових факторів: по-перше, постійно зростаюча вартість палива надихає підприємства на пошук способів оптимізації витрат. Енергетичний аудит дозволяє ідентифікувати шляхи зменшення споживання палива, підвищення енергоефективності та зниження витрат; по-друге, посилені екологічні вимоги створюють необхідність в зменшенні викидів та використанні екологічно чистих технологій. Енергетичний аудит виявляє можливості зниження викидів, сприяє впровадженню енергоефективних рішень та допомагає відповідати стандартам; по-третє, конкурентний тиск змушує підприємства шукати шляхи зниження витрат та підвищення ефективності. Енергетичний аудит виявляє резерви зменшення витрат і підвищення продуктивності автопарку, що сприяє підвищенню конкурентоспроможності; і по-четверте, розвиток технологій створює нові можливості для оптимізації енергоспоживання та підвищення ефективності. Енергетичний аудит допомагає впроваджувати та оптимізувати використання новітніх технологій у галузі автомобільного транспорту.

Отже, енергетичний аудит на підприємствах автомобільного транспорту в сучасних умовах виявляється критично важливим для досягнення економічної ефективності, екологічної безпеки та конкурентоспроможності.

Згідно з ISO 50002: Енергетичний аудит (energy audit) – це «систематикований аналіз використання енергії та споживання енергії у межах, визначених характером та обсягом робіт з енергетичного аудиту, з метою визначення, кількісного вираження та підготовки звіту про можливості підвищення рівня досягнутої / досяжної енергоефективності» [1, с.18]. Отже, енергетичний аудит в АТП - це оцінка енергетичних характеристик об'єкта аудиту, це систематичний та комплексний аналіз енергетичних процесів та систем на підприємствах з метою виявлення можливостей для підвищення енергоефективності та зменшення витрат на паливо.

Основні етапи методології проведення енергетичного аудиту включають [1-2] визначення цілей та обсягу аудиту, збір та аналіз даних про споживання енергії, оцінку енергоефективності обладнання та процесів, ідентифікацію проблемних місць та розробку рекомендацій.

Під час енергетичного аудиту на автомобільному транспорті визначаються різноманітні цілі та обсяги для оцінки енергоефективності та ефективності експлуатації автопарку. Аналізуючи потреби та вимоги підприємств, можна виділити кілька ключових аспектів, які визначають напрямок аудиту в АТП.

По-перше, ціль аудиту може бути спрямована на зменшення споживання палива транспортними засобами. Це означає оцінку ефективності використання палива кожним автомобілем на різних типах маршрутів та умовах руху. Обсяг аудиту включає в себе аналіз технічного стану автопарку, ідентифікацію можливих проблемних зон та розробку стратегій для підвищення топливної ефективності.

По-друге, важливо оцінити ефективність експлуатації автопарку в цілому. Це може включати аналіз планування маршрутів, режимів руху та використання технологій телематики для оптимізації використання ресурсів. Обсяг аудиту також може включати оцінку систем технічного обслуговування та регулярного обслуговування автомобілів з метою покращення їхнього технікного стану та зменшення витрат на ремонт.

По-третє, енергетичний аудит може бути спрямований на розробку та впровадження програми енергозбереження для автопарку. Це включає ідентифікацію можливих заходів з енергозбереження, оцінку їх вигідності та розробку плану реалізації. Обсяг аудиту також може охоплювати перевірку дотримання нормативних вимог щодо енергоефективності та екологічних стандартів.

Усі ці аспекти аудиту визначаються з урахуванням конкретних потреб та особливостей підприємства автомобільного транспорту з метою підвищення енергоефективності, зменшення витрат та відповідності нормативам.

Під час проведення енергетичного аудиту на автомобільному транспорті оцінюються різноманітні об’єкти та параметри, що впливають на споживання енергії та енергоефективність автопарку (див. табл. 1).

Об’єктами оцінки є як енергетичні системи та устаткування, так і процеси експлуатації транспортних засобів. До ключових параметрів, що підлягають оцінці, відносяться споживання палива, витрати електроенергії, ефективність роботи двигунів, теплові втрати та інші енергетичні показники. Оцінка цих об’єктів та параметрів допомагає визначити проблемні зони та розробити стратегії для зменшення енерговитрат та підвищення енергоефективності парку рухомого складу.

Проведення енергетичного аудиту включає кілька ключових етапів:

Підготовчий етап – передбачає збір і аналіз інформації про підприємство (розмір парку РС, типи транспортних засобів, обсяги палива, режими експлуатації тощо), визначення цілей і обсягу аудиту (чітке формулювання того, що планується досягнути через аудит, і областей, які будуть оцінені), формування команди (визначення команди експертів, які будуть виконувати аудит та їхніх обов’язків).

Технічне обстеження – передбачає проведення огляду автомобілів (діагностика технічного стану транспортних засобів, перевірка ефективності

роботи двигунів, систем охолодження, паливних систем тощо) та оцінку енергоефективності (вимірювання споживання палива, оцінка енерговитрат на різних етапах роботи парку РС).

Таблиця 1 – Визначення об'єктів та параметрів, що підлягають оцінці під час енергетичного аудиту

Об'єкти аудиту	Характеристика параметрів, що підлягають оцінці
Технічний стан автопарку	Оцінюється технічний стан транспортних засобів, включаючи двигуни, системи палива, системи витрат палива, стан аеродинаміки, системи охолодження та інші компоненти
Споживання палива	Визначається кількість палива, яка використовується кожним транспортним засобом під час різних умов експлуатації (наприклад, під час руху в місті, на трасі, у режимі холостого ходу тощо)
Експлуатаційні характеристики	Аналізуються параметри ефективності використання транспортних засобів, такі як середня швидкість руху, кількість зупинок, тривалість простою, типи маршрутів тощо
Умови експлуатації	Враховуються зовнішні фактори, які можуть впливати на енергоспоживання, такі як кліматичні умови, тип дорожнього покриття, трафік та інші фактори
Обслуговування та технічне обслуговування	Оцінюється ефективність систем обслуговування та технічного обслуговування транспортних засобів, включаючи регулярне обслуговування, заміну мастил, фільтрів та інші процедури
Управління автопарком	Вивчаються процеси управління автопарком, включаючи планування маршрутів, розподіл ресурсів, використання технологій та інструментів управління
Витрати та ефективність	Аналізуються загальні витрати на експлуатацію автопарку та ефективність використання ресурсів, включаючи паливо, мастила, запчастини та інші ресурси.

Джерело: сформовано авторами на основі [1-3]

Аналіз даних та ідентифікація проблем – передбачає обробку та аналіз отриманих даних (виявлення основних джерел енерговитрат та виявлення неефективних процесів) та ідентифікацію можливих шляхів оптимізації (виявлення потенційних заходів з енергозбереження та підвищення енергоефективності). Розробка рекомендацій – передбачає формулювання конкретних пропозицій щодо вдосконалення енергоефективності, включаючи технічні, технологгічні та організаційні заходи; оцінку потенційних вигід та витрат на впровадження рекомендацій.

Підготовка звіту – передбачає складання повного звіту з результатами аудиту, включаючи виявлені проблеми, рекомендації та оцінку вигід від їх впровадження; презентацію звіту перед керівництвом підприємства та обговорення можливостей для впровадження запропонованих заходів.

Моніторинг і контроль - передбачає впровадження рекомендацій і постійний моніторинг енергоефективності; аналіз результатів і корекцію заходів в разі необхідності. Правильно розроблені та впроваджені рекомендації сприятимуть підвищенню енергоефективності та зниженню витрат на паливо в АТП.

Висновки

В результаті проведених досліджень доведена актуальність використання інструменту енергетичного аудиту на підприємствах автомобільного транспорту в сучасних умовах, визначена його сутність саме для АТП та розглянута методологія його проведення, а саме: окреслені основні цілі, об'єкти та параметри оцінки енергоефективності та ефективності експлуатації парку рухомого складу; запропоновані етапи проведення аудиту (алгоритм). Цей алгоритм надає загальний огляд того, як проводиться енергетичний аудит на підприємствах автомобільного транспорту. Конкретні деталі та етапи можуть варіюватися залежно від конкретних потреб та особливостей кожного підприємства.

Література

1. Практичний посібник з енергетичного аудиту промислових підприємств. під заг. ред. Н. Усенко та А. Чернявського. Київ: Проект «Консультування підприємств щодо енергоефективності», 2020. 280 с.

2. Гарбар Ю.С., Матвійчук Є.Р. Роль енергетичного аудиту в системі енергетичного менеджмента. *Матеріали XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ* (27-28 квітня 2020 р.). Вінниця, 2020. URL: https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fbtegp/all-fbtegp-2020/paper/view/10300 (дата звернення: 20.02.2024).

3. Shapiro, Ian M. (2016). Energy Audits and Improvements for Commercial Buildings. Published by John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey. 375 p.

ФІНАНСУВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ПРОЄКТІВ

Кирчата Ірина Миколаївна, кандидат економічних наук, доцент,
доцент кафедри економіки і підприємництва,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: kirchatayairina@ gmail.com; ORCID: 0000-0002-0270-1586.
Шершенюк Олена Миколаївна, – кандидат економічних наук, доцент,
доцент кафедри економіки і підприємництва
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: sheralyona@gmail.com; ORCID: 0000-0002-9959-2725.

Сучасна економіка України включає в себе багато складних аспектів, які включають питання енергоефективності, екологічності та соціальної відповідальності, а тому, як і будь-яка інша країна, повинна реагувати на ці виклики, оскільки вони впливають на її конкурентоспроможність, стабільність і сталість економічного розвитку.

Енергоефективність в економіці допомагає зменшити витрати ресурсів і знизити негативний вплив на довкілля, що в свою чергу може позитивно позна-

читися на конкурентоспроможності країни і на загальному рівні життя громадян. Екологічні питання стають все більш важливими для сучасних економік, оскільки світ стикається з проблемами забруднення довкілля та змін клімату.

Проте, саме енергоефективність стає ключовим аспектом сучасного світу, де розумне використання енергії стає не лише економічно вигідним, але й необхідним для забезпечення сталого розвитку та збереження навколишнього середовища.

Українські підприємства мають потенціал для можливої економії енергоресурсів і, відповідно, власних коштів, а впровадження енергоефективних заходів може допомогти підприємствам значно зменшити витрати на енергію, підвищити їх конкурентоспроможність і зменшити негативний вплив на навколишнє середовище, зокрема завдяки:

– модернізації обладнання та технологій;

– впровадженню енергозберігаючих технологій (LED-освітлення, інтелекттуальні системи управління енергоспоживанням);

– оптимізації виробничих процесів та економії споживання ресурсів;

– підвищенню енергоефективності будівель і споруд (утеплення будівель, встановлення енергоефективних вікон та ізоляційних матеріалів);

– залучення фахівців з енергоефективності для виявлення потенційних джерел енергозбереження та розробки плану дій для їх реалізації.

Фінансування енергоефективних проєктів виступає критичним фактором у реалізації цієї мети, що має великий потенціал для покращення енергетичної ефективності, а розвиток ефективних фінансових механізмів та створення сприятливого інвестиційного середовища є важливими кроками на шляху до сталого розвитку та збереження навколишнього середовища для майбутніх поколінь.

Крім того, інвестиції в енергоефективність можуть приносити значні економічні та соціальні вигоди в довгостроковій перспективі, що робить їх важливим елементом стратегії розвитку підприємства. Ефективні проекти з енергоефективності є інвестиційно привабливими саме завдяки зменшенню витрат на енергію та збільшенню прибутку в результаті зменшення витрат в перспективі, а тому інвестори набувають можливості отримати стабільний прибуток.

При фінансуванні енергозберігаючих заходів на підприємствах, промислових зокрема, використовуються наступні джерела [1,2]:

– державний фонд енергозбереження (кошти, отримані за видачу центральним органом виконавчої влади, що реалізує державну політику у сфері ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів, документів дозвільного характеру; добровільні внески підприємств, установ, організацій та громадян;

– власні кошти підприємств включають амортизаційні відрахування та запланований прибуток (внески учасників та засновників, реструктуризація активів, реінвестування прибутку, амортизаційні відрахування);

– позикові кошти підприємства (банківські кредити, кошти міжнародних фінансових організацій, венчурні фонди);

– державний бюджет України;

– місцеві бюджети, видатки яких спрямовуються на забезпечення розвитку територіальних громад, стимулювання підприємницької діяльності впровадження енергоефективних проектів, надання соціальних послуг населенню, вирішення економічних і соціальних проблем на територіальному та місцевому рівнях;

– міжнародні фінансові установи (МФУ) також надають підтримку проектам державного сектора з вигодами в частині енергоефективності (міжнародна грантова підтримка, міжнародні донорські організації).

Грантова підтримка є одним із найбільш привабливих інструментів фінансування для енергоефективних проєктів, оскільки не потребує повернення коштів і може значно зменшити фінансові бар'єри для реалізації таких проектів.

Багато країн мають спеціальні програми та ініціативи, які надають гранти для енергоефективних проєктів, а міжнародні організації, такі як Європейський Союз, Світовий банк та Європейський банк реконструкції та розвитку, надають фінансову підтримку для енергоефективних проєктів у країнах з розвиненою і економікою, що розвивається.

Окремо доцільно виділити міжнародні приватні фонди та благодійні організації надають гранти для енергоефективних проєктів як частину своїх програм фінансової підтримки.

Перевагою грантового фінансування є широкий перелік потенційних отримувачі грантів:

– бізнеси можуть отримати гранти для впровадження енергоефективних технологій та вирішення енергетичних проблем;

– громадські установи можуть отримати гранти для здійснення енергоефективних реконструкцій та модернізації.

– неприбуткові організації, що працюють у сфері енергоефективності та екології.

Розробка механізму фінансування енергоефективного проєкту - це комплексний процес, який включає в себе наступні основні етапи:

– оцінка проєкту енергоефективності: проведення аудиту та аналізу поточного стану споживання енергії, визначення потенційних можливостей для зменшення споживання енергії та підвищення енергоефективності;

– розробка технічної концепції проєкту: вибір технологій та обладнання, які можуть бути використані для зменшення споживання енергії, розробка плану реалізації та впровадження енергоефективних заходів;

– фінансова оцінка проєкту: розрахунок витрат на реалізацію енергоефективного проєкту, включаючи вартість обладнання, інженерні роботи, монтаж, технічну підтримку тощо, прогнозування економії енергії та зменшення витрат після впровадження проєкту;

– вибір механізмів фінансування: визначення найбільш ефективних та відповідних механізмів фінансування, таких як банківські кредити, субсидії, гранти, інвестиційні фонди, ESCO тощо;

– розробка бізнес-плану: складання детального бізнес-плану, включаючи прогнозування доходів, витрат та прибутку; визначення стратегії повернення інвестицій та розрахунок показників ефективності проєкту;

– пошук потенційних інвесторів та укладення угод на реалізацію проєкт;

– реалізація енергоефективного проєкту згідно з розробленою технічною концепцією та бізнес-планом;

– моніторинг та оцінка результатів (оцінка досягнених цілей щодо зменшення споживання енергії та економії коштів).

Розробка механізму фінансування енергоефективного проєкту вимагає комплексного підходу та співпраці між різними зацікавленими сторонами, такими як інвестори, урядові органи, банки, підприємства та інші сторони.

Література

1. Закон України «Про енергозбереження» № 74/94 ВР від 1 липня 1994 року (зі змінами та доповненнями від 09.04.2015). Режим доступу: http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/74/94.

2. Биба В.В., Міняйленко І.В. Особливості фінансування енергозберігаючих заходів: співпраця з ЄС. *Економіка і суспільство.* Випуск 14. 2018. С. 69-75. [Електронний ресурс] / Режим доступу: https://economyandsociety.in.ua/ journals/14_ukr/8.pdf

ТЕОРЕТИЧНІ АСПЕКТИ ФОРМУВАННЯ СИСТЕМИ ЕНЕРГЕТИЧНОГО МЕНЕДЖМЕНТУ ПІДПРИЄМСТВА

Криворучко Оксана Миколаївна, докт. екон. наук, завідувач кафедри менеджменту, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: oksana.khadi.fub@gmail.com, ORCID: 0000-0003-0967-7379

Кривенко Леонід Федорович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: leonk77@meta.ua

Пучков Олег Олексійович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: Puchkov.Oleg@sollyplus.com.ua

Україна є енергодефіцитною країною, яка забезпечує свої потреби в паливі та енергії менш ніж на 50% за рахунок власних ресурсів. Енергоємність валового внутрішнього продукту України нині більш ніж удвічі перевищує показники розвинених країн. В зв’язку з цим стратегічною лінією державної політики економічного і соціального розвитку є розширення енергозбереження, що веде до високої економічної ефективності.

Ця політика реалізується через розвиток нових енергозберігаючих, маловідходних і безвідходних технологій, ефективних систем і заходів з контролю енергоспоживання та захисту довкілля від забруднення, а також організацію комплексного управління енергетикою та економікою. На вирішення цих задач спрямовано впровадження систем енергетичного менеджменту.

Поняття "енергетичний менеджмент" розглядається у вузькому та широкому розумінні. У вузькому розумінні [1] енергетичний менеджмент визначають як постійно діючу на підприємстві систему, метою якої є функціонування та послідовне зниження рівня енергоспоживання до того мінімального значення, яке необхідно для виробництва (надання послуг). При цьому не надається саме склад такої системи, а означена тільки головна мета її створення.

В більш широкому трактуванні енергетичний менеджмент [2–4] є діяльністю, що спрямована на забезпечення раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів на підприємстві або в муніципалітетах, що дозволяє значно оптимізувати обсяги енерговитрат; діяльність, що спрямована на забезпечення раціонального використовування паливно-енергетичних ресурсів і базується на отриманні енерготехнологічної інформації за допомогою обліку, проведенні типового енерготехнологічного вимірювання та перевіряння, аналізу ефективності використовування паливно-енергетичних ресурсів та впровадження енергозберігаючих заходів.

Під системою енергетичного менеджменту будемо розуміти комплекс організаційних структур, методів, процедур і інструментів, які використовуються для ефективного управління енергетичними ресурсами і процесами.

Створення такої системи дозволить підприємствам і організаціям економити енергію, зменшувати негативний вплив на навколишнє середовище, підвищувати конкурентоспроможність і забезпечувати сталість розвитку.

Основні принципи системи енергетичного менеджменту включають:

1. Постійний моніторинг і аналіз споживання енергії для виявлення зайвих витрат і можливостей зниження споживання.

2. Встановлення цілей та планування енергетичних заходів з урахуванням законодавчих вимог, технічних можливостей і фінансової ефективності.

3. Впровадження енергозберігаючих технологій, процесів і обладнання для зниження споживання енергії та покращення її ефективності.

4. Навчання та підготовка персоналу з питань енергозбереження, а також стимулювання працівників до участі у реалізації енергетичних програм.

5. Систематичне моніторингове оцінювання результатів і удосконалення системи енергетичного менеджменту.

Одним з найвідоміших стандартів в галузі енергетичного менеджменту є стандарт ISO 50001 [2], який визначає вимоги до впровадження ефективної системи управління енергією. Цей стандарт допомагає організаціям сформувати стратегію енергозбереження, визначити ключові показники енергоефективності і контролювати їх виконання.

На наш погляд, впровадження системи енергетичного менеджменту доцільно з використанням інтегрованого підходу, який полягає в такому: по-перше, у впровадженні системи енергетичного менеджменту на основі організації діяльності за принципом "Plan-Do-Check-Act". По-друге, використання короткострокових (безперервних) методів поліпшення і удосконалення процесів енергоспоживання. І, по-третє, формування системи енергетичного лідерства (рис. 1).

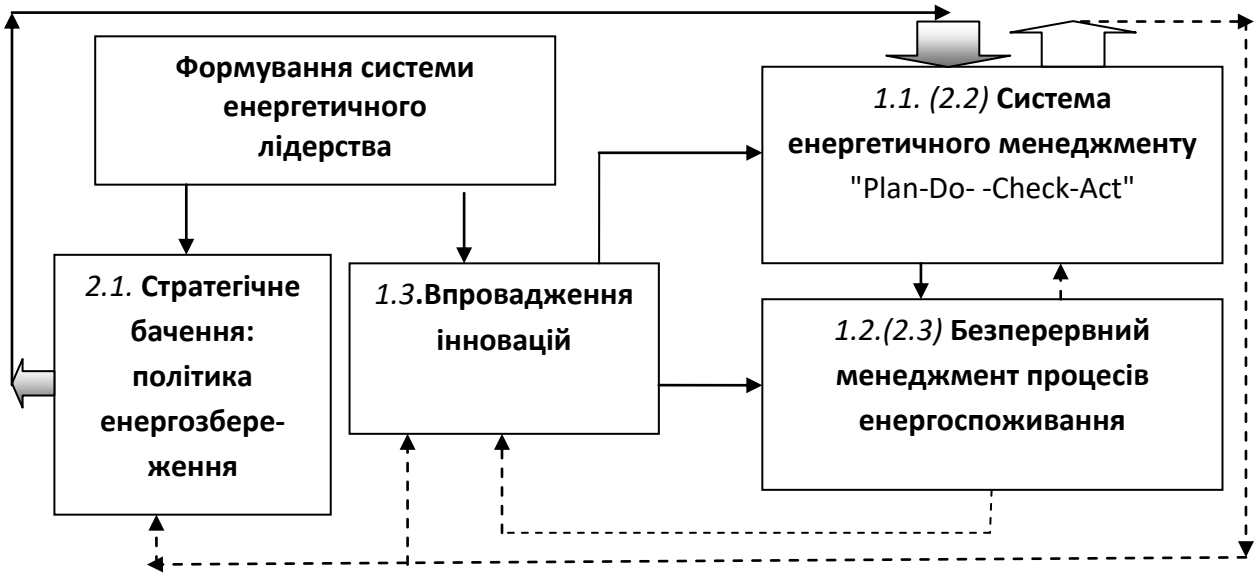


Рис.1. Загальна схема реалізації інтегрованого підходу до впровадження системи енергетичного менеджменту

В даній моделі передбачено два кола. Перше коло передбачає такі дії: впровадження системи енергетичного менеджменту, безперервний менеджмент процесів енергоспоживання; впровадження інновацій: енергоефективних технологій, використання відновлюваних джерел енергії та розробку нових продуктів та послуг.

Друге коло пов'язане з реалізацією системи енергетичного лідерства (розуміння та застосування новітніх технологій, трендів та методів у сфері енергетики, що дозволяє ефективно управляти енергетичними ресурсами, знижувати енерговитрати та впроваджувати сталі покращення в системі енергетичного менеджменту) та передбачає:

2.1) стратегічне бачення: лідерство варто мати чітке бачення стратегічних напрямків розвитку енергетичної організації, враховувати тренди та використовувати прикладні практики для досягнення цілей;

2.2) оптимізацію системи енергетичного менеджменту;

2.3) впровадження безперервного менеджменту процесів.

При цьому лідерство в енергетичному менеджменті включає управління людськими ресурсами, фінансами, процесами та ризиками з метою забезпечення ефективності та стабільності роботи енергетичної організації.

Окрім цього, велика увага віддається створенню мотивуючого середовища для персоналу, розвитку їхніх навичок та знань, а також сприяння росту та професійному розвитку. Створення мотивуючого середовища в системі енергетичного менеджменту вимагає уваги до індивідуальних потреб працівників, створення чітких цілей та дій, сприяння командному духу та надання визнання за високі досягнення.

Лідерство в енергетичному менеджменті передбачає важливість співпраці та комунікації зі всіма зацікавленими сторонами, такими як клієнти, постачальники, регуляторні органи та громадськість, а також високий рівень відповідальності перед співробітниками, клієнтами та суспільством в цілому.

Лідер повинен розуміти свої обов'язки та брати на себе відповідальність за результати своєї діяльності.

Система енергетичного менеджменту формується на підставі циклу "Plan – Do – Check – Act" ("планування – виконання – перевірка – покращання (корекція").

З метою розкриття змісту системи енергетичного менеджменту пропонується уточнити склад управлінських функцій таким чином. Функція планування (Plan) в системі енергетичного менеджменту повинна включати:

- прогнозування впливу зовнішнього середовища;
- затвердження програми енергоспоживання;
- визначення складу й числових значень показників річних, квартальних, місячного планів енергоспоживання;
- внутрішній енергетичний аудит окремих споживачів енергії;
- керування й ведення енергозберігаючих проектів;
- децентралізація управління підприємством і залучення співробітників до розробки управлінських рішень.

Функція виконання (Do) передбачає:

- виявлення дефектів, поганої роботи або збоїв у системах енергоспоживання;
- швидке втручання при несприятливих тенденції до збільшення витрат енергоресурсів;
- знаходження рекомендованих оновлень, встановлення пріоритетів.

Функція Check - перевірка включає такі види робіт: накопичення і систематизація інформації про процеси енергоспоживання; оцінювання та контроль процесів енергоспоживання; виявлення відхилень у функціонуванні процесів енергоспоживання.

Функція коригування (Act) пов'язана з наступними видами діяльності: встановлення причин виникнення невідповідностей у функціонуванні процесів енергоспоживання; визначення напрямків удосконалення процесів енергоспоживання; розробка попереджувальних та коригуючих заходів; оцінка результатативності та ефективності системи енергетичного менеджменту.

Висновки

Застосування системи енергетичного менеджменту допомагає організаціям покращити свою продуктивність, знизити витрати на енергію та вплив на навколишнє середовище, а також підвищити свою конкурентоспроможність на ринку. Основними необхідними передумовами для створення системи енергетичного менеджменту підприємства є такі: зацікавленість керівництва (менеджменту) підприємства в розробці ефективної політики енергозбереження; провідна роль керівництва (топменеджменту підприємствв) запровадити економічно обґрунтовану систему бюджетування витрат на виробництво та його модернізацію; наявність або готовність запровадити сучасні системи обліку енергоспоживання.

Література

1. ДСТУ ISO 50001:2020. Системи енергетичного менеджменту. URL: https://zakon.isu.net.ua/sites/default/files/normdocs/dstu_iso_50001_2020.pdf

2. Самойленко І.О. Енергетичний менеджмент та енергоефективність / Самойленко І.О., Гриб О.Г., Запорожець А.О. та ін. Харків: ФОП Бровін О.В., 2020. 348 с. URL: http://surl.li/qzksr

3. Основи енергетичного менеджменту: конспект лекцій /укладач С. В. Сапожніков. Суми : Сумський державний університет, 2015. 163 с.

4. Хмельнюк М. Г. Енергетичний менеджмент і аудит: підручник. Ч. 1 / М. Г. Хмельнюк, О. Ю. Яковлева, О. В. Остапенко ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка. Херсон : Вид. Грінь Д.С., 2016. 224 с.

БАЛАНС СПОЖИВАННЯ І ВИРОБІТКУ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ ЯК ОСНОВНИЙ МЕТОД ПЛАНУВАННЯ ТА АНАЛІЗУ ЕНЕРГОВИКОРИСТАННЯ НА МАШИНОБУДІВНОМУ ПІДПРИЄМСТВІ

Непран Андрій Володимирович, к.е.н., доцент. каф. економіки і підприємництва, Харківський національний автомобільно-дорожній університет e-mail: nepranxtei@gmail.com ORCID ID: 0000-0002-8329-7123/

Основним методом аналізу кількісних та якісних показників стану енергетичного господарства на підприємстві, а також змін, які відбуваються в ньому, є розробка енергетичних балансів усіх видів енергії. Необхідність дослідження енергетичного господарства визначається наступними положеннями: на основі балансу встановлюються необхідні величини та співвідношення між отриманими ресурсами та їх витрачанням; тільки при визначені корисних витрат енергії можуть бути встановлені всі втрати енергії та енергетичних ресурсів в енергетичному господарстві та намічені заходи по їх усуненню. Складання балансу обовязково у тих випадках, коли необхідно вибрати принципову, оптимальну схему енергопостачання підприємства, доцільність реконструкції енергетичного господарства.

Під енергетичним балансом розуміють систему взаємоповязаних показників, які відображають кількісну відповідність між надходженням і використанням усіх видів енергетичних ресурсів [1, с. 91]. При визначенні економічно обгрунтованих пропорцій споживання різних видів енергії, раціональних методів їх покриття і відповідної апаратури доцільно використовувати окремі види балансів: баланс споживання і виробітки електроенергії (енергобаланс), баланс споживання і виробітки тепла середнього і низького потенціалу (тепловий баланс), баланси добування, переробки та споживання палива (паливний баланс).

Відмінна особливість усіх окремих енергетичних балансів полягає в тому, що вони відображають усі витрати по підведеним (або відпущеним) до споживацьким установкам (або споживачам) кількість енергетичних ресурсів і видам енергії, які піддаються статистичному обліку. Внаслідок цього усі окремі енергетичні баланси можіть бути отримані на основі прямого статистичного обліку.

Таблиця 1 – **Характеристика споживачів електроенергії машинобудівного заводу***

Споживачі електроенергії і показники	Заготівельний		Штампувальний		Механічний		Термічний		Покриттів		Збиральний		Випробувальний		Інструментальний		Ремонтно-механічний		Адміністративний корпус і служби		Столова		Компресорна	
	M	K_c	M	K_c	M	K_c	M	K_c	M	K_c	M	K_c	M	K_c	M	K_c	M	K_c	M	K_c	M	K_c	M	K_c
Споживачі електроенергії																								
Електродвигуни вентиляторних установок	200	0,7	40	0,7	80	0,7	170	0,7	90	0,7	30	0,7	80	0,7	45	0,7	20	0,7	30	0,4	60	0,7	10	0,7
Електродвигуни індивідуальних приводів	220	0,3	740	0,27	1820	0,2	50	0,3	140	0,3	200	0,3	250	0,30	680	0,2	400	0,2	40	0,3	120	0,3	600	0,7
Електропічі опору	110	0,8	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	400	0,8	–	–	–	–	20	0,8	–	–
Плавильні печі	120	0,9	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Термічні печі	600	0,8	–	–	–	–	840	0,8	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Сушильні шкафи	30	0,8	17	0,8	110	0,8	40	0,8	150	0,8	80	0,8	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Зварочні генератори	–	–	85	0,35	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	60	0,35	–	–	–	–	–	–
Освітлення	10	0,8	12	0,8	8	0,8	3	0,8	4	0,8	7	0,8	6	0,8	5	0,8	6	0,8	10	0,8	6	0,8	1	0,8

M – встановлена потужність електроспоживачів в квт.

K_c - коефіцієнт попиту.

Найбільшого поширення серед усіх видів енергетичних балансів на машинобудівних підприємствах отримав баланс споживання і виробітку. Зміна енергетичних характеристик виробничих і побутових процесів часто приводить не тільки до зміни економіки власно енергетичних процесів, але й до зміни економіки попередніх або наступних технологічних процесів і операцій. Розглянемо особливості його складання.

Машинобудівний завод «Факел» має в своєму складі цехи, які перераховані в табл. 1. В тій же таблиці наведені характеристики споживачів електроенергії за цехами. Річний фонд часу роботи станвоить 3900 год.

Для складання балансу споживання і виробітку електроенергії за напрямками використання необхідно визначити річне витрачання для кожного виробничого об'єкту.

Річне витрачання електроенергії для кожного виробничого об'єкту визначається шляхом множення встанволеної потужності електроспоживачів на коефіцієнт попиту і дійсний річний фонд часу роботи, який становить 3900 год.

У відповідності до перерахованого вище річне витрачання електроенергії по заготівельному цеху складе:

$$\text{Силова}=(200\times 0{,}7 + 220\times 0{,}3)\times 3900 = 803 \text{ тис. квт-год.}$$

$$\text{Технологічна}=(110\times 0{,}8+120\times 0{,}9+600\times 0{,}8+30\times 0{,}8)\times$$

$$\times 3900=2730 \text{ тис. квт-год.}$$

$$\text{Освітлювальна}=10\times 0{,}8\times 3900=31 \text{ тис. квт-год.}$$

Для інших цехів дані розрахунку наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – **Розрахунок електроенергії за підрозділами заводу (тис. квт-год./рік)**

Статті витрат електроенергії	Штампувальний	Механічний	Термічний	Покриттів	Збиральний	Випробувальний	Інструменталь-ний	Ремонтно-механічний	Компресорний	Адміністратив-ний корпус	Столова	Заготівельний	Разом
Силова	888	1638	523	410	316	511	653	367	1665	94	304	803	
Технологічна	169	343	2746	468	250	-	1248	82	-	-	62	2730	
Освітлювальна	37	25	9	12	22	19	16	19	3	31	51	31	
Разом	1095	2006	3278	890	587	530	1917	467	1668	125	418	3565	16545

Річне витрачання на освітлення площі перед приміщеннями становить

$$20\times 0{,}4\times 365\times 24=70 \text{ тис. квт-год.}$$

Втрати електроенергії в мережі і на трансформацію:

$$\frac{(16545+70)\times 0{,}08}{0{,}92}=1439 \text{ тис. квт-год.}$$

Складаємо річний баланс електроенергії (табл. 3). Отримані дані дозволяють співставити отримання електроенергії та її витрачання за окремими напрямками.

Таблиця 3 – **Річний баланс електроенергії машинобудівного заводу**

№ п/п	Статті та об'єкти балансу	Надходження		Витрати	
		тис. квт-год.	%	тис. квт-год.	%
1	Получення зі сторони	17806	100	–	–
2	Генеруючи і перетворюючи установки	–	–	–	–
	Компресорна станція	–	–	1668	9,4
3	Виробництво	–	–		
	Заготівельний цех	–	–	3565	20,0
	Штампувальний цех	–	–	1095	6,1
	Механічний цех	–	–	2006	11,3
	Термічний цех	–	–	3278	18,4
	Цех покриттів	–	–	890	5,0
	Збиральний цех	–	–	587	3,3
	Випробувальний цех			530	3,0
	Ремонтно-механічний цех			467	2,6
	Адміністратиний корпус і служби			125	0,7
	Всього за розділом 3	–	–	14211	79,8
4	Позавиробничі споживачі				
	Дворове освітлення	–	–	70	0,4
	Столова	–	–	418	2,3
	Всього за розділом 4			488	2,7
5	Відпуск на сторону	–	–	–	–
6	Втрати електроенергії в мережі і на трансформаторі	–	–	1439	8,1
	Баланс	17806	100,0	17806	100,0

Як свічать результати прогнозного електробалансу, витрати електроенергії на виробництво промислової продукції складають 14211 тис. квт-год., або 79,8 % від їх загальних витрат. Найбільшими споживачами електроенергії, яка використовується на виробничі цілі, є заготівельний та термічний цехи. Їх частка становить відповідно 20,0 і 18,4 %. Питома вага збирального та випробувального цехів є незначною та складала відповідно 3,3 і 3,0 %. Значна частина електроенергії споживається компресорною станцією (9,4 %). По позавиробничі цілі витрачається 488 тис. квт-год., або 2,7 % від загального споживання.

Основним споживачем електроенергії є столова (2,3 %). Втрати електроенергії в мережі і на трансформаторі складають 8,1 % від загального обсягу споживання.

Плановий баланс дозволяє встановити відповідність між потребою машинобудівного заводу та обсягами надходження електроенергії, при невідповідності розробити заходи щодо усунення дисбалансу. Ці заходи мають вирішальне значення в енергетичному менеджменті.

Література

1. Дзядикевич Ю. В., Буряк М. В., Розум Р. І. Енергетичний менеджмент: навч. посібник. Тернопіль: Економічна думка, 2010. 295 с.

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ І СТАЛИЙ РОЗВИТОК: АНАЛІЗ ВЗАЄМОЗВ'ЯЗКУ ТА МОЖЛИВОСТЕЙ ДЛЯ АВТОТРАНСПОРТНИХ ПІДПРИЄМСТВ

Федотова Ірина Володимирівна, докт. екон. наук, професор каф. Менеджменту, Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: irina7vf@gmail.com, https://orcid.org/0000-0002-3277-0224
Бочарова Надія Аваківна, канд. екон. наук, доцент каф. Менеджменту, Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: bocharova.n.a.xnadu@gmail.com, https://orcid.org/0000-0003-4371-0187
Архіпов Олег Володимирович, аспірант,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: 17arkhipov@gmail.com

Зростання світового населення та економічного розвитку призвело до збільшення використання транспорту, що ставить під загрозу якість довкілля та забезпечення ресурсів. У зв'язку зі зростаючими екологічними викликами та постійним збільшенням витрат на енергію, енергоефективність стає важливим аспектом в боротьбі зі зміною клімату та забезпеченні сталого розвитку. Тому виникає необхідність здійснення переходу до енергоефективних технологій та практик, спрямованих на зменшення негативного впливу автотранспортних підприємств на навколишнє середовище та впровадження парадигми сталого розвитку. Дослідження взаємозв'язку між енергоефективністю та сталим розвитком для автотранспортних підприємств має велике значення, оскільки транспорт є одним з основних джерел викидів парникових газів та споживання енергії. Аналіз цього взаємозв'язку та можливості його оптимізації для автотранспортних підприємств будуть розглянуті у цій роботі.

Енергоефективність - це не тільки енергозбереження, а й оптимізація співвідношення ефекту (корисності, якості, вартості, кількості вироблених продуктів, якості життя, соціального комфорту) і необхідних енергетичних витрат [1]. В контексті автотранспортних підприємств це означає оптимізацію використання палива та енергії для забезпечення перевезень, мінімізації викидів шкідливих речовин та зниження витрат.

Сталий розвиток, з іншого боку, вимагає задоволення потреб сучасного суспільства тепер, без загрози здатності задовольняти свої потреби майбутніми поколіннями [2]. Це означає забезпечення економічного зростання, соціальної справедливості та збереження екологічної цілісності. Енергоефективність і сталий розвиток взаємопов'язані поняття, оскільки покращення енергоефективності допомагає зменшити викиди парникових газів, знизити залежність від нестійких джерел енергії та сприяє зменшенню витрат. Це в свою чергу сприяє збалансованому економічному розвитку та збереженню навколишнього середовища для майбутніх поколінь. Аналіз розвитку транспортної сфери та впровадження підходів сталого розвитку у транспорт є предметом досліджень вчених як в Україні, так і за кордоном [1-5].

Дослідники зосереджуються на розробці практичних рекомендацій, спрямованих на покращення енергоефективності та зменшення негативного впливу автотранспортних підприємств на навколишнє середовище. Особлива увага зосереджується на використанні "розумних" технологій у транспортній логістиці, що дозволяє оптимізувати маршрути, підтримувати екологічно чистий рух і зменшувати викиди шкідливих речовин.

Результати досліджень стають підґрунтям для розробки конкретних стратегій та програм, спрямованих на забезпечення сталого розвитку автотранспортних підприємств. Ці підходи відображають не лише економічні переваги, а й соціальну відповідальність бізнесу перед суспільством та довкіллям.

Автотранспортні підприємства відіграють ключову роль у забезпеченні транспортних послуг та логістичних потреб суспільства. Проте їхні операції часто пов'язані зі значними викидами $CO2$ та споживанням палива. Зменшення цих викидів та витрат може бути досягнуто за допомогою впровадження енергоефективних технологій та стратегій.

Одним з ключових напрямків вдосконалення енергоефективності в автотранспортних підприємствах є використання альтернативних джерел палива, таких як електромобілі або гібридні автомобілі. Крім того, оптимізація маршрутів, використання ефективних систем управління та моніторингу палива, а також впровадження програм екодрайвінгу можуть допомогти знизити споживання палива та викиди.

Існують численні можливості для автотранспортних підприємств у вдосконаленні енергоефективності та сприянні сталому розвитку. Ось деякі з них:

1. Впровадження програм навчання та навчання водіїв з економії палива та екодрайвінгу:

- Організація регулярних тренінгів та семінарів для водіїв щодо оптимальних стратегій економії палива та технік водіння, спрямованих на оптимальне використання палива.

- Залучіть інструкторів, які спеціалізуються на екодрайвінгу, для проведення тренінгів та демонстрації ефективних прийомів економії палива.

- Підтримка програм навчання екодрайвінгу та винагородження водіїв за досягнення в цьому напрямі на основі збору даних про ефективність екодрайвінгу від кожного водія, з подальшим використанням для їх для мотивації та винагороди за досягнення певних цілей.

2. Інвестиції в енергоефективні технології, такі як технології відновлюваної енергії для живлення рухомого складу:

- Проведення аудиту енергоспоживання для визначення потенційних областей вдосконалення та вибору найбільш підходящих технологій.

- Розробка та впровадження систем відновлюваної енергії, розгляд можливостей встановлення сонячних панелей на підприємстві для забезпечення електроенергії для освітлення, систем кондиціонування повітря та інших потреб.

- Розвиток партнерства з виробниками електромобілів та інших альтернативних видів транспорту для обміну досвідом та отримання знижок на придбання нової техніки.

- Використання гібридних та електричних транспортних засобів для зниження споживання палива та викидів шкідливих речовин.

3. Оптимізація логістичних процесів та маршрутів для зменшення кількості пробігу та витрат палива:

- Використання аналітичного програмного забезпечення для планування та оптимізації маршрутів, яке допоможе зменшити кількість зайвих кілометрів, витрат палива, часу доставки та збільшити ефективність доставки.

- Впровадження систем моніторингу маршрутів та аналізу витрат палива на кожному етапі перевезень для ідентифікації можливостей економії і постійного вдосконалення логістичних процесів.

- Врахування факторів, таких як трафік, погодні умови та навантаження при плануванні маршрутів для мінімізації витрат на паливо.

4. Використання аналітичних інструментів для постійного моніторингу та управління енергоспоживанням:

- Встановлення систем IoT (Інтернет речей) для збору даних про споживання палива, температуру двигуна та інші параметри для аналізу та оптимізації.

- Використання аналітичних програм для ідентифікації трендів у споживанні енергії, палива та виявлення можливостей для підвищення ефективності, розробки стратегій їх ефективного використання.

- Залучення спеціалістів з аналітики даних для постійного моніторингу та розробки стратегій управління енергоспоживанням на підприємстві.

Це дозволяє виявляти та усувати витрати, оптимізувати маршрути та стимулювати економію палива. Послідовне впровадження таких систем може призвести до значного зменшення експлуатаційних витрат і зниження викидів.

5. Партнерство з іншими економічними суб’єктами господарювання, такими як виробники автомобілів та постачальники палива, для спільного розвитку та впровадження енергоефективних рішень:

- Встановлення партнерських відносини та співпраця з виробниками транспортних засобів для тестування та впровадження нових технологій енергоефективності, а також з постачальниками енергії для розробки та впровадження енергоефективних рішень.

- Співпраця з постачальниками палива для отримання знижок на закупівлю енергоспоживчих матеріалів та розробки ефективних стратегій їх використання.

- Участь у галузевих конференціях та зустрічах для обміну досвідом з іншими учасниками транспортної галузі для стимулювання інновацій, спільного розвитку та налагодження зв'язків з потенційними партнерами.

6. Використання екологічно чистих технологій в модернізації автопарку: автотранспортні підприємства можуть здійснювати перехід до автомобілів, які працюють на альтернативних джерелах енергії, таких як електроенергія або водень. Ця стратегія сприяє значному зменшенню викидів вуглекислого газу та інших шкідливих речовин у атмосферу, сприяючи збереженню природних ресурсів і зниженню екологічного впливу.

7. Впровадження програм ефективного управління логістикою: запровадження програм управління логістикою дозволяє оптимізувати процеси перевезень, зменшити час простою автотранспорту, а також мінімізувати кількість порожніх пробігів. Це не лише сприяє зменшенню викидів, а й підвищує продуктивність і конкурентоспроможність підприємства.

Ці можливості не лише сприяють досягненню енергоефективності, а й сприяють здійсненню сталого розвитку, покращенню екологічних показників та збільшенню прибутковості автотранспортних підприємств.

Автотранспортні підприємства мають великий потенціал у вдосконаленні енергоефективності та сприянні сталому розвитку. Ці рекомендації допоможуть автотранспортним підприємствам покращити їхню енергоефективність та сприяти сталому розвитку, зменшуючи витрати та вплив на довкілля. Послідовне впровадження енергоефективних стратегій та технологій допоможе зменшити вплив на навколишнє середовище та забезпечити стале економічне зростання для підприємств і суспільства в цілому.

Енергоефективність та сталий розвиток є важливими аспектами для автотранспортних підприємств у змінних екологічних та економічних умовах. Впровадження енергоефективних стратегій та технологій може допомогти знизити витрати, покращити екологічні показники та сприяти сталому розвитку як самого підприємства, так і суспільства в цілому. Важливою є постійна увага до інновацій та партнерств з метою досягнення цих цілей. Впровадження енергоефективних практик може призвести до значного зменшення викидів та забезпечити стале зростання ефективності в цьому секторі.

Література

1. Денисюк С.П., Бориченко О.В. Теоретичні основи побудови систем енергетичного менеджменту в Україні. *Енергетика*. 2015. № 1. С. 7-17.

2. Зеленко В.А., Ференчак Я.І., Зеленко Н.М. Проблема енергоефективності у моделі сталого розвитку України: досвід ЄС. *Соціально-економічні проблеми сучасного періоду України*. 2019. Вип. 1. С. 18-23.

3. Монастирський Г., Борисяк О. Екологічні та енергоефективні підходи до забезпечення інноваційного розвитку муніципальної транспортної логістики. *Вісник Тернопільського національного економічного університету*. 2019. Вип. 4. С. 7-18.

4. Akghun E. Z., Monios J. Institutional Influences on the Development of Urban Freight Transport Policies by Local Authorities. *Advances in Transport Policy and Planning.* 2018. Vol. 1. P. 169–195.

ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ МІЖНАРОДНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ «ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ ТА АЛЬТЕРНАТИВНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ»

11–12 березня 2024 року

(Посвідчення УкрІНТЕІ від 05 грудня 2023 р. № 497)

Відповідальність за зміст статей несуть автори.

Відповідальний за випуск *О.І. Воронков*

В авторській редакції

СТИЛЬ-ІЗДАТ ДРУКАРНЯ www.stil-izdat.com

Формат 60x84/16 Ум. друк. арк. 24.65. Тир. 100 прим. Зам. № 074-24.
Підписано до друку 06.05.2023. Папір офсетний.

Надруковано з макету замовника ФОП Бровіна І.П.
61022, м. Харків, вул. Трінклера, 2, корп.1. Т. (066) 822-71-30