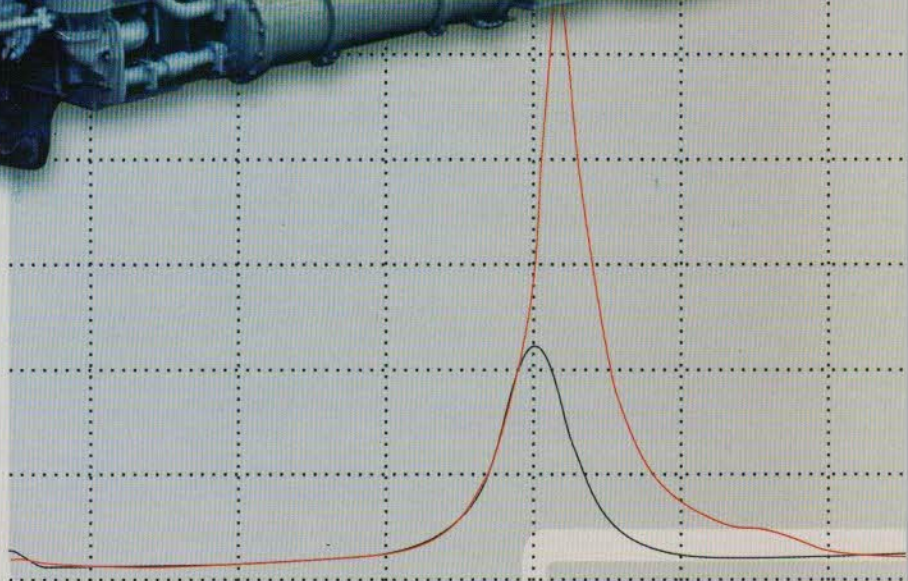
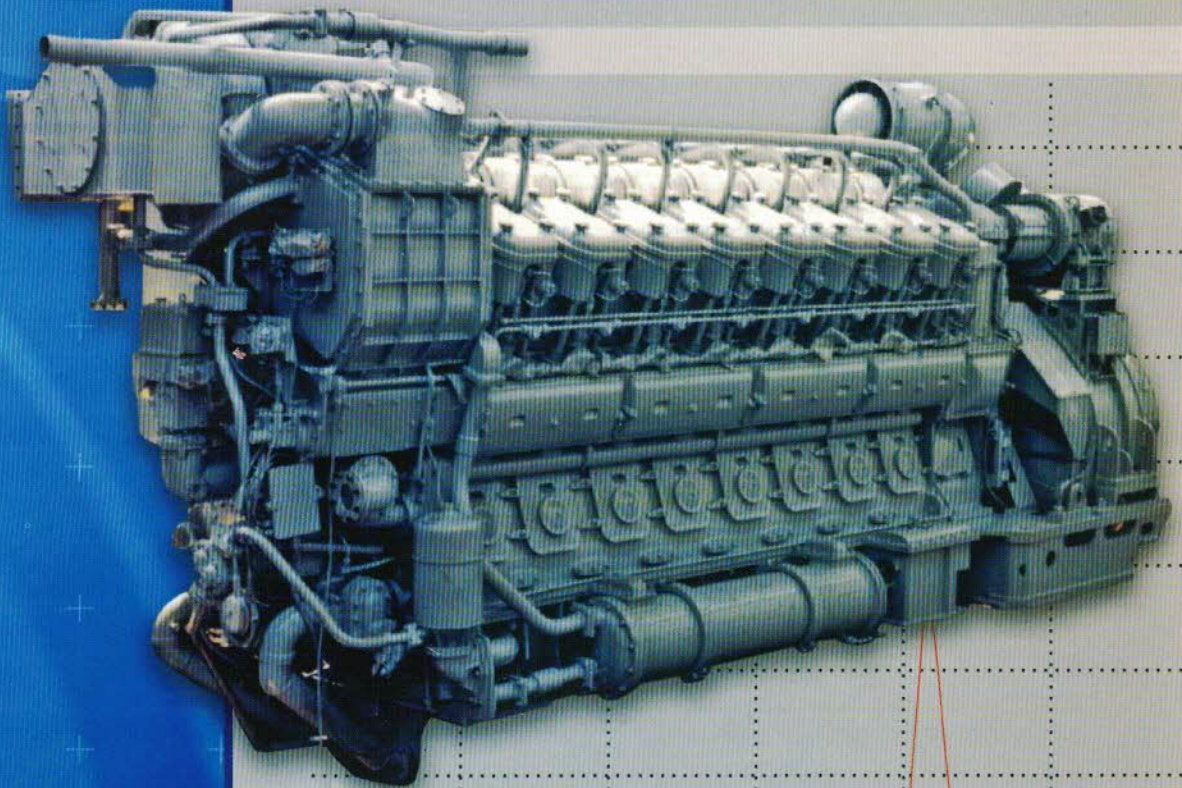


ISSN 0419-8719

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

2'2019

Всукраїнський
науково-технічний журнал



ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

2'2019

Издание основано Национальным техническим университетом

"Харьковский Политехнический Институт" в 2002 году

Госиздание

Свидетельство Госкомитета информационной политики,
телевидения и радиовещания Украины КВ №6393 от 29.07.2002 г.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор

А.П. Марченко, *д. т. н., проф.*

Заместители главного редактора

С.В. Елифанов, *д. т. н., проф.*

И.В. Парсаданов, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

И.В. Рыкова, *к. т. н., с.н.с.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *д. т. н., проф.*

А.Л. Григорьев, *д. т. н., проф.*

И.В. Грицук, *д.т.н., проф.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

Л.П. Клименко, *д. т. н., проф.*

Г.М. Кухаренок, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

А.П. Поливянчук, *д. т. н., проф.*

А.А. Прохоренко, *д.т.н., проф.*

С. Радковский, *д.н., проф.*

Д.Е. Самойленко, *д.н.*

В. Сенчила, *д.н., проф.*

Б.Г. Тимошевский, *д. т. н., проф.*

Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

Х.М. Чо, *д.н., проф.*

Н.Д. Чайнов, *д. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Р. А. Варбанец

Международная научно-практическая конференция FS-2019,
посвященная памяти профессоров Фомина Ю. Я. и Семенова
В. С. Одесса – Стамбул – Одесса, апрель 2019 3

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

О.В. Триньов, С.С. Кравченко

Вплив конструктивних факторів на тепловий стан циліндрової гільзи. 9

А.А. Лисовал, А.Г. Разумцев

Безмоторные испытания центробежного компрессора фирмы Rotrex. 14

С. О. Ковальов

Розроблення та дослідження газового двигуна Д-240-LPG, конвертованого на базі тракторного дизеля. 18

І.О. Мордвінцева, В.О. Пильов

Спрощення граничних умов нестационарної задачі теплопровідності при визначенні ресурсної міцності поршня дизеля 26

М.Р. Ткач, О.С. Митрофанов, А.С. Познанський

Особливості кінематики роторно-поршневого двигуна нової конструкції. 31

ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ДВС

О. М. Kondratenko, G. O. Chernobay, Ju. F. Derkach,

S. A. Kovalenko

Features of determination of the efficiency of devices for improvement of ecological safety level of vehicles with reciprocating ice exploitation. 36

А.П. Поливянчук, І.В. Парсаданов, О.П. Строков, О.І. Каслін, О.О. Скурідіна

Створення на базі мікротунеля універсальної системи екологічного діагностування транспортних двигунів і котелень. . 44

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

Л. П. Клименко, О. Ф. Прищепов, В. И. Андреев, О. В. Щесюк,

А.И. Случак

Повышение механических свойств чугуновых деталей ДВС методом комплексного легирования. 51

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

А.П. Кожушко, С.С. Кравченко, А.Г. Мамонтов,

О.О. Болжаларський

Шляхи зменшення впливу поздовжніх коливань транспортного засобу з агрегатами перемінної маси. 59

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Кирпичева, 2

НТУ «ХПИ», кафедра ДВС

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89

E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua,

dvs@kpi.kharkov.ua

ГИПОТЕЗЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

Д.В. Левченко, О.В. Грицюк, А.П. Кузьменко

Обґрунтування необхідності наступного кроку щодо застосування методу математичного планування експерименту у дослідженні ДВЗ. 65

ИСТОРИЯ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ. ЛИЧНОСТИ, ЮБИЛЕИ

А.А. Лисовал, И.В. Парсаданов

Ученый, педагог, специалист. К 95-летию со дня рождения Долганова Кинт Евгеньевича. 72

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2019. – №2. – 75 с.

Всеукраинский научно-технический журнал по вопросам теории и практики, моделирования и экспериментальных исследований рабочих процессов, конструкций, инновационных технологий, изготовления и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания. Материалы статей были рекомендованы Программным комитетом XXIV Международного конгресса двигателестроителей к открытой публикации в журнале и приняты редакционной коллегией.

*С апреля 2013 г. Всеукраинский научно-технический журнал «Двигатели внутреннего сгорания» включен в справочник периодических изданий базы данных **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**, научнометрические системы **GoogleScholar; WorldCat; DOAJ; DRIVER; BASE, Index Copernicus, РИНЦ**.*

Издается по решению Ученого совета НТУ “ХПИ” протокол № № 7 от 05.07.2019 г.

Р. А. Варбанец**МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ FS-2019,
ПОСВЯЩЕННАЯ ПАМЯТИ ПРОФЕССОРОВ ФОМИНА Ю. Я. И СЕМЕНОВА В. С.
ОДЕССА – СТАМБУЛ – ОДЕССА, АПРЕЛЬ 2019**

С 24 по 28 апреля 2019 года в Одессе была проведена первая, уникальная в своем роде, морская международная конференция FS-2019. Конференция была организована кафедрой «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация, СЭУ и ТЭ» Одесского национального морского университета (ОНМУ), при спонсорской поддержке судоходной компании «УКРФЕРРИ». Конференция была проведена на борту парома «Каунас» во время регулярного рейса Одесса – Стамбул – Одесса. Уникальность ее заключалась в том, что, помимо обсуждения научных докладов, участниками конференции было проведено диагностирование главных судовых дизелей непосредственно в процессе эксплуатации судна. Конференция была посвящена памяти известных в стране и за рубежом ученых – профессоров Фомина Юрия Яковлевича и Семенова Владимира Сергеевича, которые долгое время работали в Одесском «Водном институте» (ныне Одесском национальном морском университете). Их научная деятельность была направлена на моделирование и диагностику судовых энергетических установок и, в первую очередь, – судовых дизелей как главных объектов СЭУ. Популяризация научного наследия профессоров Фомина Ю. Я. и Семенова В. С. с привязкой к их научной биографии, а также освещение актуальных вопросов морской энергетики и сопутствующих тем стало целью конференции. Такая идея была всецело поддержана руководством компании «УКРФЕРРИ» – выпускниками судомеханического факультета «Водного института». В связи с большим количеством участников, доклады были поделены между двумя секциями. Программа конференции, полные тексты докладов, а также большой объем сопроводительной информации были предварительно выложены на сайте конференции. Были представлены доклады из Украины, Белоруссии, Польши, Чехии и Германии. В работе конференции приняли участие 120 человек из ведущих технических ВУЗов Одессы, Николаева, Измаила, Херсона, Харькова и Киева.

Ключевые слова: международная научно-практическая конференция; судовые энергетические установки; техническое обслуживание и ремонт судов; технологии в двигателестроении; судовое электрооборудование и средства автоматики; морские гидротехнические сооружения; транспортные системы и морская логистика; подготовка специалистов морского транспорта.

Цели, состав и условия конференции

24 апреля 2019 г. в 18:00 паром «Каунас» вышел из порта Черноморск в регулярный трехдневный круговой рейс Одесса – Стамбул – Одесса. На борту судна находились 120 участников международной конференции FS-2019 [1], посвященной памяти профессоров Фомина Юрия Яковлевича и Семенова Владимира Сергеевича.



Фото 1. Т/х «Каунас» [2]

На пароме находятся 250 современных комфортабельных кают, в части которых на верхней и средней палубах расположились участники конференции. Время проведения конференции было выбрано в конце апреля, когда Черное море успокаивается

после зимних штормов и когда еще нет летнего наплыва регулярных пассажиров – водителей крупнотоннажной автотехники. Таким образом, выбранный рейс парома «Каунас» [2] был практически полностью посвящен конференции и ее 120-и участникам.

Кроме того, время проведения конференции было подобрано так, чтобы оно не пересекалось с другими, уже сложившимися крупными конгрессами и конференциями, на которые всегда приезжает много профильных специалистов. В первую очередь, это международный «Конгресс Двигателестроителей», основные организаторы которого – ведущие харьковские ВУЗы: ХАИ и ХПИ, проводимый в начале сентября уже более 20 лет. А также международные конференции «MINTT» и «СЕУТТОО» Херсонской государственной морской академии и другие крупные международные конференции, проводимые непосредственно до и после летних отпусков.

Изначально конференция была задумана как мероприятие кафедры СЭУ и ТЭ, посвященное работавшим ранее широко известным в техническом мире профессорам, которыми гордится кафедра и университет. Международный статус конференция получила благодаря участию коллег из Польши, Чехии, Беларуси и Германии (IMES GmbH). С

польскими коллегами и IMES GmbH кафедра поддерживает научные связи. Предпосылками для проведения конференции на борту судна послужило многолетнее сотрудничество кафедры с судостроительной компанией «УКРФЕРРИ» [3] в области диагностики судовых дизелей. Ранее, силами специалистов кафедры, были проведены диагностические работы на главных и вспомогательных двигателях судов компании: «Грейфсвальд», «Каунас», «Герои Шипки», «Герои Плевны», «Каледония». Когда возник вопрос о месте проведения научно-практической конференции, руководство «УКРФЕРРИ» любезно предложило паром «Каунас», предоставив при этом солидную скидку на билеты кругового рейса Одесса – Стамбул – Одесса участникам конференции.

Впоследствии, в процессе набора научных докладов, количество кафедр и родственных департаментов, желающих принять участие, увеличилось до 22, а число участников конференции до 120 человек. В числе участников конференции были: 17 профессоров, докторов технических наук; 42 кандидата наук; старшие преподаватели, ассистенты, аспиранты и студенты ОНМУ и технических ВУЗов Украины. Участниками конференции было занято 62 каюты парома. Необходимо отметить, что все каюты были комфортабельны, с широкими иллюминаторами с морским видом и в отличном состоянии. Особо необходимо подчеркнуть высокое качество питания на борту судна, что впоследствии было отмечено всеми участниками конференции. Организация трансфера участников от места сбора (ОНМУ) до борта судна и обратно, по приходу судна в порт Черноморск, также входила в обязанности организаторов конференции.

Доклады на конференции

Представленные на конференции доклады были разделены на две секции. Секция (1): «Техническая эксплуатация судовых энергетических установок», «Техническое обслуживание и ремонт судов», «Современные технологии в двигателестроении», «Эксплуатация судового электрооборудования и средств автоматики». Секция (2): «Морские гидротехнические сооружения», «Транспортные системы», «Морская логистика», «Подготовка специалистов морского транспорта». Места проведения секций – комфортабельные конференционные залы на 7 и 5 палубах, оборудованные средствами мультимедиа.

Все доклады были интересны, информативны и вызвали живое обсуждение. Идея организаторов конференции состояла в том, чтобы предоставить участникам конференции возможность заранее ознакомиться с содержанием докладов через

сайт конференции задолго до ее начала. На самом деле, доклады помещались на сайт и были доступны для свободного скачивания сразу же после их получения и редакторского контроля.



Фото 2. Пленарное заседание FS-2019

Еще одним удобством для участников было то, что организаторы и редакция сами взяли на себя заботу о приведении докладов к требуемому стандартному виду. Был проделан колоссальный труд по оформлению и переоформлению присылаемых докладов. Для случая первой подобной конференции такая практика исключила длительную переписку с авторами и, возможно, увеличила объем набранного материала, а также сработала на повышение популярности конференции. В будущем политика организаторов конференции будет изменена и будут применены требования к оформлению авторами своих докладов самостоятельно.

В третий день конференции были также проведены экскурсии на ходовой мостик и в машинное отделение судна.

Необходимо отметить следующие доклады, вызвавшие наибольший интерес и последующую дискуссию.

Пленарные доклады профессоров А. А. Вассермана и С. Я. Соломатина, посвященные биографии Фомина Ю. Я. и Семенова В. С., а также истории кафедры СЭУ и ТЭ.

Масштабный коллективный доклад профессоров А. П. Марченко, И. В. Парсаданова, А. П. Строкова, аспиранта А. Г. Лала «Оппозитные двухтактные дизели с противоположно движущимися поршнями: применение, особенности конструкции, направления повышения эффективности».

Доклад профессора А. В. Белогуза «Особенности профилирования поршней ДВС».

Доклад профессоров А. Врублевского, М. Янулина, Р. Войновски «Оценка состояния датчиков системы управления двигателя мотоцикла с

помощью анализа акустической эмиссии».

Доклад доцента Д. С. Минчева «Implementation of the Atkinson's Cycle in Marine Low-Speed Diesel Engines».

Доклад профессора Е. Н. Тимошук с аспиранткой О. В. Мельник «Вибір показників технічної надійності системи бункрування».

Доклад коллектива авторов S. Neumann, R. Varbanets, O. Kyrylash, V. Maulevych, O. Yeryganov «Marine Diesels Working Cycle Monitoring on the Base of IMES GMBH Pressure Sensors Data» [4].

И многие-много другие доклады.

Как автор статьи и как главный организатор конференции FS-2109 хочу еще раз подчеркнуть, что оживленные информативные дискуссии, позволившие глубоко проникнуть в суть докладов, стали возможны именно потому, что оргкомитет давал возможность заранее ознакомиться с полными текстами докладов всем желающим через сайт конференции. А именно – сразу после получения докладов и их редакционной обработки. Поэтому доклады на сайте выставлены в том порядке, в котором их получала редакция. Свободная загрузка полных текстов докладов задолго до начала конференции дала возможность участникам подробно ознакомиться с их содержанием и подготовить точные и корректные вопросы докладчикам, а также сделать конструктивной дискуссией после докладов. Это является новшеством, примененным на конференции FS-2019.

Индицирование второго главного дизеля ГД-2 VDS 48/42AL2

Используя накопленный на морских судах [5, 6] опыт диагностирования судовых дизелей в эксплуатации, организаторы провели индицирование второго главного двигателя ГД-2 VDS 48/42AL2 с системой турбонаддува. На т/х «Каунас» установлены четыре главных среднеоборотных дизеля суммарной мощностью 10600 кВт. Это четырёхтактные машины типа VDS 48/42AL2 с диаметром цилиндров 42 см, ходом поршня 48 см и степенью сжатия 12,5.

Индицирование проводилось системами EPM-XP (IMES GmbH) [4] и D4.0HT (DEPAS, OHMY) [6]. В конце индицирования была произведена запись виброакустических колебаний компрессора турбоагнетателя, которая позволяет с высокой точностью определять его мгновенную частоту вращения и оценивать уровень вибрации ротора. Анализ виброакустического спектра турбокомпрессора является частью индицирования и вместе с анализом индикаторных диаграмм дает общую экспресс-оценку технического состояния дизеля.

В индицировании и последующем обсуждении результатов принимали участие все профессора-механики, прибывшие на конференцию (Фото 3 – 7).



Фото 3. Инструктаж старшего механика в ЦПУ судна перед индицированием

Перед индицированием старший механик судна провел обязательный инструктаж по технике безопасности. Индицирование ГД-2 проводилось в условиях постоянной нагрузки 80 % MCR (длительной эксплуатационной мощности) и при стационарных внешних условиях: волнение менее 2х баллов и ровная траектория движения судна без поворотов и маневров.



Фото 4. Профессора Марченко А. П. и Парсаданов И. В. в машинном отделении т/х «Каунас»

Результаты индигирования ГД-2 показали в целом удовлетворительное состояние цилиндропоршневой группы (ЦПГ), топливной аппаратуры (ТА) и механизма газораспределения (МГР) всех цилиндров ГД-2 (рис. 1).



Фото 5. Профессора Варбанец Р. А., Вассерман А. А. и Строков А. П. перед индигированием ГД-2

При этом были выявлены следующие дефекты: дробный впрыск топлива на цил. 3, 5 (рис. 1). Неодновременное закрытие впускных клапанов цил. 6 (рис. 2) и неплотность индикаторного крана цил. 1. (рис. 3). При этом на цил. 1 наблюдаются характерные формы вибродиаграмм впрыска, соответствующие нормальной работе топливной аппаратуры высокого давления, а также формы вибродиаграмм закрытия клапанов, соответствующие нормальной работе механизма газораспределения (рис. 3).



Фото 7. Запись вибрации газотурбонагнетателя

Задачей механиков, эксплуатирующих дизели на судне, является равномерное распределение тепловых и механических нагрузок между цилиндрами. Это минимизирует вибрацию, повышает верхний предел эксплуатационной мощности и, главное, – снижает риск внезапной аварии дизеля в море. Разумеется, перед выравниванием индикаторных мощностей цилиндров необходимо добиться нормальной работы ТА и МГР. Для решения этой задачи нужно пользоваться не частичными данными мониторинга (P_{max}) отдельных цилиндров, а результатами комплексной параметрической диагностики, включающей анализ индикаторных диаграмм, вибродиаграмм ТА и МГР, а также результатами частотного анализа турбокомпрессора.

торных мощностей цилиндров необходимо добиться нормальной работы ТА и МГР. Для решения этой задачи нужно пользоваться не частичными данными мониторинга (P_{max}) отдельных цилиндров, а результатами комплексной параметрической диагностики, включающей анализ индикаторных диаграмм, вибродиаграмм ТА и МГР, а также результатами частотного анализа турбокомпрессора.



Фото 6. Система мониторинга DEPAS D4.0HT

Сводный отчет цилиндров ГД-2 представлен на рис. 1. Повышенный P_{max} цил. 3 не является значительным дефектом. В то же время вибродиаграммы цил. 3 и 5 показывают несколько подъемов и посадок иглы форсунки во время впрыска, что является дефектом (рис. 1).

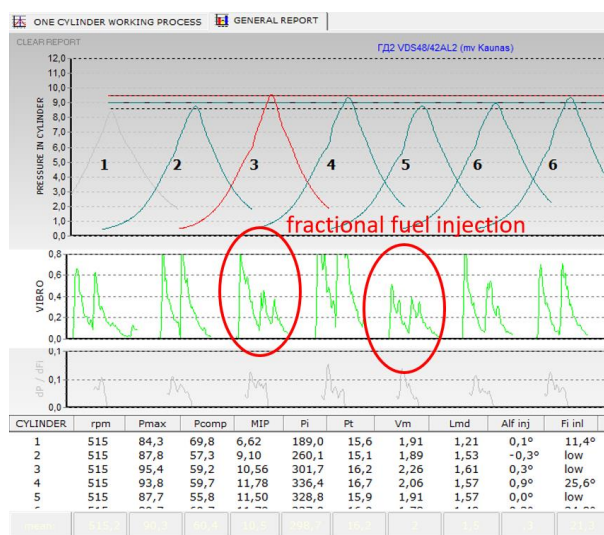


Рис. 1. Сводный отчет ГД-2 VDS 48/42AL2

Дефект закрытия впускных клапанов характеризуется двойной вибродиаграммой цил. 6 (рис. 2).

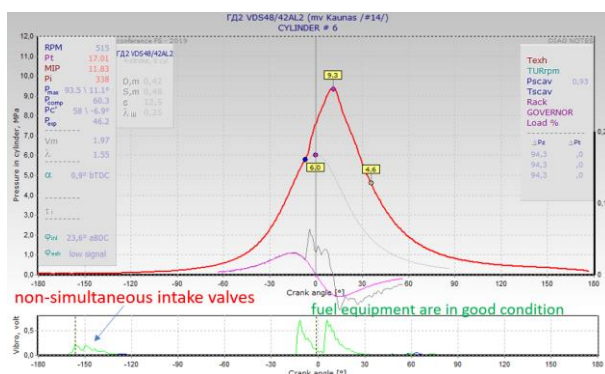


Рис. 2. Индикаторные диаграммы цилиндра 6 ГД-2

Результаты индицирования с комментариями были переданы старшему механику т/х «Каунас».

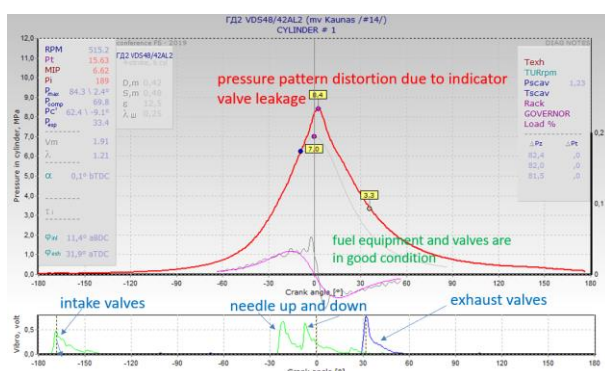


Рис. 3. Индикаторные диаграммы цилиндра 1 ГД-2

Заключение

Опыт проведения первой морской международной научно-практической конференции кафедры СЭУ и ТЭ ОНМУ при спонсорской поддержке судоходной компании «УКРФЕРРИ» показал широкую заинтересованность отечественных и зарубежных специалистов. Атмосфера морского путешествия, слаженная четко организованная работа экипажа парома «Каунас» и, наконец, хорошая погода в течение всего рейса способствовали успешному проведению научных докладов и всех запланированных мероприятий.

Коллектив кафедры СЭУ и ТЭ ОНМУ благодарит всех, кто принял участие в конференции, выступил с докладами и прислал тезисы. Все материалы конференции, включая фотоотчет, доступны на сайте конференции www.fs-2019.tilda.ws [1].

Организаторы конференции отдельно благодарят профессора Белогуба А. В. (Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков) за сделанный им интересный фотоотчет.

Благодарим также Павла Никитина (Государственный университет инфраструктуры и техноло-

гий, Киев) и Александра Кропельницкого за великодушную организацию досуга участников конференции.

Благодарим Розмыслову Милену Сергеевну, начальника отдела пассажирского сервиса и весь экипаж т/х «Каунас» за всестороннюю помощь и личное участие, сделавшее конференцию ярким и запоминающимся событием.

Благодарим Елену Кирилаш за огромный труд по редакции текстов присланных докладов, составлению программы и сборника тезисов, а также модерированию сайта конференции.

Организаторы конференции благодарят старшего преподавателя ОНМУ Колесника Дмитрия и студенток Павлову Татьяну и Георгиеву Дарью, которые значительно повысили качество проведения конференции на борту судна.

Кафедра СЭУ и ТЭ благодарит руководство и весь коллектив компании «УКРФЕРРИ» за спонсорскую поддержку и участие в организации и проведении конференции. Надеемся, что дальнейшее творческое сотрудничество позволит сделать нашу конференцию знаковым ежегодным мероприятием.

Список литературы:

1. Міжнародна науково-практична конференція, присвячена пам'яті професорів Фомина Ю. Я. і Семенова В. С., Одеса-Стамбул-Одеса, 24-27.04.2019. Режим доступу: <http://fs-2019.tilda.ws/>.
2. Автомобильно – железнодорожный / пассажирский паром «Каунас». Режим доступа: <https://www.youtube.com/watch?v=uUcQHePlkX0>.
3. Судоходная компания «Укрферри». Режим доступа: <http://www.ukrferry.com/>.
4. Neumann S, Varbanets R, Kyrylash O, Maulevych V, Yeryganov O. Marine diesels working cycle monitoring on the base of IMES GmbH pressure sensors data. *Diagnostyka*. 2019; 20(2):21-26. Режим доступа: www.doi.org/10.29354/diag/104516.
5. Varbanets R.A. Turbocharged Marine diesel engine frequency parameters monitoring / R.A. Varbanets, Y.M. Kucherenko, A.I. Halavan // *Bulletin of the Astrakhan State Technical University. Series: Marine equipment and technology*. Astrakhan. - 2013. - № 1. - pp. 103-110.9.
6. Varbanets R. A. Marine diesel engine performance analyze of / Varbanets R.A., Karianskiy A. // *Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects*. Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology. – 2012. – vol. 7, no. 1. – pp. 269–275.

Bibliography (transliterated):

1. International scientific and practical conference, dedicated to the memory of professors Fomin Yu. Ya. And Semenov V.S. [Mizhnarodna naukovopraktychna konferentsiya, prysvyachena pam'yati profesoriv Fomina YU. YA. i Semanova V. S.], Odessa-Istanbul-Odessa, 24-27 April, 2019, available at: <http://fs-2019.tilda.ws/>.
2. Automobile - railway / passenger ferry "Kaunas" [Avtomobil'no – zheleznodorozhnyy / passazhirskiy parom «Kaunas»], available at: <http://www.ukrferry.com/>.
3. Shipping company "Ukrferri" [Sudokhodnaya kompaniya «Ukrferri»], available at:

<http://www.ukrferry.com/>. 4. Neumann, S, Varbanets, R, Kyrylash, O, Maulevych, V, Yeryganov, O. (2019) «Marine diesels working cycle monitoring on the base of IMES GmbH pressure sensors data», *Diagnostyka*, 20(2):21-26, available at: www.doi.org/10.29354/diag/104516. 5. Varbanets, R.A., Kucherenko, Y.M., Halavan, A.I. (2013) «Turbocharged Marine diesel engine frequency parameters monitoring Bulletin of the Astrakhan State

Technical University, Series: Marine equipment and technology. Astrakhan, № 1, pp. 103-110. 6. Varbanets, R.A., Karianskiy, A. (2012) *Marine diesel engine performance analyze of*, Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects. Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology, vol. 7, no. 1, pp. 269–275.

Поступила в редакцию 02.07.2019 г.

Варбанец Роман Анатольевич – доктор техн. наук, профессор; зав. кафедрой «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация» Одесского национального морского университета, Одесса, 65000, Украина, office@onmu.odessa.ua, roman.varbanets@gmail.com, +380 (48) 728-25-64, <https://orcid.org/0000-0001-6730-0380>.

МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ПРАКТИЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ FS - 2019, ПРИСВЯЧЕНА ПАМ'ЯТІ ПРОФЕСОРІВ ФОМІНА Ю. Я. І СЕМЕНОВА В. С. ОДЕССА - СТАМБУЛ - ОДЕСА, КВІТЕНЬ 2019

Р. А. Варбанець

З 24 по 28 квітня 2019 року в Одесі була проведена перша, унікальна в своєму роді, морська міжнародна конференція FS - 2019. Конференція була організована кафедрою «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація, СЕУ і ТЕ» Одеського національного морського університету (ОНМУ), за спонсорської підтримки судноплавної компанії «УКРФЕРРІ». Конференція була проведена на борту порома «Каунас» під час регулярного рейсу Одеса-Стамбул-Одеса. Унікальність її полягала в тому, що, крім обговорення наукових доповідей, учасниками конференції було проведено діагностування головних суднових дизелів, безпосередньо в процесі експлуатації судна. Конференція була присвячена пам'яті відомих в країні і за кордоном вчених професорів Фоміна Юрія Яковича і Семенова Володимира Сергійовича, які довгий час працювали в Одеському «Водному інституті» (нині Одеському національному морському університеті). Наукова діяльність професорів Фоміна Ю. Я. і Семенова В. С. була направлена на моделювання і діагностику суднових енергетичних установок і, в першу чергу, - суднових дизелів як головних об'єктів СЕУ. Популяризація наукової спадщини професорів Фоміна Ю. Я. і Семенова В. С. з прив'язкою до їх наукової біографії, а також висвітлення актуальних питань морської енергетики і супутніх тем стало метою конференції. Така ідея була цілком підтримана керівництвом компанії «УКРФЕРРІ» - випускниками судномеханічного факультету «Водного інституту». У зв'язку з великою кількістю учасників конференції, доповіді були поділені між двома секціями. Програма конференції, повні тексти доповідей, а також великий обсяг супровідної інформації були попередньо викладені на сайт конференції. Були представлені доповіді з України, Білорусії, Польщі та Німеччини. В роботі конференції взяли участь 120 чоловік з провідних технічних ВНЗ Одеси, Миколаєва, Ізмаїла, Херсона, Харкова та Києва.

Ключові слова: міжнародна науково-практична конференція; суднові енергетичні установки; технічне обслуговування та ремонт суден; технології в двигунобудування; суднове електрообладнання та засоби автоматики; морські гідротехнічні споруди; транспортні системи і морська логістика; підготовка фахівців морського транспорту.

INTERNATIONAL SCIENTIFIC AND PRACTICAL CONFERENCE FS - 2019, DEDICATED TO THE MEMORY OF PROFESSORS FOMIN Y. YA. AND SEMENOV V. S. ODESSA - ISTANBUL - ODESSA, APRIL 2019

R. A. Varbanets

From April 24 to April 28, 2019, the first, one of a kind, maritime international conference FS 2019 was held in Odessa. The conference was organized by the department "Ship Power Plants and Technical Operation, Power Plants and Power Plants" of Odessa National Maritime University ONMU, with sponsorship shipping company "UKRFERRI". The conference was held aboard the Kaunas ferry during the regular flight Odessa-Istanbul-Odessa. Its uniqueness lies in the fact that, in addition to the discussion of scientific reports, the conference participants carried out the indexing of the main ship diesel engines, directly during the operation of the vessel. The conference was dedicated to the memory of the well-known scientists in the country and abroad, professors Fomin Yury Yakovlevich and Semenov Vladimir Sergeyevich, who worked for a long time in the Odessa "Vodny Institute" (now the Odessa National Maritime University). The scientific activity of professors Fomin Yu. Ya. And Semenov V.S. was aimed at modeling and diagnostics of ship power plants and, first of all, ship diesel engines as the main objects of the SPP. The popularization of the scientific heritage of professors Fomin Yu. Ya. And Semenov V.S. with reference to their scientific biography, as well as the coverage of topical issues of marine energy and related topics became the purpose of the conference. Such an idea was fully supported by the management of the UKRFERRI company - graduates of the Faculty of Mechanical Engineering of the Water Institute. Due to the large number of conference participants, the reports were divided between the two sections. The conference program, the full texts of the reports, as well as a large amount of accompanying information were previously posted on the conference website. Presentations were made from Ukraine, Belarus, Poland and Germany. The conference was attended by 120 people from leading technical universities of Odessa, Nikolaev, Izmail, Kherson, Kharkov and Kiev.

Key words: international scientific-practical conference; ship power plants; maintenance and repair of ships; engine technology; ship electrical equipment and automation; marine hydraulic structures; transportation systems and marine logistics; training of maritime transport specialists.

О.В. Триньов, С.С. Кравченко

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ФАКТОРІВ НА ТЕПЛОВИЙ СТАН ЦИЛІНДРОВОЇ ГІЛЬЗИ

Метою проведеного розрахункового дослідження є удосконалення конструкції циліндрової гільзи швидкохідного автотракторного дизеля, поліпшення економічних показників за рахунок досягнення оптимального розподілу температур на висоті робочої поверхні гільзи. Розглядаються такі конструктивні заходи як застосування алюмінієвих сплавів з високою теплопровідністю і зносостійким корундовим покриттям робочої поверхні, нанесення теплоізоляційного емалевого покриття на зовнішню поверхню гільзи між верхнім і нижнім посадочними поясами, яка контактує з охолоджуючою рідиною та збільшення товщини стінки всієї охолоджуваної поверхні. Зносостійкий корундовий прошарок товщиною 0,2 мм застосовується для всіх перерахованих конструктивних заходів. Показано, що використання алюмінієвого сплаву АЛ19 замість чавуну СЧ21-40 для виготовлення гільзи дає очікуваний результат щодо зменшення температур по всіх контрольних точках, проте температури робочої поверхні гільзи на більшій частині ходу поршня далекі від оптимальних значень. Нанесення емалевого покриття на зовнішню поверхню гільзи товщиною 0,5 мм помітно знижує інтенсивність тепловідведення в систему охолодження по всій висоті робочої поверхні. Отриманий температурний профіль і в даному випадку не є оптимальним. Збільшення товщини стінки гільзи на 1 мм на ділянці теплообміну, яка безпосередньо контактує з охолоджуючою рідиною, наближає отриманий температурний профіль до оптимального, але переохолодженою залишається нижня частина гільзи. При цьому ефект від застосування емалевого покриття більш суттєвий, ніж збільшення товщини стінки. При нанесенні на частині охолоджуваної поверхні гільзи емалевого покриття і збільшенні в нижній частині поверхні товщини стінки на 1 мм профіль температур також наближається до оптимального, але необхідні додаткові заходи, направлені на підвищення температур робочої поверхні гільзи в нижній її частині.

Ключові слова: дизель, алюмінієва гільза, емалеве покриття, корундовий прошарок, теплонапружений стан, температурне поле.

Вступ

При розробці конструкцій автотракторних дизелів з високим рівнем форсування по літровій потужності вирішується, серед інших, проблема узгодження теплового стану деталей циліндропоршневої групи з розподілом теплових потоків по поверхні, яка обмежує циліндровий об'єм. Обмеження таких потоків в системі змащення та охолодження призводить до недопустимого зростання температур деталей камери згорання (КЗ), зменшення їхнього моторесурсу. Зростання щільності потоків за рахунок інтенсифікації охолодження супроводжується погіршенням показників паливної економічності.

Таким чином, вирішення поставленої проблеми полягає в оптимізації теплових потоків, досягненні оптимального температурного стану деталей циліндропоршневої групи, зокрема робочої поверхні циліндрової гільзи.

При цьому важливим моментом є детальний аналіз найбільш суттєвих конструктивних, режимних, регулювальних факторів, які впливають на теплонапружений стан (ТНС) циліндрової гільзи та інших деталей цієї групи, визначення таких факторів для проведення аналізу. Розподіл температур по висоті робочої поверхні гільзи (профіль температур) для більшості автотракторних дизелів характеризується нерівномірністю, перегрівом верхньої частини і переохолодженням нижньої, що не сприяє мінімізації коефіцієнтів тертя в sprzęженні пор-

шневий комплект-гільза. При такому температурному профілі не забезпечується оптимальна в'язкість моторного мастила, зростають механічні витрати.

Розрахунковий етап дослідження полягає у визначенні, як зазначалося, найбільш впливових факторів, які б сприяли зниженню температур у верхній частині гільзи і підвищенню температур у нижній її частині, тобто вирівнюванню температур по висоті, наближенню до певного оптимального значення (160-170 °C).

В роботі аналізується вплив таких конструктивних факторів як матеріал гільзи, наявність теплоізоляційного і зносостійкого покриття, товщина стінки гільзи на ділянках теплообміну з охолоджуючою рідиною, комбінації перелічених факторів. Розглядаються конструктивні рішення, які не потребують внесення значних змін в базову конструкцію як самої гільзи, так і блоку циліндрів дизеля з порожнинами для рідинного охолодження.

Аналіз літератури

Для уточнення математичної моделі (ММ) теплонапруженого стану циліндрової гільзи автотракторного дизеля 4ЧН12/14, яка розглядається як об'єкт дослідження в даній роботі, було проведено моторний експеримент. Метою експерименту було отримання температурного поля серійної гільзи (матеріал – чавун СЧ21-40) на усталених, зокрема номінальному ($N_e = 73,6$ кВт, $n = 1800$ хв⁻¹) режимі, та перехідних режимах скидання-накидання наван-

таження. Детальний опис моторного експерименту наведено в роботі [1].

При проведенні моторного експерименту використовувалася серійна гільза, препарована чотирма хромель-алюмелевими термопарами, рознесеними по висоті гільзи між верхнім і нижнім посадочними поясами. Контрольні термопари розміщувалися на відстані $1 \pm 0,1$ мм від робочої поверхні гільзи. Для оснащення гільзи в її стінці були виконані глухі отвори діаметром $4 \pm 0,05$ мм, термопара фіксувалася в капсулі конічної форми, який з натягом був закарбований в глухий отвір в стінці циліндрової гільзи. Діаметр хромель-алюмелевих електродів становив 0,3 мм, діаметр кульки спаю - 0,2-0,8 мм. Запис температурних характеристик та їх обробка в цифровій формі здійснювалися за допомогою пристрою на основі мікроконтролера з можливістю одночасної реєстрації температури від 16-ти термопар. Основним елементом реєструючої системи є мікроконтролер ATmega 328. Мікроконтролер по черзі підключає термопари через мультипроцесор до підсилювача AD8495 і перетворює вихідну напругу в значення температури. Для реєстрації температурних характеристик в експерименті застосовано ПК (ноутбук) зі встановленим модулем Bluetooth [1].

В роботі [2] проаналізовано вплив окремих конструктивних факторів на температурний профіль циліндрової гільзи середньообертового суднового дизеля 6ЧН26/34 з метою оптимізації профілю. Для проведення розрахункового дослідження була розроблена скінченоелементна ММ, яка уточнювалася з використанням результатів моторних випробувань, проведених раніше на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» проф. Є.І. Третьяком.

В розрахунковій частині дослідження [2] розглядалися наступні варіанти:

- серійна циліндрова гільза дизеля 6ЧН26/34 з рідинним охолодженням верхнього (з оребрением) поясу (варіант А);
- циліндрова гільза в серійному виконанні, але за відсутності рідинного охолодження нижнього поясу (варіант Б);
- циліндрова гільза з теплозахисним емалевим покриттям товщиною $\Delta=0,5$ мм нижнього поясу, з рідинним охолодженням нижнього та верхнього поясів (варіант В);
- циліндрова гільза з теплозахисним емалевим покриттям нижнього поясу та при відсутності рідинного охолодження як нижнього, так і верхнього поясів (варіант Г).

Для всіх варіантів моделювання номінальний режим навантаження (циліндрова потужність $N_{\text{ц}} = 147$ кВт, $n = 250 \text{ хв}^{-1}$), матеріал гільзи – чавун СЧ21-

40. Температурний стан гільзи для запропонованих варіантів в роботі [2] проаналізовано за розподілом температур в 7-ми контрольних точках на робочій поверхні гільзи.

Варіант А. Температурний стан робочої поверхні гільзи характеризується порівняно низьким рівнем температур (від 245°C у верхній частині до 80°C - в нижній, що свідчить про переохолодження гільзи, значні витрати теплоти в систему охолодження. В зоні роботи компресійних кілець температури робочої поверхні теж низькі (від 145°C до 110°C) і не досягають оптимальних значень ($160-180^{\circ}\text{C}$).

Варіант Б. Запровадження відключення охолодження нижнього поясу дало найбільш помітний ефект (приріст температури на $15-30^{\circ}\text{C}$) в нижній частині гільзи. Ефект майже непомітний у верхній, найбільш термічно навантаженій частині (приріст $5-8^{\circ}\text{C}$).

Варіант В. Нанесення теплоізоляційного емалевого прошарку товщиною 0,5 мм на поверхню нижнього охолоджуваного поясу за наявності охолодження цієї поверхні дозволяє підняти температуру робочої поверхні гільзи в нижній її частині на $10-20^{\circ}\text{C}$.

Варіант Г. Були змодельовані умови, направлені на більш значне обмеження тепловідведення. При цьому відключення охолодження на ділянці верхнього поясу з оребрением веде до зростання температур на ділянці роботи компресійних кілець до рівня $160-165^{\circ}\text{C}$ у верхній її частині і до $145-155^{\circ}\text{C}$ у нижній.

За результатами розрахунків рекомендовано запровадити локальне рідинне охолодження верхнього поясу та використання теплоізоляційного емалевого покриття [2].

В роботі [3] розглядаються результати проведеного порівняльного аналізу теплового стану циліндрових гільз дизеля 4ЧН12/14, виготовлених з чавуну СЧ21-40 (серійний варіант) та з алюмінієвого сплаву (дослідний зразок). Для дослідного варіанта пропонується для виготовлення гільзи, з посиланням на патент [4], використання алюмінієвого сплаву з корундовим прошарком на внутрішній робочій поверхні гільзи. Зазначається [3], що нанесення покриття потребує використання оригінальних технологій. Автори [3] в даному випадку посилаються на публікацію [5], в якій наведено опис оригінальної технології утворення корундового прошарку на поверхні деталей з алюмінієвих сплавів. Технологія розроблена на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ», тривалі ресурсні випробування поршнів з корундовим прошарком підтвердили високу ефек-

тивність технології, можливість використання алюмінієвих гільз з корундовим прошарком [5].

За результатами розрахунків [3] було встановлено, що максимальні температури у верхній частині гільз складають: 263 °С для чавунної та 195°С для дослідної з алюмінієвого сплаву. Значення температур в зоні опорного бурта становлять, відповідно, 207°С і 170°С. Температури гільз в нижній їх частині практично однакові і складають 95-100°С.

Мета та задачі дослідження

Метою дослідження є вдосконалення конструкції циліндро-поршневої групи сучасних дизелів автотракторного типу.

В дослідженні вирішувалися такі задачі:

- аналіз та вибір конструктивних рішень, які впливають на розподіл температур по висоті робочої поверхні гільзи;
- розрахункове моделювання теплонапруженого стану для вибраних конструктивних варіантів циліндрових гільз.

Основні результати дослідження

В проведеному розрахунковому моделюванні ТНС циліндрової гільзи дизеля 4ЧН12/14 на номінальному режимі навантаження розглядалися такі варіанти.

1. Гільза з алюмінієвого сплаву АЛ19 виготовлена, як і для інших варіантів, за кресленнями серійної гільзи дизеля. На робочій поверхні утворено корундовий зносостійкий прошарок товщиною 0,2 мм. Передбачається використання технології мікродугового оксидування (МДО), детальний опис технологічного процесу наведено в роботі [6]. Залежно від організації технологічного процесу, його параметрів прошарок в певних співвідношеннях містить структури $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ і $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$. Зносостійкий корундовий прошарок товщиною 0,2 мм застосовується і для інших варіантів.

2. На гільзі за варіантом 1, на зовнішній її поверхні між верхнім і нижнім посадочними поясами, яка контактує з охолоджуючою рідиною, нанесене теплоізоляційне емалеве покриття товщиною 0,5 мм.

3. На гільзі за варіантом 1, на охолоджуваній поверхні нанесене емалеве покриття зі сторони верхнього посадочного поясу на відстані 63 мм від нього (половина охолоджуваної площі). Зі сторони нижнього посадочного поясу, на такий же відстані від нього, товщина стінки гільзи збільшена на 1 мм.

4. На гільзі за варіантом 1, товщина стінки всієї охолоджуваної поверхні збільшена на 1 мм.

При моделюванні ТНС приймаємо ГУ задач теплопровідності та механіки, відпрацьовані при проведенні моторних експериментів, для серійної чавунної гільзи. Особливості задання ГУ розглядаються в публікації [7].

Розрахунки ТНС для окремих конструктивних варіантів циліндрових гільз виконуються методом скінчених елементів з використанням програмного забезпечення KROK (розробник ПІМаш АН України, м. Харків). Для проведення порівняльного аналізу теплового стану дослідних зразків гільз з алюмінієвого сплаву з іншими конструктивними варіантами, наприклад таких, які розглядалися вже раніше [7], було збережене розміщення контрольних точок по висоті гільзи (рис.1).

Результати розрахунків теплового стану дослідних зразків циліндрових гільз (варіанти 1-4) об'єднані в табл.1. В табл. 1 також наведені значення температур в контрольних точках серійної гільзи (матеріал - чавун СЧ21-40).

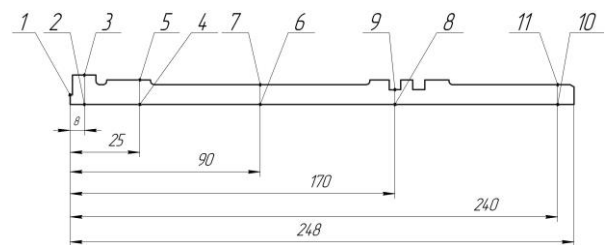


Рис. 1. Схема розміщення контрольних точок

Таблиця 1. Значення температур в контрольних точках циліндрової гільзи дизеля 4ЧН12/14 на номінальному режимі навантаження

№ точ-ки	Варіант розрахунку				Серійна гільза
	1	2	3	4	
1	215	229	228	215	278
2	200	215	214	200	250
3	179	192	191	179	202
4	180	190	188	159	182
5	155	166	164	140	139
6	119	183	150	132	125
7	106	101	99	102	102
8	107	144	119	121	138
9	100	143	117	119	134
10	120	133	116	117	120
11	119	133	116	117	119

Як зазначалося, основною задачею даного етапу дослідження є вибір конструктивних рішень, які б наближали профіль температур робочої поверхні гільзи до оптимального, з температурами 160-180°С на ділянці роботи компресійних кілець (точки 4,6,8). Проаналізуємо отримані результати з точки зору вирішення цієї основної задачі.

Варіант 1. Використання алюмінієвого сплаву АЛ19 замість чавуну СЧ21-40 для виготовлення гільзи дає очікуваний результат щодо зменшення

температур по всіх контрольним точкам. В той же час більш високі коефіцієнти теплопровідності сплаву АЛ19 ($\lambda=120-160$ Вт/(м·К)) у порівнянні з чавуном СЧ21-40 ($\lambda=45-50$ Вт/(м·К)) сприяють більш інтенсивному тепловідведенню в систему охолодження. Температури робочої поверхні гільзи на більшій частині ходу поршня далекі від оптимальних значень (точка 6 – 119 °С, точка 8 – 107 °С), що свідчить про переохолодження гільзи на цій ділянці, необхідності збільшення термічного опору стінки.

Варіант 2. Нанесення емалевого покриття на зовнішню поверхню гільзи товщиною 0,5 мм ($\lambda=0,8-0,85$ Вт/(м·К)) помітно знижує інтенсивність тепловідведення в систему охолодження по всій висоті робочої поверхні (точка 4 – 190 °С, точка 6 – 183 °С, точка 8 – 144 °С). Отриманий температурний профіль і в даному випадку не є оптимальним. Як можливе рішення, з урахуванням отриманих результатів, може розглядатися варіант з нанесенням емалевого прошарку змінної товщини по висоті гільзи або ж лише на нижній частині теплообмінної поверхні. Слід зазначити, що товщина 0,5 мм є максимально можливою, її збільшення призводить до зростання термічних градієнтів і напружень, руйнування емалевого прошарку [8].

Варіант 3. Збільшення товщини стінки гільзи на 1 мм на ділянці теплообміну, яка безпосередньо контактує з охолоджуючою рідиною, наближає отриманий температурний профіль до оптимального, але переохолодженою залишається нижня частина гільзи (точка 8 – 119 °С). При цьому ефект від застосування емалевого покриття більш суттєвий, ніж збільшення товщини стінки.

Варіант 4. При нанесенні на частині охолоджуваної поверхні гільзи емалевого покриття і збільшенні в нижній частині поверхні товщини стінки на 1 мм профіль температур також наближається до оптимального, але необхідні додаткові заходи, направлені на підвищення температур робочої поверхні гільзи в нижній її частині (точка 6 – 132 °С, точка 8 – 121 °С). Серед таких заходів може розглядатися одночасне збільшення товщини стінки в нижній частині гільзи і нанесення на цій потовщеній стінці емалевого покриття.

Висновки

Аналіз результатів проведеного розрахункового етапу дослідження дозволив оцінити вплив на температурний профіль робочої поверхні циліндрової гільзи швидкохідного дизеля таких конструктивних факторів як матеріал гільзи, наявність теплоізолюючого емалевого покриття на зовнішній поверхні гільзи, а також збільшення товщини стінки гільзи на ділянці теплообмінної поверхні, яка

контактує з охолоджуючою рідиною. Отримані результати дозволяють визначити подальші шляхи удосконалення конструкції гільзи з метою отримання оптимального температурного профілю робочої поверхні гільзи.

Список літератури:

1. Триньов О.В. Експериментальне дослідження теплового стану циліндрової гільзи швидкохідного дизеля / О.В. Триньов, Д.Г. Сівих, Р.Ю. Бугайцов // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2018. – №1. – С.43-48.
2. Триньов О.В. Оптимізація теплового стану циліндрової гільзи середньообертового суднового дизеля / О.В. Триньов, Р.Ю. Бугайцов // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2018. – №2. – С.40-47.
3. Марченко А.П. Дослідження впливу матеріалу гільзи швидкохідного дизеля на її температурний стан / А.П. Марченко, В.О. Пильов, В.В. Шпаковский та інші // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2009. – №2. – С.51-53.
4. Патент №2006033959, Япония, МКИ C23 с 4/18. Способ обработки рабочих поверхностей цилиндров двигателя. *Surface processing / Заявитель и патентообладатель Nissan Motor Co. Ltd; заявл. 02.02.2007; опубл. 22.08.2007*
5. Шпаковский В.В. Повышение ресурса цилиндро-поршневой группы теплового дизеля образованием корундового слоя на поверхности поршней / В.В. Шпаковский, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, В.А. Пылев // *Локомотив информ.* – 2007. – С.28-30.
6. Шпаковский В.В. Повышение ресурса и снижение расхода топлива ДВС путем применения частично-динамической теплоизоляции камеры сгорания: учеб.пособие / В.В. Шпаковский. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. – 132с.
7. Тринев А.В. Расчетное моделирование оптимального теплового состояния гильзы цилиндра быстроходного дизеля / А.В. Тринев, В. И. Калантай // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2012. – №1. – С.35-41.
8. Триньов О.В. Конструктивні засоби оптимізації теплонапруженого стану циліндрової гільзи швидкохідного дизеля / О.В. Триньов, В.В. Коростиченко, Р.Ю. Бугайцов // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2017. – №2. – С.29-34.

Bibliography (transliterated):

1. Trinov O.V., Sivich D.G., Bugytsov R.Yu., (2018), Experimental study of the thermal state of a cylinder sleeve of a high-speed diesel engine, [Eksperimental'ne doslidzhennja teplovogo stanu cilindrovoi gil'zi shvidkohidnogo dizelja], Internal combustion engines, №1, pp. 43-48.
2. Trinov O.V., Bugytsov R.Yu., (2018), Optimization of the thermal state of a cylinder sleeve of a medium-rotor marine diesel engine, [Optimizacija teplovogo stanu cilindrovoi gil'zi sredn'ooberetovogo sudnovogo dizelja], Internal combustion engines, №2, pp.40-47.
3. Marchenko A.P., Pylov V.O., Shpakovsky V.V. and others (2009), Investigation of the influence of the material of a high-speed diesel engine sleeve on its temperature state, [oslidzhennja vplivu materialu gil'zi shvidkohidnogo dizelja na ii temperaturnij stan], Internal combustion engines, No. 2, pp.51-53.
4. Nissan Motor Co. Ltd. 2007. Surface processing. JP. Pat. №2006033959.
5. Shpakovsky V.V., Marchenko A.P., Parsadanov I.V., Pylev V.A. (2007), Improving the service life of a cylinder-piston group of a diesel engine to form a corundum layer on the surface of the pistons, Locomotive Inform, pp.28-30.
6. Shpakovsky V.V., (2012), Increasing the resource and reducing the fuel consumption of the internal combustion engine through the use of partial-dynamic thermal insulation of the combustion chamber: study guide, [ovyshenie resursa i snizhenie rashoda topliva DVS putem primenenija chastichno-dinamicheskoj teploizoljaczii kamery sgoranija: ucheb.posobie], Kharkov: NTU "KPI", 132p.
7. Trinev A.V.,

Kalantay V. I. (2012), *Computational modeling of the optimal thermal state of the cylinder liner of a high-speed diesel engine*, *Internal Combustion Engines*, №1, pp. 35-41. 8. 1. Trinov O.V. Korostichenko V.V., Bugytsov R.Yu. (2017), *Constructive means for optimizing*

the heat-leaky state of a cylinder sleeve of high-speed diesel, [Konstruktivni zasobi optimizacii teplonapruzhenogo stanu cilindrovoi gil'zi shvidkohidnogo dizelja], *Internal combustion engines*, №2, p. 29-34.

Надійшла до редакції 01.06.2019 р.

Триньов Олександр Володимирович – канд. техн. наук, професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна, e-mail: atrinev@gmail.com

Кравченко Сергій Сергійович – канд. техн. наук, науковий співробітник кафедри двигуни внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, orcid: 0000-0003-3250-8645, e-mail: kravc4enkoserg@gmail.com.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ФАКТОРОВ НА ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ ЦИЛИНДРОВОЙ ГИЛЬЗЫ

А.В. Тринев, С.С. Кравченко

Целью проведенного расчетного исследования является совершенствование конструкции цилиндровой гильзы быстроходного автотракторного дизеля, улучшение экономических показателей за счет достижения оптимального распределения температур на высоте рабочей поверхности гильзы. Рассматриваются такие конструктивные меры как применение алюминиевых сплавов с высокой теплопроводностью и износостойким корундовым покрытием рабочей поверхности, нанесение теплоизолированного эмалевого покрытия на внешнюю поверхность гильзы между верхним и нижним посадочными поясами, которая контактирует с охлаждающей жидкостью, а также увеличение толщины стенки всей охлаждаемой поверхности. Износостойкий корундовый слой толщиной 0,2 мм применяется для всех перечисленных конструктивных мер. Показано, что использование алюминиевого сплава АЛ19 вместо чугуна СЧ21-40 для изготовления гильзы дает ожидаемый результат по уменьшению температур по всем контрольным точкам, однако температуры рабочей поверхности гильзы на большей части хода поршня далеки от оптимальных значений. Нанесение эмалевого покрытия на внешнюю поверхность гильзы толщиной 0,5 мм заметно снижает интенсивность теплоотвода в систему охлаждения по всей высоте рабочей поверхности. Полученный температурный профиль и в данном случае не является оптимальным. Увеличение толщины стенки гильзы на 1 мм на участке теплообмена, которая непосредственно контактирует с охлаждающей жидкостью, приближает полученный температурный профиль к оптимальному, но переохлажденной остается нижняя часть гильзы. При этом эффект от применения эмалевого покрытия более существенный, чем увеличение толщины стенки. При нанесении на части охлаждаемой поверхности гильзы эмалевого покрытия и увеличении в нижней части поверхности толщины стенки на 1 мм профиль температур также приближается к оптимальному, но необходимы дополнительные меры, направленные на повышение температур рабочей поверхности гильзы в нижней ее части.

Ключевые слова: дизель; алюминиевая гильза; эмалевое покрытие; корундовый слой; теплонапряженное состояние; температурное поле.

INFLUENCE OF CONSTRUCTIVE FACTORS ON THE HEAT CONDITION OF THE CYLINDERS

O.V.Trinev, S.S. Kravchenko

The purpose of the performed design study is to improve the design of the cylinder sleeve of high-speed automotive diesel engine, improve the economic performance by achieving optimal temperature distribution at the height of the working surface of the sleeve. Constructive measures such as the use of aluminum alloys with high thermal conductivity and wear-resistant corundum coating of the working surface, the application of heat-insulated enamel coating on the outer surface of the liner between the upper and lower landing zones, which is in contact with the coolant, as well as the increase in wall thickness of the entire cooled surface are considered. A wear-resistant corundum layer with a thickness of 0.2 mm is applied to all of the listed structural measures. It is shown that the use of aluminum alloy AL19 instead of cast iron SCH21-40 for the manufacture of sleeves gives the expected result of reducing the temperature at all control points, but the temperature of the working surface of the liner on most of the piston stroke is far from optimal values. The application of the enamel coating on the outer surface of the sleeve with a thickness of 0.5 mm significantly reduces the intensity of the heat sink to the cooling system over the entire height of the working surface. The resulting temperature profile in this case is not optimal. Increasing the liner wall thickness by 1 mm in the heat exchange section, which is in direct contact with the coolant, brings the resulting temperature profile closer to the optimum one, but the lower part of the liner remains supercooled. The effect of the use of enamel coating is more significant than the increase in wall thickness. When the enamel coating is applied to parts of the cooled surface of the liner and the wall thickness increases by 1 mm in the lower part of the surface, the temperature profile also approaches the optimal one, but additional measures are needed to increase the temperatures of the liner working surface in its lower part.

Key words: diesel; aluminum sleeve; enamel coating; corundum layer; heat-stressed state; temperature-field.

А.А. Лисовал, А.Г. Разумцев

**БЕЗМОТОРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО
КОМПРЕССОРА ФИРМЫ ROTREX**

В статье приведены описание особенностей конструкции приводных центробежных компрессоров фирмы Rotrex и результаты испытаний компрессора серии C15 на созданном безмоторном стенде. На автомобилях и мотоциклетной технике приводные компрессоры, чаще всего, применяют на двигателях с искровым зажиганием. На автотракторных дизелях приводные компрессоры находят применения в двухступенчатых системах наддува. Особенностью центробежных компрессоров серии C15 является компактность и быстроходность – частота вращения колеса компрессора достигает 200000 мин⁻¹. Фирма Rotrex применила в планетарной передаче вместо шестерёнчатых сателлитов цилиндрические ролики на шариковых подшипниках. Конструкция серии C15 получилась компактная, быстроходная, с высоким КПД и малошумная. Передаточное число на созданном стенде от вала электродвигателя к валу колеса компрессора равно 43. Частота вращения вала электродвигателя регулировалась с помощью программируемого микроконтроллера, который регулировал частоту тока. В процессе испытаний центробежного компрессора модификации C15-20 в статических режимах определена рабочая зона потребителя сжатого воздуха для этого компрессора. Характеристики потребителя сжатого воздуха моделировались специальными шайбами с минимальными диаметрами от 10,1 до 14,0 мм. В рабочем диапазоне потребителя сжатого воздуха (автомобильного двигателя внутреннего сгорания) достигнуто максимальное избыточное давление наддува 1,1...1,3 МПа при расходах 460... 250 кг/ч, соответственно. Испытания подтвердили работоспособность стенда для газодинамических исследований центробежных компрессоров. Устойчиво и надёжно работала электронная система управления частотой тока электродвигателя. Характеристики центробежного компрессора C15-20, результаты испытаний свидетельствуют о его назначении в качестве агрегата наддува для двигателей легковых автомобилей с искровым зажиганием и возможности применения в системах комбинированного наддува.

Ключевые слова: двигатели внутреннего сгорания, наддув, центробежный компрессор, испытания наддува

Введение

Приводные компрессоры (нагнетатели) наддува используются на поршневых двигателях внутреннего сгорания давно. Сначала это были роторно-зубчатые компрессоры типа Рутса, затем – винтовые и центробежные [1]. Все они имеют ускоряющую передачу и отбирают энергию на привод от коленчатого вала. По этой причине приводные компрессоры проигрывают газотурбинному наддуву по максимальным значениям степени повышения давления наддува.

На автомобилях и мотоциклетной технике приводные компрессоры, чаще всего, применяют на двигателях с искровым зажиганием для повышения динамических качеств колёсного транспортного средства. Это, например, серийные модели легковых автомобилей Мерседес-Бенц, разработки тюнинг-компаний. На серийных бензиновых двигателях с механическим приводом компрессора избыточное давление наддува не превышает 0,08...0,10 МПа. На автотракторных дизелях приводные компрессоры применялись ранее на двухтактных дизелях [2, 3], а сейчас находят применения в двухступенчатых системах комбинированного наддува [1].

В статье приведены описание особенностей конструкции приводных центробежных компрессоров фирмы Rotrex и результаты испытаний компрессора серии C15 на созданном безмоторном

стенде.

Особенности конструкции приводного компрессора

Особенностью центробежных компрессоров серии C15 является компактность и быстроходность – частота вращения колеса компрессора достигает 200000 мин⁻¹.

Максимальная степень повышения давления (π_k) достигает значений 2,45...2,94 при секундных расходах воздуха 0,12...0,10 кг/с, соответственно, для модификаций C15-16 и C15-20. Эти модификации рассчитаны на максимальные расходы воздуха до 0,15 кг/с и применяются при форсировке двигателя до 120...125 кВт. Модификация C15-60 рассчитана на расход воздуха до 0,22 кг/с и максимальное $\pi_k=2,35$. С таким центробежным компрессором возможна форсировка двигателя до 175 кВт.

Внешние габаритные размеры центробежных компрессоров серии C15 показаны на рис. 1.

Внешне модификации центробежных компрессоров C15 отличаются размером входного отверстия в компрессор (позиция А на рис. 1) и возможна установка различных шкивов (позиция Pullу на рис. 1) для 7-ми или 8-ручейного ремня. Кроме того, каждая модификация может иметь 6 видов, т.к. возможно при установке поворачивать корпус компрессора на 60 град [4].

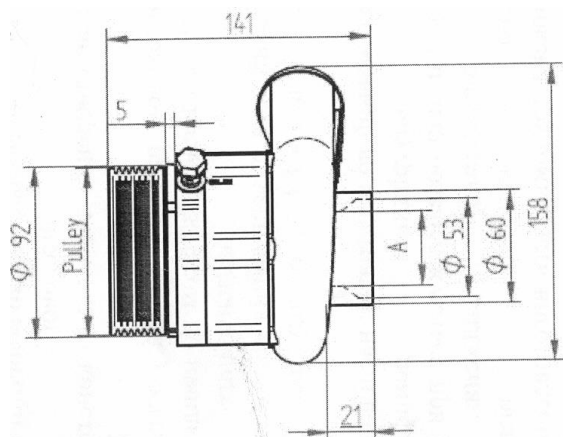


Рис. 1. Внешние размеры центробежных компрессоров Rotrex серии C15

Колесо компрессора с двумя рядами лопаток разной высоты, размещённых по радиусу, приводятся во вращение от выходного вала планетарной передачи. Последняя получает крутящий момент от шкива (позиция Pulley на рис. 1), который через 7-ми или 8-ми ручейный ремень создаёт кинематическую связь с коленчатым валом двигателя. Диффузор щелевой (безлопаточный) переходит в корпус улитки.

Обычно в центробежных приводных компрессорах применяют одноступенчатую ускоряющую или планетарную передачи шестеренчатого типа [5]. Фирма Rotrex применила в планетарной передаче вместо шестерённых сателлитов цилиндрические ролики на шариковых подшипниках, т.е. передача крутящего момента от солнечной «шестерни без зубьев» через три ролика-сателлита передаётся валу колеса компрессора за счёт сил трения между линиями соприкосновения.

Конструкция серии C15 получилась компактная, быстроходная, с высоким КПД и малошумная. Для этой серии центробежных компрессоров передаточное число планетарной передачи составляет 12,67.

Про высокие значения КПД и передаточных чисел для такого вида планетарных передач свидетельствуют исследования немецкого филиала фирмы NSK, которая специализируется на разработке трансмиссий для гибридных автомобилей и электромобилей [6]. Исследователи NSK испытывают не только ролики, но и конические и шаровидные сателлиты.

Составной частью планетарной передачи является индивидуальная система смазки-охлаждения, которая входит в комплект поставки от фирмы Rotrex. Для успешной работы индивидуальной системы смазки требуется, чтобы при установке компрессора, ось вращения имела отклоне-

ние от горизонтали не более 15 град. Расширительный бачок системы должен быть размещен ниже корпуса компрессора, т.к. ролики планетарной передачи одновременно выполняют функцию масляного насоса. Жидкость синего цвета для смазки и охлаждения фирма тоже поставляет в комплекте.

Стенд для испытания приводного компрессора

На средства от инновационного проекта «Динамические системы воздушного охлаждения» (DAC) для перерабатывающей промышленности агропромышленного комплекса (АПК) был приобретён центробежный приводной компрессор Rotrex серии C15-20 и изготовлен стенд для газодинамических исследований. Динамическая система промышленного охлаждения для АПК в данной статье не описывается. Моделировалась работа центробежного компрессора на автомобиле.

Общий вид стенда для испытания компрессора C15-20 показан на рис. 2.

Центробежный компрессор закреплён горизонтально по отношению к раме и оси вращения вала однофазного электродвигателя переменного тока, мощностью 15 кВт.

Кинематическая связь с ведущим валом планетарной передачи осуществляется через шкивы и 7-ми ручейный ремень. Общее передаточное число от вала электродвигателя через ремennую и планетарные передачи к валу колеса компрессора составляет $3,4 \times 12,67 = 43$.

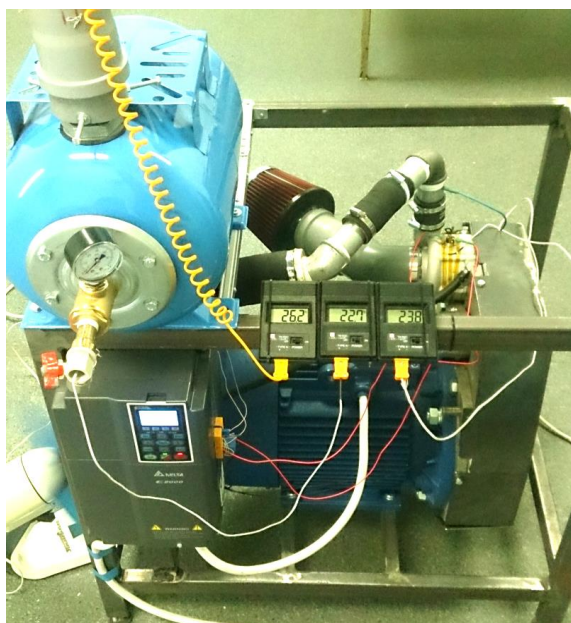
После центробежного компрессора сжатый воздух направляется в промежуточный охладитель (интеркулер) типа воздух-воздух. Охлаждающий поток внешнего воздуха создавался воздушным вентилятором с электрическим приводом.

После охладителя сжатый воздух поступал в ресивер, где на выходе устанавливались калиброванные расходные шайбы для моделирования потребителя.

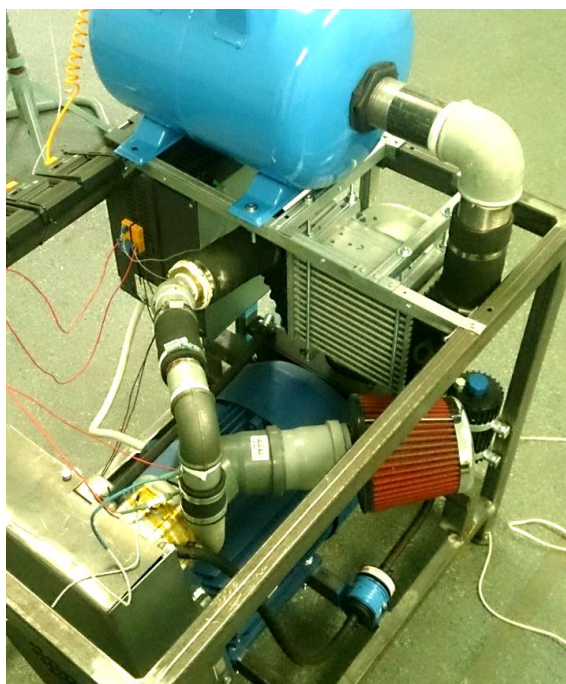
Частота вращения вала электродвигателя регулировалась с помощью программируемого микроконтроллера, который регулировал частоту тока. Микроконтроллер позволял выставлять и удерживать частоту вращения вала электродвигателя с точностью 1 мин⁻¹.

Температура воздуха до и после компрессора и охладителя измерялись термопарами с цифровой индикацией. Косвенно контролировали температуру масла – измерялась термопарой температура корпуса планетарной передачи.

Для определения расхода воздуха измеряли скорость потока с помощью цифрового анемометра Benetech GM8901.



а)



б)

Рис. 2. Вид стенда для испытаний центробежного компрессора C15-20: а) сбоку; б) сверху

Результаты испытаний

Испытания центробежного компрессора C15-20 проводили на установившихся режимах на разработанном стенде. В ручном режиме на микроконтроллере выставляли необходимую электрическую частоту и определяли параметры воздушного потока. В ходе испытаний меняли специальные расходные шайбы, минимальный диаметр которых был от 9 мм до 16 мм. Расходные шайбы устанавливали, как после ресивера, так и после компрессора.

ливали, как после ресивера, так и после компрессора.

Таблица 1. Результаты испытаний компрессора с расходной шайбой диаметром 14 мм

Частота электродвигателя, Гц	Обороты электродвигателя, мин ⁻¹	Обороты вала компрессора, мин ⁻¹	Скорость потока воздуха, м/с
38,1	2322	100000	16,3
41,9	2558	110000	19,1
45,8	2791	120000	20,9
49,5	3024	130000	22,4
53,3	3255	140000	23,2
57,1	3488	150000	24,1
61,0	3724	160000	25,1
64,8	3958	170000	26,6

В таблице 1 приведен фрагмент протокола испытаний центробежного компрессора с установленной на выходе расходной шайбой с минимальным диаметром 14 мм.

По результатам испытаний получили расходные характеристики установки (после ресивера) и компрессора. На рис. 3 показаны экспериментальные расходные характеристики компрессора при установке специальных шайб с диаметрами 10,1; 14,0; 16,0 мм, которые нанесены на заводскую характеристику компрессора C15-20 фирмы Rotrex.

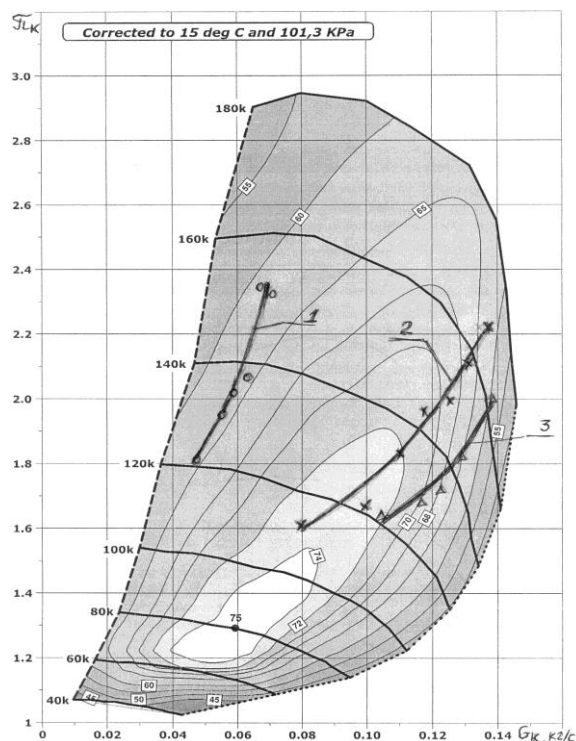


Рис. 3. Заводская характеристика C15-20 с расходными характеристиками потребителя при установке специальных шайб диаметром: 1– 10,1; 2– 14,0; 3– 16,0 мм

На рис. 3 видно, что с ростом частоты вращения вала компрессора и при увеличении расхода потребителем заводские характеристики при постоянной частоте вращения компрессора резко падают и уходят в область низких КПД. Это ощущалось уже после 130000 мин⁻¹ вала компрессора. По этой причине достигнуть высоких давлений наддува на собранном стенде с расходными шайбами диаметром 12,6 мм и больше не удалось.

Максимальное избыточное давление после компрессора на протяжении длительного периода времени, которое удалось получить с расходной шайбой диаметром 10,1 мм (позиция 1 на рис. 3), было 1,3 МПа. Температура воздуха после компрессора была 120...130°С.

Заводские характеристики модификаций C15-16, C15-60 отличаются от C15-20 характером наклона характеристики при постоянной частоте вращения компрессора, быстроходностью и смещением больших значений КПД в зону высоких частот вращения [4].

Выводы

Испытания подтвердили работоспособность созданного стенда для газодинамических исследований центробежных компрессоров. Устойчиво и надёжно работала электронная система управления частотой тока электродвигателя.

В процессе испытаний центробежного компрессора модификации C15-20 в статических режимах определена рабочая зона потребителя сжатого воздуха для этого компрессора. Характеристики потребителя сжатого воздуха моделировались специальными шайбами с минимальными диаметрами от 10,1 до 14,0 мм. В рабочем диапазоне потребителя (автомобильного двигателя внутреннего сгорания) сжатого воздуха достигнуто максимальное избыточное давление наддува 1,1...1,3 МПа при расходах 460... 250 кг/ч соответ-

ственно.

Характеристики центробежного компрессора C15-20, результаты испытаний свидетельствуют о его назначении в качестве агрегата наддува для двигателей легковых автомобилей с искровым зажиганием и возможности применения в системах комбинированного наддува.

Список литературы:

1. Патрахальцев Н.Н. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом / Н.Н. Патрахальцев, А.А.Савастенко. – М.: Легион Автодата, 2002. – 176 с.
2. Карягин А.В. Устройство, обслуживание и правила движения автомобилей / А.В.Карягин, Г.М. Соловьев. – М.: Военное издательство МО СССР, 1957.
3. Ханнин Н.С. Наддув и нагнетатели автомобильных двигателей / Н.С.Ханнин, А.Н.Шестак, Е.Н.Зайченко, Ю.Н.Динеев. – М.: Машиностроение, 1965. – 221 с.
4. “Rotrex C15 supercharger range”, available at: <http://www.rotrex.com>.
5. “Get inside ProCharger”, available at: <http://www.procharger.com>.
6. NSK представит новые компактные системы привода для электромобилей [Электронный ресурс], вход 05.06.2019, <http://www.automaster.net.ua/artykuly/nsk-predstavit-novye-kompaktnye-sistemy-privoda-dlya-elektromobilej,52067>.

Bibliography (transliterated):

1. Patrahaltsev N.N., Savastenko A.A. (2002), “Forcing of internal combustion engines supercharged”, [“Forsirovaniye dvigateley vnutrennego sgoraniya nadduvom”], “Legion Avtodata”, Moscow, 176 p.
2. Karyagin A.V., Solovyov G.M. (1957), “Device, service and rules of the movement of cars”, [“Ustroystvo, obsluzhivaniye i pravila dvizheniya avtomobiley”], “Voyennoye izdatel'stvo MO SSSR”, Moscow, 216 p.
3. Khanin N.S., Shestak A.N., Zaichenko E.N., Dineev Yu.N. (1965), “Supercharger and supercharger of automobile engines”, [“Nadduv i nagnetateli avtomobil'nykh dvigateley”], “Mashinosmtroyeniye”, Moscow, 221p.
4. “Rotrex C15 supercharger range”, available at: <http://www.rotrex.com>.
5. “Get inside ProCharger”, available at: <http://www.procharger.com>.
6. “NSK will introduce new compact drive systems for electric vehicles”, (05.06.2019), [“NSK predstavit novye kompaktnye sistemy privoda dlya elektromobilej”], available at: <http://www.automaster.net.ua/artykuly/nsk-predstavit-novye-kompaktnye-sistemy-privoda-dly-lektromobilej,52067>.

Поступила в редакцию 29.06.2019 г.

Лисовал Анатолий Анатольевич – доктор техн. наук, профессор, профессор кафедры двигателей и теплотехники Национального транспортного университета, Киев, Украина, e-mail: li-dvz@bigmir.net, <https://orcid.org/0000-0001-6168-4010>

Разумцев Александр Геннадиевич – канд. философ. наук, руководитель проекта «Dynamic Air Cooling», Киев, Украина, e-mail: a.g.razum@gmail.com.

БЕЗМОТОРНІ ВИПРОБУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА НАДДУВУ ФІРМИ ROTREX

А.А. Лисовал, О.Г. Разумцев

У статті наведено опис особливостей конструкції приводних відцентрових компресорів фірми Rotrex та результати випробувань компресора серії C15 на створеному безмоторному стенді. На автомобілях і мотоциклітній техніці приводні компресори, найчастіше, застосовують на поршневих двигунах з іскровим запалюванням. Сьогодні на автотракторних дизелях приводні компресори знаходять застосування в двоступеневих системах наддуву. Особливістю конструкції відцентрових компресорів серії C15 є компактність і швидкохідність – частота обертання колеса компресора досягає 200000 хв⁻¹. Фірма Rotrex застосувала в планетарній передачі замість шестерних сателітів циліндричні ролики на кулькових підшипниках. Конструкція нової серії C15 вийшла компактна, швидкохідна, з високим ККД та малошумна. Передавальне число на створеному стенді від вала електродвигуна до вала колеса компресора було 43. Частота обертання вала електродвигуна регулювалася за допомогою програмованого мікроконтролера, який регулював частоту струму. В процесі випробувань відцентрового компресора модифікації C15-20 в статичних режимах визначено робочу зону спожи-

вача стисненого повітря для цього компресора. Характеристики споживача стисненого повітря моделювалися спеціальними шайбами з мінімальними діаметрами від 10,1 до 14,0 мм. У робочому діапазоні споживача стисненого повітря (автомобільного двигуна внутрішнього згорання) досягнуто максимальний надлишковий тиск наддуву 1,1 ... 1,3 МПа при витратах повітря 460 ... 250 кг/год, відповідно. Випробування підтвердили працездатність стенду для газодинамічних досліджень відцентрових компресорів. Стійко і надійно працювала електронна система управління частотою струму електродвигуна. Характеристики відцентрового компресора C15-20, результати випробувань засвідчують про його призначення у якості агрегату наддуву для двигунів легкових автомобілів з іскровим запалюванням та можливість застосування в системах комбінованого наддуву.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання, наддув, відцентровий компресор, випробування наддуву.

ENGINELESS TESTS OF CENTRIFUGAL SUPERCHARGE OF ROTREX

A.A. Lisoval, O.G. Razumtsev

The article describes the design features of Rotrex centrifugal supercharger and the results of tests of the new C15 series compressor on the newly designed motorless stand. On automobiles and motorcycle technology, superchargers are most often used on spark ignition engines. On automobile diesel engines, superchargers are used in two-stage turbocharging systems. The feature of centrifugal superchargers of the C15 series is compactness and high speed - the rotational speed of the compressor wheel reaches 200000 rpm. The company Rotrex used in planetary gear instead of gear satellites cylindrical rollers on ball bearings. The design of the C15 series turned out to be compact, high-speed, with high efficiency and low noise. The gear ratio on the created stand from the motor shaft to the shaft of the compressor wheel is 43. The frequency of rotation of the motor shaft was regulated using a programmable microcontroller, which regulated the frequency of the current. During testing of the centrifugal supercharger of modification C15-20 in static modes, the working area of the compressed air consumer for this supercharger was determined. The characteristics of the compressed air consumer were modeled with special washers with minimum diameters from 10.1 to 14.0 mm. The maximum overpressure after the compressor over a long period of time, which was obtained with a flow washer with a diameter of 10.1 mm, was 1.3 MPa. The air temperature after the compressor was 120 ... 130°C. In the working range of the consumer of compressed air (automobile internal combustion engine), the maximum overpressure of 1.1 ... 1.3 MPa is achieved at flow rates of 460 ... 250 kg/h, respectively. Tests have confirmed the performance of the stand for gas-dynamic tests of centrifugal superchargers. The electronic control system of the frequency of the electric motor current worked steadily and reliably. The characteristics of the C15-20 centrifugal supercharger, the test results indicate its purpose as a supercharger for engines of passenger cars with spark ignition and the possibility of using it in combined supercharging systems.

Key words: internal combustion engine, boost, centrifugal supercharger, boost tests.

УДК 621.433.2:621.436

DOI: 10.20998/0419-8719.2019.2.04

С. О. Ковальов

РОЗРОБЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА Д-240-LPG, КОНВЕРТОВАНОГО НА БАЗІ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Показані доцільність і переваги використання транспортними засобами (у тому числі сільськогосподарською технікою, такою як самохідні шасі, потужні колісні та гусеничні трактори тощо) газових моторних палив, зокрема, зрідженого нафтового газу, порівняно з традиційним дизельним паливом. Обґрунтовано доцільність конвертування дизелів таких транспортних засобів у газові ДВЗ із примусовим запалюванням. Розроблено та досліджено газовий ДВЗ моделі Д-240-LPG з примусовим запалюванням для роботи на зрідженому нафтовому газі, який конвертовано на базі дизеля Д-240, встановленого на універсально-просапні колісній тракторі МТЗ-80 та МТЗ-82. Описано принцип роботи головних систем газового ДВЗ, до яких належить система живлення і подачі зрідженого нафтового газу до впускного трубопроводу через газоповітряний змішувач, а також безконтактна електронна система запалювання з рухомих розподільником напруги. Розроблено і виготовлено спеціальний електронний блок управління Avenir Gaz, призначений для обмеження максимальної частоти обертання шляхом управління роботою дистанційно керованими запірними електромагнітними газовими клапанами системи живлення газового ДВЗ зрідженим нафтовим газом. Проведені стендові випробування газового ДВЗ моделі Д-240-LPG на електричному навантажувальному стенді Zöllner із модернізованою мікропроцесорною системою вимірювання та керування. Знята зовнішня швидкісна характеристика двигуна, на підставі якої, визначені основні технічні характеристики газового Д-240-LPG, а також його ефективні параметри. Технічні характеристики показали, що номінальна потужність газового ДВЗ Д-240-LPG склала 97 % від номінальної потужності дизеля Д-240. Отримані енергетичні та економічні параметри створеного газового двигуна підтвердили доцільність конвертації дизелів транспортних засобів у газові ДВЗ з примусовим запалюванням і показали, що така конвертація є ефективним способом зменшення експлуатаційних витрат дизельними транспортними засобами за рахунок заміни більш дорогого дизельного палива більш дешевим зрідженим нафтовим газом.

Ключові слова: газовий двигун внутрішнього згорання; ЕБУ Avenir Gaz обмеження максимальної частоти обертання; зріджений нафтовий газ.

Вступ

Найбільш ефективним способом зменшення

експлуатаційних витрат дизельними транспортними засобами (серед яких найбільш вагомими є ви-

трати на дизельне паливо) є конвертація їх дизелів у газові двигуни внутрішнього згорання з примусовим запалюванням. Така конвертація дає можливість не тільки зменшити експлуатаційні витрати, а і зберегти потужність конвертованого газового ДВЗ на рівні 80 ... 100 % від потужності базового дизеля, а також зменшити зовнішній шум двигуна та транспортного засобу (ТЗ).

На сьогодні у світі за обсягами споживання палив (після традиційних бензинів та дизельного палива) третє місце займає зріджений нафтовий газ (ЗНГ, на англ. мові скорочено – LPG). До речі, в Україні споживання ЗНГ колісними транспортними засобами (далі – КТЗ) за останні два роки перевищило споживання бензинів [1, 2]. Це, у першу чергу, зумовлено тим, що ЗНГ за останні десятиліття є найбільш дешевим альтернативним газовим моторним паливом в Україні.

До того ж, за даними World LPG Association (WLPGA) за підсумками 2018 року Україна входить у 10-ть країн – найбільших споживачів ЗНГ (LPG) в якості моторного палива і займає 4-е місце у світі за кількістю газобалонних ТЗ, що працюють на ЗНГ [2].

Таким чином, стає очевидним доцільність проведення в Україні робіт з конвертації дизелів ТЗ у газові ДВЗ (у першу чергу міських автобусів, комунального транспорту, вантажних автомобілів, а також потужних колісних та гусеничних тракторів), тобто тих ТЗ, які мають достатньо великі експлуатаційні витрати дизельного палива (ДП). При цьому, габаритні розміри таких ТЗ дозволяють встановити на їх борту достатньо великі, але відносно неважкі, газові балони для ЗНГ. До того ж, такі роботи доцільно проводити як для нових ТЗ, так і для тих, що перебувають в експлуатації.

У зв'язку з тим, що в Україні (особливо у сільському господарстві) перебуває в експлуатації велика кількість ТЗ дизелів яких, з одного боку, мають суттєві експлуатаційні витрати дизельного палива, а з другого, не обладнані системами нейтралізації відпрацьованих газів і, як наслідок, мають великі викиди шкідливих речовин, доцільно розробити технологію конвертації дизелів таких ТЗ у газові ДВЗ і провести дослідження такого двигуна. Для проведення таких робіт було обрано найбільш поширений у сільськогосподарській техніці дизель Д-240 [3]. Він встановлюється на універсально-просапні колісні трактори, що випускаються Мінським тракторним заводом з 1974 року до теперішнього часу (у 2000-х роках – під маркою «Білорус-80» і «Білорус-82») [4]. На вибір даної моделі дизеля вплинуло ще і те, що на його базі Мінським моторним заводом було розроблено велику кількість

більш сучасних моделей і поколінь дизелів, таких як Д-242; -243; -245; -260, що відповідають екологічним нормам від «Євро-2» до «Євро-5» і встановлюються не тільки на сільськогосподарську техніку, а і на деякі моделі КТЗ. Таким чином, окремі технічні конструкційні рішення (зокрема конструкція приводу системи запалювання тощо), що застосовані для конвертації дизеля Д-240 у газовий ДВЗ Д-240-LPG, у перспективі можуть бути використані для конвертації більш сучасних моделей як мінських дизелів, так і дизелів інших виробників.

Мета роботи – розроблення і дослідження газового ДВЗ Д-240-LPG, конвертованого на базі тракторного дизеля для роботи на ЗНГ.

Особливості переобладнання дизеля Д-240 у газовий ДВЗ Д-240-LPG для роботи на ЗНГ

Переобладнання дизеля Д-240 у газовий ДВЗ Д-240-LPG для роботи на ЗНГ вимагає як часткового розбирання дизеля з внесенням деяких змін до його конструкції, так і повний демонтаж систем живлення та впорскування дизельного палива (включаючи дизельні паливні баки, трубопроводи, фільтри тощо); а також внесення відповідних змін у його конструкцію. До змін конструкції двигуна відносяться як доопрацювання головки блоку циліндрів дизеля для встановлення свічок запалювання, так і для зменшення ступеня стиснення – встановлення доопрацьованих нових поршнів.

Канали головки блоку циліндрів дизеля Д-240, призначені для встановлення дизельних форсунок, було доопрацьовано шляхом нарізання різьблень М 12х1,25.

Крім того, на газовий Д-240-LPG були встановлені нові поршні з відкритою камерою згорання у формі осесиметричного «усіченого конусу», що забезпечило зменшення ступеня стиснення з $\epsilon = 16$ до $\epsilon = 9,5$.

До того ж, газовий Д-240-LPG було дообладнано двома такими головними системами: системою живлення та подачі ЗНГ до впускного трубопроводу та безконтактною електронною системою запалювання з рухомим розподільником напруги (БЕСЗ). Також були внесені зміни у систему живлення ДВЗ повітрям.

Принципова схема системи живлення та подачі ЗНГ в газовий ДВЗ показана на рис. 1. Всі елементи спеціального обладнання, що застосовуються в системі, відповідають вимогам [5].

Система складається з: газового балона 4 (циліндричного типу); блоку заправки (на рис. 1 не показаний); мультиклапана 5 з інтегрованими дистанційно керованим запірним клапаном і датчиком показником рівня ЗНГ; газопроводу високого тиску (на рис. 1 не показаний); газового фільтра з дистан-

нційно керованим запірним клапаном 6; двохступінчатого газового редуктора-випарника 7 із інтегрованим дистанційно керованим запірним клапаном

(за наявності); газопроводу низького тиску (на рис. 1 не показаний) із механічним дозатором газу 8; газоповітряного змішувача 9.

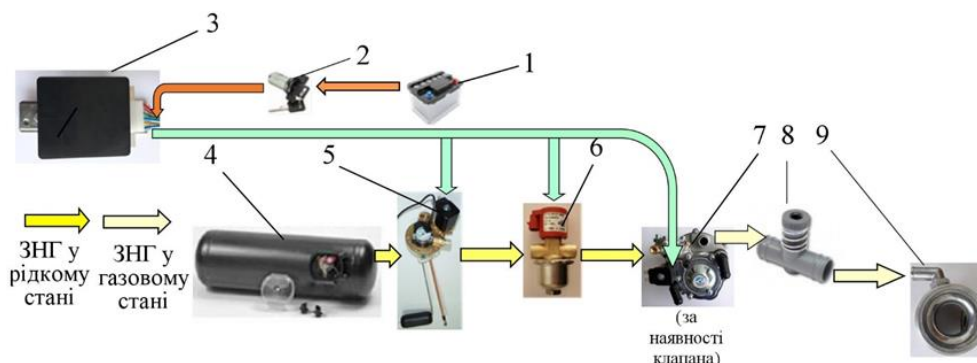


Рис. 1. Принципова схема системи у живлення та подачі ЗНГ в газовий ДВЗ:

1 – акумулятор; 2 – замок запалювання; 3 – ЕБУ Avenir Gaz; 4 – газовий балон для ЗНГ; 5 – мультиклапан з інтегрованими дистанційно керованим запірним клапаном і датчиком-показником рівня ЗНГ; 6 – газовий фільтр з дистанційно керованим запірним клапаном; 7 – двохступінчатий газовий редуктор-випарник із інтегрованим дистанційно керованим запірним клапаном (за наявності); 8 – механічний дозатор газу; 9 – газоповітряний змішувач

Система живлення та подачі ЗНГ у газовий ДВЗ працює таким чином: ЗНГ, що знаходиться в рідкій фазі під надлишковим тиском у газовому балоні 4 через мультиклапан 5 і газовий фільтр 6 надходить до двохступінчатого газового редуктора-випарника 7, де відбувається випаровування ЗНГ з рідкої фази до газової фази. Далі газ проходить по газопроводу низького тиску і через механічний дозатор газу 8 надходить до газоповітряного змішувача 9, який встановлено перед дросельною заслінкою (див. рис. 5, в).

Кількість газу, що надходить у циліндр пропорційна різниці тиску до газоповітряного змішувача 9 і після нього, площі отворів у газоповітряному змішувачі 9, через які, подається газове паливо, а також площі прохідного перетину, що регулюється механічним дозатором газу 8.

Слід зауважити, що при конвертації дизеля у газовий ДВЗ дизельна паливна апаратура разом з механічним або електронним регулятором частоти обертання демонтується, і газовий ДВЗ з подачею ЗНГ до впускного трубопроводу залишається без «механізму» (регулятора) обмеження максимальної частоти обертання. А при роботі газового ДВЗ на режимах примусового холостого ходу максимальна частота обертання (встановлена заводом-виробником для відповідної моделі дизеля) може бути перевищена, що приведе до руйнування двигуна.

Для уникнення цього, було розроблено і виготовлено спеціальний ЕБУ Avenir Gaz (ЕБУ), показаний на рис. 2. Головним призначенням ЕБУ є обмеження максимальної частоти обертання шля-

хом управління роботою дистанційно керованими запірними клапанами 5, 6 та 7 (див. рис. 1).



Рис. 2. ЕБУ Avenir Gaz:

а – плата ЕБУ Avenir Gaz; б – зовнішній вигляд ЕБУ, встановленого на газовому ДВЗ

Працює ЕБУ Avenir Gaz наступним чином. Датчик Холла, що знаходиться у складі трамблера 1 (див. рис. 3), генерує сигнал, який подається на клему 6 електронного комутатора 4. Цей сигнал дублюється і надходить до ЕБУ. Сигнал датчика Холла, який відповідає поточній частоті обертання колінчастого вала, обробляється ЕБУ і порівнюється з наперед запрограмованою величиною максимальної частоти обертання колінчастого вала. У разі досягнення значення дійсної частоти обертання колінчастого вала вище, ніж наперед запрограмованої величини максимальної частоти обертання ЕБУ генерує (виробляє) та подає сигнал +12 V, який надходить на котушку реле, що знаходиться на платі ЕБУ. В результаті, контакти реле розмикаються і запірні електромагнітні клапани 5, 6 та 7 (див. рис. 1) закриваються. Після чого подача ЗНГ від газового балона 4 до механічного дозатору газу 8 та газоповітряного змішувача 9 припиняється.

Двигун по інерції продовжує обертатися, але частота обертання колінчастого вала (за відсутності

подачі ЗНГ) падає і після її зменшення (на величину наперед запрограмованого гістерезису) ЕБУ знімає з котушки реле сигнал +12 V. Контакти реле замикаються і запірні електромагнітні клапани 5, 6 та 7 знов відкриваються. ЗНГ від газового балона 4 через двохступінчатий газовий редуктор-випарник знов надходить до механічного дозатору газу 8 та газоповітряного змішувача 9. Двигун запускається, але працює вже на меншій частоті обертання колінчастого вала.

Друга система, якою було дообладнано газовий Д-240-LPG, це БЕСЗ. Принципова схема БЕСЗ показана на рис. 3 [6].

На газовому ДВЗ Д-240-LPG використовується відома БЕСЗ для чотирициліндрових ДВЗ, принцип дії якої, є проміжним варіантом між електро-механічною системою і повністю електронним запалюванням. Схема такої системи в цілому включає в себе: трамблер 1 з датчиком Холла та розподільником запалювання; електронний комутатор 4; котушку запалювання 5 (високої напруги); високовольтні проводи; свічки запалювання 3.

Одним з найважливіших елементів системи є фотоелектричний датчик Холла, вбудований в розподільник запалювання 2. З його допомогою БЕСЗ

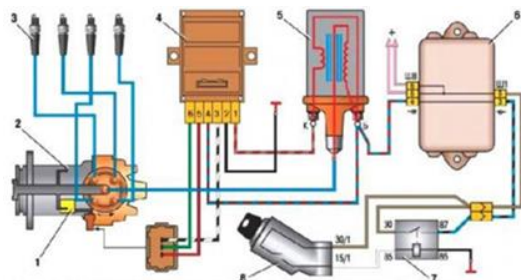


Рис. 3. Принципова схема безконтактної електронної системи запалювання з рухомих розподільником напруги:

1 – трамблер з датчиком Холла; 2 – розподільник запалювання; 3 – свічки запалювання; 4 – електронний комутатор; 5 – котушка запалювання; 6 – монтажний блок (на Д-240-LPG не встановлено); 7 – реле запалювання; 8 – замок запалювання

фіксує положення розподільного вала двигуна і визначає момент іскроутворення.

Система запалювання працює наступним чином. При запуску двигуна автомобіля і в процесі подальшої його роботи датчик Холла 1 в потрібні моменти часу виробляє електричні імпульси, необхідні для утворення іскри в певні моменти часу. Потім ці імпульси надходять на електронний комутатор 4, який підсилює їх, і передає на високовольтну котушку запалювання 5. Котушка запалювання

перетворює отримані імпульси в імпульси високої напруги (до 25000 V) і повертає їх до трамблера 1. Бігунок розподільника направляє ці високовольтні імпульси до певних свічок запалювання 3, забезпечуючи, таким чином, утворення іскри в потрібному циліндрі. Черговість іскроутворення в циліндрах газового ДВЗ визначена послідовністю їх роботи (1 – 3 – 4 – 2).

Основні елементи БЕСЗ та місця їх монтажу на газовому ДВЗ Д-240-LPG наведено на рис. 4. Для встановлення трамблера на двигун було розроблено спеціальний механічний привід, який приводиться в дію від блоку шестерень ДВЗ і разом із трамблером встановлюється на місці демонтованого штатного ПНВТ УТН-5 (див. рис. 4, б).

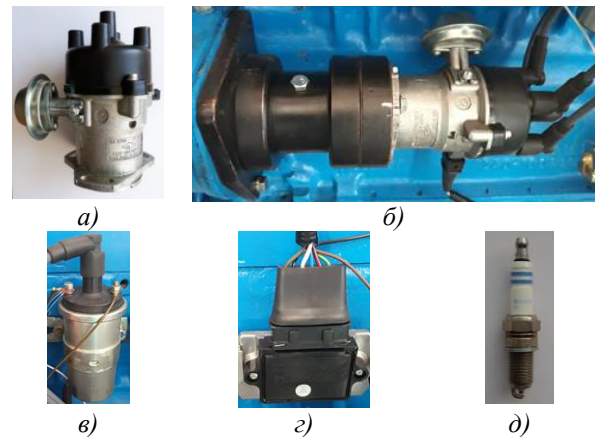


Рис. 4. Основні елементи системи запалювання: а – трамблер з датчиком Холла; б – привід трамблера із змонтованим трамблером; в – котушка запалювання; г – електронний комутатор; д – свічка запалювання YR7DC+79027

У складі БЕСЗ застосовані свічки запалювання Bosch моделі YR7DC+79027 (див. рис. 4, д), які встановлені у доопрацьованих каналах головки блоку циліндрів газового ДВЗ на місці демонтованих дизельних форсунок.

Для з'єднання трамблера із котушкою запалювання та свічками запалювання у складі БЕСЗ використано комплект TESLA TS T135H з 5-ти високовольтних проводів запалювання з резистивним сердечником і багатошаровою ізоляцією.

Крім того, Д-240-LPG дообладнано системою наповнення циліндрів зарядом робочої суміші. Система наповнення (рис. 5) складається з впускного трубопроводу (рис. 5, г), дросельної заслінки із механічним приводом (рис. 5, а), перехідника (рис. 5, б) між дросельною заслінкою і впускним трубопроводом та газоповітряного змішувача (рис. 5, в).

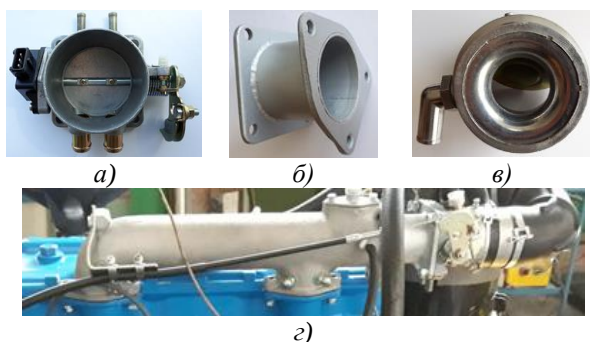


Рис. 5. Основні елементи системи наповнення циліндрів зарядом робочої суміші:

а – дросельна заслінка; б – перехідник; в – дросельна заслінка; г – впускний трубопровід (у зборі), встановлений на Д-240-LPG

Випробування газового ДВЗ Д-240-LPG на електричному навантажувальному стенді Zöllner

Для визначення енергетичних та економічних показників конвертованого газового ДВЗ моделі Д-240-LPG були проведені його стендові випробування на електричному навантажувальному стенді Zöllner (Німеччина) типу В-350АС із модернізованою мікропроцесорною системою вимірювання та керування (див. рис. 6). Стенд вимірює крутний момент у діапазонах від 0 до 199 Н·м та від 200 до 2000 Н·м, а також частоту обертання двигуна від 100 до 6500 хв⁻¹. Для вимірювання витрат ЗНГ та повітря використовувались наступні засоби вимірювальної техніки (ЗВТ): масовий витратомір палива коріюлісового типу FlexCOR CMF-BEQ0B1AWCJ2100A, що працює у діапазонах від 0,3 до 12 кг/год та від 12 до 250 кг/год, а також масовий витратомір повітря GF-90-A1A00AD-AA00060DA5A4, що працює у діапазонах від 8 до 64 м³/год та від 64 до 1200 м³/год (обидва виробництва США, FCI). Дійсний кут випередження запалювання $\phi_{в.з.}$ визначався мотортестером FSA 560 діагностичного комплексу Bosch, а коефіцієнт надлишку повітря λ розраховується штатною програмою вимірювального модуля - газоаналізатора BEA 060 мобільного комплексу BOSCH BEA 550.

До того, у процесі проведення випробувань модернізованою мікропроцесорною системою вимірювання та керування стенду фіксувались як атмосферний тиск та вологість повітря у випробувальному боксі, так і температури всмоктуваного повітря, моторного масла, охолоджувальної рідини ДВЗ та відпрацьованих газів.

Всі задіяні в експериментальних дослідженнях ЗВТ та ВО були повірені або атестовані, а точність всіх вимірювань відповідала вимогам ГОСТ 18509 [7] та Правил ООН № 120 [8].

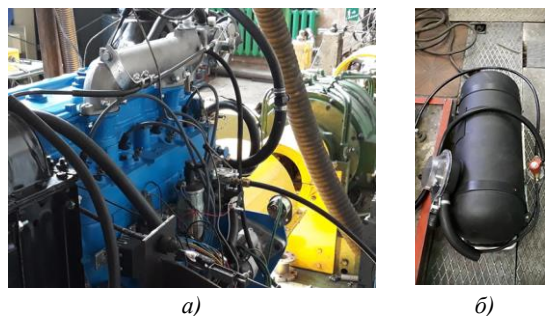


Рис. 6. Фотографія газового ДВЗ Д-240-LPG, встановленого на електричному навантажувальному стенді Zöllner типу В-350АС: а – газовий ДВЗ на стенді; б – газовий балон для живлення газового ДВЗ ЗНГ

На рис. 7 а, б показана знята зовнішня швидкісна характеристика газового ДВЗ Д-240-LPG. На ній зображені залежності: ефективної потужності N_e , ефективного крутного моменту M_e , годинної витрати ЗНГ G_f , годинної витрати повітря $G_{пов}$, кута випередження запалювання $\phi_{в.з.}$, питомих ефективних витрат ЗНГ g_e , середнього ефективного тиску P_e , коефіцієнту наповнення циліндрів η_v , циклової подачі ЗНГ $q_{ц.з.}$, ефективного ККД η_e , температури відпрацьованих газів t_r та коефіцієнту надлишку повітря λ від частоти обертання газового ДВЗ n_d .

При проведенні випробувань використовувався ЗНГ марки ПБТ за ГОСТ Р 52087 [9] виготовлений ООО «Газэнергосеть Брянск» Клинцовской ГНС (Республіка Білорусь), який згідно Паспорту якості № 53 від 21.04.2019 містить (по масі) 56,47 % пропану та 40,79 % бутану (і-бутану – 18,67 % та н-бутану – 22,12 %). Щільність цього ЗНГ при температурі 10°C складає 0,5347 кг/л.

З рис. 7 видно, що зовнішня швидкісна характеристика має звичайний для газових ДВЗ вигляд, аналогічний характеристикам карбюраторних бензинових ДВЗ, переобладнаних у двопаливні двигуни для роботи на ЗНГ.

Основні технічні характеристики Д-240-LPG, для порівняння із дизелем Д-240 наведені у табл. 1.

Максимальна потужність газового Д-240-LPG дорівнює $N_{e,max} = 57,5$ кВт (78 к.с.) при номінальній частоті обертання колінчастого вала $n_{d,ном} = 2200$ хв⁻¹. Таким чином, номінальна потужність газового ДВЗ Д-240-LPG склала 97 % від номінальної потужності дизеля Д-240. Максимальний ефективний крутний момент становить $M_{e,max} = 304$ Н·м, при $n_d = 1300$ хв⁻¹. Характеристика ефективного крутного моменту плавно зростає при зменшенні частоти обертання двигуна від номінальної до $n_d = 1300$ хв⁻¹, а потім зменшується. Запас крутного моменту становить 22 %.

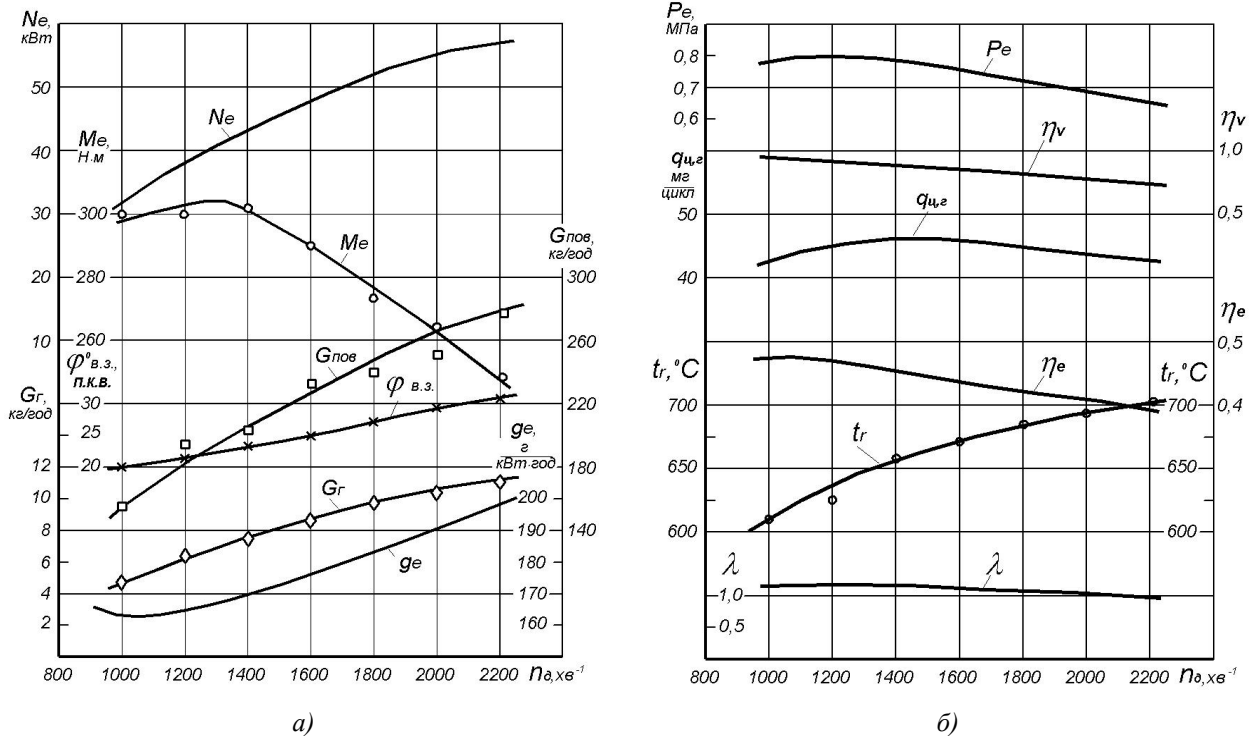


Рис. 7. Зовнішня швидкісна характеристика газового ДВЗ Д-240-LPG

Таблиця 1. Основні технічні характеристики газового Д-240-LPG та дизеля Д-240

Марка	Д-240-LPG	Д-240 [3]
Тип двигуна	атмосферний газовий ДВЗ	атмосферний дизель
Кількість та розташування циліндрів	Чотирициліндровий, рядний, з рідинним охолодженням	
Діаметр циліндра, мм	110	
Хід поршня, мм	125	
Робочий об'єм, л	4,75	
Порядок роботи циліндрів	1-3-4-2	
Номинальна потужність, кВт (к.с.)	57,5 (78)	59,0 (80,0)
Номинальна частота обертання, хв^{-1}	2200	2200
Максимальний крутний момент, Нм / при частоті обертання, хв^{-1}	304 / 1300	305 / 1400
Запас крутного моменту, %	22	19
Ступінь стиснення	9,5	16
Питома витрата палива при номінальній потужності, г/(кВт·год)	197 (ЗНГ)	238 (ДП)
Максимальна частота обертання на холостому ходу, не більше, хв^{-1}	2250	2385

Літрова потужність, яка оцінює ефективність використання робочого об'єму циліндрів, дорівнює $N_l = 12,1$ кВт/л.

Ефективні витрати ЗНГ при роботі двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці коливаються в межах від 4,0 до 11,3 кг/год (або 7,5 ... 21,1 л/год) при частотах обертання від 900 до 2200 хв^{-1} , відповідно. До речі, номінальні ефективні витрати ДП дизелем Д-240 складають 14 кг/год або 17 л/год.

Середній ефективний тиск P_e в інтервалі частот обертання 950 ... 2200 хв^{-1} змінюється в межах від 0,65 до 0,8 МПа, що, у цілому, відповідає показникам для сучасних газових ДВЗ.

Коефіцієнт наповнення циліндрів η_v колива-

ється в межах від 0,77 до 0,96. При цьому, коефіцієнт зростає при зменшенні частоти обертання двигуна, що свідчить про негативний вплив, викликаний гідравлічним опором газоповітряного змішувача (дифузору) на величину коефіцієнта при номінальних та середніх частотах обертання.

Ефективний ККД η_e знаходиться на рівні 0,39 ... 0,48, що свідчить про досить високу економічність газового ДВЗ і високу ступінь використання теплоти згоряння газового палива.

При цьому, ефективні питомі витрати ЗНГ при роботі на номінальній потужності склали $g_{e, \text{ном}} = 197$ г/(кВт·год). Мінімальні ефективні питомі витрати ЗНГ відповідають $n_0 = 1050$ хв^{-1} . Низькі значення ефективної питомої витрати ЗНГ також підтверджують досить високу економічність газового ДВЗ.

Коефіцієнт надлишку повітря λ по всій зовнішній швидкісній характеристиці повільно збільшується від 0,99 (у зоні, наближеній до номінальної частоти обертання) до 1,1 (у зоні середніх та мінімальних частот обертання). На його величину у зоні номінальної частоти обертання, як і на коефіцієнт наповнення, негативно впливає наявність газоповітряного змішувача (дифузору). У цілому газовий ДВЗ працює на економічних сумішах, при яких сумарні теплові втрати досягають мінімуму, що, як наслідок, забезпечує максимальну ефективну потужність двигуна.

На всіх швидкісних та навантажувальних ре-

жимах роботи конвертований газовий Д-240-LPG з системою живлення та подачі ЗНГ до впускного трубопроводу та БЕСЗ з рухомим розподільником напруги працював стійко і без детонації.

Отримані результати випробувань газового ДВЗ Д-240-LPG свідчать, що з урахуванням роздільної вартості 1-го літра ЗНГ, яка на перше півріччя цього року складала 43 % від ціни ДП [10], конвертація дизелів у газові ДВЗ з примусовим запалюванням є ефективним способом зменшення експлуатаційних витрат ТЗ.

Висновки

Показані переваги і доцільність використання транспортними засобами (у тому числі сільськогосподарськими тракторами) газових моторних палив, зокрема, зрідженого нафтового газу порівняно з традиційним дизельним паливом.

Обґрунтована доцільність конвертування дизелів транспортних засобів у газові ДВЗ із примусовим запалюванням для роботи на зрідженому нафтовому газі.

Розроблено та досліджено газовий ДВЗ моделі Д-240-LPG з примусовим запалюванням для роботи на зрідженому нафтовому газі, який конвертовано на базі тракторного дизеля Д-240.

Розроблено і виготовлено спеціальний універсальний електронний блок управління Avenir Gaz, призначений для обмеження максимальної частоти обертання газового ДВЗ.

Проведені стендові випробування газового ДВЗ Д-240-LPG на електричному навантажувальному стенді. За результатами випробувань визначені основні технічні характеристики газового двигуна Д-240-LPG, які довели, що максимальна потужність газового ДВЗ становить $N_{e,max} = 57,5$ кВт при $n_0 = 2200$ хв⁻¹, а максимальний ефективний крутний момент становить $M_{e,max} = 304$ Н·м, при $n_0 = 1300$ хв⁻¹. Запас крутного моменту дорівнює 22 %.

Ефективні витрати зрідженого нафтового газу при роботі двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці коливаються в межах від 4,0 до 11,3 кг/год (або 7,5...21,1 л/год) при частотах обертання двигуна від 900 до 2200 хв⁻¹, відповідно.

Ефективний ККД η_e , значення якого знаходиться в межах 0,39 ... 0,48, а також ефективні питомі витрати ЗНГ при роботі на номінальній потужності становлять $g_{e,ном} = 197$ г/(кВт·год), що свідчить про достатньо високу економічність газового ДВЗ.

Отримані енергетичні та економічні параметри показали, що конвертація дизелів у газові ДВЗ є ефективним способом зменшення експлуатацій-

них витрат дизельними транспортними засобами.

Подальший напрямок робіт пов'язано з розробленням електронної системи управління газовим ДВЗ (без газоповітряного змішувача) з груповим або послідовним впорскуванням ЗНГ газовими електромагнітними форсунками до впускного трубопроводу.

Список літератури:

1. Потребление сжиженного газа в Украине впервые превысило продажи бензина [Электронный ресурс] / https://biz.censor.net.ua/news/3045009/potreblenie_sjijennogo_gaza_v_ukraine_vpervye_prevysilo_prodayi_benzina. Режим доступа на 17.01.2018.
2. Украина лидирует в мире по потреблению автогаза и стала главным драйвером роста цен в Европе. [Электронный ресурс] / <https://ubr.ua/market/auto/ukraina-lidruet-v-mire-potrebleniju-avtohaza-i-stala-hlavnym-drajverom-rosta-tsen-v-evrope-3870825>. Режим доступа на 06.05.2019.
3. Тракторы МТЗ-80 и МТЗ-82/ И.П. Ксенович, С.Л. Кустанович, П.Н. Степанюк и др.; Под общ. ред. И.П. Ксеновича. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1984. – 254 с, ил.
4. МТЗ-80 (трактор). [Электронный ресурс] // Режим доступа до журн.: [https://uk.wikipedia.org/wiki/МТЗ-80_\(трактор\)](https://uk.wikipedia.org/wiki/МТЗ-80_(трактор)).
5. Правила ООН № 67 Единые предписания, касающиеся: I. Официального утверждения специального оборудования транспортных средств категорий М и N, двигатели которых работают на сжиженном нефтяном газе; II. Официального утверждения транспортных средств категорий М и N, оснащенных специальным оборудованием для использования сжиженного нефтяного газа в качестве топлива, в отношении установки такого оборудования.
6. Проверка и замена коммутатора автомобиля ВАЗ-2109. [Электронный ресурс] / <http://avtomechanic.ru/vaz-2109/elektrika-vaz-2109/kak-proverit-kommutator-avtomobilya-vaz-2109/> Режим доступа на 24.09.2018.
7. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний: ГОСТ 18509-88 (ISO 2288:1997 Agricultural tractors and machines. Engine test code. Net power) – [Чинний від 1990-01-01]. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 69 с.
8. Правила ООН № 120 Единые предписания, касающиеся официального утверждения двигателей внутреннего сгорания для установки на сельскохозяйственных и лесных тракторах и внедорожной подвижной технике, в отношении измерения полезной мощности, полезного крутящего момента и удельного расхода топлива.
9. Газы углеводородные сжиженные топливные. Технические условия (Liquefied hydrocarbon fuel gases. Specifications): ГОСТ Р 52087-2003. – [Дата введения 2004-07-01]. – М.: Изд-во стандартов, 2003. – 7 с. (Государственный стандарт Российской Федерации).
10. Ціни на бензин, ДТ, газ на заправках України. Все АЗС. [Электронный ресурс] / <http://vseazs.com>. Режим доступа на 07.05.2019

Bibliography (transliterated):

1. "The consumption of liquefied gas in Ukraine for the first-time exceeded gasoline sales", available at: https://biz.censor.net.ua/news/3045009/potreblenie_sjijennogo_gaza_v_ukraine_vpervye_prevysilo_prodayi_benzina.
2. "Ukraine leads the world in autogas consumption and has become the main driver of price increases in Europe", available at: <https://ubr.ua/market/auto/ukraina-lidruet-v-mire-potrebleniju-avtohaza-i-stala-hlavnym-drajverom-rosta-tsen-v-evrope-3870825>.
3. Ksenovich, I.P., Kustanovich, S.L., Stepanyuk,

P.N. (1984), "Tractors MTZ-80 and MTZ-82" ["Traktory MTZ-80 i MTZ-82"], Ear, Moscow, 254 p. 4. "MTZ-80_ (tractor)", available at: [https://uk.wikipedia.org/wiki/MTZ-80_\(трактор\)](https://uk.wikipedia.org/wiki/MTZ-80_(трактор)). 5. Regulation No. 67. Uniform provisions concerning the approval of: I. Approval of specific equipment of vehicles of category M and N using liquefied petroleum gases in their propulsion system; II. Approval of vehicles of category M and N fitted with specific equipment for the use of liquefied petroleum gases in their propulsion system with regard to the installation of such equipment. 6. "Check and replace the switch car VAZ-2109", available at: <http://av.tomechanic.ru/vaz-2109/elektrika-vaz-2109/kak-proverit-kommutator-avtomobilya-vaz-2109/>. 7. National standard of the Russian Federation No. 18509-88. Agricultural tractors and machines. Engine test code. Net power. 8. Regulation № 120 Uniform provisions concerning the approval of internal combustion engines to be installed in agricultural and forestry tractors and in nonroad mobile machinery, with regard to the

measurement of the net power, net torque and specific fuel consumption. 9. National standard of the Russian Federation No. 52087-2003. Liquefied hydrocarbon fuel gases. Specifications. 10. "Prices for gasoline, diesel fuel, gas at Ukrainian gas stations", available at: <http://vseazs.com>.

Р.С. Вдячність. Автор цієї статті висловлює вдячність К.А. Патлатюку, М.Д. Горі, Ю.В. Назаренку та іншим співробітникам лабораторії використання палив та екології ДП «ДержавтотрансНДІпроект», які брали участь у підготовці та проведенні випробувань газового ДВЗ.

Надійшла до редакції 19.06.2019 р.

Ковальов Сергій Олександрович – канд. техн. наук, ст. науч. спів., заступник завідувача лабораторії дослідження використання палив та екології Державного підприємства «Державний автотранспортний науково-дослідний та проектний інститут», Київ, Україна, e-mail: skovalev@insat.org.ua, <https://orcid.org/0000-0002-3107-530X>.

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ Д-240-LPG, КОНВЕРТИРОВАННОГО НА БАЗЕ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

С.А. Ковалёв

Показаны целесообразность и преимущества использования транспортными средствами (в том числе сельскохозяйственной техникой, такой как самоходные шасси, мощные колесные и гусеничные тракторы и т.д.) газовых моторных топлив, в частности, сжиженного нефтяного газа по сравнению с традиционным дизельным топливом. Обоснована целесообразность конвертирования дизелей таких транспортных средств в газовые ДВС с принудительным зажиганием. Разработан и исследован газовый ДВС модели Д-240-LPG с принудительным зажиганием для работы на сжиженном нефтяном газе, который конвертирован на базе дизеля Д-240, устанавливаемого на универсально-пропашные колесные тракторы МТЗ-80 и МТЗ-82. Описан принцип работы главных систем газового ДВС, к которым относится система питания и подачи сжиженного нефтяного газа в впускной трубопровод через газвоздушный смеситель, а также бесконтактная электронная система зажигания с подвижным распределителем напряжения. Разработан и изготовлен специальный электронный блок управления Avenir Gaz, предназначенный для ограничения максимальной частоты вращения путем управления работой дистанционно управляемыми запорными электромагнитными газовыми клапанами системы питания газового ДВС сжиженным нефтяным газом. Проведенные стендовые испытания газового ДВС модели Д-240-LPG на электрическом нагрузочном стенде Zöllner с модернизированной микропроцессорной системой измерения и управления. Снята внешняя скоростная характеристика двигателя, на основании которой, определены основные технические характеристики газового Д-240-LPG, а также его эффективные параметры. Технические характеристики показали, что номинальная мощность газового ДВС Д-240-LPG составила 97% от номинальной мощности дизеля Д-240. Полученные энергетические и экономические параметры созданного газового двигателя подтвердили целесообразность конвертации дизелей транспортных средств в газовые ДВС с принудительным зажиганием и показали, что такая конвертация является эффективным способом уменьшения эксплуатационных расходов дизельными транспортными средствами за счет замены более дорогого дизельного топлива более дешевым сжиженным нефтяным газом.

Ключевые слова: газовый двигатель внутреннего сгорания; ЭБУ Avenir Gaz ограничения максимальной частоты вращения; сжиженный нефтяной газ.

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF GAS ENGINE D-240-LPG CONVERTED ON THE BASIS OF A TRACTOR DIESEL

S.O. Kovalov

The expediency and advantages of using vehicles (including agricultural machinery, such as self-propelled chassis, powerful wheeled and tracked tractors, etc.) gas motor fuels, in particular, liquefied petroleum gas, compared to conventional diesel fuel, are shown. The expediency of converting diesel engines of such vehicles into gas ICEs with forced ignition is substantiated. A gas engine model D-240-LPG with forced ignition for work on liquefied petroleum gas, which was converted on the basis of a D-240 diesel engine mounted on MTZ-80 and MTZ-82 universal wheel tractors, was designed and investigated. The principle of operation of the main gas engine systems is described, which include the power supply system and the supply of liquefied petroleum gas to the inlet pipe through the gas-air mixer, as well as a contactless electronic ignition system with a movable voltage distributor. A special Avenir Gaz electronic control unit has been designed and manufactured, designed to limit the maximum rotational speed by controlling the operation of the remotely controlled shut-off electromagnetic gas valves of the gas engine supply system with liquefied petroleum gas. Carried out bench tests of gas engine D-240-LPG at the Zöllner electrical load bench with an upgraded microprocessor-based measurement and control system. The removed external speed characteristic of the engine, on the basis of which, the main technical characteristics of the gas D-240-LPG, as well as its effective parameters, are determined. The technical characteristics showed that the nominal power of the gas engine D-240-LPG was 97% of the nominal power of the diesel D-240. The obtained energy and economic parameters of the created gas engine confirmed the feasibility of converting diesel vehicles into gas engines with forced ignition and showed that such conversion is an effective way to reduce operating costs with diesel vehicles by replacing more expensive diesel fuel with cheaper LPG.

Key words: gas internal combustion engine; Avenir Gaz ECU limits the maximum speed; liquefied petroleum gas.

І.О. Мордвінцева, В.О. Пильов

СПРОЩЕННЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ НЕСТАЦІОНАРНОЇ ЗАДАЧІ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ ПРИ ВИЗНАЧЕННІ РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ

Виконано аналіз літератури щодо отримання функцій керування граничних умов нестационарної задачі теплопровідності поршня, що дозволяє оцінити його ресурс. На основі експериментального дослідження поршня двигуна 4ЧН12/14 встановлено, що для зон першого та другого поршневих кілець необхідно мати дані щодо функцій керування $\Phi_i(t)$ граничних умов для ряду перехідних процесів. Враховуючи складність отримання даних функцій, запропоновано допустимі спрощення граничних умов, а саме функції керування $\Phi_i(t)$ при визначенні ресурсної міцності поршня на початкових етапах проектування. Для цього запропонована миттєва зміна граничних умов із запізненням у часі τ відносно реального початку перехідного процесу. Дослідження проводилося для поршня дизеля 4ЧН12/14 при потужності $N_e=75,3$ кВт. Встановлено, що розрахунковий рівень накопичених пошкоджень матеріалу в зоні кромки камери згоряння з урахуванням високочастотної складової є на порядок більший, ніж без урахування. Також було виконано ряд розрахунків для спрощених граничних умов $\Phi_i(t)$ для зон першого та другого поршневих кілець із різною величиною запізнення в часі відносно моменту початку перехідного процесу дизеля. Автентичність запропонованих спрощень граничних умов із дотриманням концепції гарантованого забезпечення ресурсу визначалася з використанням показника відносно розрахункового збільшення ресурсу ϕ . Значення показника ϕ наведені з урахуванням високочастотної складової та без неї. Результати показали, що для різного виду спрощень граничних умов вплив високочастотної складової змінюється. Так на початкових етапах проектування застосування спрощеного виду граничних умов функцій керування із запізненням у часі в діапазоні 17-22 сек можливо проведення порівняльного аналізу конструкцій без врахування високочастотної складової їх температурного стану. Оскільки ці дані мають вагомість менше 1%. Для забезпечення достовірності результату, шляхом дотримання концепції гарантованого забезпечення фізичної надійності конструкцій в процесі їх проектування і доводки, урахування високочастотної складової температури в поверхневому шарі денця поршня є обов'язковим.

Ключові слова: дизель; поршень; камера згоряння; ресурсна міцність; граничні умови; функції керування.

Вступ

Сучасний етап розвитку двигунобудування характеризується створенням нових конструкцій двигунів внутрішнього згоряння, які здатні забезпечувати комплексне покращення техніко-економічних показників, а саме зниження шкідливих викидів (екологічності), паливної економічності, питомої потужності, надійності (терміну експлуатації) тощо. Водночас спостерігається суттєве зростання теплового навантаження на поршень, що значно посилює негативний вплив на його параметричну та фізичну надійність. Основним показником втрати фізичної надійності поршня є розтріскування кромки камери згоряння (КЗ). Причиною цього, за дослідженнями ряду вчених та фірм, є часта і глибока зміна режимів навантаження під час експлуатації двигунів [1-3]. Розв'язання проблеми забезпечення заданого рівня фізичної надійності поршнів форсованих двигунів протягом заданого часу експлуатації потребує розробки нових моделей аналізу втрати міцності конструкцій, що застосовуються в процесі проектування.

Аналіз публікацій

Моделювання процесів втрати міцності з урахуванням нестационарних низько- та високочастотних термомеханічних навантажень поршнів є доволі складною науковою задачею, якій приділяється увага багатьох вчених [4-6]. Відомо, що рівень фізичної надійності конструкції можна оцінити вели-

чиною накопичених пошкоджень матеріалу [7]. При цьому в [8] показано, що вирішення означеної задачі для поршня ДВЗ потребує урахування сукупності перехідних режимів навантаження дизеля.

Такий підхід може бути застосованим на останніх етапах проектування конструкції та потребує інформації щодо функцій керування граничними умовами нестационарної задачі теплопровідності $\Phi_a(t)$ та $\Phi_i(t)$ щодо кожного перехідного процесу експлуатації двигуна.

Встановлення конкретного виду функцій керування проводиться з експерименту. В [9] наведено вигляд функцій керування $\Phi_a(t)$ та $\Phi_i(t)$ для перехідного процесу дизеля 4ЧН12/14 з режиму холодного ходу на режим номінальної потужності ($N_n=18,5$ кВт/л, $n=2000$ хв⁻¹).

Зрозуміло, що виконання аналогічних досліджень за сукупністю перехідних процесів нестационарної моделі експлуатації двигуна суттєво збільшує час і витрати на виконання робіт. Саме тому практика виконання проектно-конструкторських та доводочних робіт потребує формування певних етапів проекту, коли вибір наступного маршруту проектування здійснюється на основі результатів попереднього [10].

В [11] було показано, що зміна коефіцієнту тепловіддачі при зміні режиму навантаження дизеля відбувається досить швидко відносно часу самого перехідного процесу. Тому на попередніх етапах

проектуювання часто апіорі допускають, що функції керування $\Phi_a(\tau)$ та $\Phi_i(\tau)$ миттєво одноступінчато змінюють свої значення, що відповідають попередньому та наступному стаціонарним режимам навантаження дизеля.

Для підтвердження або спростування такого підходу на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння НТУ«ХП» на базі дизеля 4ЧН12/14 [12] було проведено експериментальні дослідження температурного стану поршня. Це дозволило визначити функції керування для ряду характерних перехідних процесів навантажень трактора та вантажного автомобіля.

За отриманими результатами було встановлено, що для довільних етапів проектування поршня можна використовувати одноступінчасту миттєву

зміну граничних умов для усіх зон поверхні поршня, окрім функції $\Phi_i(\tau)$ для зони поршневих кілець. Визначено реальний вигляд функції $\Phi_i(\tau)$ для зон першого та другого поршневих кілець. Ці зони виявились визначальними для достовірного моделювання температурного стану поршня.

Температурний стан поршня для перехідного процесу $N_e=0,88\text{кВт}$, $n=1200\text{хв}^{-1} \rightarrow N_e=75,3\text{кВт}$, $n=1800\text{хв}^{-1}$ та в зворотному напрямі представлено на рис. 1. Матеріал поршня – алюмінієвий сплав АК12М2МгН. Тут результати експерименту наведено суцільною лінією, а дані з отриманими функціями керування $\Phi_i(\tau)$ – переривчастою. Для сукупності виконаних досліджень абсолютна похибка розрахунків не перевищувала $5-7^\circ\text{C}$ [13].

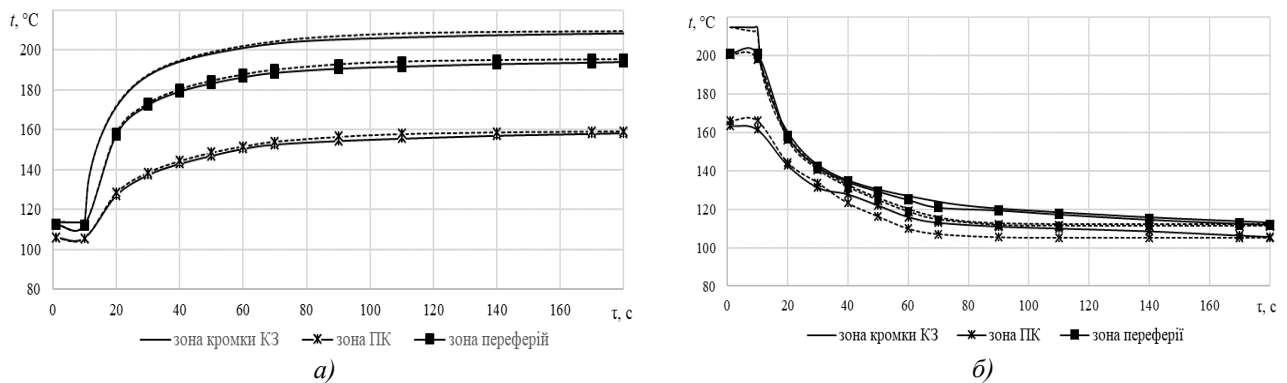


Рис. 1. Температурний стан поршня для набросу (а) та скидання (б) навантаження двигуна

Проведення такого експериментального дослідження несе ряд труднощів, у т.ч. – вказані вище значні матеріальні затрати та час досліджень. Тому для скорочення терміну проектування в [14] були розроблені рекомендації щодо спрощення граничних умов задачі теплопровідності, а саме функцій керування $\Phi_i(\tau)$ щодо зони поршневих кілець. Спрощення полягає в запізненні в часі миттєвої зміни граничних умов відносно моменту початку перехідного процесу. Розрахунки за таким підходом є припустимими на початкових етапах проектування поршня тому, що результати накопичення пошкоджень стають завищеними, тобто реалізується концепція гарантованого забезпечення фізичної надійності конструкції в процесі її проектування.

Однак, результати, що отримані в [14], виконані без урахування високочастотної зміни температури в поверхневому шарі матеріалу поршня. Це суттєво скорочує час розрахунків, але теоретично суперечить вище означеній концепції. Водночас в роботі [15] вирішена задача нестационарної високочастотної теплопровідності щодо поверхневого шару вогневого денця поршня. Отже важливою

задачею є проведення аналогічних до [14] робіт з урахуванням високочастотної складової температури вогневого денця поршня та відповідних пошкоджень матеріалу поршня в зоні кромки камери згоряння.

Основні результати

Розрахункове дослідження здійснено для поршня дизеля 4ЧН12/14 з використанням отриманих експериментально в [12,13] функцій керування. Це дозволяє здійснювати коректне порівняння результатів розрахунків без та з урахуванням високочастотної складової температури. Рівень накопичених пошкоджень матеріалу визначався за методикою [10]. На цій основі встановлено, що при потужності $N_e=75,3\text{кВт}$ розрахунковий рівень накопичених пошкоджень в зоні кромки камери згоряння поршня, при врахуванні високочастотної складової температури, на порядок є більшим, ніж без такого урахування. Таким чином, урахування нестационарного високочастотного коливання температури в поверхневому шарі матеріалу денця поршня є обов'язковою умовою дотримання концепції гаран-

тованого забезпечення фізичної надійності конструкції в процесі її проектування.

На другому етапі досліджень, аналогічно до [14], було виконано ряд розрахунків для спрощених (миттєва одноступінчаста зміна) граничних умов $\Phi_i(\tau)$ для зон першого та другого поршневих кілець. Варіантні розрахунки виконано для різних величин запізнення в часі зміни граничних умов відносно моменту початку перехідного процесу дизеля. В табл. 1 наведено їх нумерацію. Видно, що досліджено інтервал запізнень τ від 0 до 30 с.

В межах концепції гарантованого забезпечення ресурсу адекватність запропонованих спрощень здійснювалась за показником відносного розрахункового збільшення ресурсу ϕ [13]:

$$\phi = \frac{d_{f3}}{d_{fD}} > 1, \quad (1)$$

де d_{f3} – значення величини накопичених пошкоджень при використанні спрощень граничних умов; d_{fD} – дійсне значення величини накопичених пошкоджень в зоні кромки камери згоряння поршня, тобто при використанні ідентифікованих граничних умов.

Таблиця 2. Показник розрахункового збільшення ресурсу ϕ кромки камери згоряння поршня дизеля 4ЧН12/14 при $N_e=75,3$ кВт

Варіант функції керування $\Phi_i(\tau)$	Значення ϕ без урахування високочастотної складової температури	Значення ϕ з урахуванням високочастотної складової температури
1	0,7095	0,8117
2	0,4018	0,5769
3	1,0107	1,007
4	1,0193	1,0116
5	0,44	0,5

Отримані результати свідчать про збільшення накопичених пошкоджень з урахуванням високочастотної складової вже для одного перехідного процесу. Також встановлено, що для різного виду спрощень граничних умов вплив високочастотної складової змінюється. Так для варіантів 1 та 2 результати без високочастотної складової показували завищені дані ресурсної міцності.

Показник ϕ для варіантів 3, 4 має зміни менші 1%. Ці варіанти граничних умов можуть бути застосованими на початкових етапах проектування поршня дизеля 4ЧН12/14 без порушення концепції гарантованого забезпечення фізичної надійності конструкції. Аналогічний підхід може бути застосований для інших конструкцій поршнів при різних рівнях форсування дизелів.

Водночас в наслідок значного спрощення розрахунків за відсутності урахування високочастотної зміни температури вогневого денця поршня цей підхід, як порівняльний з аналогом, також може

Таблиця 1. Варіанти спрощень граничних умов нестационарної теплопровідності поршня в зоні поршневих кілець

Варіант функції керування $\Phi_i(\tau)$	Запізнення в часі τ , с
1	0
2	6
3	17
4	22
5	30

Тут виконання умови (1) засвідчує, що розрахунковий рівень накопичених пошкоджень перевищує дійсний, тобто вимоги концепції гарантованого забезпечення фізичної надійності конструкції в процесі її проектування виконуються.

В табл. 2 наведено дані показника відносного розрахункового збільшення ресурсу ϕ , які отримано без та з урахуванням високочастотної складової нестационарного температурного стану поршня. Варіанти функції керування $\Phi_i(\tau)$ відповідають даним табл. 1.

бути застосований на попередніх етапах проектування.

Висновки

Отримані результати розрахунку показника розрахункового збільшення ресурсу ϕ поршня двигуна 4ЧН12/14 показали, що на початкових етапах проектування при спрощенні граничних умов задачі теплопровідності можливим є порівняльний аналіз конструкцій без урахування високочастотної складової їх температурного стану.

Отримані таким чином результати достатні для проектування поршня з дотриманням концепції гарантованого забезпечення ресурсу.

Для забезпечення достовірності результату, шляхом дотримання концепції гарантованого забезпечення фізичної надійності конструкцій в процесі їх проектування і доводки, урахування високочастотної складової температури в поверхневому шарі денця поршня є обов'язковим.

На завершальних етапах проектування запропонований підхід є необхідним для врахування накопичення пошкоджень матеріалу для повної сукупності експлуатаційних перехідних процесів двигуна певного призначення.

Подальший напрямок робіт пов'язаний з урахуванням височастотних механічних навантажень поршня.

Список литературы:

1. Кавтарадзе Р. З. Расчетно-экспериментальное исследование локального теплообмена на огневом днище поршня дизеля, конвертированного в газожидкостный двигатель / Р. З. Кавтарадзе, А. И. Гайворонский, А. А. Зеленцов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2009. – № 2. – С. 45–57. 2. Повреждения поршней — как выявить и устранить их / [за ред. Motor Service Technical Market Support, Motor Service Product Management]. – Heilbronn : MS Motor Service International GmbH, 2010. – 92 с. 3. Damage analysis of details of ICE, DFC DIESEL available at [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis> 4. Чайнов Н. Д. Оценка усталостной долговечности поршня транспортного дизеля при циклическом нагружении / Н. Д. Чайнов, А. В. Тимохин, А. Б. Иванченко // Двигателестроение. – 1991. – № 11. – С. 14–15. 5. Напряженно-деформированное состояние чугуна при нестационарных нагружениях / А. Ф. Шеховцов, П. П. Гонтаровский, Ф. И. Абрамчук, А. М. Левтеров // Двигатели внутреннего сгорания. – 1990. – № 52. – С. 54–61. 6. Левтеров А. М. Исследование теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндропоршневой группы быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях: дис. ...канд. техн. наук : 05.04.02 / А. М. Левтеров. – Харьков, 1991. – 213 с. 7. Работнов Ю. Н. Ползучесть элементов конструкций. М.: Наука, 1966. – 752 с. 8. Турчин В.Т. Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршнів тракторних дизелів / В.Т. Турчин, В. О. Пильов, А. П. Кузьменко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С. 30–35. 9. Шеховцов А. Ф. Процессы в перспективных дизелях / Шеховцов А. Ф., Абрамчук Ф. И., Крутов В. И. и др. ; под ред. А. Ф. Шеховцова. – Харьков : Изд-во «Основа», 1992. – 352 с. 10. Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: монографія / Пильов В. О. – Харків : Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с. 11. Костин А. К. Теплонапряженность двигателя внутреннего сгорания: справ. пособие / А. К. Костин, В. В. Ларионов, Л. И. Михайлов – Ленинград : Машиностроение, 1979. – 222 с. 12. Мордвинцева И. А. Особенности задания граничных условий нестационарной задачи теплопроводности поршня дизеля / И.А. Мордвинцева, А.Н. Клименко, Р. Ариан, О.Ю. Линьков, В.А. Пылев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. – № 1. – С. 33–41. 13. Мордвинцева И. О. Моделирование в САПР нестационарных термических навантажений та ресурсной міцності поршнів швидкохідних дизелів : автореф. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук спец : 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / И. О. Мордвинцева. – Харків, 2019. – 21с. 14. Мордвинцева И. О. Влияние вида управляющих функций нестационарной задачи теплопроводности на ресурсную міцність поршня / И. О. Мордвинцева, А. М. Зозуля, В. О. Пильов, Р. Ариан // Двигатели внут-

реннего сгорания. – 2018. №2. – с.66–71. 15. Марченко А. П. Моделирование нестационарного высокочастотного температурного stanu поршня ДВЗ с теплоизолированной поверхней камеры сгорания / А. П. Марченко, В. В. Пильов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – № 2. – С. 41–47.

Bibliography (transliterated):

1. Kavtaradze R., Gaivoronsky A., Zelentsov A. (2009), "Calculated and experimental study of local heat exchange on the firing head of a diesel piston converted into a gas-liquid engine" [Raschetno-eksperimentalnoe issledovanie lokalnogo teploobmena na ognevom dnische porshnya dizelya, konvertirovannogo v gazozhidkostnyy dvigatel], Vestnik MSTU. N.E. Bauman. Ser. Engineering, No. 2, pp. 45–57. 2. (2010), Damage to pistons - how to identify and eliminate them/ Motor Marketing DIE NECKARPRINZEN GmbH, Heilbronn, 2nd.ed [Povrezhdeniya porshney – kak vyiyavit i ustranit ih / Motor Marketing DIE NECKARPRINZEN GmbH, Heilbronn, 2izd.], P. 92. 3. Damage analysis of details of ICE, DFC DIESEL available at : <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis>. 4. Chaynov N., Timokhin A., Ivanchenko A. (1991), "Estimation of fatigue life of a piston of a transport diesel during cyclic loading" [Otsenka ustalostnoy dolgovechnosti porshnya transportnogo dizelya pri tsiklicheskoy nagruzhennii], Engine building, No.11, pp.14–15. 5. Shehovtsov A., Hontarovskyy P., Abramchuk F., Levterov A. (1990), "Stress-deformed state of a cast-iron piston with nonstationary loads" [Napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie chugunного porshnya pri nestatsionarnykh nagruzheniyyah], Internal combustion engines, No.52, pp.54–61. 6. Levterov A. (1991), Investigation of the thermal and stress-strain state of parts of the cylinder-propeller group of high-speed diesel engines at non-stationary loads: Ph. D. [Issledovanie teplovogo i napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya detaley tsilindroporshnevoy gruppy byistrohodnogo dizelya pri nestatsionarnykh nagruzheniyyah: dis. ... kand. tehn. nauk], Kharkov, 213 p. 7. Rabotnov Yu. N. (1966), Creep of structural elements [Polzuchest elementov konstruktsey], M.: Nauka, 752 s. 8. Turchin V., Pilov V., Kuzmenko A. (2007) "Improvement of the method of determining the resource strength of tractor diesel pistons" [Udoskonalennia metodyky vyznachennia resursnoi mitsnosti porshniv traktornykh dyzeliv], Internal combustion engines, No.2, pp.30–35. 9. Shehovtsov A., Abramchuk F., Krutov V. (1992), Processes in perspective diesel engines [Processy v perspektivnykh dizelyah], "Osnova", Kharkov, 352 p. 10. Pilov V. (2001), Automated design of the piston of fast-diesels with a given level of long-term strength: monograph [Avtomatizovane proektuvannya porshniv shvydkohidnykh dyzeliv iz zadanim rivnem trivaloy mitsnosti: monogr.], Harkiv: Vidavnychiy tsentr NTU "HPI", 332 s. 11. Kostin A., Larionov V., Mikhailov L. (1979), Heat stress of the internal combustion engine: cases. allowance [Teplo napryazhennost dvigatelya vnutrennego sgoraniya: sprav. posobie], Leningrad, Mechanical engineering, 222 p. 12. Mordvinseva I., Klimenko, A., Aryan R., Linkov O., Pylev, V. (2017), "Features of the specification of the boundary conditions for the nonstationary heat conduction problem of a diesel piston" [Osobennosti zadaniya granichnykh usloviy nestatsionarnoy zadachi teploprovodnosti porshnya dizelya], Internal combustion engines, No.1, pp.33–41. DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.07. 13. Mordvinseva I. (2019) Modeling in the CAD of non-stationary thermal loads and the resource strength of high-speed diesel pistons: Author's thesis [Modeliuvannya v SAPR nestatsionarnykh termichnykh navantazhen ta resursnoi mitsnosti porshniv shvydkohidnykh dyzeliv: avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk], Kharkiv, 21 p. 14. Mordvinseva I., Zozulya A., Pylev V., Aryan R. (2018) "Influence of a type of controlling functions of non-stationary problem of thermal conducting on the resource strength of the piston" [Vplyv vydu keruiuchykh funktsii nestatsionarnoy zadachi teploprovodnosti na resursnu mitsnist porshnia], Internal combustion engines, No.2, pp.66–71. DOI: 10.20998/0419-8719.2018.2.11. 15. Marchenko A., Pylyov V. (2015), "Modeling of nonstationary high-frequency temperature state of internal combustion engine piston with a coated combustion chamber surface" [Modeliuvannya nestatsionarnoho vysokochastotnoho temperaturnoho stanu porshnia DVZ z teploizolovano-noiu poverkhnieu kamery zghoriannya], Internal combustion engines, No.2, pp.41–47.

Мордвинцева Ирина Олександрівна – канд. техн. наук, наук. співр. кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: irka13n@bigmir.net, <https://orcid.org/0000-0002-4091-6924>.

Пильов Володимир Олександрович – доктор техн. наук, проф., зав. кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: pylyov@meta.ua.

УПРОЩЕНИЯ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ РЕСУРСНОЙ ПРОЧНОСТИ ПОРШНЕЙ НА РАЗНЫХ ЭТАПАХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

И. А. Мордвинцева, В. А. Пилев

Выполнен анализ литературы для определения управляющих функций граничных условий нестационарной задачи теплопроводности поршня, которые позволят оценить его ресурс. На основе экспериментального исследования поршня двигателя 4CH12/14 установлено, что для зон первого и второго поршневых колец необходимо иметь значения управляющих функций $\Phi_i(\tau)$ граничных условий для ряда переходных процессов. Учитывая сложность получения данных функций, предложены допустимые упрощения граничных условий, а именно управляющей функции $\Phi_i(\tau)$ при определении ресурсной прочности поршня на начальных этапах проектирования. Для этого предложено мгновенное изменение граничных условий с запаздыванием во времени τ относительно реального начала переходного процесса. Исследование проводилось для поршня дизеля 4CH12/14 при мощности $N_e = 75,3$ кВт. Установлено, что расчетный уровень накопленных повреждений материала в зоне кромки камеры сгорания с учетом высокочастотной составляющей на порядок больше, чем без учета. Также был выполнен ряд расчетов с упрощенными граничными условиями $\Phi_i(\tau)$ для зон первого и второго поршневых колец с различной величиной запаздывания во времени относительно момента начала переходного процесса дизеля. Аутентичность предложенных упрощений граничных условий с соблюдением концепции гарантированного обеспечения ресурса определялась с использованием показателя относительного расчетного увеличения ресурса ϕ . Значения показателя ϕ приведены с учетом высокочастотной составляющей и без нее. Результаты показали, что для разного вида упрощений граничных условий влияние высокочастотной составляющей меняется. Так на начальных этапах проектирования применения упрощенного вида граничных условий управляющих функций с запаздыванием во времени в диапазоне 17-22 сек возможно проведение сравнительного анализа конструкций без учета высокочастотной составляющей их температурного состояния. Поскольку эти данные имеют весомость менее 1%. Для обеспечения достоверности результата, путем соблюдения концепции гарантированного обеспечения физической надежности конструкций в процессе их проектирования и доводки, учет высокочастотной составляющей температуры в поверхностном слое днища поршня является обязательным.

Ключевые слова: дизель; поршень; камера сгорания; ресурсная прочность; граничные условия; управляющие функции

SIMPLIFIED BOUNDARY CONDITIONS AT CERTAIN RESOURCE DURABILITY OF PISTONS AT DIFFERENT DESIGN STAGES

I. Mordivintseva, V. Pyilev

The analysis of the literature on obtaining the control functions boundary conditions non-stationary heat conduction problem piston, which allows us to estimate its resource. On the basis of the experimental study piston of the diesel 4CHN12/14 it was established that for the zones of the first and second piston rings it is necessary to have data on the control of the boundary conditions $\Phi_i(\tau)$ for a number of transients. Considering the complexity of obtaining these functions, it is proposed to allow the simplification boundary conditions, namely the control functions $\Phi_i(\tau)$, in determining the resource strength piston at the initial stages design. For this purpose, an instantaneous change in the boundary conditions was delayed in time relative to the real beginning transition process. The study was conducted for a piston of the diesel 4CH12/14 at power $N_e=75,3$ kW. It is established that the estimated level of accumulated damage to the material in the zone edge combustion chamber, considering the high-frequency component, is an order of magnitude higher than without consideration. Also, a series of calculations for simplified boundary conditions $\Phi_i(\tau)$ for the zones of the first and second piston rings with a different delay time in relation to the moment of the start of the transient process of the diesel engine was performed. The authenticity of the proposed simplifications of the boundary conditions with the observance of the concept of guaranteed resource provision was determined using the indicator of the relative estimated increase of the resource ϕ . The values of the indicator ϕ are given with and without the high-frequency component. The results showed that for various types of simplifications boundary conditions the influence of the high-frequency component varies. So, at the initial stages of designing the application of a simplified type boundary conditions control function with a delay in time in the range of 17-22 sec, it is possible to conduct a comparative analysis of structures without considering the high-frequency component of their temperature state. Since these data have a weight of less than 1%. To ensure the reliability of the result, by observing the concept guaranteed assurance physical reliability structures in the process of their design and refinement, the consideration of the high-frequency component temperature in the surface layer piston rod is compulsory.

Key words: diesel engine; piston, combustion chamber; resource durability; boundary conditions; control functions.

М.Р. Ткач, О.С. Митрофанов, А.С. Познанський

ОСОБЛИВОСТІ КІНЕМАТИКИ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ

Наведені загальна будова та принцип роботи роторно-поршневого двигуна нової конструкції 12РПД-4,4/1,75 з регульованим золотниковим розподілом повітря. Конструкція двигуна поєднує переваги поршневих та роторних двигунів, що забезпечує низькі значення питомої витрати робочого тіла й високі значення ККД. Розглянутий роторно-поршковий двигун завдяки своїм техніко-експлуатаційним перевагам має широкий спектр застосування у різних галузях промисловості та у складі енергетичних установок різного призначення, наприклад у схемах комбінованих силових установок транспортних засобів. Досить проста й компактна конструкція при малій вазі запропонованого двигуна забезпечує його невисоку ціну при виготовленні, а також надійність і невибагливість при експлуатації. Роторно-поршковий двигун завдяки рівномірному розміщенню циліндрів у роторі та малій вазі деталей, що рухаються зворотно-поступово, має високу врівноваженість та можливість пуску при будь-якому положенні центрального ротора. Конструкція двигуна, як і для всіх ротаційних двигунів, передбачає відсутність мертвого об'єму. Тобто фактично мертвий об'єм відповідає роботі виштовхування при тиску впуску в компресорному циклі. На відміну від існуючих серійних пневмодвигунів із золотниковим розподілом повітря, розглянута конструкція роторно-поршневого двигуна має можливість регулювати фази газорозподілу та режими роботи двигуна за рахунок ступеня наповнення циліндра. Регулювання фаз газорозподілу в досить широкому діапазоні забезпечується за рахунок повороту центрального регулюючого кулачкового вала. Крім того, центральний регулюючий кулачок дає змогу змінювати напрямок обертання центрального ротора. Розглянута кінематична схема, яка значно відрізняється від класичної схеми кривошипно-шатунного механізму. Проведений кінематичний аналіз схеми руху роторно-поршневого двигуна. Для подальшого розрахунку діючих сил у двигуні запропоновані залежності визначення безрозмірних переміщення, швидкості та прискорення поршня залежно від кута повороту центрального ротора ϕ . Визначені коефіцієнти гармонічного ряду в зазначених залежностях.

Ключові слова: роторно-поршковий двигун; пневмодвигун; стиснене повітря; кінематика; переміщення поршня; швидкість поршня; прискорення поршня.

Вступ

Пневмодвигуни є енергосиловими машинами, дія яких спрямована на перетворення енергії стисненого повітря в корисну механічну роботу. Широкий спектр застосування пневмодвигунів у різних галузях промисловості можливий завдяки таким характеристикам, як різноманітність моделей, простота конструкції, мала вага, вибухобезпечність, великий діапазон частоти обертання.

Відомо використання пневмодвигунів у схемах комбінованих силових енергетичних установок транспортних засобів [1-3]. Ідея такого застосування полягає в тому, щоб на всіх несприятливих режимах роботи двигуна внутрішнього згорання, з точки зору екології та витрати палива, замінити або доповнити роботу установки пневматичним двигуном.

До основних переваг пневматичних двигунів відносять: відносну простоту конструкції та експлуатаційного обслуговування; надійність роботи в широкому діапазоні температури; низькі масогабаритні показники; пожежну і вибухову безпечність; низький рівень робочого шуму.

Недоліки використання пневмодвигунів обумовлені природою робочого тіла – повітря. При стисненні повітря накопичує енергію, яка за певних умов може перетворитися в кінетичну енергію рухомих мас і викликати ударні навантаження. У та-

кому випадку для забезпечення плавності пневмодвигунів виникає потреба в спеціальних додаткових пристроях. Також до недоліків пневмодвигунів відносять низький ККД за рахунок багатократного перетворення енергії, високу витрату стисненого повітря та обмеженість енергоємності заправних балонів.

Для усунення проблем, пов'язаних з недоліками застосування пневмодвигунів у енергетичних установках, необхідне подальше вдосконалення існуючих або створення нових пневмодвигунів.

Постановка задачі

Сучасний пневмодвигун з великим моторесурсом може бути створений тільки на підставі його числового моделювання. Математичне моделювання дозволяє значно знизити матеріальні витрати на стадії проектування пневмодвигуна та отримати достовірні результати. У пневмодвигунах використовують різні схеми механізмів, зокрема і схеми, схожі на кривошипно-шатунні механізми (КШМ) ДВЗ [4]. Моделювання пневмодвигунів виконується на підставі його кінематичного і динамічного дослідження. Вибір схеми визначається типом двигуна, вимогами, що висуваються до нього, умовами експлуатації та іншими факторами [5].

Мета даної роботи полягає у визначенні та математичному описі закону переміщення поршня

залежно від обертового руху вихідного вала роторно-поршневого двигуна нової конструкції.

Виклад основного матеріалу

На машинобудівному підприємстві ТОВ «Мотор-Плюс» для енергетичних установок різного призначення спроектовано зразок роторно-поршневого двигуна нової конструкції 12РПД-4,4/1,75 (рис. 1). При проектуванні та створенні роторно-поршневого двигуна використано досвід підприємства у створенні подібних типів двигунів, а саме патент на винахід України №7592 [6] (автори Волощук О. І., Шабалін Ю. В., Фролов В. К., Тетерев В. С.). У конструкцію нового роторно-поршневого двигуна внесено значний ряд принципів змін та враховано всі недоліки, що підтверджено заявкою на патент, реєстраційний номер № а 2019 02189.

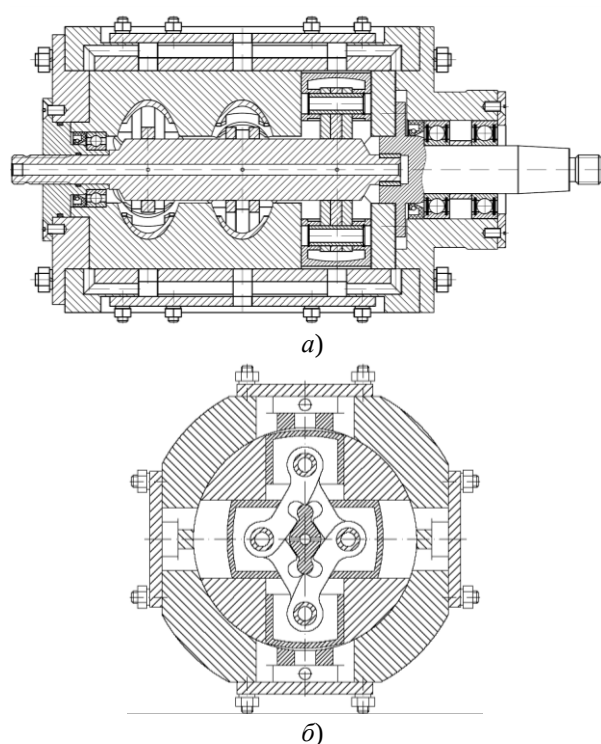


Рис. 1. Роторно-поршковий двигун 12РПД-4,4/1,75:

а – поздовжній розріз двигуна; б – поперечний розріз двигуна

У корпусі роторно-поршневого двигуна розміщено центральний ротор з радіальними попарно-опозитними дванадцятьма циліндрами, в яких зворотньо-поступово рухаються поршні. Поршні зв'язані між собою за допомогою плаваючих пальців та жорстких ланок таким чином, що утворюють шарнірний чотирикутник. Також у корпусі виконані впускні та впускні ресивери й канали.

При відкритті центральним ротором впускних отворів стиснене повітря з впускного ресивера поступає до робочого циліндра двигуна. У циліндрі стиснене повітря розширюється та передає зусилля на два симетрично розташованих поршні й, відповідно, зв'язаним з ними рухомим ланкам. Поршні, які рухаються до осі ротора, виконують корисну роботу (робочий хід), а зв'язані з ними у шарнірному чотирикутнику протилежні – виштовхують залишки повітря через канали у впускний ресивер (допоміжний хід). За рахунок цього центральний ротор починає обертатися.

У центрі шарнірного чотирикутника розміщено регулюючий кулачок, який дозволяє змінювати кут відкриття органів газообміну і, тим самим, регулювати режими роботи роторно-поршневого двигуна. Також регулюючий кулачок дає змогу змінювати напрямок обертання центрального ротора.

Для перетворення поступального руху поршня в обертовий рух ротора двигуна використовується схема (рис. 2), яка значно відрізняється від класичної схеми КШМ. Тому для розрахунку діючих сил у двигуні потрібно знати закон руху механізму.

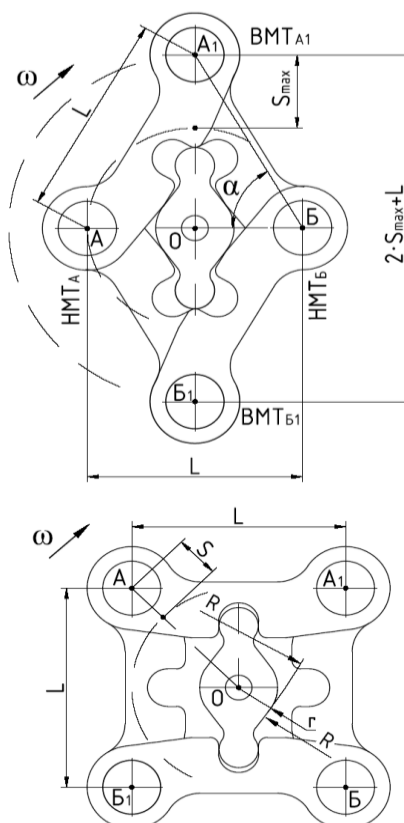


Рис. 2. Кінематична схема механізму руху роторно-поршневого двигуна

Положення механізму визначається кутом повороту ротора φ . Початком відліку є положення

поршня у нижній або верхній мертвій точці (НМТ і ВМТ). Причому відстань між центрами ланок у положенні протилежних поршнів у НМТ (АБ) дорівнює міжцентровій відстані окремої ланки, тобто $AB = L$. Відстань між центрами ланок у положенні протилежних поршнів у ВМТ (А₁Б₁) дорівнює сумі міжцентровій відстані окремої ланки та двох максимальних ходів поршня, тобто $A_1B_1 = 2S_{\max} + L$.

Кутова швидкість та частота обертання ротора при кінематичних і динамічних розрахунках приймаються сталими:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \approx 0,105n, \text{ с}^{-1}.$$

Якщо в момент початку відліку поршень знаходиться у ВМТ, тобто $\tau = 0$, $\varphi = 0$, то положення ротора у будь-який момент часу (τ , с) може бути знайдено за формулою рівномірного руху

$$\varphi = \frac{180}{\pi} \omega \tau = 6n\tau.$$

Переміщення поршня S від його положення у ВМТ напряму залежить від зміни кута $\alpha = 30 \dots 60^\circ$ (рис. 3) у прямокутному трикутнику ΔA_1OB та визначається наступним чином:

$$S(\alpha) = \frac{(A_1B_1 - L)}{2} = \frac{(2 \cdot A_1O - L)}{2} = \frac{(2 \cdot L \cdot \sin \alpha - L)}{2} = L \cdot (\sin \alpha - 0,5).$$

Максимальне переміщення поршня $S_{\max}$, яке напряму залежить від міжцентрової відстані ланки L , відповідає куту $\alpha = 60^\circ$:

$$S_{\max}(60^\circ) = A_1O - L/2 = L \left(\sqrt{\frac{3}{4}} - \frac{1}{2} \right) \approx 0,366L.$$

Безрозмірним називається переміщення поршня, віднесене до максимального переміщення $S_{\max}$, та визначається за формулою

$$s(\varphi) = \frac{S(\varphi)}{S_{\max}}.$$

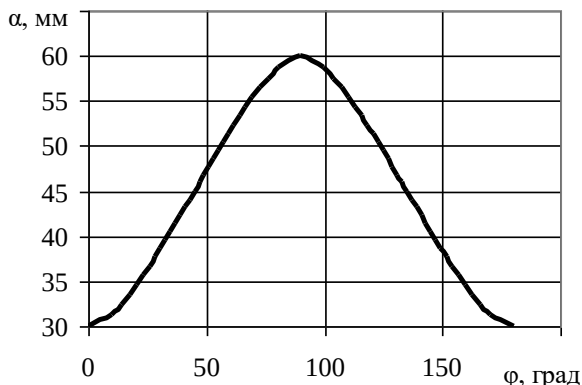


Рис. 3. Зміна кута положення ланки α відносно кута повороту ротора φ

Безрозмірне переміщення поршня s залежно від кута повороту ротора φ (рис. 4) можливо подати у вигляді гармонічного ряду та визначити за формулою

$$s(\varphi) = a_0 - \left[a_1 \cos(2\varphi) + a_2 \cos(4\varphi) - a_3 \cos(6\varphi) + a_4 \cos(8\varphi) \right],$$

де $a_0 = 5328,6726 \cdot 10^{-4}$; $a_1 = 0,5$; $a_2 = 334,3203 \cdot 10^{-4}$; $a_3 = 5,8 \cdot 10^{-4}$; $a_4 = 152,3437 \cdot 10^{-7}$ – коефіцієнти гармонічного ряду.

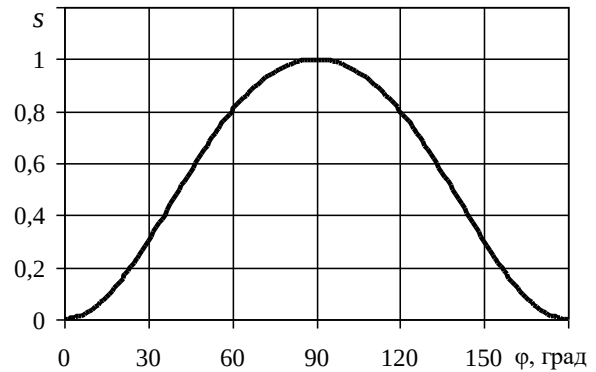


Рис. 4. Залежність безрозмірного переміщення поршня s залежно від кута повороту ротора φ

Швидкість поршня при постійній кутовій швидкості обертання ротора не постійна. Середнє значення швидкості дорівнює $s_m = S_n/15$ м/с. Швидкість V та прискорення J поршня визначаються послідовним диференціюванням залежності безрозмірного переміщення поршня. Їх безрозмірні величини пов'язані з дійсними співвідношеннями

$$v(\varphi) = \frac{V(\varphi)}{S_{\max} \omega}; \quad j(\varphi) = \frac{J(\varphi)}{S_{\max} \omega^2}.$$

Безрозмірна швидкість поршня v залежно від кута повороту ротора φ (рис. 5) визначається за формулою

$$v(\varphi) = 2a_1 \sin(2\varphi) + 4a_2 \sin(4\varphi) - 6a_3 \sin(6\varphi) + 8a_4 \sin(8\varphi).$$

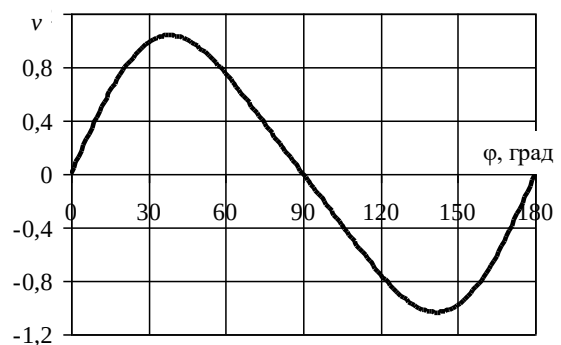


Рис. 5. Безрозмірна швидкість поршня v залежно від кута повороту ротора φ

Безрозмірне прискорення поршня j залежно від кута повороту ротора φ (рис. 6) визначається за формулою

$$j(\varphi) = 4a_1 \cos(2\varphi) + 16a_2 \cos(4\varphi) - 36a_3 \cos(6\varphi) + 64a_4 \cos(8\varphi)$$

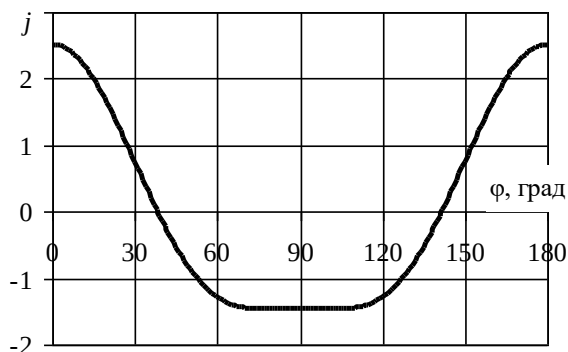


Рис. 6. Безрозмірне прискорення поршня j залежно від кута повороту ротора φ

Виконання кінематичних розрахунків з точністю, що перевищує значення точності вихідних даних, які визначаються неточністю виготовлення та збирання, непостійністю розмірів у зв'язку з наявністю пружних і температурних деформацій, а також непостійністю кутової швидкості обертання ротора, що залежить від властивостей споживача енергії, двигуна і його регулятора, є недоцільним. Тому для практичних розрахунків (з трьома-чотирма значущими цифрами) використання запропонованих залежностей є цілком прийнятним.

Висновки

Наведені загальна будова, принцип роботи та кінематична схема роторно-поршневого двигуна нової конструкції. Проведений кінематичний аналіз схеми руху двигуна.

Запропоновані залежності для визначення переміщення, швидкості та прискорення поршня залежно від кута повороту вихідного вала ротора. Визначені коефіцієнти гармонічного ряду в кінематичних залежностях. Отримані рівняння дозволяють визначити закон змінення об'єму циліндра для подальшого розрахунку робочого циклу та динаміки двигуна.

Список літератури:

1. Абрамчук Ф. И. О достоинствах и целесообразности применения поршневого пневмодвигателя в составе автомобильной гибридной установки [Текст] / Ф. И. Абрамчук, А. И. Воронков, И. Н. Никитченко // Вестник ХНАДУ. – 2010. – Вып. 48. – С. 200–205.
2. Соколовский Д. Надули – и поехали! [Электронный ресурс] / Д. Соколовский // Научно-технический журнал «Двигатель». – 2005. – № 1 (37). – Режим доступа: <http://engine.aviaport.ru>.
3. О выборе параметров поршневого пневмодвигателя, работающего в составе гибридной энергоустановки автомобиля [Текст] / А. Н. Туренко, В. А. Богомолов, Ф. И. Абрамчук, А. И. Харченко, А. И. Шилов // Автомобильный транспорт : сб. научн. тр. – Харьков: ХНАДУ. – 2008. – Вып. 22. – С. 7–16.
4. Зеленецкий С.Б. Ротационные пневматические двигатели [Текст] / С.Б. Зеленецкий, Е.Д. Рябков, А.Г. Микеров. – Л.: Машиностроение, 1976. – 240 с.
5. Конструирование двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мяков. – М.: Машиностроение, 2008. 496 с.
6. Пат. на винахід України №7592. Поршнева машина [Текст] / Волощук О.І., Шабалін Ю.В., Фролов В.К., Тетєрьєв В. С.; Український науково-дослідний інститут технології суднобудування; 4345140/SU; 29 вересня 1995 р. – Бюл. № 3.

Bibliography (transliterated):

1. Abramchuk, F.I., Voronkov, A.I., Nikitchenko, I.N. (2010), «On the merits and feasibility of using a piston air motor as part of an automotive hybrid installation», *KhNADU Bulletin: collection of scientific. tr.*, [«O dostoinstvah i tselesoobraznosti primeneniya porshnevoogo pnevmodvigatelya v sostave avtomobilnoy gibridnoy ustanovki», *Vestnik HNADU: sb. nauchn. tr.*], № 48, pp. 200–205.
2. Sokolovskij, D. (2005), «Cheated - and go!», *Scientific and technical journal «Engine»*, [«Naduli – i poehali», *Nauchno-tehnicheskij zhurnal «Dvigatel»*], № 1, <http://engine.aviaport.ru>.
3. Turenko, A. N., Bogomolov, V. A., Abramchuk, F. I., Harchenko, A. I., Shilov, A. I. (2008), «On the choice of parameters of a piston air motor operating as part of a hybrid power plant car», *Automobile transport: a collection of scientific papers*, [«O vyibore parametrov porshnevoogo pnevmodviga-telya, rabotayuschego v sostave gibridnoy energoustanki avtomobilya», *Avtomobilnyy transport: sb. nauch. tr. HNADU*], № 22, pp. 7–16.
4. Zelenetskiy, S.B., Ryabkov, E.D., Mikerov, A.G. (1976), *Rotary Pneumatic Motors, [Rotatsionnyye pnevmaticheskie dvigateli]*, Mashinostroyeniye, Leningrad, 240 p.
5. Chajnov, N. D., Ivashenko, N. A., Krasnokutskij, A. N., Myagkov, L. L. (2008), *Construction of internal combustion engines, [Konstruirovaniye dvigatelej vnutrennego sgoraniya]*, Mashinostroyeniye, Moscow, 496 p.
6. Voloshchuk, O.I., Shabalin, Yu.V., Frolov, V.K., Tietieriev, V. S. (1995), *Patent on vinahid Ukrainy №7592. Porshnev car, Ukrainian National Research Institute, Institute of Technology court-to-law, [Pat. na vynahid Ukrainy №7592. Porshneva mashyna; Ukrainskiy naukovo-doslidnyi instytut tekhnologii sudnobuduvannia]; 4345140/SU; 29 veresnia 1995 r. – Biul. № 3.*

Надійшла до редакції 07.06.2019 р.

Ткач Михайло Романович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри інженерної механіки та технології машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: mykhaylo.tkach@nuos.edu.ua.

Митрофанов Олександр Сергійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: mitrofanov.al.ser@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0003-3460-5369>.

Познанський Андрій Станіславович – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри інженерної механіки та технології машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: andreypoznansky@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0003-4351-7504>.

ОСОБЕННОСТИ КИНЕМАТИКИ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ

М. Р. Ткач, А. С. Митрофанов, А. С. Познанский

Приведены общее строение и принцип работы роторно-поршневого двигателя новой конструкции 12РПД-4,4/1,75 с регулируемым золотниковым распределением воздуха. Конструкция двигателя объединяет преимущества поршневых и роторных двигателей, обеспечивает низкие значения удельного расхода рабочего тела и высокие значения КПД. Рассмотренный роторно-поршневой двигатель благодаря своим технико-эксплуатационным преимуществам имеет широкий спектр применения в различных отраслях промышленности и в составе энергетических установок различного назначения, например в схемах комбинированных силовых установок транспортных средств. Достаточно простая и компактная конструкция при малом весе предложенного двигателя обеспечивает его невысокую цену при изготовлении, а также надёжность и неприхотливость в эксплуатации. Роторно-поршневой двигатель благодаря равномерному размещению цилиндров в роторе и малому весу деталей, которые двигаются возвратно-поступательного, имеет высокую уравновешенность и возможность пуска при любом положении центрального ротора. Конструкция двигателя, как и для всех ротационных двигателей, предполагает отсутствие мертвого объема. То есть фактически мертвый объем соответствует работе выталкивания при давлении выпуска в компрессорном цикле. В отличие от существующих серийных пневмодвигателей с золотниковым распределением воздуха, рассматриваемая конструкция роторно-поршневого двигателя имеет возможность регулировать фазы газораспределения и режимы работы двигателя за счет степени наполнения цилиндра. Регулирование фаз газораспределения в достаточно широком диапазоне обеспечивается за счет поворота центрального регулирующего кулачкового вала. Кроме того, центральный регулирующий кулачок позволяет менять направление вращения центрального ротора. Рассмотрена кинематическая схема, которая значительно отличается от классической схемы кривошипно-шатунного механизма. Проведен кинематический анализ схемы движения роторно-поршневого двигателя. Для дальнейшего расчета действующих сил в двигателе предложены зависимости определения безразмерных перемещения, скорости и ускорения поршня в зависимости от угла поворота центрального ротора φ . Определены коэффициенты гармонического ряда в указанных зависимостях.

Ключевые слова: роторно-поршневой двигатель; пневмодвигатель; сжатый воздух; кинематика; перемещение поршня; скорость поршня; ускорение поршня.

THE SPECIFICITIES OF KINEMATICS OF ROTOR-PISTON ENGINE FOR A NEW CONSTRUCTION

M. R. Tkach, O. S. Mytrofanov, A. S. Poznanskyi

The general structure and principle of operation of the rotary-piston engine of the new design 12RPE-4,4/1,75 with adjustable spool air distribution are given. The design of the engine combines the advantages of piston and rotor engines, provides low values of the specific consumption of the working fluid and high values of efficiency. Considered a rotary-piston engine due to its technical and operational advantages has a wide range of applications in various industries and as part of power plants for various purposes, for example, in the schemes of combined power plants of vehicles. A fairly simple and compact design with a low weight of the proposed engine ensures its low price in manufacturing, as well as reliability and simplicity in operation. The rotor-piston engine due to the uniform placement of the cylinders in the rotor and the low weight of parts that move back and forth gradually, has high balance and the ability to start at any position of the central rotor. The design of the engine, as for all rotary engines, implies the absence of dead volume. That is, a virtually dead volume corresponds to the push operation at the intake pressure in the compressor cycle. In contrast to the existing serial air motors with a spool air distribution, the considered design of a rotary-piston engine has the ability to adjust the valve timing and engine operating conditions due to the degree of filling of the cylinder. Regulation of the valve timing over a fairly wide range is ensured by turning the central adjusting camshaft. In addition, the central adjusting cam allows you to change the direction of rotation of the central rotor. The kinematic scheme is considered, which differs significantly from the classical scheme of a crank mechanism. A kinematic analysis of the rotor-piston engine motion pattern is carried out. For further calculation of the acting forces in the engine, the dependencies of the definition of dimensionless displacement, velocity and acceleration of the piston depending on the angle of rotation of the central rotor φ are proposed. The coefficients of the harmonic series in these dependencies are determined.

Key words: rotor-piston engine; pneumatic engine; compressed air; kinematics; displacement of the piston; piston velocity; acceleration of the piston.

O. M. Kondratenko, G. O. Chernobay, Ju. F. Derkach, S. A. Kovalenko

FEATURES OF DETERMINATION OF THE EFFICIENCY OF DEVICES FOR IMPROVEMENT OF ECOLOGICAL SAFETY LEVEL OF VEHICLES WITH RECIPROCATING ICE EXPLOITATION

This article describes the results of analysis and numerical study of prof. I.V. Parsadanov conversion formula as the one of relevant issues of the metrological features of determination of particulate matter mass hourly emission in exhaust gases flow of reciprocating internal combustion engine on the testing bench without dilution tunnel. Purpose of the study is detection of relationship between magnitudes of cleaning efficiency coefficients of particulate matter filter of diesel reciprocating internal combustion engine for unburned hydrocarbons volume concentration in exhaust gas flow and emission of particulate matters with using of conversion formula for whole diapason of changing of influencing factors. Object of the study is efficiency of operation of system of neutralization of legislative normalized pollutants in diesel internal combustion engine exhaust gases flow, namely particulate matter filter. Subject of the study is relationship between magnitudes of indicators that characterized object of the study which connected with each other by conversion formula. It was showed that the magnitudes of values of efficiency coefficients of operation of particulate matter filter of diesel reciprocating internal combustion engine for indicators of opacity and concentration of unburned hydrocarbons in exhaust gas which was obtained by direct measurements during bench motor tests and also mass hourly emission of particulate matter in exhaust gas flow which was obtained with using of the conversion formula, is not equal to each other for every individual operational regime of diesel engine. Calculation assessment and graphical illustration of relationship between magnitudes of this coefficients for unburned hydrocarbons volume concentration in exhaust gas flow and emission of particulate matter for whole diapason of changing of influencing factors was carried out. For the first time it was detected the differences between magnitudes of values of efficiency coefficients of particulate matter filter operation process of diesel internal combustion engine in pairs for mass hourly particulate matter emission with exhaust gases flow and opacity and toxicity of exhaust gases which connected with each other by conversion formula.

Key words: environment protection technologies; ecological safety; power plants; internal combustion engines; particulate matter emission; opacity; conversion formula; metrology; pollutants.

Introduction

In the 1st part of the study [1] was shown that the process of accident-free exploitation of power plants, namely vehicles, with reciprocating internal combustion engine (RICE), namely diesel, is characterized by certain indicators of its ecological safety level [1]. One of the main of legislative normalized indicators of that level is mass hourly emission of particulate matter (PM) in exhaust gas (EG) flow G_{PM} in kg/h [2, 3]. The methodological basis of ensuring of necessary ecological safety level of the process is appropriate ecological safety management system (ESMS) that was developed and described in [2, 4]. The main manner for solving of the task is decreasing of magnitude of G_{PM} by the way of processing of EG flow (neutralization), namely purification of EG flow from PM (filtration), and also the main instrument for such solving is diesel particulate matter filters (DPF) of different constructions [2]. Efficiency of functioning of ESMS should be assessed complexly with using of different known criteria based mathematical apparatuses [4, 5], which should takes into account the value of G_{PM} .

Problem statement

The value of G_{PM} in accordance to normative documents should be obtained by experimental way thru using of gravimetric method and such measuring instruments as full- of partial-flow dilution tunnels [4, 5]. It should be noted that cost of such complexes of measuring instruments of foreign manufacturing are in ran-

ge from two hundreds to two millions US dollars. But nowadays in Ukraine there are only two such complexes and only one of them are certificated. It means that the most of scientists who works within ICE field of knowledge such measuring instruments is not available.

In connection of worded above problem the widespread becomes the conversion formulas of different types that allows to converts the magnitudes of indicators of opacity (coefficient of weakening of light flux N_D in %) and toxicity (volume concentration of unburned hydrocarbons C_{CH} in ppm) of EG into the magnitudes of G_{PM} value. Thus we are talking about the usage of readings of other measuring instruments that are more affordable and less expensive, namely opacimeters (around 2 thousand US dollars) and multicomponent gas analyzers (around 3 thousand US dollars). There are several known conversion formulas – Parsadanov [3], Alkidas [6], Muntean [7], MIRA [8], but the most widespread in Ukraine is the first of them.

The degree of purification of RICE EG flow from legislative normalized pollutant, namely PM, with using of aggregate of vehicle EG neutralization system, namely DPF, is characterized by magnitude of appropriate cleaning efficiency coefficient K_{CE} [1, 2, 5]. In case when such device executes the purification of RICE EG flow from several pollutants simultaneously, albeit with different efficiency, than interest of scientific and technical kind is the task about relationship

between magnitudes of values of cleaning efficiency coefficients for different types of pollutants.

In case when the one ecological safety indicators of studied process forms the others and connected with each other by appropriate conversion formulas then worded above task takes the nature of methodical and instrumental errors [1, 2] what are the relevance of the study. Besides the additional relevance such to the study gives the results of intensive development of alternative energetic, namely solar energy technologies that based on photovoltaic converters which based on nanostructured semiconductor materials.

The data obtained by calculations using of observed conversion formula are in initial data set for executing of complex criteria-based assessment of ES level of accident-free exploitation process of power plants with PICE [4, 11].

Purpose of the study

Detection of relationship between magnitudes of cleaning efficiency coefficients of DPF for unburned hydrocarbons volume concentration in exhaust gas flow and PM mass hourly emission with using of conversion formula. *Object of the study* is efficiency of operation of system of neutralization of legislative normalized pollutants in diesel RICE EG flow, namely DPF. *Subject of the study* is relationship between magnitudes of indicators that characterized object of the study which connected with each other by conversion formula. *Tasks of the study* are the following. 1. Analysis of features of prof. I.V. Parsadanov conversion formula. 2. Determination of dependences of magnitudes of efficiency coefficients of DPF operation process from readings of measuring devices. 3. Calculated study of relationship between magnitudes of efficiency coefficients of DPF operation process for unburned hydrocarbons volume concentration in exhaust gas flow and PM mass hourly emission that connected with each other by conversion formula for different constant magnitudes of indicators of EG opacity. 4. Qualitative and quantitative analysis of the calculation study results.

Analysis of publications

In studies [2, 4] was developed ESMS of exploitation process of vehicle with PICE; in study [3] was proposed the conversion formula that developed based on results of analysis of data from certification tests of autotractor diesel engine SMD-31 on motor testing bench of Ricardo firm that equipped with full-flow dilution tunnel of AVL firm; in studies [4, 5] was investigated the certain metrological features of the conversion formula with using of mathematical apparatus of Pierson curves family; in studies [6 – 8] was proposed the other conversion formulas; in studies [9, 10] showed the experimentally obtained data about operational

characteristics of DPF of nontraditional construction that used in this study as initial data for calculations and detects the differences in magnitudes of cleaning efficiency coefficients of DPF for opacity, emission of PM and unburned hydrocarbons in diesel RICE EG flow; in studies [4, 11] presented the results of calculation studies of certain aspects of application of complex fuel and ecological criterion for assessment of ES level of accident-free exploitation process of power plants with RICE, that operates with magnitudes of PM reduced effective mass hourly emissions obtained using the conversion formula. Other researches [13 – 21] are dedicated to close topic of the study scientific area.

The MIRA (The Motor Industry Research Association) conversion formula is described by formulas (1) – (3) [8].

$$N = 100 \cdot (1 - \exp(-\varepsilon \cdot l \cdot C)), \%, \quad (1)$$

$$C_C = \ln(1 - N/100)/(\varepsilon \cdot l), \text{ g/m}^3; \quad (2)$$

$$\varepsilon = 3 \cdot d_A^2 / (2 \cdot \rho \cdot d_v^3), \text{ m}^2/\text{g}; \quad (3)$$

where C_C – PM volume concentration in EG flow, g/m^3 ; $\varepsilon \approx 6,82 \text{ m}^2/\text{g}$ – specific coefficient of light flux transmittance; $\rho \approx 1 \text{ g/m}^3$ – PM density; $d_A \approx 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ m}$ – PM equivalent projective diameter; $d_v \approx 0,13 \cdot 10^{-6} \text{ m}$ – PM equivalent volume diameter.

A.C. Alkidas`a conversion formula has the following form [6]:

$$C_C = 565 \cdot (\ln(10/(10 - BSU)))^{1,206}, \text{ mg/m}^3; \quad (4)$$

where BSU – EG flow opacity of Bosch scale.

G.G. Muntean`a conversion formula [7]:

$$C_C = (-184 \cdot BSU - 727,5) \cdot \log(1 - BSU/10), \text{ mg/m}^3. \quad (5)$$

Ratio between measurement units of EG folw opacity for the Harritage scale HSN and the Bosch scale BSU describes formula (6) [5].

$$HSN = -2,64 \cdot 10^{-4} \cdot BSU^2 + 0,111642 \cdot BSU - 1,023 \cdot 10^{-3}. \quad (6)$$

Analysis and calculated investigation of prof. I.V. Parsadanov conversion formula

The said conversion formula that described in monograph [3] and was transformed in this study for greater clarity has the following form.

$$G_{PM} = (a \cdot N_D + b \cdot N_D^2 + c \cdot C_{CH} + d \cdot C_{CH}^2) \cdot k, \text{ kg/h}; \quad (7)$$

$$a = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ kg/(h}\cdot\%); \quad b = 5,0 \cdot 10^{-5} \text{ kg/(h}\cdot\%^2);$$

$$c = 0,145 \cdot f, \text{ kg/(h}\cdot\text{ppm}); \quad d = 0,33 \cdot f^2 \text{ kg/(h}\cdot\text{ppm}^2);$$

$$f = \frac{4,78 \cdot 10^{-3} \cdot (G_{air} + G_f)}{0,7734 \cdot G_{air} + 0,7239 \cdot G_f}; \quad (8)$$

$$k = 10^{-3} \cdot (0,7734 \cdot G_{air} + 0,7239 \cdot G_f), \text{ kg/h}. \quad (9)$$

where G_f and G_{air} – mass hourly fuel and air consumption of PICE, kg/h .

In accordance with results of motor bench tests of

autotractor diesel engine 2Ch10.5/12 exhaust system of which equipped with DPF that given in studies [9, 10] for specific points of RICE operational regimes field we can conclude the following points (see Table 1). Magnitude of the value N_D changes in the range from 20 % (regime of minimal idle – regime A) to 70 % (regime of maximal torque – regime C); magnitude of the value C_{CH} changes in the range from 70 ppm (regime of nominal power – regime B) to 210 ppm (regime A); magnitudes of the values $K_{CE}(G_{PM})$, $K_{CE}(N_D)$ and $K_{CE}(C_{CH})$ are not equal each other for the same steady PICE operational regimes (points of RICE operational regimes field); magnitudes of the values N_D and C_{CH} has nonlinear impact on magnitude of the value G_{PM} because in formula (7) these values are both in the first

and in the second degree; magnitude of the value N_D in the range that observed on motor test bench has much more significant impact on the value G_{PM} than the magnitude of value C_{CH} . Equation (7) is illustrated on Fig. 1 in form of isolines family with constant magnitudes of influencing factors.

Analysis of relationship between magnitudes of operation efficiency coefficients of DPF for unburned hydrocarbons volume concentration in EG flow and PM emission

The data that experimentally obtained during bench motor tests of operational characteristics of DPF which was developed with the participation of the author of this study showed in studies [9, 10] and was used in the study as initial data.

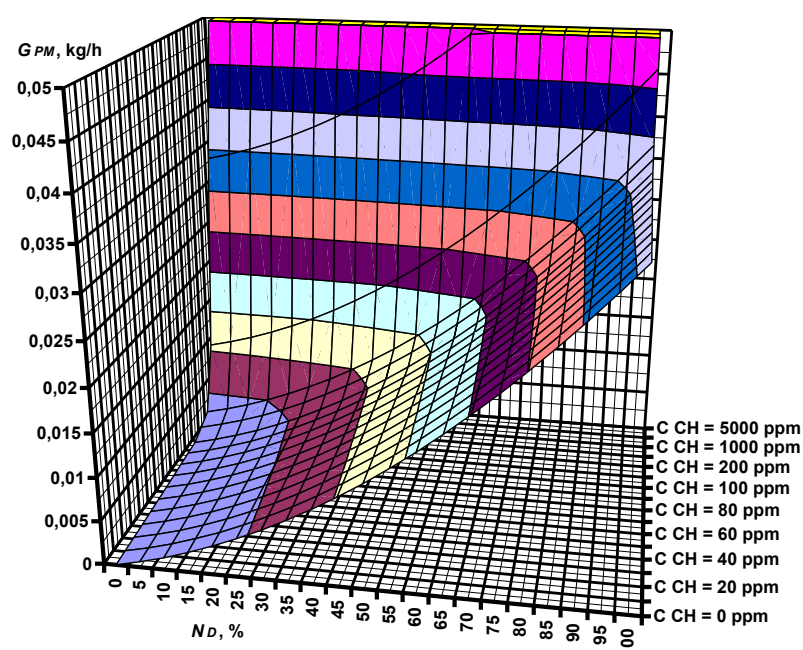


Fig. 1. Isolines of dependences of magnitude of mass hourly PM emission in PICE EG flow G_{PM} from the magnitudes of values coefficient of weakening of light flux N_D and volume concentration of unburned hydrocarbons in EG flow C_{CH}

Table 1. Parameters of operation of 2Ch10.5/12 diesel engine and DPF for specific operations regimes

Parameter	n_{ks}	M_T	N_e	G_{fuel}	G_{air}	ΔP_{DPF}	ΔG_{fuel}	N_D	C_{CH}	G_{PM}	$K_{CE}(N_D)$	$K_{CE}(C_{CH})$	$K_{CE}(G_{PM})$
Measur. units	rpm	N·m	kW	kg/h	kg/h	kPa	%	%	ppm	g/h	%	%	%
Regime A (min idle)	800	0,0	0,0	0,493	48,8	1,046* 5,230**	1,03* 5,15**	19,1	210	2,6	28,3* 53,4**	14,1* 27,5**	32,5* 60,1**
Regime B (nom. N_e)	1800	95	17,9	4,321	109,1	3,844* 19,220**	0,73* 5,40**	38,9	72	14,7	33,7* 56,8**	7,9* 22,3**	43,5* 66,5**
Regime C (max M_T)	1200	110	13,8	3,593	72,3	2,283* 11,415**	1,08* 3,65**	67,6	105	22,7	62,0* 75,3**	9,3* 23,4**	75,5* 85,5**

Notation: * marks the parameters of DPF that is not filled by PM at all (at the beginning of the DPF interregeneration period);

** marks the parameters of DPF that is completely filled by PM (at the end of the DPF interregeneration period)

Under the term “DPF operational efficiency coefficient for opacity, PM and unburned hydrocarbons emission” we understand the values that described by formulas (10) – (12).

$$K_{CE}(G_{PM}) = (G_{PM,ICE} - G_{PM,DPF}) / G_{PM,ICE} \cdot 100\%, \quad (10)$$

$$K_{CE}(N_D) = (N_{D,ICE} - N_{D,DPF}) / N_{D,ICE} \cdot 100\%, \quad (11)$$

$$K_{CE}(C_{CH}) = (C_{CH,ICE} - C_{CH,DPF}) / C_{CH,ICE} \cdot 100\%, \quad (12)$$

where indexes DPF and ICE marks the values for the

cases of PICE exhaust system of which equipped and not equipped with DPF respectively.

From the results of analysis of data from studies [9, 10, 12] we can conclude the following points (see Table 1). Studied DPF improves simultaneously indicators of EG opacity (N_D) and EG toxicity (C_{CH}), but together with declination of indicators of PICE fuel efficiency – from 0.73 % (regime B) to 1.08 % (regime C) at the beginning of the DPF interregeneration period (*) and from 3.65 % (regime B) to 5.40 % (regime C) at the end of the DPF interregeneration period (**) because it has the hydraulic resistance – from 1.046 kPa (regime A*) to 3.844 kPa (regime B*) and from 5.230 kPa (regime A**) to 19,220 kPa (regime B**). Magnitude of the value $K_{CE}(G_{PM})$ changes in the range from 32.5 % (regime A*) to 75.5 % (regime C*) and from 60.1 % (regime A**) to 85.5 % (regime C**). Magnitude of the value $K_{CE}(N_D)$ changes in the range from 28.3 % (regime A*) to 62.0 % (regime C*) and from 53.4 % (regime A**) to 75.3 % (regime C**). Magnitude of the value $K_{CE}(C_{CH})$ changes in the range from 7.9 % (regime B*) to 14.1 % (regime A*) and from 22.3 % (regime B**) to 27.5 % (regime A**). Magnitude of the value G_{PM} changes in the range from $2.6 \cdot 10^{-3}$ kg/h (regime A) to $22,7 \cdot 10^{-3}$ kg/h (reg. C).

Dependences of magnitudes of the values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(C_{CH})$ from magnitude of the value $C_{CH,ICE}$ at invariant magnitude of the value $C_{CH,DPF}$ for different diapasons of values of readings of gas analyzer is presented on Fig. 2.

On the Fig. 2 it can be seen that magnitude of the values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(C_{CH})$ in case of invariant values of readings of gas analyzer and presence of DPF $C_{CH,DPF}$ are depends from the values of readings of gas analyzer and absence of DPF $C_{CH,ICE}$ nonlinearly and also curvature of them decreases almost to zero due to decreasing of the value $C_{CH,DPF}$ as well as difference between magnitudes of the values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(C_{CH})$ that also increase due to increasing of value $C_{CH,ICE}$.

On the Fig. 3 there are curves of dependences of relationship between magnitudes of values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(C_{CH})$ from magnitudes of values $N_{D,ICE}$ (readings of gas analyzer) at constant magnitude of value N_D (readings of opacimeter) that averaged on the step $\Delta C_{CH} = 10\%$ for whole diapasons of change of magnitude of influencing factors $C_{CH,ICE} = 0 - 5000$ ppm and $N_D = 0 - 100\%$.

Also on Fig. 3 showed the dependence of value of ratio $\Delta C_{CH}/C_{CH}$ from value $C_{CH,ICE}$.

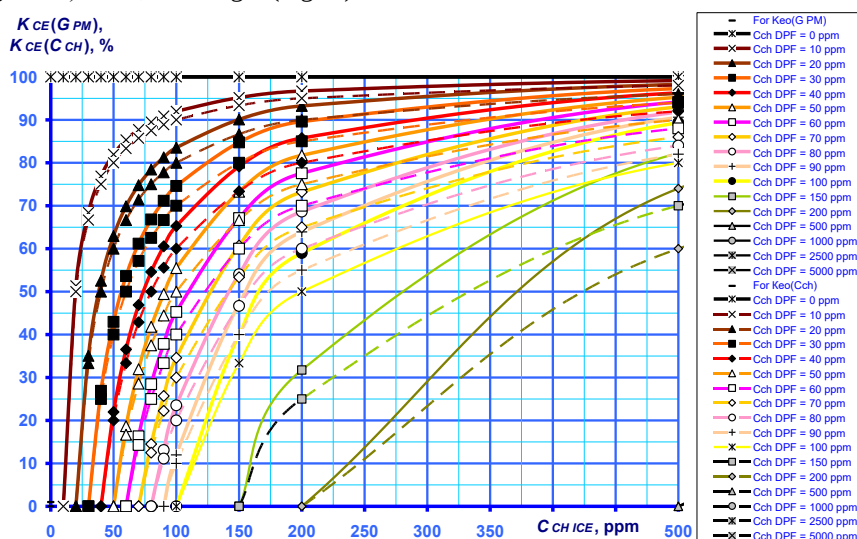


Fig. 2. Dependences of magnitudes of the values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(C_{CH})$ from magnitude of the value $C_{CH,ICE}$ at invariant magnitude of the value $C_{CH,DPF}$ for different diapasons of values of readings of gas analyzer

On the Fig. 4 there are curves of dependences of relationship between magnitudes of values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(C_{CH})$ from magnitudes of values $C_{CH,ICE}$ at constant magnitude of value $N_D = 0$ ppm and constant magnitude of value $C_{CH,DPF}$ and $C_{CH} = 0 - 500$ ppm.

Thus, the Fig. 2 shows, that magnitudes of value $K_{CE}(C_{CH})$ always less than magnitudes of value $K_{CE}(G_{PM})$. It means that in the case of assessment of DPF operational efficiency with using of the magnitudes of value $K_{CE}(C_{CH})$ such efficiency will always be under-

valued in comparison with the case of using of magnitudes of value $K_{CE}(G_{PM})$. The magnitude of such effect depends from magnitudes of value $C_{CH,ICE}$ (there is direct correlation) as well as from magnitudes of value $C_{CH,DPF}$ (there is reverse correlation). The qualitative aspects of that effect which was determined on the Fig. 2 can be assessed quantitatively based on data showed on the Fig. 3. It can be seen that the magnitude of such effect depends from magnitudes of value N_D and reaches of its maximum 135 % at $N_D = 0\%$, $C_{CH,ICE}$

= 500 ppm and also $K_{CE}(C_{CH}) = \Delta C_{CH} = 10$ ppm.

On the Fig. 3 can be seen that magnitude of ratio of coefficients $K_{CE}(G_{PM})/K_{CE}(C_{CH})$ on every selected step

$\Delta C_{CH} = C_{CH,ICE} - C_{CH,DPF} = 10$ ppm has nonlinear dependence from magnitudes of the value of $C_{CH,ICE}$ and increase with it at any magnitudes of the value N_D .

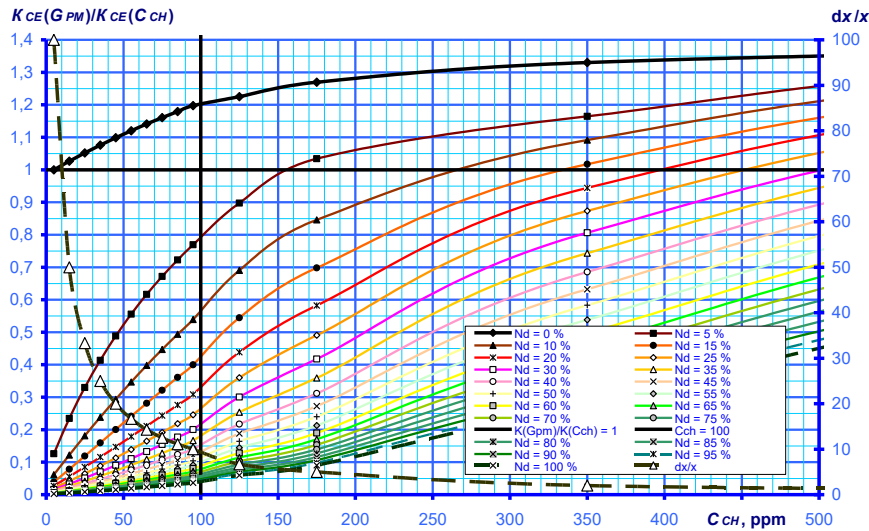


Fig. 3. Curves of dependences of ratio between magnitudes of values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(C_{CH})$ from magnitudes of values $C_{CH,ICE}$ at constant magnitude of value N_D that averaged on the step $\Delta C_{CH} = 10$ ppm for whole diapasons of change of magnitude of influencing factors $N_{D,ICE} = 0 - 100\%$ and $C_{CH} = 0 - 500$ ppm

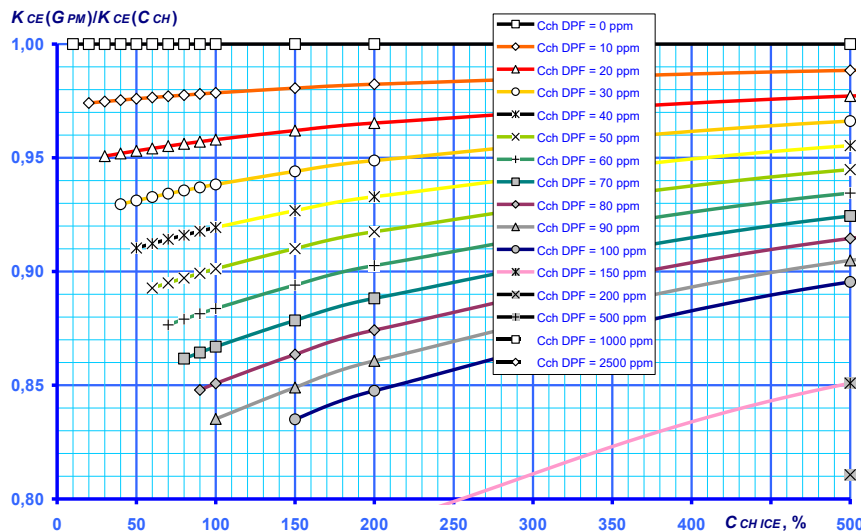


Fig. 4. Curves of dependences of relationship between magnitudes of values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(C_{CH})$ from magnitudes of values $C_{CH,ICE}$ at constant magnitude of value $N_D = 0\%$ and constant magnitude of value $C_{CH,DPF}$ and $C_{CH} = 0 - 2500$ ppm

The border curve at $N_D = 0\%$ is not contain the points with magnitudes less than 1.0 and maximum value 1.35 the observed ratio reaches at $C_{CH,ICE} = 500$ ppm and then “go on the shelf”. Curvature of isolines decreases with increasing of magnitude of the value N_D and at $N_D = 25\%$ comes to naught and then change the sign. Influence of magnitudes of the value N_D on magnitudes of the value observed ratio until $N_D = 15\%$ with increasing of magnitudes of the value $C_{CH,ICE}$ up to 250 ppm are growing and at $N_D > 55\%$ on the contrary – decreases; and when $C_{CH,ICE} > 250$ ppm the picture changes to the opposite. When $N_D > 0$

% the observed ratio can take on values that less than 1.0 at with well-defined magnitudes of the value $C_{CH,ICE}$.

The coordinates of the points of equality of magnitudes of the values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(C_{CH})$, that is $C_{CH,ICE}$ and N_D , has direct correlation together. From certain magnitude of the value N_D (about 30 %) the value of observed ratio $K_{CE}(G_{PM})/K_{CE}(C_{CH})$ never has magnitudes more than 1.0. The curve dx/x on the Fig. 3 reflexes the value of ratio $\Delta C_{CH}/C_{CH,ICE}$ and is the relative value of contribution of selected step of decreasing of absolute value of toxicity of EG flow with using of

DPF that detected as the difference in readings of gas analyzer on the background of the current level of indicators of RICE EG toxicity.

At worded above diapasons of values $C_{CH,ICE}$ and N_D the ratio $K_{CE}(G_{PM})/K_{CE}(C_{CH})$ mostly has magnitudes less than 1.0.

On the Fig. 4 can be seen, that ratio of the values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(C_{CH})$ at constant values of readings of gas analyzer and presence of DPF in RICE exhaust system $C_{CH,DPF}$ are depends from values of readings of gas analyzer and absence of DPF in RICE exhaust system $C_{CH,ICE}$ nonlinearly for the case of when $C_{CH,ICE} > C_{CH,DPF}$ and $N_D = 0\%$ and always less than 1.0 (that is belongs to the range 0.75 – 1.0) and decreases with rising of value $C_{CH,DPF}$ and increasing of value $C_{CH,ICE}$.

Conclusions

Thus, in this study were analyzed and numerical investigated the conversion formula of prof. I.V. Parsadanov about the influence of indicators of RICE EG opacity and toxicity on magnitude of value of PM mass hourly emission in diesel engine EG flow.

It was showed that the magnitudes of values of efficiency coefficients of operation of DPF of diesel RICE for indicators of opacity and concentration of unburned hydrocarbons in EG which was obtained by direct measurements during bench motor tests by opacimeter and gas analyzer and also for mass hourly emission of PM in EG flow which was obtained with using of the conversion formula, is not equal to each other for every individual operational regime of diesel engine. Calculation assessment and graphical illustration of relationship between magnitudes of this coefficients for concentration of unburned hydrocarbons in EG flow and mass hourly emission of PM in EG flow for whole diapason of changing of influencing factors was carried out.

It should be noted that for the first time it was detected the differences between magnitudes of values of efficiency coefficients of DPF operation process of diesel RICE in pairs for mass hourly PM emission with EG flow and opacity and toxicity of EG which connected with each other by conversion formula. Also for the first time it was carried out qualitative and quantitative assessed detected effect for whole diapason of changing of influencing factors – indicators of opacity and toxicity of EG of diesel RICE on its operation regimes field.

In terms of prospects of practical application of the obtained results the worded above conclusions shows that basing on the detected effect it is possible to substantiate the using for assessment of efficiency of operation process of DPF of any construction exactly mass hourly PM emission with EG flow even if its

magnitudes calculated obtained by using of conversion formula but not by direct measurements with using of gravimetric method. Also it becomes clear that basing on the results of qualitative and quantitative assessment of detected effect it is possible to develop the methodic of determination of appropriate part of methodical error at assessment of operation efficiency of DPF of any construction.

The research was carried out in the science and research work of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies Department of National University of Civil Defence of Ukraine «Using of fuzzy logic and psychophysical scales in a critical assessment of the level of ecological safety» (State Reg. № 0119U 001001, 2019 – 2021) and also Scientific work of young scientists that carried out at the expense of state budget of Ukraine of Berdyansk State Pedagogical University «Development of technology for assessing the quality and safety of nanotechnology products throughout the life cycle» (State Reg. № 0117U 003860, 2017 – 2020).

References:

1. Kondratenko O.M. Investigation of relationship between coefficients of operation efficiency of DPF of diesel ICE with using of conversion formula. Part 1: Particulate matter emission and opacity / O.M. Kondratenko // *Двигуни внутрішнього згорання*. – 2018. – № 1. – С. 63–69, DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.09.
2. Сучасні способи підвищення екологічної безпеки експлуатації енергетичних установок: монографія / С.О. Вамболь, О.П. Строчков, В.В. Вамболь, О.М. Кондратенко. – Х.: Стиль-Іздат (ФОП Бровін О.В.), 2015. – 212 с.
3. Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію: монографія / І.В. Парсаданов. – Х.: Центр НТУ «ХПІ», 2003. – 244 с.
4. Criteria based assessment of ecological safety level of exploitation process of power plants: Monograph / S.O. Vambol, V.V. Vambol, O.M. Kondratenko, I.V. Mishchenko. – Х.: Стиль-Іздат (ФОП Бровін О.В.), 2018. – 320 с.
5. Kondratenko O.M. Metrological aspects of complex criteria-based assessment of ecological safety level of exploitation of reciprocating engines of power plants: Monograph / O.M. Kondratenko. – Х.: Стиль-Іздат (ФОП Бровін О.В.), 2019. – 532 с.
6. Alkidas A.C. Relationship between smoke measurements and particulate measurements / A.C. Alkidas. – SAE Technical Paper Series, № 840412, 1984. – С. 10–21.
7. Muntean G.G. A theoretical model for the correlation of smoke number to dry particulate concentration in diesel exhaust / G. G. Muntean. – SAE paper, № 1999-01-0515, 1999. – 9 с.
8. Hardenberg, H., Albrecht, H. Grenzen der Rußmassenbestimmung aus optischen Transmessungen // *MTZ: Motortech. Z.*, 1987. – 48/2. – С. 51–54.
9. Mathematical model of efficiency of diesel particulate matter filter / O.M. Kondratenko, O.P. Strovkov, S.O. Vambol, A.M. Avramenko // *Scientific Bulletin of NMU*. – 2015. – Issue 6 (150). – С. 55–61.
10. Assessment of improvement of ecological safety of power plants by arrangement of pollutants neutralization system / S. Vambol, V. Vambol, O. Kondratenko, Y. Suchikova, O. Hurenko // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2017. – № 3/10 (87). – С. 63–73.

11. Kondratenko O.M. Selection of criterial apparatus for complex assessment of ecological safety level of exploitation process of power plants / O.M. Kondratenko // *Technogenic and Ecological Safety*. – 2018. – Issue 3 (1/2018). – C. 75–84, DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.1182858>.
12. Criteria based assessment of the level of ecological safety of exploitation of electric generating power plant that consumes biofuels / O. Kondratenko, I. Mishchenko, G. Chernobay, Yu. Derkach, Ya. Suchikova // *Book of Papers of 2018 IEEE 3rd International International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS-2018)*, 10–14 September 2018. – Kharkiv, NTU “KhPI”. – C. 185–189, DOI: 10.1109/IEPS.2018.8559570.
13. Evaluation of power indicators of the automobile engine / H.A. Dhahad W.H. Alawee, A. Marchenko, D. Klets, O. Akimov // *International Journal of Engineering and Technology*. – 2018. – No 7(4.3). – C. 130–134. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3. 19722.
14. Increasing the efficiency of intra-cylinder catalysis in diesel engines / I.V. Parsadanov, N.D. Sakhnenko, M. V. Ved', I.V. Rykova, V.A. Khyzhniak, A.V. Karakurkchi, A.S. Gorokhivskiy // *Voprosy Khimii i Khimicheskoi Tekhnologii*. – 2017. – No 6. – C. 75–81.
15. Samoilenko D. An alternative method of variable geometry turbine adjustment: A comparative evaluation of alternative method and nozzle ring adjustment / D. Samoilenko, A. Marchenko, A. Prokhorenko // *Proceedings of 20th International Conference Transport Means* 2016. – 2016. – Issue 2. – C. 517–521.
16. Samoilenko D. Improvement of torque and power characteristics of V-type diesel engine applying new design of Variable geometry turbocharger (VGT) / D. Samoilenko, A. Marchenko, H.M. Cho // *Journal of Mechanical Science and Technology*. – 2017. – Vol. 31, Issue 10. – C. 5021–5027. DOI: 10.1007/s12206-017-0950-2.
17. Substantiation of expedience of application of high-temperature utilization of used tires for liquefied methane production / S. Vambol, V. Vambol, O. Kondratenko, V. Koloskov, Y. Suchikova // *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. – 2018. – Vol. 87, Issue 2. – C. 77–84. DOI: 10.5604/01.3001.0012.2830.
18. Investigation of the energy efficiency of waste utilization technology, with considering the use of low-temperature separation of the resulting gas mixtures / S. Vambol, V. Vambol V. Sobyina, V. Koloskov, L. Poberezhna // *Energetika*. – 2018. – Vol 64, No 4 (2018). – C. 186–195. DOI: <https://doi.org/10.6001/energetika.v64i4.3893>.
19. Physicochemical principles of the technology of modified pyrotechnic compositions to reduce the chemical pollution of the atmosphere / M.V. Kustov, V.D. Kalugin, V.V. Tutunik, O.V. Tarakhno // *Voprosy Khimii i Khimicheskoi Tekhnologii*. – 2019. – No. 1 (2019). – C. 92–99. DOI: 10.32434/0321-4095-2019-122-1-92-99.
20. Development of the method for rapid detection of hazardous atmospheric pollution of cities with the help of recurrence measures / B. Pospelov, E. Rybka, R. Meleshchenko, P. Borodych, S. Gornostal // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2019. – Vol. 1, No 10 (97). – C. 29–35. DOI: doi.org/10.15587/1729-4061.2019.155027.
21. Peculiarities of the static and dynamic failure mechanism of long-term exploited gas pipeline steel / P. Maruschak, R. Bishchak, O. Prentkovskis, L. Poberezhnyi, I. Danyliuk, G. Garbinčius // *Advances in Mechanical Engineering*. – 2016. – # 8(4). – C. 1–8. DOI: 10.1177/1687814016641565.

References (transliterated):

1. Kondratenko, O.M. (2018), “Investigation of relationship between coefficients of operation efficiency of DPF of diesel ICE with using of conversion formula. Part 1: Particulate matter emission and opacity”, *Internal Combustion Engines*, № 1, pp. 63–69, URL:

<http://reposit.sc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/36>, DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.09.

2. Vambol, S.O., Strokov, O.P., Vambol, V.V., Kondratenko, O.M. (2015), “Modern methods for improving the ecological safety of power plants exploitation: monograph” [Suchasni sposoby pidvyshchennya ekologichnyi bezpeky ekspluatatsiyi energetychnyh ustanovok: monografiya], Kharkiv, Publ. Styl-Izdat, 212 p., URL: <http://reposit.sc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/3529>.
3. Parsadanov, I.V. (2003), “Improving the quality and competitiveness of diesel engines based on complex fuel and ecological criteria: monograph” [Pidvyshchennya yakosti ta konkurentospromozhnosti dyzeliv na osnovi kompleksnogo palyvno-ekologichnogo kryteriyu: monografiya], Kharkiv, Publ. NTU “KhPI”, 244 p.
5. Vambol, S.O., Vambol, V.V., Kondratenko, O.M., Mishchenko, I.V. (2018), “Criteria based assessment of ecological safety level of exploitation process of power plants : Monograph” [Kryterial'ne ocynuyannya rivnya ekologichnyi bezpeky procesu ekspluatatsiyi energetychnyh ustanovok: monografiya], Kharkiv, Publ. Styl-Izdat, 320 p, URL: <http://reposit.sc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/3529>.
6. Kondratenko O.M. (2019), Metrological aspects of complex criteria-based assessment of ecological safety level of exploitation of reciprocating engines of power plants : Monograph, Publ. Style-Izdat (FOP Brovin O.V.), NUCPU, Kharkiv, Ukraine, 532 p.
7. Alkidas, A.C. (1984), Relationship between smoke measurements and particulate measurements, SAE Technical Paper Series, № 840412, pp. 10–21.
8. Muntean, G.G. (1999), A theoretical model for the correlation of smoke number to dry particulate concentration in diesel exhaust, SAE paper, № 1999-01-0515, 9 p.
9. Hardenberg, H., Albrecht, H. (1987), Grenzen der Rußmassbestimmung aus optischen Transmessungen - MTZ: Motortechn. Z, 48/2, 51–54.
13. Kondratenko, O.M., Strokov, O.P., Vambol, S.O., Avramenko A. M. (2015), “Mathematical model of efficiency of diesel particulate matter filter”, *Scientific Bulletin of NMU*, Issue 6 (150), pp. 55–61, URL: <http://reposit.sc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/2227>.
14. Vambol, S., Vambol, V., Kondratenko, O., Suchikova, Y., Hurenko, O. (2017), “Assessment of improvement of ecological safety of power plants by arrangement of pollutants neutralization system”, *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, № 3/10 (87), pp. 63–73, URL: <http://journals.uran.ua/eejet/article/viewFile/102314/100169>.
17. Kondratenko, O. M. (2018), “Selection of criterial apparatus for complex assessment of ecological safety level of exploitation process of power plants”, *Technogenic and Ecological Safety*, Issue 3 (1/2018), pp. 75–84, URL: <http://reposit.sc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/36>, DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.1182858>.
18. Kondratenko, O., Mishchenko, I., Chernobay G., Derkach, Yu., Suchikova Ya. (2018), “Criteria based assessment of the level of ecological safety of exploitation of electric generating power plant that consumes biofuels”, *Book of Papers of 2018 IEEE 3rd International International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS-2018)*, 10–14 September, Kharkiv, Publ. NTU “KhPI”, pp. 185–189. URL: www.ieps.org.ua, DOI: 10.1109/IEPS.2018.8559570.
20. Dhahad H.A., Alawee W.H., Marchenko A., Klets D., Akimov O. (2018), “Evaluation of power indicators of the automobile engine”, *International Journal of Engineering and Technology*, No 7(4.3), pp 130–134. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19722.
21. Parsadanov I.V., Sakhnenko N.D., Ved' M.V., Rykova I.V., Khyzhniak V.A., Karakurkchi A.V., Gorokhivskiy A.S. (2017), “Increasing the efficiency of intra-cylinder catalysis in diesel engines”, *Voprosy Khimii i Khimicheskoi Tekhnologii*, No 6, pp 75–81.
22. Samoilenko D., Marchenko A. and Prokhorenko A. (2016), “An alternative method of variable geometry turbine adjustment: A comparative evaluation of alternative method and nozzle ring adjustment”, *Proceedings of 20th International Conference Transport Means* 2016, Issue 2, pp 517–521.
23. Samoilenko D., Marchenko A., Cho H.M. (2017), “Improvement of torque and power characteristics of V-type diesel engine applying new design of Variable geometry turbocharger (VGT)”, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 31, Issue 10, pp 5021–5027. DOI: 10.1007/s12206-017-0950-2.
28. Vambol S., Vambol V., Kondratenko O., Koloskov V., Suchikova Y. (2018), “Substantiation of expedience of application of high-temperature utilization of used tires for liquefied methane production”, *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, Vol. 87, Issue 2, pp 77–84, DOI: 10.5604/01.3001.0012.2830.
29. Vambol S., Vambol V., Sobyina V., Koloskov V., Poberezhna L. (2018), “Investigation of the energy efficiency of waste utilization technology, with considering the use of

low-temperature separation of the resulting gas mixtures", *Energetika*, Vol 64, No 4 (2018), pp 186–195, DOI: <https://doi.org/10.6001/energetika.v64i4.3893>. 30. Kustov M.V., Kalugin V.D., Tutunik V.V., Tarakhno O.V. (2019), "Physicochemical principles of the technology of modified pyrotechnic compositions to reduce the chemical pollution of the atmosphere", *Voprosy Khimii i Khimicheskoi Tekhnologii*, No.1 (2019), pp 92–99, DOI: 10.32434/0321-4095-2019-122-1-92-99. 31. Pospelov B., Rybka E., Meleshchenko R., Borodych P., Gornostal S. (2019), "Development of the method for rapid de-

tection of hazardous atmospheric pollution of cities with the help of recurrence measures", *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 1, No 10 (97), pp 29–35, DOI: doi.org/10.15587/1729-4061.2019.155027. 33. Maruschak, P., Bishchak, R., Prentkovskis, O., Poberezhnyi, L., Danyliuk, I., Garbinčius, G. (2016), "Peculiarities of the static and dynamic failure mechanism of long-term exploited gas pipeline steel", *Advances in Mechanical Engineering*, # 8 (4), pp 1–8, DOI:10.1177/1687814016641565.

Received to the editorial office 27.06.2019

Kondratenko Olexandr Mykolayovych – Cand.Sci.(Tech.), Docent of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies Dept., National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine, e-mail: kongratenkoom2016@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0001-9687-0454>, Scopus ID: 57144373800.

Chernobay Gennadiy Olexandrovych – Cand.Sc.(Tech), Docent, Docent of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies Dept., Docent of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies Dept., National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine.

Derkach Yuriy Fedorovych – Cand.Sc.(Phys.-Math.), Senior Researcher, Lecturer of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies Dept., National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine.

Kovalenko Svitlana Andriivna – Lecturer of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies Dept., National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine.

ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ РІВНЯ ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З ПОРШНЕВИМ ДВЗ

Кондратенко О. М., Чернобай Г. О., Деркач Ю. Ф., Коваленко С. А.

Проаналізовано і розрахунково досліджено формулу перерахунку проф. І.В. Парсаданова як одного з актуальних питань метрологічних особливостей процесу отримання значень масового годинного викиду твердих частинок поршневого двигуна внутрішнього згорання на моторному випробувальному стенді, не обладнаному тунелем розведення. Метою дослідження є виявлення співвідношення значень коефіцієнтів ефективності роботи фільтра твердих частинок дизельного поршневого двигуна внутрішнього згорання за викидами твердих частинок та концентрацією незгорілих вуглеводнів у відпрацьованих газах із застосуванням формули перерахунку для всього діапазону зміни значень впливаючих факторів. Об'єктом дослідження є ефективність функціонування системи нейтралізації законодавчо нормованих поллютантів потоці відпрацьованих газів дизельного двигуна внутрішнього згорання, а саме фільтра твердих частинок. Предметом дослідження є взаємозв'язок між значеннями показників, які характеризують об'єкт дослідження, пов'язані між собою формулою перерахунку. Показано, що значення коефіцієнтів ефективності роботи фільтра твердих частинок дизельного двигуна внутрішнього згорання за показниками димності й концентрації незгорілих вуглеводнів у відпрацьованих газах, отримані прямими вимірюваннями у ході стендових моторних випробувань, а також масового годинного викиду твердих частинок з потоком відпрацьованих газів, отримані за вказаною формулою перерахунку, не збігаються для кожного стаціонарного режиму його роботи. Розрахунково оцінено та проілюстровано графічно співвідношення значень цих коефіцієнтів за концентрацією незгорілих вуглеводнів у відпрацьованих газах і викидом твердих частинок для всього діапазону зміни впливаючих факторів. Вперше виявлено різницю між значеннями величин коефіцієнтів ефективності роботи фільтра твердих частинок дизельного двигуна внутрішнього згорання попарно для масового годинного викиду твердих частинок з потоком відпрацьованих газів та димності й токсичності відпрацьованих газів, що пов'язані між собою формулою перерахунку.

Ключові слова: технології захисту навколишнього середовища; екологічна безпека; енергетичні установки; двигуни внутрішнього згорання; викид твердих частинок; димність; формула перерахунку; метрологія, поллютанти.

ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ УСТРОЙСТВ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ УРОВНЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ПОРШНЕВЫМ ДВС

Кондратенко А. Н., Чернобай Г. А., Деркач Ю.Ф., Коваленко С. А.

Проанализирована и расчетно исследована формула пересчета проф. И.В. Парсаданова как один из актуальных вопросов метрологических особенностей процесса получения значений массового часового выброса твердых частиц поршневым двигателем внутреннего сгорания на моторном испытательном стенде, не оборудованном туннелем разбавления. Целью исследования является выявление соотношения значений коэффициентов эффективности работы фильтра твердых частиц дизельного поршневого двигателя внутреннего сгорания по выбросу твердых частиц и концентрации несгоревших углеводородов в отработавших газах с применением формулы пересчета для всего диапазона изменения значений влияющих факторов. Объектом исследования является эффективность функционирования системы нейтрализации законодательно нормированных поллютантов в потоке отработавших газов дизельного двигателя внутреннего сгорания, а именно фильтра твердых частиц. Предметом исследования является взаимосвязь между значениями показателей, характеризующих объект исследования, связанные между собой формулой пересчета. Показано, что значения коэффициентов эффективности работы фильтра твердых частиц дизельного двигателя внутреннего сгорания по показателям дымности и концентрации несгоревших углеводородов в отработавших газах, полученные прямыми измерениями при стендовых моторных исследованиях, а также массового часового выброса твердых частиц с потоком отработавших газов, полученные по упомянутой формуле пересчета, не совпадают для каждого стационарного режима работы двигателя. Расчетно оценено и проиллюстрировано графически соотношение значения этих коэффициентов по концентрации несгоревших углеводородов в отработавших газах и выбросу твердых частиц для всего диапазона влияющих факторов.

Впервые выявлено различие между значениями величин коэффициентов эффективности работы фильтра твердых частиц дизельного двигателя внутреннего сгорания попарно для массового часового выброса твердых частиц с потоком отработанных газов и дымности и токсичности отработавших газов, связанных между собой формулой пересчета.

Ключевые слова: технологии защиты окружающей среды; экологическая безопасность; энергетические установки; двигатели внутреннего сгорания; выброс твердых частиц; дымность; формула пересчета; метрология; поллютанты.

УДК 503.175; 621.43.06

DOI: 10.20998/0419-8719.2019.2.08

А.П. Полив'янчук, І.В. Парсаданов, О.П. Строков, О.І. Каслін, О.О. Скурідіна

СТВОРЕННЯ НА БАЗІ МІКРОТУНЕЛЯ УНІВЕРСАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ЕКОЛОГІЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ДВИГУНІВ І КОТЕЛЕНЬ

Наведено опис експериментального зразка універсальної системи екологічного діагностування транспортних двигунів і котельних установок, розробленої фахівцями Харківського національного університету міського господарства ім. О.М. Бекетова і Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Відзначено відмінні властивості цієї системи: універсальність, багатофункціональність, компактність, мобільність, простота в експлуатації, високі ступінь автоматизації та інформативність одержуваних результатів, можливість використання в науково-дослідній та у навчальній сферах. Розглянуто: структуру, склад та функціональні можливості основних модулів цієї системи: 1) вимірювального, що включає в себе пробовідбірний пристрій – мікротунель МКТ-2, прилади та обладнання для безпосереднього контролю показників хімічного і фізичного забруднення навколишнього середовища; 2) тестувально-демонстраційного, що складається з автономної установки для дослідження аеродинамічних процесів у вихлопних системах двигунів і димових трубах котелень, лабораторної стійки-трансформера для монтажу різних випробувальних стендів, мультимедійного комплексу, оснащеного планшетним ПК і інформаційною SMART-панеллю з діагоналлю 43 "для демонстрації роботи приладів, обладнання, прикладних програм, результатів досліджень та ін.; 3) лабораторного, що складається з приладів та обладнання для лабораторного аналізу проб, відібраних в ході екологічних досліджень натурних об'єктів. Систематизовані методи і методики, що дозволяють визначати і аналізувати показники, що характеризують хімічні і фізичні забруднення навколишнього середовища транспортними двигунами і котельнями. Представлені результати експериментального відпрацювання вимірювальної системи на натурних об'єктах: бензиновому двигуні легкового автомобіля - ВА3-21081, автотракторному дизелі - 4ЧН12/14, газових котлах - ДКВР-20/13, АОГВ-100Е, твердопаливному котлі - КЧ-М-2М-4. Випробування підтвердили практичну придатність створеної вимірювальної системи.

Ключові слова: транспортні двигуни; котельні установки; забруднюючі речовини; екологічне діагностування; універсальна система; мікротунель; експериментальне відпрацювання.

Вступ

Екологічність є одним з найбільш важливих показників якості сучасних транспортних двигунів (ТД) і котельних установок (КУ), що обумовлено значним негативним впливом хімічного та фізичного характеру цих об'єктів на довкілля. Сумарна частка у забрудненні атмосферного повітря міського середовища комунальними КУ та транспортними ДВЗ досягає 90%. Систематичні викиди забруднюючих речовин з димовими газами котелень та відпрацьованими газами двигунів призводять до погіршення показників якості навколишнього середовища (НС), підвищення канцерогенної небезпеки та виникнення регіональних і глобальних екологічних проблем. У зв'язку з цим створення систем екологічного діагностування ТД і КУ, які дозволяють ефективно оцінювати вплив цих об'єктів на довкілля, є актуальним напрямком досліджень.

До найбільш значимих властивостей систем екологічного діагностування ТД і КУ слід віднести:

– універсальність – можливість використання на моторних і безмоторних випробувальних стендах, натурних об'єктах, різних за типом, призначенням, габаритами;

– багатофункціональність – можливість одночасного визначення екологічних показників, які характеризують хімічні та фізичні забруднення навколишнього середовища, зокрема масові і питомі викиди в атмосферу забруднюючих речовин і парникових газів з димовими газами (ДГ) котелень і відпрацьованими газами (ВГ) двигунів, акустичні і теплові забруднення, коливання, вібрації, ін.;

– забезпечення регламентованої точності вимірювань при меншій, ніж у аналогів, вартості обладнання;

– компактність, мобільність та зручність у експлуатації;

– забезпечення можливості тривалої автономної роботи без використання електричних мереж;

– висока інформативність отриманих результатів;

– інноваційність впроваджених технологічних та технічних рішень;

- здатність до удосконалення – підвищення ефективності та розширення виконуваних функцій;
- забезпечення можливості наочної демонстрації принципу дії обладнання при використанні у навчальному процесі.

Мета і завдання дослідження

Мета роботи полягала в створенні та експериментальному відпрацюванні автоматизованої універсальної системи екологічного діагностування транспортних двигунів та котельних установок різного призначення за показниками, що характеризують матеріальні і фізичні забруднення НС.

Для досягнення цієї мети вирішені наступні завдання:

- 1) створення експериментального зразку універсальної системи екологічного діагностування ТД і КУ;
- 2) систематизація методик визначення екологічних показників ТД і КУ, які характеризують хімічні та фізичні забруднення НС;
- 3) експериментальне відпрацювання універсальної системи екологічного діагностування ТД і КУ на натурних об'єктах.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Найбільш чутливим і точним обладнанням для визначення концентрацій та викидів забруднюючих речовин (ЗР), що утворюються при згорянні вуглеводних палив, є розбавляючі тунелі, які використовуються при проведенні екологічної сертифікації автомобільних та інших транспортних ДВЗ [1-4]. Це обумовлено тим, що серед різних типів ТД і КУ автомобільні двигуни характеризуються найнижчими допустимими рівнями концентрацій ЗР у ВГ, які за останні 15 років, при переході від норм EURO-3 до EURO-6, зменшилися у 2,5...10 разів [5]. Також тунелі характеризуються високою швидкістю та здатні вимірювати масові та питомі викиди ЗР з ВГ при випробуваннях ДВЗ за їздовими та транзйєнтними циклами [6]: New European Driving Cycle (NEDC), European Transient Cycle (ETC), Worldwide Transient Vehicle Cycle (WTVC) та ін.

Серед існуючих типів тунелів найбільш компактним і мобільним та найменш вартісним обладнанням є мікротунелі (МКТ), які характеризуються: діаметром та довжиною трубопроводу розбавлення ВГ – $D \times L - 2,5...4 \text{ см} \times 25...40 \text{ см}$; продуктивністю пробовідбірного насосу – 60...125 лн/хв.; коефіцієнтом розбавлення ВГ – 4...50 [4]. В МКТ для визначення концентрацій ЗР у ВГ (ДГ) використовується метод динамічного розбавлення газової проби повітрям до температури, яка не перевищує 52 °С – точку роси важких вуглеводнів, що містяться у продуктах згоряння палива [2]. Цей метод до-

зволяє імітувати природний процес потрапляння ЗР у атмосферу та має такі переваги перед методом прямого вимірювання концентрацій ЗР у ВГ (ДГ): зменшується хімічна активність і температура газової проби та покращуються умови експлуатації пробовідбірного обладнання, діапазони вимірювання концентрацій ЗР збільшуються пропорційно коефіцієнту розбавлення ВГ (ДГ), розширюється галузь застосування газоаналізаторів [4]. Порівняно з процедурами визначення екологічних показників транспортних ДВЗ аналогічні процедури для КУ є менш складними та передбачають встановлення фактичних рівнів хімічних та фізичних забруднень на регламентованих режимах роботи цих об'єктів. При цьому допустимі значення цих показників також мають тенденцію до зниження [7].

Виклад основного матеріалу

Експериментальний зразок універсальної системи екологічного діагностування ТД і КУ створено на основі мікротунелю МКТ-2 – установки для динамічного розбавлення проби димових (відпрацьованих) газів повітрям, що дозволило забезпечити такі властивості цієї системи, як: багатофункціональність, компактність, мобільність, зручність у експлуатації, висока ступінь автоматизації, інформативність результатів, здатність до вирішення як науково-дослідних, так і навчальних завдань.

Основними елементами створеної вимірювальної системи є 3 модулі: вимірювальний, тестувально-демонстраційний та лабораторний.

До складу вимірювального модулю входять:

- система динамічного розбавлення проби – мікротунель МКТ-2 (рис. 1);



Рис. 1. Основні елементи мікротунелю МКТ-2:
1 – пробовідбірний пристрій; 2 – електронний модуль керування; 3 – камера для зважування фільтрів

– прилади і обладнання для безпосереднього вимірювання екологічних показників, що характери-

зують хімічні та фізичні забруднення навколишнього середовища (рис. 2), зокрема: портативний газоаналізатор ОКСИ 5М, електроаспіратор АСА-2М, шумомір-реєстратор DT-8852, тепловізор Testo 871, пневмометричні трубки конструкції НІІОГАЗ різної довжини, мікроманометр ММН 2400 та ін.



Рис. 2. Прилади контролю забруднень НС

До складу тестувально-демонстраційного модулю входять:

- установка для досліджень аеродинамічних процесів, що протікають у вихлопних системах двигунів та димових трубах котелень, процесів відбору та підготовки до аналізу газових проб (рис. 3);



Рис. 3. Установка для досліджень аеродинамічних процесів в трубах КУ і ТД

- лабораторна стійка-трансформер, на базі якої можуть збиратися різні вимірювальні та випробувальні стенди відповідно до завдань досліджень (рис. 4);

- мультимедійний комплекс, оснащений планшетним ПК з комплектом спеціалізованого програмного забезпечення і доступом до мережі Internet та інформаційною SMART-панеллю діаметром 43" для демонстрації роботи приладів, обладнання, прикладних програм, результатів досліджень тощо.

До складу лабораторного модулю (рис. 5) входять лабораторні прилади, обладнання і витратні матеріали, які використовуються при проведенні аналізу

проб, відібраних в ході екологічних досліджень натурних об'єктів, зокрема: спектрофотометри КФК-2, ULAB 102, електронні ваги Radwag AS 60/220 R2, ТВЕ-0,5-0,01, витяжна шафа ШВЛ-02, шафа сушильна СП-30, хімічні реактиви, посуд.



Рис. 4. Лабораторна стійка-трансформер



Рис. 5. Загальний вигляд лабораторії екологічного моніторингу

При використанні універсальної системи екологічного діагностування ТД і КУ застосовуються нормовані методи та методики контролю хімічних та фізичних забруднень навколишнього середовища, а саме:

- методи відбору, транспортування та підготовки до аналізу газових проб, що відбираються з димових труб КУ;
- методика визначення швидкості та витрати газового потоку в димовій трубі КУ;
- методика визначення масових викидів забруднюючих речовин, що містяться у ВГ ДВЗ;
- методика проведення лабораторного аналізу газових проб з використанням спектрофотометру;

- методика оцінки ступеня забруднення атмосфери димовими газами КУ;
- методика оцінки еколого-економічних збитків від забруднення атмосфери шкідливими викидами котельень;
- методика вимірювань транспортних та промислових шумів з використанням шумоміру.

Результати досліджень та їх аналіз

З метою експериментального відпрацювання створеної вимірювальної системи проведено комплекс експериментальних досліджень на натурних об'єктах.

Дослідження екологічних показників транспортних двигунів. Проведено комплексні дослідження з визначення концентрацій та масових викидів забруднюючих речовин з ВГ бензинового двигуна легкового автомобіля ВАЗ-21081 при його роботі на режимі холостого ходу (рис. 6) та автотракторного дизеля 4ЧН12/14 на різних режимах його роботи (рис. 7).

В ході випробувань досліджено рівні виробничого шуму в машинному залі під час роботи моторних стендів у відповідності до методики [8] (рис. 8).

Дослідження екологічних показників котельень. На базі котла ДКВР-20/13 газової котельні, розташованої у п.мт. Рогань, Харківського р-ну, Харківської обл. проведено: відпрацювання методик вимірювання швидкості та витрати потоку ДГ в газоході з прямокутним перетином, визначення концентрацій газоподібних забруднюючих речовин у ДГ (рис. 9), відпрацювання процедури тепловізійного обстеження обладнання та теплозахисних конструкцій КУ з використанням тепловізора Testo 871 та програмного забезпечення для аналізу термограм IrSoft (рис. 10).



Масова витрата ВГ, кг/год	Концентрація у ВГ		Масовий викид ЗР, кг/год	
	CO, %	NO _x , ppm	CO	NO _x
72,1	0,65	215	0,362	0,012

Рис. 6. Результати досліджень екологічних показників бензинового двигуна ВАЗ-21081

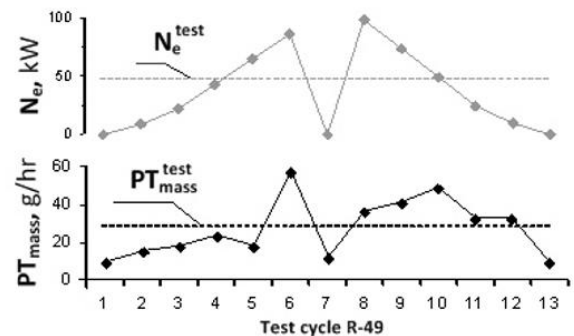
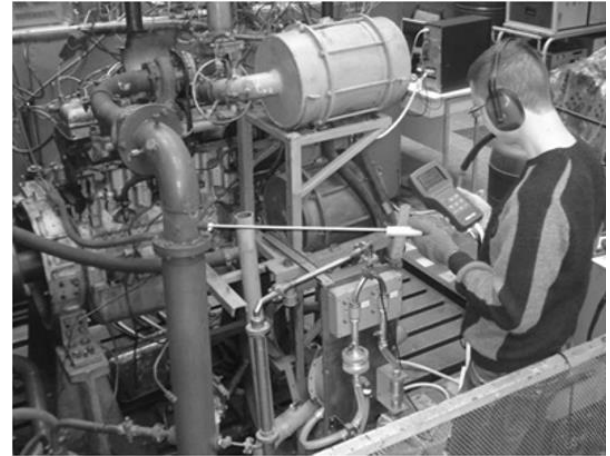


Рис. 7. Результати екологічних випробувань автотракторного дизеля 4ЧН12/14 за Європейським стаціонарним циклом ESC (R-49)

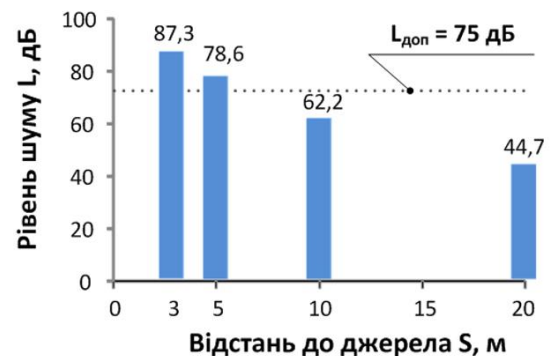
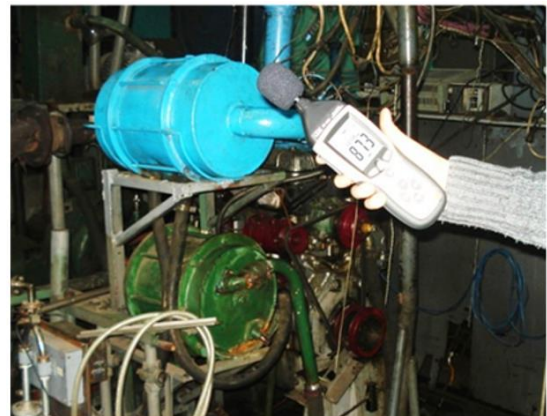


Рис. 8. Результати досліджень рівнів виробничого шуму в машинному залі



Рис. 9. Контроль швидкості і витрати потоку та токсичності димових газів КУ

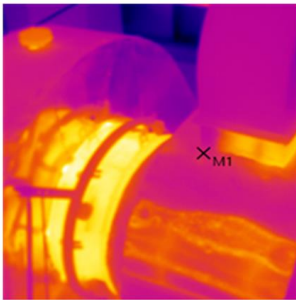


Рис. 10. Результати теплодіагностики КУ

Відповідно до методики [9] на базі програмного комплексу «ЭОЛ 2000 [h]» з утилітою «Показник риску» проведено розрахунки забруднення атмосфери прилеглих територій двома КУ: 1) газової котельні Дублянської загальноосвітньої школи І-ІІІ ступенів з котлом АОГВ-100Е номінальною потужністю $N_{\text{ном}} = 100$ кВт (джерело викиду – труба висотою 10 м з круглим гирлом діаметром 0,3 м; заміри викидів димових газів виконані при навантаженні $0,54 \cdot N_{\text{ном}}$); 2) котельні Мурафської загальноосвітньої школи І-ІІІ ступенів з котлом КЧМ-2М-4 номінальною потужністю $N_{\text{ном}} = 50$ кВт, що

працює на дерев'яних пелетах (джерело викиду – труба висотою 8 м з круглим гирлом діаметром 0,3 м; заміри викидів димових газів виконані при навантаженні $0,4 \cdot N_{\text{ном}}$) (табл. 1).

Таблиця 1. Результати досліджень забруднення атмосфери КУ

Об'єкт	Максимальна приземна концентрація C_m , долі ГДК		Відстань до C_m від джерела X_m , м	Небезпечна швидкість повітря, V_m , м/с	Радіус зони впливу джерела, м
1 – котел АОГВ-100Е Дублянська ЗОШ	NO ₂	0,0417	26,14	0,50	115
	NO	0,0052			
	CO	0,1424			
2 – котел КЧМ-2М-4 Мурафська ЗОШ	NO ₂	0,1072	23,11	0,56	80
	NO	0,0085			
	CO	0,0908			

Експериментальне відпрацювання підтвердило практичну придатність створеної вимірювальної системи для проведення ефективного контролю хімічних і фізичних забруднень навколишнього середовища ТД і КУ та продемонструвало її універсальність, мобільність і зручність у експлуатації.

Висновки

1. Створено експериментальний зразок універсальної системи екологічного діагностування транспортних двигунів і котельень, відмінними властивостями якої є: багатофункціональність, компактність, мобільність, зручність у експлуатації, висока ступінь автоматизації, інформативність результатів, здатність до вирішення як науково-дослідних, так і навчальних завдань. Система складається з 3-х модулів: *вимірювального*, який містить: мікротунель МКТ-2, прилади і обладнання для безпосереднього вимірювання показників хімічного та фізичного забруднення навколишнього середовища; *тестувально-демонстраційного*, який складається з: установки для досліджень аеродинамічних процесів у вихлопних системах двигунів та димових трубах котельень, лабораторної стійки-трансформеру, на базі якої можуть збиратися різні вимірювальні та випробувальні стенди, мультимедійного комплексу, оснащеного планшетним ПК з пакетом спеціалізованого програмного забезпечення та інформаційною SMART-панеллю для демонстрації роботи приладів, обладнання, програм тощо; *лабораторного*, який містить лабораторні

прилади, обладнання і витратні матеріали для аналізу проб, відібраних в ході екологічних досліджень натурних об'єктів.

2. Визначено та систематизовано нормовані методи та методики, які дозволяють визначати показники, що характеризують хімічні та фізичні забруднення навколишнього середовища тепловими двигунами та котельнями, а саме: методи відбору, транспортування та підготовки до аналізу газових проб, методики: визначення швидкості та витрати потоку в газоході, оцінки ступеня забруднення атмосфери шкідливими викидами котельень та ін.

3. Проведено експериментальне відпрацювання універсальної системи екологічного діагностування котельних установок і транспортних двигунів на натурних об'єктах: бензиновому двигуні легкового автомобіля ВАЗ-21081, автотракторному дизелі 4ЧН 12/14, котельнях з газовими ДКВР-20/13, АОГВ-100Є і твердопаливним КЧМ-2М-4 котлами; це підтвердило практичну придатність створеної вимірювальної системи для ефективного контролю хімічних і фізичних забруднень довкілля та продемонструвало її універсальність, мобільність і зручність у експлуатації.

Список літератури:

1. Foote E. Evaluation of Partial Flow Dilution Methodology for Light Duty Particulate Mass Measurement / E. Foote, M. Maricq, M. Sherman, D. Carpenter et al. // SAE Technical Paper № 2013-01-1567. – 2013. – 10 p. 2. Редзюк А.М. Щодо визначення масових викидів забруднюючих речовин двигунами колісних транспортних засобів / А.М. Редзюк, О.А. Клименко, О.В. Кудренко // Автошляховик України. – 2012. – № 4 (228) – С. 2–7. 3. Клименко О.А. Дослідження та створення перспективної системи для визначення масових викидів забруднюючих речовин у відпрацьованих газах двигунів / О.А. Клименко, А.М. Редзюк, О.В. Кудренко, С.О. Ричок // Автошляховик України. – 2012. – № 5 (229) – С. 2–8. 4. Lianga Z. Investigation of SVOC nanoparticle emission from light duty diesel engine using GC×GC-ToF-MS / Z. Lianga, J. Tiana, S. Zeraati Rezaei, Y. Zhanga et al. // School of Mechanical Engineering, University of Birmingham, UK. – 2015. – 31 p. 5. Littera D. Comparison of Particulate Matter Emissions from Different Aftertreatment Technologies in a Wind Tunnel / D. Littera, A. Cozzolini, M. Besch, M. Velardi et al. // SAE Technical Paper № 2013-24-0175. – 2013.

– 17 p. 6. Bielaczyc P. Exhaust Emissions of Gaseous and Solid Pollutants Measure over the NEDC, FTP-75 and WLTC Chassis Dynamometer Driving Cycles / P. Bielaczyc, J. Woodburn Szczotka // SAE Technical Paper № 2016-01-1008. – 2016. – 13 p. 7. Варламов Г.Б. Засадні підходи до створення методологічних основ енерго-екологічного аналізу експлуатації об'єктів ПЕК / Г.Б. Варламов, К.О. Приймак, Х. Шварцова // Енергосбереження. Енергетика. Енергоаудит. – 2013. – № 10 (116). – С. 2–9. 8. ДСН 3.3.6.037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. – К., 1999. – 34 с. 9. ОНД 86. Методика расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий. С.-Пб., Гидрометеиздат, 1987. – 93 с.

Bibliography (transliterated):

1. Foote, E., Maricq, M., Sherman, M., Carpenter, D. (2013). Evaluation of Partial Flow Dilution Methodology for Light Duty Particulate Mass Measurement. SAE Technical Paper, 2013-01-1567, 10. [in English]. 2. Redzuk, A., Klimenko, O., Kudrenko, O. (2012). Concerning the determination of mass emissions of pollutants by the engines of wheeled vehicles. [Shhodov' znachennya masovy'x vy'kydiv zabrudnyuyuchy'x rechovy'n dvy'gunamy' kolisny'x transportny'x zasobiv]. Avtoshlyahovyk Ukraine, 4 (228), 2-7. [in Ukrainian]. 3. Klimenko, O., Redzuk, A., Kudrenko, O., Rychok, S. (2012). Research and creation of a perspective system for the determination of mass emissions of pollutants in exhaust gases of engines. [Doslidzhennya ta stvorennya perspektyvnoy y'stemy' dlya vy'znachennya masovy'x vy'kydiv zabrudnyuyuchy'x rechovy'n u vidpracz'ovany'x gazax dvy'guniv]. Avtoshlyahovyk Ukraine, 5 (229), 2-8. [in Ukrainian]. 4. Lianga, Z., Tiana, J., Zeraati Rezaei, S., Zhanga, Y. (2015). Investigation of SVOC nanoparticle emission from light duty diesel engine using GC×GC-ToF-MS, School of Mechanical Engineering, University of Birmingham, UK, 31. [in English]. 5. Littera, D., Cozzolini, A., Besch, M., Velardi, M. (2013). Comparison of Particulate Matter Emissions from Different Aftertreatment Technologies in a Wind Tunnel. SAE Technical Paper, 2013-24-0175, 17. [in English]. 6. Bielaczyc, P., Woodburn, J. (2016). Exhaust Emissions of Gaseous and Solid Pollutants Measure over the NEDC, FTP-75 and WLTC Chassis Dynamometer Driving Cycles. SAE Technical Paper, 2016-01-1008, 13. [in English]. 7. Varlamov, G., Prymak, K., Shvarzova, H. (2013). General approach to the creation of methodological bases of energy-ecological analysis of the operation of fuel and energy complex facilities. [Zagal'ni pidkhody do stvorennya metodologichny'x osnov energo-ekologichnogo analizu ekspluatatsiyi ob'yektiv PEK]. Energysaving. Power engineering. Energy audit, 10(116), 2-9. [in Ukrainian]. 8. SSN 3.3.6.037-99. (1999). Sanitary norms of production noise, ultrasound and infrasound. [Sanitarni normy vy'robny'choho shumu, ul'trazvuku ta infrazvuku]. Standards publisher, 34. [in Ukrainian]. 9. ISD 86. (1987). Method of calculating concentrations in the air of harmful substances contained in emissions of enterprises [Metodika rascheta kontsentratsiy v atmosfernom vozduhe vrednykh veshchestv, soderzhaschihsya v vyibrosakh predpriyatij]. Hydrometeoizdat, 93. [in Russian].

Надійшла до редакції 24.06.2019 р.

Полив'янчук Андрій Павлович – доктор техн. наук, проф., професор кафедри інженерної екології міст Харківського національного університету міського господарства імені О.М. Бекетова, Харків, Україна; e-mail - armail@meta.ua; <http://orcid.org/0000-0002-9966-1938>.

Парсаданов Ігор Володимирович – доктор техн. наук, проф., головний науковий співробітник кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна; e-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua, <http://orcid.org/0000-0003-0587-4033>.

Строков Олександр Петрович – доктор техн. наук, проф., професор Класичного приватного університету, Запоріжжя, Україна; e-mail - kpuinform@gmail.com.

Каслін Олександр Ігорович – інженер кафедри інженерної екології міст Харківського національного університету міського господарства імені О.М. Бекетова, Харків, Україна; e-mail - vinchester280@gmail.com.

Скурідіна Олена Олександрівна – аспірант кафедри інженерної екології міст Харківського національного університету міського господарства імені О.М. Бекетова, Харків, Україна; e-mail – ecology@kname.edu.ua.

СОЗДАНИЕ НА БАЗЕ МИКРОТУННЕЛЯ УНИВЕРСАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ЭКОЛОГИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И КОТЕЛЬНЫХ

А.П. Поливянчук, И.В. Парсаданов, А.П. Строков, А.И. Каслин, А.А. Скуридина

Приведено описание экспериментального образца универсальной системы экологического диагностирования транспортных двигателей и котельных установок, разработанной специалистами Харьковского национального университета городского хозяйства им. А.Н. Бекетова и Национального технического университета «Харьковский политехнический институт». Отмечены отличительные свойства этой системы: универсальность, многофункциональность, компактность, мобильность, простота в эксплуатации, высокие степень автоматизации и информативность предоставляемых результатов, возможность использования в научно-исследовательской и учебной сферах. Рассмотрены: структура, состав и функциональные возможности основных модулей этой системы: 1) измерительного, включающего в себя пробоотборное устройство – микротуннель МКТ-2, приборы и оборудование для непосредственного контроля показателей химического и физического загрязнения окружающей среды; 2) тестирующе-демонстрационного, состоящего из автономной установки для исследования аэродинамических процессов в выхлопных системах двигателей и дымовых трубах котельных, лабораторной стойки-трансформера для монтажа различных испытательных стендов, мультимедийного комплекса, оснащенного планшетным ПК и информационной SMART-панелью с диагональю 43" для демонстрации работы приборов, оборудования, прикладных программ, результатов исследований и др.; 3) лабораторного, состоящего из приборов и оборудования для лабораторного анализа проб, отобранных в ходе экологических исследований природных объектов. Систематизированы методы и методики, позволяющие определять и анализировать показатели, характеризующие химические и физические загрязнения окружающей среды транспортными двигателями и котельными установками. Представлены результаты экспериментальной отработки измерительной системы на природных объектах: бензиновом двигателе легкового автомобиля - ВАЗ-21081, автотракторном дизеле - 4ЧН12/14, газовых котлах - ДКВР-20/13, АОГВ-100Э, твердоотопливном котле – КЧ-М-2М-4. Испытания подтвердили практическую пригодность созданной измерительной системы.

Ключевые слова: транспортные двигатели; котельные установки; загрязняющие вещества; экологическое диагностирование; универсальная система; микротуннель; экспериментальная отработка.

CREATING ON A MICROTUNNEL BASIS UNIVERSAL SYSTEM OF ECOLOGICAL DIAGNOSTICS OF TRANSPORT ENGINES AND BOILER PLANTS

A. Polivyanchuk, I. Parsadanov, O. Strokov, O. Kaslin, O. Skuridina

A description is given of an experimental sample of a universal system for the environmental diagnosis of transport engines and boiler plants, developed by specialists from O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv and the National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute". The distinctive features of this system are noted: universality, multifunctionality, compactness, mobility, ease of operation, high degree of automation and information content of the results provided, possibility of use in research and educational fields. The following are examined: the structure, composition and functionality of the main modules of this system: 1) a measuring device, which includes a sampling device - MKT-2 microtunnel, instruments and equipment for direct monitoring of indicators of chemical and physical pollution of the environment; 2) testing and demonstration, consisting of a stand-alone installation for the study of aerodynamic processes in the exhaust systems of engines and chimneys of boilers, a transformer laboratory rack for mounting various test benches, a multimedia complex equipped with a tablet PC and a 43" diagonal information panel for demonstration operation of instruments, equipment, application programs, research results, etc.; 3) laboratory, consisting of instruments and equipment for laboratory analysis of samples, from collected in the course of environmental studies of natural objects. Systematic methods and techniques to determine and analyze indicators characterizing chemical and physical pollution of the environment by transport engines and boiler plants. The results of experimental testing of the measuring system at full-scale objects: gasoline engine of a car - VAZ-21081, automotive diesel engine - 4CH12/14, gas boilers - ДКВР-20/13, АОГВ-100E, solid fuel boiler - КЧ-М-2М-4. Tests have confirmed the practical suitability of the created measuring system.

Key words: transport engines; boiler plants, pollutants; environmental diagnosis; universal system; microtunnel; experimental testing.

Л. П. Клименко, О. Ф. Прищепов, В. И. Андреев, О. В. Щесюк, А.И. Случак

ПОВЫШЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЧУГУННЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВС МЕТОДОМ КОМПЛЕКСНОГО ЛЕГИРОВАНИЯ

В статье приведены результаты длительных исследований по получению лигатур для серого и высокопрочного чугуна, применяемых для отливки ключевых деталей двигателей внутреннего сгорания. Основной целью исследования является продление срока эксплуатации деталей ДВС путем повышения износостойкости основных деталей (гильз цилиндров и поршневых колец). Цель исследования заключается в разработке лигатуры и технологии для серых и высокопрочных чугунов. Методы исследования включали как математическое моделирование путем регрессионного анализа матриц Грама, сформированных на основе определенных коэффициентов корреляции между износостойкостью чугуна и его химическим составом, что было проверено через критерий Фишера, так и практические исследования по отливке чугунов различных марок и стендовым испытаниям двигателей с деталями на их основе. Уравнение регрессии, характеризующей оптимальный химический состав чугуна представлено как $I = 8,4 + 0,9C - 0,6Si - 3,2Mn - 84,4P - 4,5Ti - 33,8S + 9,3Cr + 0,4Ni - 5,9Cu - 1,1V + 24,3Mo$. Основой для разработок стал анализ достаточного количества литературных источников, связанных с легирующими свойствами различных элементов при применении их в серых и высокопрочных чугунах. Основные результаты литературного поиска представлены в соответствующем разделе, где охвачено легирование никелем, хромом, молибденом, ванадием, медью, кремнием, титаном и другими элементами. Были разработаны и защищены патентами Украины №25099 и №25100 высокоэффективные лигатуры для чугунов деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ). Стендовые испытания износостойкости полученных чугунов показали, что формирование сорбитообразного перлита за счет легирования чугуна в ковше является оптимальным подходом, в комплексе с другими мерами может значительно повысить качество полученных деталей. Таким образом исследование показали, что для высоконагруженных деталей цилиндро-поршневой группы неизбежен переход на легированные чугуны. Для чугунов для втулок цилиндров дизелей типа ЧН 25/34 это связано с их переходом на высокозернистые топлива, а работа новых форсированных двигателей 6ЧН 26/34 без легированных чугунов оказалась невозможной.

Ключевые слова: двигатели внутреннего сгорания; экологическая безопасность; ресурс; поршни; кольца; цилиндры; техническое состояние; лигатура; чугун.

Введение

Двигатель внутреннего сгорания – наиболее распространенный тип тепловой машины, главным преимуществом которой, по сравнению с другими, является экономичность. ДВС используется как на транспорте, так и в стационарных условиях. Автомобильный, железнодорожный, морской, речной и авиационный транспорт оснащаются разными типами ДВС, причем наибольшее распространение они получили на автомобилях и судах, чуть меньше – на железнодорожном транспорте в связи с его электрификацией. По оценке специалистов фирмы „Mercedes-Benz” в настоящее время на земном шаре количество единиц автотранспорта составляет примерно 1 млрд. и годовое потребление нефти на его нужды превышает 2×10^9 т, воздуха – свыше 20×10^9 т [1,2].

Эксплуатация ДВС сопровождается мощным негативным воздействием на природу. Преобразование химической энергии топлива в работу по перемещению грузов и пассажиров или в электрическую энергию связано с образованием токсических и вредных веществ с отработавшими газами двигателей, а также потребление в больших объемах моторного топлива и масла.

Отработавшие газы ДВС содержат около 200 компонентов. Период их существования длится от нескольких минут до 4-5 лет [1,2].

К мероприятиям, повышающим ресурс и экологическую безопасность ДВС, можно отнести организационные, конструкторско-технические, эксплуатационные и технологические. Последние занимают достойное место в решении данной проблемы.

Ресурс двигателя, который зависит от износостойкости его основных деталей, будет также определять экологическую безопасность ДВС, повышая ее [3]. Таким образом, применение новых материалов, технологий их получения, в том числе использование специальных лигатур, дадут возможность заметно улучшить механические свойства чугунов и их износостойкость.

Анализ литературных данных и постановка проблемы

Ученые, занимающиеся износом чугунов, отмечают положительное влияние легирования чугуна никелем, хромом, молибденом, ванадием, медью и другими элементами, а также модифицирование магнием, иттрием и церием [4,5,6].

Влияние химических элементов на износостойкость чугуна, отраженное в компетентных источниках, изучено нами на достаточно высоком уровне [7].

Кремний при малых количествах (до 1,25%) приводит к снижению количества цементита и увеличению износа. Повышение содержания кремния

(от 1,25% до 1,85%) приводит к увеличению количества графита и некоторому укрупнению, утолщению его пластин, что благоприятно сказывается на износостойкости. Дальнейшее увеличение содержания кремния приводит к образованию свободного феррита, что резко снижает износостойкость. Для чугунов, легированных хромом и молибденом, максимальное количество кремния может быть увеличено без опасности снижения износостойкости.

Фосфор в сером чугуне, как правило, увеличивает износостойкость. Оптимальное количество фосфора зависит от вида износа и материала сопрягающейся детали. При работе чугуна по чугуну содержание фосфора обычно не превышает 0,45-0,75%. При работе серого чугуна по стали содержание фосфора следует увеличить до 0,75-0,85%. Дальнейшее увеличение содержания фосфора сильно увеличивает хрупкость чугуна и отрицательно сказывается на износостойкости и надёжности трущейся пары. Наиболее благоприятно фосфор сказывается при образовании двойной фосфидной эвтектики, равномерно расположенной в металлической матрице.

Марганец повышает износостойкость чугуна при увеличении его содержания до 1,6%. Действие его заключается в сорбитазации перлита и стабилизации структуры. Дальнейшее увеличение содержания марганца повышает хрупкость чугуна и способствует увеличению износа. Количество марганца в чугуне для втулок цилиндров дизелей, особенно отлитых центробежным способом, обычно не превышает 0,9-1,2%, что объясняется сильным отбелом заготовки на наружной поверхности, затрудняющим механическую обработку.

Сера влияет на износ чугунов по-разному. В ряде работ указывается на положительное влияние серы на износ при трении. Однако при этом отмечается повышение хрупкости и краснотекучести, уменьшение жидко-текучести, образование местного отбела и газовых раковин. Ограничивается количество серы в чугунах втулок цилиндров до 0,12%, а для чугунов, модифицированных иттрием, содержание серы не должно превышать 0,03%.

Никель уменьшает количество карбидов и увеличивает твёрдость чугуна, снижает окисляемость и повышает его износостойкость. Никель также стабилизирует цементит перлита и сорбитазирует его. В то же время никель диспергирует графит, что отрицательно сказывается на износостойкости. Применение никеля в больших количествах затруднено из-за его высокой стоимости и дефицитности.

Хром увеличивает количество карбидов в чугуне, способствует образованию перлита и сложных твёрдых карбидов. Хром заметно повышает износостойкость с содержанием его в чугуне до 0,75%, при более высоком его содержании выпадают сложные карбиды, при этом ухудшается обрабатываемость и увеличивается хрупкость чугуна. Наиболее целесообразно введение хрома совместно с никелем, они взаимно нейтрализуют вредное влияние друг друга и усиливают благоприятное воздействие.

Молибден значительно улучшает износостойкость чугуна. Его действие аналогично совместному влиянию никеля и хрома. Молибден улучшает износостойкость чугуна при повышенных температурах, что особенно важно для деталей ЦПГ. Благоприятное действие молибдена на износостойкость объясняется образованием комплексных карбидов, упрочняющих перлит, измельчением перлита и образованием более грубых включений графита. Широкое применение молибдена сдерживается его высокой стоимостью.

Медь выравнивает и немного повышает твёрдость чугуна. Действие её аналогично действию никеля. В настоящее время медью заменяют часть никеля. Благотворное влияние меди объясняется смазывающим действием её субмикроскопических частиц и возможностью установления режима избирательного переноса при трении. Оптимальным количеством меди в чугуне следует считать 0,5-0,7%, при большем её количестве, вследствие диффузии её с графитовым включением и ослаблением этим металлической основы, происходит снижение износостойкости чугуна.

Ванадий сорбитазирует перлит и повышает способность чугуна противостоять износу. Особенно благоприятно его действие при введении совместно с хромом, никелем и титаном. Происходит улучшение перлита и образование мелкодисперсных включений карбидов хрома и ванадия.

Титан измельчает графит, ухудшая износ с одной стороны, но оказывает положительное влияние на металлическую основу чугуна вследствие раскисляющего действия и повышения плотности металла с другой стороны.

Положительное влияние на структуру и свойства чугуна оказывает модифицирование иттрием и церием. Путём огрубления включений графита значительно повышается сопротивление чугуна износу при трении скольжения.

Из приведённых данных можно заключить, что все элементы, применяемые в настоящее время для легирования чугуна, в большей или меньшей

степени повышают его износостойкость за счёт сорбидизации перлита, его упрочнения, образования карбидов и воздействия на форму и размер графитовых включений.

К недостаткам легирования чугуна втулок цилиндров ДВС следует отнести:

1) повышенный расход материалов, так как легирующие элементы распространяются во всём объёме детали, а износу подвергаются только рабочие поверхности;

2) для ввода легирующих элементов в чугун требуется большой разогрев расплава, что невозможно в условиях ваграночного производства, а при выплавке в электропечах, вследствие высокого перегрева, чугун имеет мелкозернистую структуру, что отрицательно сказывается на его износостойкости. Кроме того, возможен угар некоторых легирующих элементов.

На двигателестроительных заводах и заводах по производству деталей ДВС с серийным и массовым типом производства часто используется ваграночная выплавка чугуна. Непосредственно в вагранке получение комплекснолегированного чугуна затруднено. Его получают путём вторичного разогрева в индукционных печах и ввода легирующих элементов.

Однако перспективным и рациональным способом легирования чугуна является легирование чугуна в ковше [8].

Цель и задачи исследований

Цель работы: Повышение износостойкости основных деталей ДВС.

Задачи исследований:

1. Разработка и технология получения лигатуры для серого чугуна.
2. Разработка и технология получения лигатуры для высокопрочного чугуна.

Методы исследований

При исследовании использовался опыт эксплуатации различных видов двигателей внутреннего сгорания, разработка технологий, направленных на повышение ресурса основных деталей ДВС [9], проведение ремонтно-профилактических работ с автомобильными двигателями, а также проработка большого числа литературных источников.

Оценка зависимостей между признаками и степенью влияния каждого химического элемента на износостойкие свойства чугунов давалась на основе методов парной корреляции. В первом приближении с учетом наибольших комбинаций состава легирующих элементов прямолинейный характер линии регрессии дал основание искать

уравнение регрессии в виде линейной зависимости. Коэффициент корреляции определяет меру тесноты линейной связи. Анализ парных коэффициентов корреляции позволяет установить линейную связь механических и износостойких свойств чугунов с их химическим составом. Обработка опытных данных включала в себя следующие операции:

- определение коэффициента корреляции свойств и химического состава чугуна;
- определение коэффициента регрессии из матрицы Грама методом наименьших квадратов;
- проверка адекватности модели с помощью критериев;
- оптимизация химического состава чугуна для обеспечения оптимальной износостойкости.

Адекватность модели подтверждена высоким значением критерия Фишера ($\text{СОСВ} = 0,4716$). Коэффициенты в уравнении регрессии значимые. Допущение о линейном характере уравнения множественной регрессии подтверждается высокой схожимостью расчетных и экспериментальных данных.

Оптимизация уравнения регрессии позволила определить среднее значение содержания легирующих элементов в чугуне, обеспечивающих наилучшую износостойкость:

C – 3,2 %, Si – 2,0%; Mn – 0,8 %; P – 0,1 %;

S – 0,05 %; Cr – 0,52 %; Ni – 0,30 %;

Cu – 0,65 %; V – 0,1 %; Mo – 0,35 %; Ti – 0,15 %.

Расчетное значение величины износа чугуна данного химического состава составляет 4,9 мкм за $600 \cdot 10^3$ циклов при испытании по схеме “ролик – колодка” при давлении 8 МПа и скорости скольжения 1 м/с. С учетом колебаний состава элементов в чугуне получены пределы содержания элементов. С целью подтверждения результатов расчетов проведен ряд опытно-промышленных плавов, а также проведены износостойкие испытания полученных чугунов. Результаты испытаний близки к расчетным, что свидетельствует об адекватности разработанной математической модели износостойкости реальным процессам трения (табл. 1).

Таблица 1. Результаты испытания износостойкости чугунов плавов № 15-19

Наименование	Номер плавки					
	15	16	17	18	18	19
Расчетное значение износа, мкм	5,3	5,4	5,6	5,7	5,75	4,03
Износ опытного чугуна, мкм	6,9	5,0	5,6	5,4	6,0	4,0

В результате обработки эмпирических данных износа чугунов плавов 15-19 с помощью методов

математической статистики получена матрица парных коэффициентов корреляции химических элементов в чугунах.

Рассчитано уравнение регрессии зависимости износа чугуна от его химического состава:

$$I = 8,4 + 0,9C - 0,6Si - 3,2Mn - 84,4P - 4,5Ti - 33,8S + 9,3Cr + 0,4Ni - 5,9Cu - 1,1V + 24,3Mo. \quad (1)$$

По приведенному уравнению рассчитан износ чугунов в зависимости от их химического состава [10], показавший хорошую сходимость с результатами эксперимента.

Результаты исследования

В результате проведенного большого объема научно-исследовательских работ [6,7,8,9,10,11, 12, 13] авторами была разработана и получена лигатура следующего состава, %:

Таблица 2. Состав лигатуры для чугуна СЧ 25

Медь	35-40	Кальций	0,2-1,5
Кремний	15-20	Молибден	2-4
Марганец	6-10	Ванадий	1,5-2,5
Фосфор	5-8	Титан	1,5-2,0
Хром	5-7	Иттрий	0,05-0,15

Лигатура выплавлялась в индукционной печи марки ИЛТ-1 путём сплавления меди фосфористой, кремния металлического, феррохрома, ферромolibдена, феррованадия, ферротитана, иттрия, кальция. Выплавка производилась при температуре 1540-1550°C. Температура проверялась термопарой погружения группы ПП. Разливка осуществлялась слоем 10-15 мм на песчано-глинистую подушку. После чего лигатура дробилась на гранулы 10-12 мм. Перед подачей лигатуры на жёлоб вагранки она нагревалась до 750-800. Температура плавления лигатуры 1220-1240°C. Лигатура вводится в количестве 1,5% по весу от жидкого чугуна при его температуре 1390-1430°C.

В таблице 3 показаны химические составы и механические свойства серийного чугуна СЧ25 и чугунов, полученных при использовании лигатуры.

Были проведены стендовые испытания дизеля 6ЧН 25/34 с цилиндрическими втулками, изготовленными из комплекснолегированного серого чугуна с применением разработанной лигатуры [7]. Испытания показали повышение ресурса дизеля на 30-35%. Для проведения широких эксплуатационных испытаний по разработанной технологии было отлито 210 качественных втулок цилиндров. Брак составил 1,8% против 8% при отливке без использования лигатуры. Микроструктура чугуна приведена на рис. 1.

Таблица 3. Химические составы и механические свойства серийного чугуна СЧ 25 и чугунов, полученных при использовании лигатуры

Название элемента	Содержание элементов, мас. %	
	СЧ 25	Чугуны, полученные с применением лигатуры
Углерод	3,14	2,93-3,06
Кремний	2,14	1,52
Марганец	0,78	0,73
Хром	0,25	0,12-0,89
Никель	0,10	Следы
Молибден	—	0,20
Медь	—	0,56-0,63
Ванадий	—	0,07-0,10
Титан	—	0,2-0,3
Фосфор	0,20	0,14-0,17
Сера	0,10	0,098-0,11
Прочность σ_b , МПа	260	299-310
Твёрдость НВ	192	223
Износ образцов за 20 часов, мкм	9,2	7,2-7,6

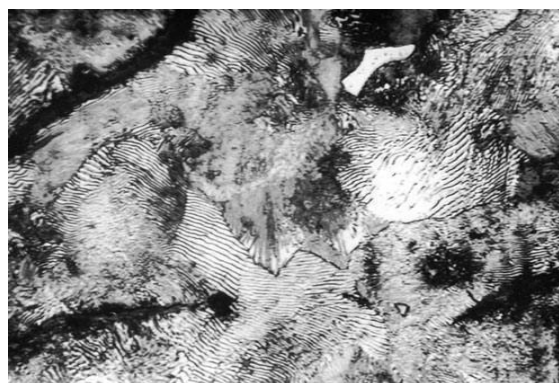


Рис.1. Микроструктура чугуна СЧ25 для втулок дизелей ЧН 25/34, x400

Мелкопластинчатый или сорбитообразный перлит с равномерно распределенным графитом (тонко- и среднепластинчатым, завитым или прямолинейным) и фосфидной эвтектикой в виде мелких, равномерно распределенных включений. Включения эвтектического графита (точечного графита, графита переохлаждения) допускаются не более 5 % площади шлифа.

Лигатура внедрена на заводе «Первомайскидзельмаш».

К дальнейшему развитию комплексного легирования чугуна для гильз цилиндров ДВС следует отнести разработку лигатуры, обеспечивающей получение серого чугуна не только с повышенной износостойкостью, но и с возможностью эффективного создания рабочих поверхностей с пере-

менной износостойкостью. Для этого в состав лигатуры вводится сурьма, оказывающая сорбитообразующее действие на перлит металлической основы. Именно сорбит различной дисперсности по длине отливок даёт наилучшие результаты при получении дифференцированной износостойкости. Разработанная лигатура [11] защищена Патентом Украины № 25099 от 25.07.2007 и имеет следующий химический состав, мас. %:

Таблица 4. Состав лигатуры для втулок дизелей ЧН 25/34,х400

Медь	25-30	Молибден	2-4
Кремний	12-16	Ванадий	1,5-2,0
Марганец	6-10	Титан	1,5-2,0
Фосфор	5-8	Иттрий	0,05-0,15
Хром	5-7	Сурьма	13-14
Кальций	0,2-1,0	Железо	остальное

В таблице 5 приведен химический состав чугуна, полученный при использовании разработанной лигатуры:

Таблица 5. Химический состав чугуна, полученный с применением лигатуры

Состав, мас. %						
C	Si	Mn	Cr	Mo	V	Fe
3,20	1,75	1,33	0,86	0,12	0,05	Остальное
Ti	Y	Sb	P	S	Cu	
0,03	следы	0,22	0,103	0,11	0,47	

Технология выплавки и ввода лигатуры в расплав чугуна соответствует описанию, приведённому выше.

Многие детали ДВС, от надёжности и долговечности которых зависят технико-экономические и экологические параметры работы двигателя, изготавливаются из высокопрочных чугунов. К ним, в первую очередь, необходимо отнести поршневые кольца (например, первое компрессионное кольцо автомобильных двигателей и все кольца среднеоборотных дизелей). Износ поршневых колец оказывает доминирующее влияние на совершенство цикла работы ДВС и, как следствие, на выбросы загрязняющих веществ в окружающую среду. В связи с этим, актуальной проблемой является совершенство материалов поршневых колец.

Направляющие втулки клапанов, состояние которых влияет на экологические параметры, также в ряде случаев изготавливаются из высокопрочного чугуна.

С целью повышения стойкости против коррозионно-механического износа и термоупругости высокопрочного чугуна поршневых колец была разработана лигатура, защищённая Патентом

Украины № 25100 от 25.07.2007. Лигатура [12] имеет следующий химический состав, мас. %.

Таблица 6. Лигатура для высокопрочного чугуна

Лигатура для серийного чугуна ВЧ 50-1,5 Медь	25-30	Ванадий	4-5
Кремний	5-7	Никель	10-12
Хром	2-3	Редкоземельные металлы	0,1-2
Фосфор	8-10	Сурьма	13-14
Молибден	12-14	Железо	остальное

Медь измельчает и упрочняет перлит механической основы, способствует установлению режима избирательного переноса. Кремний необходим для вторичной модификации высокопрочного чугуна и образования графита оптимальной формы и размера. Хром способствует образованию сложных карбидов и повышению гетерогенности структуры. Фосфор необходим для получения в чугуне двойной фосфидной эвтектики, улучшения жидкотекучести чугуна при некотором снижении температуры металла при вводе лигатуры и для повышения хрупкости лигатуры. Молибден и никель необходимы для повышения стойкости чугуна к продуктам сгорания сернистого топлива и термоупругости колец. Ванадий производит раскисляющее действие и повышает плотность отливки. Редкоземельные металлы (РЗМ) дополнительно модифицируют чугун и повышают его механические свойства. Сурьма оказывает сорбитообразующее действие на перлит металлической основы и повышает износостойкость чугуна.

Ввод этих элементов позволяет получить высокопрочный чугун с оптимальной формой графитовых включений, высокоизносостойкой и коррозионностойкой металлической матрицей, что обеспечивает чугуну высокую работоспособность в условиях коррозионно-механического износа.

Лигатура выплавляется в индукционных печах марок МГП-102 или ИЛТ-1 путем последовательного введения меди фосфористой, никеля, феррохрома, феррованадия, ферромolibдена, кремния, металлической сурьмы и РЗМ (перед выпуском). Разливка расплава лигатуры осуществляется слоем 10-15 мм на песчано-глинистую подушку. После застывания лигатуры дробится на гранулы 10-12 мм. Перед вводом в чугун лигатура подогревается до температуры 750-800°C и подаётся на жёлоб вагранки. После заполнения ковша чугун подвергается модифицированию в автоклаве магнием. Температура плавления лигатуры 1220-1240°C. Температура чугуна на выпуске из вагранки 1390-1430°C. Лигатура вводится в количестве

1,5% по массе от жидкого чугуна. Усваивается 95-100% лигатуры за счёт достаточного времени выдержки чугуна в автоклаве, подогрева лигатуры перед вводом, её легкоплавкости и высокой температуры чугуна на выпуске из вагранки.

В таблице 7 приведены химические составы и механические свойства серийного чугуна ВЧ 50-1,5 и высокопрочных чугунов, полученных с применением лигатуры.

Микроструктура чугуна поршневых колец приведена на рис. 2.

Таблица 7. Химический состав и механические свойства серийного чугуна ВЧ 50-1,5 и высокопрочных чугунов, полученных с применением лигатуры

Название элемента	Содержание элементов, мас. %	
	ВЧ 50-2	Высокопрочные чугуны с применением лигатуры
Углерод	3,36	3,41-3,53
Кремний	2,39	2,47-2,63
Марганец	0,70	0,69-0,72
Хром	0,20	0,22-0,27
Никель	–	0,15-0,21
Молибден	–	0,14-0,21
Медь	0,37	0,49-0,62
Ванадий	–	0,04-0,07
Фосфор	0,08	0,09-0,11
Сера	0,017	0,015-0,012
Редкоземельные металлы	–	0,005-0,03
Сурьма	–	0,18-0,22
Механические свойства	ВЧ 50-1,5	Высокопрочные чугуны с применением лигатуры
Прочность σ_b , МПа	101	102-112
Твёрдость НВ	510	550-570
Износ образцов за 20 часов, мкм	9,6	8,2-8,5



Рис. 2. Микроструктура высокопрочного чугуна ВЧ50-1,5 для поршневых колец дизелей ЧН 25/34, х 600

В качестве примера рассмотрим опыт эксплуатации двигателя ЧН 25/34.

Повышение степени газотурбинного наддува снижает надежность втулки (понижается износостойкость), наработка на отказ составила 8500 часов.

У цилиндрических втулок двигателя 6ЧН 25/34 встречаются повышенные износы через 2000 - 3000 часов работы. Интенсивность изнашивания достигает до 0,25 мм за 1000 часов. Выработка за 6000 часов достигает 1,5...2 мм при максимально допустимом износе 1,8 мм на диаметр. Наибольший износ втулок наблюдается в районе ВМТ в плоскости качания шатуна. Средняя скорость изнашивания в районе ВМТ равна 0,012 мм за 1000 часов.

Выводы

Проведенный анализ и экспериментальные работы по проблеме повышения ресурса деталей ЦПГ современных двигателей, говорят о неизбежности перехода от нелегированного серого чугуна для втулок цилиндров дизелей типа ЧН 25/34 к комплексно-легированному, связанному, в первую очередь, с форсировкой двигателя и переходом на тяжелое высокосернистое топливо. Работа нового форсированного дизеля 6ЧН 26/34 со втулками из нелегированного чугуна оказалась просто невозможной в связи с их низкой стойкостью.

Проведенные исследования позволили получить лигатуры для серых и высокопрочных чугунов, которые имеют улучшенные износостойкость и другие механические свойства, а также такие детали, как втулки цилиндров, с переменной износостойкостью. Разработаны химические составы лигатур и чугунов, а также технологии их получения. Применение вышеуказанных разработок позволили повысить ресурс двигателей 6ЧН 25/34 в среднем на 25%, а также повысить их экологическую безопасность.

Список литературы:

1. Промышленно-транспортная экология: уч. Для вузов / Под. Ред В.Н. Луканина – М.: Высшая школа, 2001. – 273 с.
2. Павлова Е.И. Экология транспорта: Учебник для вузов / Е.И. Павлова. – М.: Транспорт, 2000. – 248 с.
3. Кондратенко Ю. Импульсно-фазовая система управління стабілізацією температури термоакустичної моделі двигуна, що управляється енергією відпрацьованого тепла. / Кондратенко Ю., Коробко В., Коробко О., Герасин О. // Матеріали 8-ї Міжнародної конференції IEEE 2015 з питань інтелектуального збору даних та передових обчислювальних систем: технології та застосування, IDAACS 2015. – Том. 1. – С. 58-61.
4. Вудман Н. Технические сплавы / Вудман, Норман Эм и Роберт С. Гиббонс. – Нью-Йорк: Ван Ностранд Рейнхольд, 1973.
5. Уайтман К. Металлы и сплавы. Ресурсы сегодня / Уайтман, Кэтрин, Луиза Неветт и Саймон Бишоп.. Нью-Йорк:

Глостер Пресс, 1988. 6. Бодсворд К. Физическая химия производства железа и стали / Бодсворд Колин, Генри Бредли-Белл. – Лондон: Лонгмен, 1972. 7. Клименко Л.П., Медведев М.А., Прищепов О.Ф., Новосельцев М.И. Разработка и исследование влияния химсостава и технологии изготовления втулок цилиндров, поршневых колец, направляющих втулок клапанов и крышек цилиндров дизелей ЧН 26/34 // Отчет о НИР (заключительный), Николаевский кораблестроительный институт. – № 5.1. Пр. 665. – Николаев, 1984. 8. Гименез С. Роль химического износа при обработке материалов на основе железа сверхпрочными инструментальными материалами из PCD и PCBN / С. Гименез, О. Ван дер Бист, Дж. Влейгелз // Алмаз и связанные материалы. – 2007. – №16. – С. 435–445. 9. Мнацаканов, Р. Г. Моделирование интенсивности износа / Мікосянчик, О. О.; Мнацаканов, Р. Г.; Хімко, М. С. // Проблеми тертя та поверхонь. – 2015. – Том. 1, № 66. – С. 140-145. 10. Медведев М.А., Клименко Л.П., Барвинок В.А., Комаров В.А. Исследование влияния легирующих элементов в чугуне при работе пары поршневого кольца-втулка цилиндра // Отчет о НИР (заключительный), Николаевский кораблестроительный институт. – № 12.1. Пр. 575; № гос. рег. 78030793. – Николаев: НКИ, 1980. – 131 с. 11. Патент України на корисну модель № 25099. Лігатура для сірого чавуну / Клименко Л.П., Прищепов О.Ф. – Заявл. 23.03.2007; Опубл. 25.07.2007. – Бюл. № 11. 12. Патент України на корисну модель № 25100. Лігатура для високоміцного чавуну / Клименко Л.П., Прищепов О.Ф. – Заявл. 23.03.2007; Опубл. 25.07.2007. – Бюл. № 11. 13. Фізико-технологічні основи виробництва металів [Текст]: навч. посібник. / Нац. трансп. ун-т; [уклад.]: М. Ф. Дмитриченко [та ін.]. – К.: НТУ, 2010. – 168 с.

Bibliography (transliterated):

1. Lukanina, V.N. (2001), Industrial and transport ecology: sci. For high schools [Promyishlenno-transportnaya ekologiya: uch. Dlya vuzov], Higher school, Moscow, pp. 273. 2. Pavlova, E.I. (2000), Transport Ecology: Textbook for high schools., M. [Pavlova E.I. Ekologiya transporta: Uchebnik dlya vuzov] Transport, pp. 248. 3. Kondratenko Y., Korobko V., Korobko O., Gerasin O. (2015) Pulse-

phase control system for temperature stabilization of thermoacoustic engine model driven by the waste heat energy. [Impulsno-fazova systema upravlinnya stabilizatsiyeyu temperatury termoakustichnoyi modeli dyvuhuna, shcho upravlyayetsya enerhiyeyu vidpratovanoho tepla] Proceedings of the 2015 IEEE 8th International Conference on Intelligent Data Acquisition and Advanced Computing Systems: Technology and Applications, IDAACS 2015, Vol. 1, pp. 58-61. DOI: 10.1109/IDAACS.2015.7340701. 4. Woldman, Norman Emme, and Robert C. Gibbons. (1973). Engineering Alloys. New York: Van Nostrand Reinhold. 5. Whyman, Kathryn, Louise Nevett, and Simon Bishop. 1988. Metals and Alloys. Resources Today. New York: Gloucester Press. 6. Bodsworth, Colin, and Henry Bradley Bell, (1972) Physical Chemistry of Iron and Steel Manufacture. London: Longman. 7. Klimenko, L.P., Medvedev, M.A., Pryschevov, O.F., Novoseltsev, M.I. (1984) Development and research of the influence of chemical composition and technology of the manufacture of bushings of cylinders, piston rings, guide sleeves of valves and caps of cylinders of diesel engines ChN 26/34 [Razrabotka i issledovanie vliyaniya himsostava i tehnologii izgotovleniya vtulok tsilindrov, porshnevyyh kolets, napravlyayuschih vtulok klapanov i kryishek tsilindrov dizeley ChN 26/34: Otchet o NIR (zaklyuchitelnyy), Nikolaevskiy korablestroitelnyy institut] Report on NIR (concluding), Nikolaev shipbuilding institute, No. 5.1. Pr 665. – Nikolaev. 8. S. Gimenez, O. Van der Biest, J. Vleugels, (2007) The role of chemical wear in machining iron based materials by PCD and PCBN superhard tool materials, Diamond and Related Materials, 16, 435–445. 9. Mnatsakanov, R.G., Mikosiyanchik, O., O., Khimko, M.S., (2015) Modeling of wear intensity. [Modelyuvannya intensyvnosti znoshuvannya] Problems of Friction & Wear., Vol. 1 Issue 66, p.140-145. 10. Medvedev, M.A., Klymenko, L.P., Barvinok, V.A., Komarov, V.A. (1980) Investigation of the influence of alloying elements in cast iron during operation of a pair of piston ring-sleeve of a cylinder [Issledovanie vliyaniya legiruyuschih elementov v chugune pri rabote pary porshnevoe koltso-vtulka tsilindra] Report on NIR (final), Nikolaev Shipbuilding Institute: No. 12.1. Pr 575; State gos. Reg. 78030793., Nikolaev: NUS, pp. 131. 11. Klymenko L.P., Pryschevov O.F., MSUU of Petro Mohyla 2007. Ligature for gray cast iron [Ligatura dlya sirogo chavunu] Ukraine Patent of Utility Model No. 25099. 12. Klymenko L.P., Pryschevov O.F., MSUU of Petro Mohyla 2007. Ligature for high-strength pig iron. [Ligatura dlya visokomitsnogo chavunu] Ukraine Patent of Utility Model No. 25100. 13. M. F. Dmitrichenko., (2010) Physical and technological bases of metal production: teaching. manual. [Fiziko-tehnologichni osnovy vyrobnytstva metaliv] National trans un-t, K.: NTU, 168 p.

Поступила в редакцию 24.06.2019 г.

Клименко Леонид Павлович - доктор техн. наук, профессор, ректор, Черноморский национальный университет имени Петра Могилы, e-mail: rector@chmnu.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-3458-9453>.

Прищепов Олег Федорович - кандидат техн. наук, доцент, кафедра автоматизации и компьютерно-интегрированных технологий, Черноморский национальный университет имени Петра Могилы, г. Николаев, Украина, e-mail: priof@ukr.net.

Андреев Вячеслав Иванович - кандидат техн. наук, доцент, кафедра экологии и природоиспользования, Черноморский национальный университет имени Петра Могилы, г. Николаев, Украина, e-mail: avi@chmnu.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0003-1143-8043>.

Шесюк Олег Владимирович кандидат техн. наук, доцент, кафедра автоматизации и компьютерно-интегрированных технологий, Черноморский национальный университет имени Петра Могилы, г. Николаев, Украина, e-mail: taifun.kv@gmail.com.

Случак Александр Игоревич – аспирант, Черноморский национальный университет имени Петра Могилы, г. Николаев, Украина, e-mail: slu4ok@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-5051-0648>.

ПІДВИЩЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЧАВУНИХ ДЕТАЛЕЙ ДВЗ МЕТОДОМ КОМПЛЕКСНОГО ЛЕГУВАННЯ

Л. П. Клименко, О. Ф. Прищепов, В. І. Андреев, О. В. Шесюк, О. І. Случак

В статті наведено результати довготривалих досліджень з отримання лігатур для сірого та високоміцного чавуну, що застосовуються для відливки ключових деталей двигунів внутрішнього згорання. Основною метою дослідження є продовження терміну експлуатації деталей ДВЗ шляхом підвищення зносостійкості основних деталей (гільз циліндрів та

поршневих кілець). Ціль дослідження полягає в розробці лігатури та технології для сірих та високоміцних чавунів. Методи дослідження включали як математичне моделювання шляхом регресійного аналізу матриць Грама, сформованих на основі визначених коефіцієнтів кореляції між зносостійкістю чавуну та його хімічним складом, що було перевірено через критерій Фішера, так і практичні дослідження з відливки чавунів різних марок та стендових випробувань двигунів з деталями на їх основі. Рівняння регресії, що характеризує оптимальний хімічний склад чавуну представлено як $I = 8,4 + 0,9C - 0,6Si - 3,2Mn - 84,4P - 4,5Ti - 33,8S + 9,3Cr + 0,4Ni - 5,9Cu - 1,1V + 24,3Mo$. Основою для розробок став аналіз достатньої кількості літературних джерел, пов'язаних з легуючими властивостями різних елементів при застосуванні їх в сірих та високоміцних чавунах. Основні результати літературного пошуку представлено в відповідному розділі, де охоплено легування нікелем, хромом, молібденом, ванадієм, міддю, кремнієм, титаном та іншими елементами. Було розроблено та захищено патентами України №25099 та №25100 високоефективні лігатури для чавунів деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ). Стендові випробування зносостійкості отриманих чавунів продемонстрували, що формування сорбітоподібного перліту за рахунок легування чавуну в ковші є оптимальним підходом, що в комплексі з іншими заходами може значно підвищити якість отриманих деталей. Таким чином дослідження показали, що для високонавантажених деталей циліндро-поршневої групи є неминучим перехід на леговані чавуни. Для чавунів для втулок циліндрів дизелів типу ЧН 25/34 це пов'язано з їх переходом на високоефективні палива, а робота нових форсованих двигунів 6ЧН 26/34 без легованих чавунів виявилась неможливою.

Ключові слова: двигуни внутрішнього згорання, екологічна безпека, ресурс, поршні, кільця, циліндри, технічний стан, лігатура, чавун.

IMPROVING THE MECHANICAL PROPERTIES OF THE IRON PARTS OF ICE BY THE METHOD OF COMPLEX DOPING

L. Klymenko, O. Pryshchepov, O. Shchesiuk, V. Andreev, A. Sluchak

The article presents the results of long-term studies on the preparation of ligatures for gray and high-strength cast iron, which are used for the casting of key parts of internal combustion engines (ICEs). The main purpose of the study is to extend the life of the components of the ICE by increasing the wear resistance of the main parts (cylinder liners and piston rings). The objectives of the study are to develop a ligature and technology for gray and high-strength pig-iron. The research methods included mathematical modeling by means of regression analysis of Gram matrices formed on the basis of the determined correlation coefficients between the wear resistance of cast iron and its chemical composition, which was checked by Fischer's criterion, as well as practical studies on the casting of pig iron of various brands and bench tests of engines with parts on their basis. The regression equation describing the optimal chemical composition of cast iron is given as $I = 8.4 + 0.9C - 0.6Si - 3.2Mn - 84.4P - 4.5Ti - 33.8S + 9.3Cr + 0.4Ni - 5,9Cu - 1.1V + 24.3Mo$. The basis for the development was the analysis of a sufficient number of literary sources related to the dopant properties of different elements when applied in gray and high-strength pig-iron. The main results of the literary search are presented in the corresponding section, where doping with nickel, chromium, molybdenum, vanadium, copper, silicon, titanium and other elements is covered. It was developed and protected by patents of Ukraine No. 25099 and number 25100 highly effective ligatures for pig-iron parts of cylinder-piston group (CPG). The bench tests of hardness resistance of the received pig-iron showed that the formation of sorbitol perlite due to alloying of pig iron in the ladle is an optimal approach that in combination with other measures can significantly improve the quality of the obtained parts. Thus, studies have shown that for super-loaded parts of the cylinder-piston group, the inevitable transition to doped pig-iron is inevitable. For pig-iron for bushings of cylinders of diesel engines of type ЧН 25/34 it is connected with their transition to high-grade fuel, and the work of new forced engines 6CHN 26/34 without doped pig-iron was not possible.

Key words: internal combustion engines; environmental safety; resource; pistons; rings; cylinders; technical condition; ligature; cast iron

А.П. Кожушко, С.С. Кравченко, А.Г. Мамонтов, О.О. Болжаларський

ШЛЯХИ ЗМЕНШЕННЯ ВПЛИВУ ПОЗДОВЖНИХ КОЛИВАНЬ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З АГРЕГАТАМИ ПЕРЕМІННОЇ МАСИ

Матеріали даної статті містять практичні рекомендації щодо експлуатації колісних тракторів з агрегатами перемінної маси (причипних та/або напівпричипних цистерн) без конструктивної модернізації самого агрегату. Оскільки при виконанні транспортної роботи на колісний трактор діють поздовжні коливання, що виникають при коливанні рідини в цистерні, то постає необхідність боротьби з ними. В роботі розглянуті найбільш популярні тягово-зчіпні пристрої, які використовуються при зчіпці сільськогосподарських агрегатів. Відокремлено, що більш пріоритетним є гідрофікований гак, який конструктивно складається з демпферного механізму. Також відмічено, що серед найбільш бажаних трансмісій, якими можуть оснащуватися сучасні колісні трактори, є безступінчасті двопотокові гідрооб'ємно-механічні. Основною їх перевагою, на відміну від трансмісій аналогів, є присутність гідравлічної ланки, за допомогою якої відбувається зменшення механічних коливань агрегата перемінної маси, що надходять через трансмісійну установку. Оскільки до цього часу для тракторобудування основним рушійним енергетичним агрегатом залишається дизельний двигун внутрішнього згоряння, в роботі представлено електронну систему мікроконтролерного регулювання частоти обертання колінчастого вала за допомогою керування подачею палива. Основною відмінністю електронної системи мікроконтролерного регулювання частоти обертання колінчастого вала є алгоритм, який базується на тому, що для досягнення рівноважного (сталого) режиму роботи задається необхідне положення паливної рейки, яке позитивно залежить від положення органу керування паливоподачею та негативно – від поточної частоти обертання колінчастого вала, та без внесення значних конструктивних змін у паливну апаратуру дозволяє покращити експлуатаційні характеристики дизеля.

Ключові слова: трактор; агрегат перемінної маси; тягово-зчіпний пристрій; трансмісія; дизельний двигун.

Вступ

Сьогодні велику роль в економіці держави відіграє транспорт, без його участі практично не можливо здійснювати жоден вид роботи. Транспортні засоби займають першочергове місце в життєдіяльності підприємств, особливо аграрних, оскільки у загальному комплексі сільськогосподарських робіт транспортні операції відносяться до числа найбільш трудомістких і енергоємних процесів. На них припадає близько 30% всіх витрат праці при вирощуванні сільськогосподарських культур, в собівартості продукції транспортні витрати можуть складати до 40%.

В аграрному секторі при складанні або транспортуванні врожаю використовуються як автомобілі, так і трактори. Вони задіяються майже в кожній транспортній роботі, що, в свою чергу, вимагає дотримання від силового агрегата швидкісних та тягових характеристик.

Великий інтерес викликає проблематика руху транспортного засобу з перемінною масою. Забезпечення функціональної стабільності руху є актуальною проблемою, а її вирішення дозволить збільшити техніко-економічні показники, підвищити технічний рівень, ергономічні властивості транспортних засобів тощо.

Аналіз літератури

Існує цілий ряд робіт, присвячений дослідженню транспортної роботи машинно-тракторного агрегата з перемінною масою [1, 2]. Ці роботи покликані вирішити питання стабілізації руху колісного трактора за рахунок надання рекомендації управління такими показниками, як техні-

ко-економічними (швидкість руху), енергетичними, стійкості руху (дослідження в сфері керованості транспортного засобу). Проте дані роботи в повній мірі не охоплюють питання транспортування перемінної маси рідких вантажів цистернами.

Перемінна маса транспортного засобу виникає при транспортуванні рідких вантажів тракторними цистернами, в яких, на відміну від автомобільних [3], відсутні внутрішні перегородки. Зумовлено це, перш за все, низькими швидкостями руху. Але, як засвідчує тенденція розвитку тракторобудування, сучасні виробники тракторної техніки працюють над підвищенням енергонасиченості колісних тракторів [4] та збільшенням мас вантажів, що перевозяться [5]. Так, в роботі [5] наведено світовий різновид причіпних та напівпричипних цистерн, які експлуатуються в сільському господарстві. Зауважимо, що внутрішні перегородки виробниками не встановлюються, або встановлюються з позначки вантажопідйомності тракторних цистерн з 30 т і більше. Тому, зважаючи на це, доречно проводити дослідження щодо забезпечення стійкості транспортного засобу при виконанні транспортної роботи з агрегатами перемінної маси.

Шляхами вирішення цієї проблеми є теоретичне або експериментальне дослідження. В роботах [6] автори теоретичним шляхом провели моделювання руху рідини в ємності та навели математичну модель руху трактора з цистернами.

Дані математичні моделі базуються на моделюванні континуальної моделі низькочастотних коливань оболонки, шляхом досліджень характеристик поверхневих хвиль Релея (тобто за рахунок частинних

похідних), досягаючи при цьому перерозподілу мас в цистерні. Потім континуальну модель перетворили на дискретну, яка з достатньою точністю відтво-

рила рух трактора з агрегатом перемінної маси в динамічній моделі.

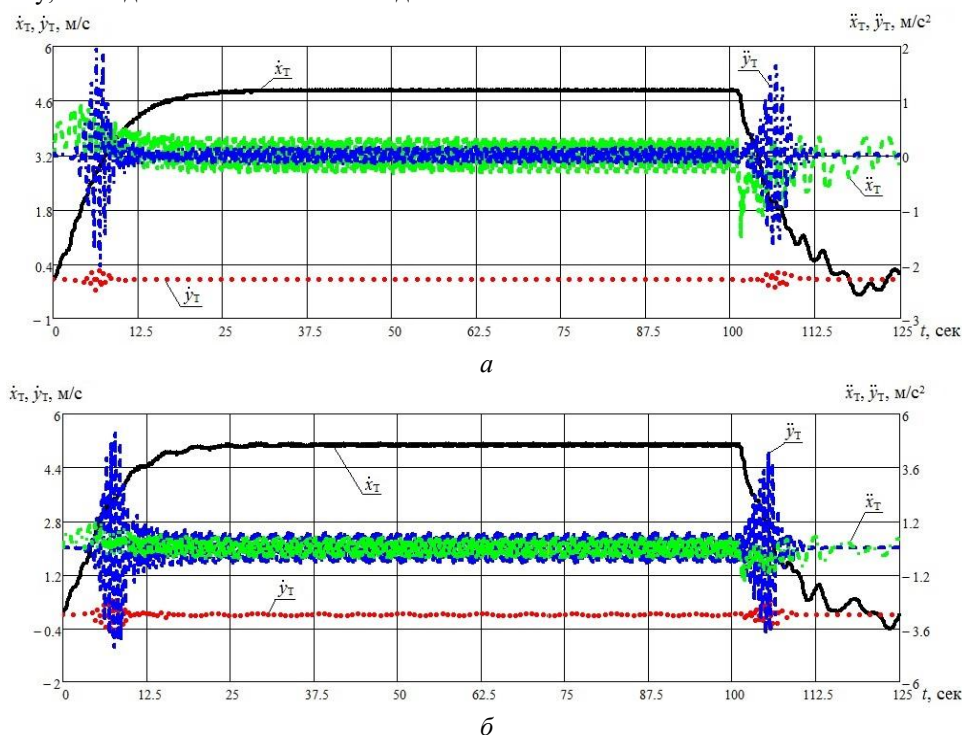


Рис. 1. Графіки швидкості та прискорення остова трактора:
а – з причипною цистерною; б – з напівпричипною цистерною

Завдяки цьому моделюванню вперше встановлено взаємозв'язок між рухом транспортного засобу з перемінною масою та перерозподілом рідини в цистерні (з урахуванням конструктивних особливостей агрегатів).

Як видно з рис. 1, вплив перерозподілу мас рідини на деяких режимах роботи в поздовжньому та вертикальному напрямках рухів – суттєвий. Відмітимо, що коливальний процес руху представляє собою полігармонічні складові, урівноваження яких повинно відбутися за рахунок впровадження нових конструкцій або запропонування нових принципів автоматизації процесу руху, які б направилися на зменшення (демпфірування) поздовжніх коливань агрегату перемінної маси.

Метою роботи є аналіз напрямів досліджень забезпечення стійкості руху колісного трактора при виконанні транспортної роботи з причипною та напівпричипною цистернами шляхом наведення рекомендацій щодо зменшення (демпфування) поздовжніх коливань колісного трактора з агрегатом перемінної маси.

Тягово-зчіпні пристрої. При виконанні транспортних, технологічних (тягових), транспортно-технологічних операцій з причипними або напівпричипними агрегатами трактор оснащується тяго-

во-зчіпними пристроями [7]. На більшості світових колісних тракторів, зазвичай, використовуються три типи тягово-зчіпних пристроїв (рис.2).

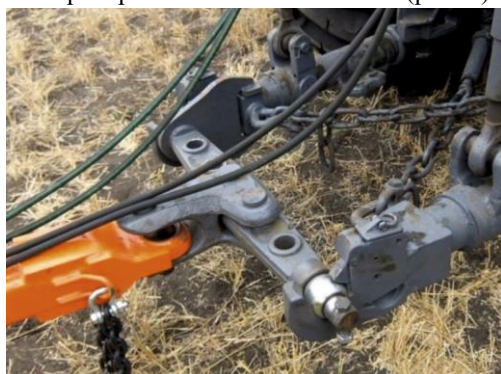
Зазвичай тягову вилку використовують при ввімкненому задньому валу відбору потужності. Її монтують на навісний пристрій трактора, що дозволяє транспортувати тільки причіпні агрегати. За рахунок роботи рухомих частин навісного обладнання поздовжні коливання при транспортуванні причіпних агрегатів можуть бути зменшені.

Гідрофікований крюк призначено для зчіпки як напівпричіпних агрегатів, так і причіпних, а завдяки вбудованому демпферному механізму, має властивість зменшувати поздовжні коливання, які мають місце на етапах розгону і гальмування транспортного засобу, а також перевезенню агрегатів перемінної маси.

Маятникова скоба, також, як і гідрофікований крюк, може транспортувати причіпні і напівпричіпні (з обмеженням по вантажопідйомності) агрегати, але має свої переваги при виконанні повороту.

Як видно з опису тягово-зчіпних пристроїв лише гідрофікований крюк може зменшити поздовжні коливання причіпних і напівпричіпних агрегатів. Крім того ведуться роботи [8] щодо перспекти-

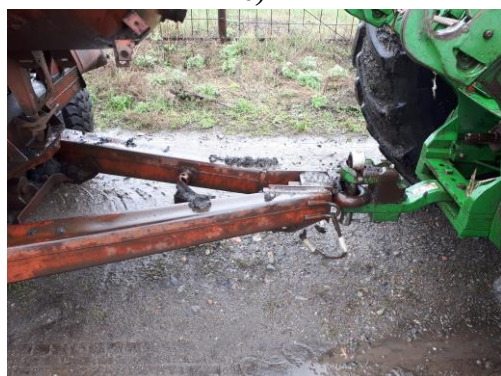
вної конструкції для причіпних агрегатів – тягово-зчіпний пристрій з плаваючою скобою (рис. 3).



а)



б)



в)

Рис. 2. Тягово-зчіпні пристрої колісних тракторів:
а – причіпна скоба; б – гідрофікований кріюк;
в – маятникова скоба

Як вказує автор роботи [8], наведена на рис. 3 конструкція сприяє підвищенню розгінних та гальмівних властивостей за рахунок автоматизації процесу регулювання тягово-зчіпних властивостей машинно-тракторного агрегата. Дана конструкція є новою і в повній мірі не відомо, як вона буде працювати, з точки зору надійності.

З роботи [9] відомо, що тягово-зчіпні пристрої також можуть бути модернізовані шляхом встановлення додаткових обладнань і виконувати довантажувальні роботи. Така зчіпка буде називатися

тягово-довантажувальною і великої зміни на гасіння поздовжніх коливань не викликатиме.

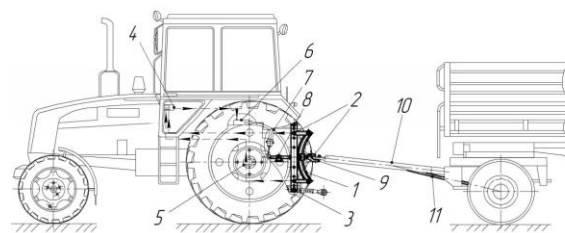


Рис. 3. Пристрій плаваючого типу [9]:

1 – напрямна; 2 – силові датчики тягового навантаження; 3 – вертикальний брус навішування трактора; 4 – електронний блок управління; 5 – датчик буксування; 6 – електрогіддорозподільвачі; 7 – гідроциліндр двосторонньої дії; 8 – для важеля висувної механізми; 9 – тяговий кріюк; 10 – дишло; 11 – обмежувач вертикального переміщення

Тому проведений аналітичний опис свідчить, що виконання транспортування з агрегатами перемінної маси доцільно проводити з тягово-зчіпним пристроєм, а саме з гідрофікованим кріюком.

Трансмісія. Сьогодні колісні трактори оснащуються наступними видами трансмісій [10] (рис. 4): механічною (PowerShift), варіаторною, гідрооб'ємно-механічною, тощо. Відмітимо, що гідротрансформаторна трансмісія, зазвичай, встановлюється на тракторах з гусеничним рушієм, а електромеханічна ще знаходиться на стадії доводки, тому вони розглядатися в статті не будуть.

Найбільш популярним типом трансмісії, яким оснащуються колісні трактори, є механічна. Це обумовлено рядом переваг, особливо експлуатаційними показниками. Але механічна трансмісія забезпечує жорсткий зв'язок між двигуном та рушієм колісної машини, що з урахуванням транспортування агрегатів з перемінною масою (цистерн) є негативним чинником. В цьому плані більш пріоритетною є гідрооб'ємно-механічна трансмісія (ГОМТ). Це обумовлено наявністю гідрооб'ємної передачі (ГОП), яка за рахунок демпфірування рідини в гідравлічній ланці здатна зменшувати вплив поздовжніх коливань транспортного засобу, тим самим забезпечувати сталу роботу двигуна.

Система керування гідрооб'ємно-механічною трансмісією базується на адаптивній (або екстремальній) системі (рис. 5), яка пошуковим впливом здійснює рух в бік екстремумів. Тобто основною метою керування є знаходження траєкторії зміни параметру регулювання гідромашин ГОП, при якій зменшується ефективна потужність двигуна ($N_E(e) \rightarrow \min$) та збільшується кріюкова потужність трактора ($N_K(e) \rightarrow \max$).

Оскільки система керування є пошуковою, то в ній не повинно бути завдання (уставка), тому при прирошенні параметру регулювання гідромашин ГОП (e) необхідно контролювати тяговий баланс колісного трактора [10]:

$$N_E(e) - \Delta N_{ГОП}(e) - \Delta N_{МЕМ}(e) = G \cdot f \cdot V(e) + N_K(e), \quad (1)$$

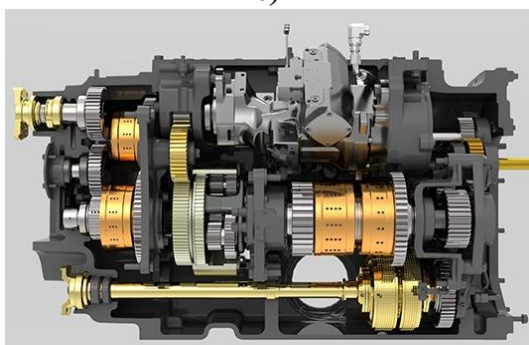
де $\Delta N_{ГОП}(e)$ та $\Delta N_{МЕМ}(e)$ – втрати потужності в гідравлічній та механічній гілках ГОМТ, відповідно, як функції значення параметра регулювання гідромашин ГОП (e), що визначає швидкісні режими машинно-тракторного агрегата; G – вага трактора; f – коефіцієнт опору кочення; $V(e)$ – дійсна швидкість руху транспортного засобу, яка залежить від параметру регулювання гідромашин ГОП.



а)



б)



в)

Рис. 4. Типи найбільш вживаних трансмісій колісних тракторів:

а – механічна (Claas Axion 800);

б – варіаторна (New Holland); в – гідрооб'ємно-механічна (Case IH Magnum)

Існує декілька різновидів гідрооб'ємно-механічної трансмісії [10 – 12]: диференціал на

вході, диференціал на виході, змішані (тобто має багато піддіапазонів роботи, які можуть складатися зі схем диференціал на вході або на виході). На основі конструктивного розміщення диференціалу можна стверджувати, що розподіл крутного моменту по гілках (механічній та гідравлічній) залежить від передаточного числа планетарного механізму. Тому залежно від конструктивних параметрів гасіння поздовжніх коливань через гідравлічну ланку може складати до 91% [13].



Рис. 5. Адаптивна система керування:

БК – блок керування; ОК – об'єкт керування

Таким чином, наведено можливий спосіб зменшення поздовжніх коливань колісного трактора, які виникають при транспортуванні агрегатів перемінної маси за рахунок впровадження гідрооб'ємно-механічної трансмісії.

Двигун. Основним рушійним силовим агрегатом колісного трактора досі залишається двигун внутрішнього згоряння, тому наведення рекомендацій щодо його безперебійної роботи (при впливі коливань в поздовжній площині агрегатів перемінної маси) є пріоритетним.

Сьогодні тенденції розвитку двигунобудування свідчать про масове використання електронних компонентів для керування його агрегатів і систем. Зокрема, електронне керування подачею палива дозволяє більш точно регулювати параметри процесу впорскування.

Існують відомі конструкції електронних систем керування подачею палива, зокрема, є регулятор частоти обертання колінчастого вала двигуна [14]. Керування паливо-подачею згідно [14], відбувається електронним блоком керування, що виробляє електричний сигнал для виконавчого механізму, який безпосередньо управляє рейкою паливного насоса високого тиску (ПНВТ). Недоліком такої системи [14] є те, що алгоритм управління засновано на принципі інтерполяції закладених в пам'ять контролера необхідних статичних характеристик регулятора (тобто в табличному вигляді). Це вносить додаткове навантаження на центральний процесор контролера і призводить до збільшення влас-

ного часу (інерційності) електронного регулятора.

Найбільш перспективною, на наш погляд, є електронна система керування подачею палива, що наведена в роботах [15 – 16], яка з точки зору швидкості та точності має кращі показники, ніж аналогії. Головним новаторством цієї системи є програмний алгоритм роботи, який базується на аналогії з роботою механічного пружинно-важільного регулятора прямої дії та не потребує конструктивних змін у паливній апаратурі.

Управління положенням органу керування паливподачи (рейкою паливного насоса) та поточною частотою обертання здійснюється шляхом застосування запропонованої формули (2) та таким вибором її коефіцієнтів, який забезпечує будь-які універсальні характеристики дизеля.

Переміщення органу керування паливподачи (величина регулюючого впливу) H_p позитивно залежить від положення органу керування паливподачею X , та негативно – від поточної частоти обертання (кутової швидкості колінчастого валу) n , що можна описати формулою [30]

$$H_p = A_1 + A \cdot X - B \cdot n, \quad (2)$$

де A_1 , A та B – сталі (або змінні) коефіцієнти, величина яких визначається, виходячи із заданого ступеня нерівномірності, коефіцієнта пристосовності і максимально допустимої частоти обертання.

Таким чином, без внесення будь-яких конструктивних змін у паливну апаратуру можливо узгодити характеристики двигуна для отримання потрібних експлуатаційних характеристик транспортного засобу.

Функціональна схема такої електронної системи автоматичного керування наведена на рис. 6.

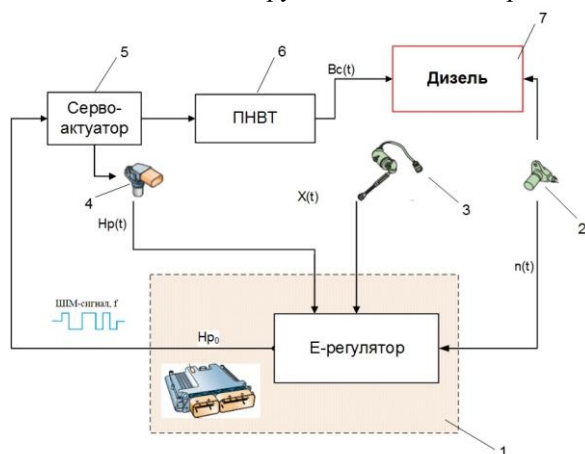


Рис. 6. Функціональна схема електронного регулятора частоти обертання колінчастого валу:

1 – електронний блок керування; 2 – датчик частоти обертання колінчастого валу дизеля або кулачкового валу ПНВТ; 3 – датчик положення педалі акселератора; 4 – датчик положення рейки ПНВТ; 5 – виконавчий механізм; 6 – рейка ПНВТ

Електронний блок керування вносить згаданий вище алгоритм. При ввімкненні запалювання, відсутності сигналу з датчика частоти обертання, ВМ встановлює рейку паливного насоса в положення пускової подачі. При запуску двигуна, про що свідчить наявність сигналу з датчика частоти обертання, ЕБК коректує положення рейки ПНВТ за сигналами датчиків частоти обертання колінчастого валу, положення педалі акселератора та зворотного зв'язку за положенням рейки паливного насоса.

При відсутності сигналу з датчика частоти обертання або наявності сигналу з аварійної кнопки подача палива припиняється [15].

Сукупність таких інноваційних технічних рішень дозволить створити ефективну, з точки зору швидкості за рахунок зменшення часу плинного переходного процесу, систему електронного керування подачею палива дизеля та дозволить стабілізувати рух колісного трактора з агрегатами перемінної маси (цистернами) шляхом гасіння поздовжніх коливань нормованою подачею палива.

Висновки

Наведені практичні рекомендації щодо боротьби з поздовжніми коливаннями транспортного засобу при перевезенні агрегатів перемінної маси (причіпних та/або напівпричіпних цистерн) без конструктивної модернізації агрегата, шляхом застосування тягово-зчіпного пристрою, рекомендацій вибору трансмісії та системи керування подачею палива дизельного двигуна.

Виконання транспортної роботи з агрегатами перемінної маси доцільно проводити в зчипці з гідрофікованим крюком. Це актуально, адже за рахунок демпферного механізму, який вбудовано в конструкцію гідрофікованого крюка, можливо гасити поздовжні коливання не тільки при розгоні та гальмуванні, а й при сталому русі трактора з цистерною.

Використання гідрооб'ємно-механічної трансмісії також обумовлено здатністю зменшувати сприйняття трактором поздовжніх коливань агрегата перемінної маси шляхом демпферних властивостей гідравлічної ланки.

Оскільки двигун і досі залишається головним джерелом енергії транспортного засобу, то, на думку авторів, представлений в даній статті алгоритм забезпечить стійкий рух в поздовжній площині при виконанні транспортної роботи з агрегатами перемінної маси.

Список літератури:

1. Шуляк М.Л. Оцінка функціонування сільськогосподарського агрегату за динамічними критеріями / М.Л. Шу-

ляк, А.Т. Лебедев, М.П. Артьомов, С.І. Калінін // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортно-го комплексів*. – 2016. – №. 4. – С. 218-226. 2. Juostas A. Investigation of tractor engine power and economical working conditions utilization during transport operation / A. Juostas, A. Janulevičius // *Transport*. – 2008. – № 23 (1). – Р. 37-43. 3. Высоцкий М.С. Обеспечение безопасности движения автоцистерн на основе оптимизации конструкции кузова / М.С. Высоцкий, Ю.М. Плещачевский, А.О. Шимановский, М.Г. Кузнецова // *Механика машин, механизмов и материалов*. – 2012. – № 3-4. – С. 142-148. 4. Ребров А.Ю. Определение рациональной энергонасыщенности пахотного МТА на базе колесного сельскохозяйственного трактора / А.Ю. Ребров, В.Б. Самородов, В.В. Кучков // *Механіка та машинобудування*. – 2011. – № 1. – С. 136-140. 5. Кожушко А.П. Аналіз конструктивних особливостей причіпних та напівпричіпних цистерн у складі машинно-тракторного агрегату / А.П. Кожушко // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – 2019. – № 5 (1330). – С. 34-40. 6. Кожушко А.П. Моделирование пов'язаних коливань колісного трактора та цистерни з рідиною на прямому шляху зі складним рельєфом / А.П. Кожушко, О.Л. Григор'єв // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – 2018. – № 27 (1303). – С. 34-61. 7. Горшков Ю.Г. Повышение тягово-сцепных свойств колесных машин / Ю.Г. Горшков, А.В. Богданов, Ю.И. Аверьянов и др. // *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. – 2004. – № 12. – С. 20-22. 8. Ворохобин А.В. Результаты исследований усовершенствованной конструкции тягово-сцепного устройства трактора / А.В. Ворохобин // *Вестник Воронежского государственного аграрного университета*. – 2016. – № 4(51). – С. 129-139. 9. Щитов С.В. Повышение тягово-сцепных свойств мобильных энергетических средств в транспортно-технологическом обеспечении АПК Дальневосточного федерального округа : монография. / С.В. Щитов, З.Ф. Кривуца, Н.Н. Сенникова, Н.Ф. Двойнова / Южно-Сахалинск : СахГУ, – 2017. – 176 с. 10. Кожушко А. П. Підвищення техніко-економічних показників колісних тракторів з безступінчастими трансмісіями раціональною зміною параметрів регулювання гідромашин в процесі розгону: автореф. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / А.П. Кожушко. – Харків, 2016. – 24 с. 11. Пелипенко Є.С. Закономірності розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічної трансмісії при реалізації різних способів гальмування / Є.С. Пелипенко // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2017. – № 14 (1236). – С. 51-57. 12. Mittsel N. Design of the laboratory bench for a hydrovolumetric-mechanical transmission of the tracked tractor / N. Mittsel // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2018. – № 2/7 (92). – С. 34-43. 13. Филичкин Н. В. Анализ планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин: учебное пособие. Компьютерная версия, исправленная и дополненная. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2008. – 178 с. 14. Патент України на корисну модель UA94865, МПК F02D 1/08, F02D 1/18, опубл. 10.12.2014. Електронний регулятор дизеля. 15. Прохоренко А.О. Розробка універсального електронного регулятора частоти обертання колінчастого валу дизеля / А.О. Прохоренко С.С. Кравченко, І.М. Карягін, Є.Г. Вовк, П.І. Думенко // *Двигуни внутрішнього згорання* – 2017. – № 2. – С. 35-39. 16. Dumenko P. Formation and Study of Static and Dynamic Characteristics of Electronically Controlled Diesel Engine /

Dumenko P., Kravchenko S., Prokhorenko A., Talanin D. // *Latvian Journal of Physics and Technical Sciences*. – 2019. – № 2. – p. 12-23.

Bibliography (transliterated):

1. Shuliak M., Lebedev A., Artyomov M., Kalinin Ye. (2016), Estimation of functioning of agricultural aggregate according to dynamic criteria [Ocinka funkcionuvannja sil's'kogospodars'kogo agregatu za dinamichnimi kriterijami], *Technical service of agro-industrial, forestry and transport complexes*, No. 4, pp. 218-226. 2. Juostas A., Janulevičius A. (2008), Investigation of tractor engine power and economical working conditions utilization during transport operation, *Transport*, No 23(1), pp. 37-43. doi: 10.3846/1648-4142.2008.23.37-43. 3. Vysotsky M., Pleskachevsky Yu, Shimanovsky A., Kuznetsova M., (2012), Ensuring the safety of the movement of tank trucks based on the optimization of the body structure, [Obespechenie bezopasnosti dvizhenija avtocistern na osnove optimizacii konstrukcii kuzova], *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, No 3-4., pp. 142-148. 4. Rebrov A., Samorodov V., Kuchkov V. (2011), Determination of rational energy saturation of arable MTA on the basis of a wheeled agricultural tractor, [Opredelenie racional'noj jenergonasyshennosti pahotnogo MTA na baze kolesnogo sel'skhozajstvennogo traktora], *Mekhanika and machine-blowing equipment*, No. 1., pp. 136-140. 5. Kozhushko A. (2019), Analysis of design features of trailer and semitrailer tanks in the machine-tractor aggregate, [Analiz konstruktivnih osoblivostej prichipnih ta napivprichipnih cistern u skladi mashinno-traktornogo agregatu], *Bulletin of the National Technical University "KhPI"*, No. 5 (1330), pp. 34-40. doi:10.20998/2413-4295.2019.05.05. 6. Kozhushko A., Grigoriev O., (2018), Simulation of coupled oscillations of a wheeled tractor and liquid tanks on a direct path with complex relief // *Bulletin of the National Technical University "KhPI"*, No. 27 (1303), pp. 34-61. 7. Gorshkov Yu., Bogdanov A., Averyanov Yu. (2004), Increasing the traction properties of wheeled machines, [Povyshenie tjaogovo-scepnih svojstv kolesnyh mashin], *Mechanization and Electrification of Agriculture*, 2004, No 12, pp. 20-22. 8. Vorokhobin A.V. (2016), Results of studies of the improved design of the trailer coupling device, [Rezultaty issledovanij usovershenstvovannoj konstrukcii tjaogovo-scepnogo ustrojstva traktora], *Bulletin of the Voronezh State Agrarian University*, № 4 (51), pp. 129-139. doi: 10.17238 / issn2071-2243.2016.4.129. 9. Shchitov S.V., Krivutsa Z.F., Sennikova N.N., Dvoinova N.F. (2017), Increasing the traction properties of mobile energy in the transport and technological support of the agroindustrial complex of the Far Eastern Federal District: a monograph, [Povyshenie tjaogovo-scepnih svojstv mobil'nyh jenergeticheskikh sredstv v transportno-tehnologicheskomo obespechenii APK Dal'nevostochnogo federal'nogo okruga : monografija], *Yuzhno-Sakhalinsk: Sakhsu*, 176 p. 10. Kozhushko A.P. (2016), Improvement of techno-economic indices of wheeled tractors with stepless transmissions rational change of parameters of regulation of guide-motors in the process of dispersal: Ph. D. [Pidvishchennja tehniko-ekonomichnih pokaznikov kolisnih traktoriv z bezstupinchastimi transmisijami racional'noju zminoju parametriv reguljuvannja gidromashin v procesi rozgonu: avtoref. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk], *Kharkiv*, 24 p. 11. Pelipenko E. (2017), Patterns of the distribution of kinematic, power and energy parameters of a hydromechanical transmission in the implementation of various methods of braking, [Zakonomirnosti rozpodilu kinematichnih, silovih ta energetichnih parametriv gidroob'emno-mechanichnoï transmisii pri realizacii riznih sposobiv gal'muvannja], *Bulletin of the National Technical University "KhPI"*, *Kharkiv: NTU "KhPI"*, No. 14 (1236), pp. 51-57. 12. Mittsel N. (2018), Design of the laboratory bench for a hydrovolumetric-mechanical transmission of the tracked tractor, *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, No 2/7 (92), pp. 34-43. DOI: 10.15587 / 1729-4061.2018.126548. 13. Filichkin N.V. (2008), Analysis of planetary gearboxes of transport and traction machines: a tutorial. Computer version, revised and updated, [Analiz planetarnih korobok peredach transportnyh i tjaogovyh mashin: uchebnoe posobie. Kompjuternaja versija, ispravlenaja i dopolnennaja], *Chelyabinsk: Izd. SUSU*, 178 p. 14. Golovchuk A.F., Gabriel Yu.I., Golodnyak R.I., Tyshchuk O.P. Lviv National Agricultural University. 2014. Electronic diesel regulator. UA. Pat. 94865. 15. Prokhorenko A.O., Kravchenko S.S., Karyagin I.M., Vovk Ye.G., Dumenko P.I. (2017), Development of

universal electronic regulator of the frequency of rotation of a crankshaft of a diesel engine [Rozrobka universal'nogo elektronnoho regulatora chastoti obertannja kolinchastogo valu dizelja], *Internal Combustion Engines*, No. 2, pp. 35-39. 16. Dumenko P., Kravchenko

S., Prokhorenko A., Talanin D. (2019), *Formation and Study of Static and Dynamic Characteristics of Electronically Controlled Diesel Engine*, *Latvian Journal of Physics and Technical Sciences*, №2, pp. 12-23. DOI: 10.2478/lpts-2019-0009.

Надійшла до редакції 01.06.2019 р.

Кожушко Андрій Павлович – канд. техн. наук, доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, orcid: 0000-0002-4725-5911, e-mail: Andreykozhusko7@gmail.com.

Кравченко Сергій Сергійович – канд. техн. наук, науковий співробітник кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, orcid: 0000-0003-3250-8645, e-mail: kravc4enkoserg@gmail.com.

Мамонтов Анатолій Геннадійович – старший викладач кафедри автомобіле- та тракторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, orcid: 0000-0002-5586-2113, e-mail: monkhoktar@gmail.com.

Болжаларський Олександр Олександрович – аспірант кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин імені О. О. Морозова Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна.

ПУТИ УМЕНЬШЕНИЯ ВЛИЯНИЯ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С АГРЕГАТАМИ ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ

А.П. Кожушко, С.С. Кравченко, А.Г. Мамонтов, А.А. Болжаларський

Приведены практические рекомендации по эксплуатации колесных тракторов с агрегатами переменной массы (прицепных и/или полуприцеп-цистерн) без конструктивной модернизации самого агрегата. Поскольку при выполнении транспортной работы на колесный трактор действуют продольные колебания, возникающие при колебании жидкости в цистерне, то возникает необходимость борьбы с ними. Так, рассмотрены наиболее популярные тягово-сцепные устройства, которые используются при сцепке сельскохозяйственных агрегатов. Подчеркнуто, что более приоритетным является гидрофицированный крюк, который конструктивно состоит из демпферного механизма. Также отмечено, что среди наиболее желаемых трансмиссий, которыми могут оснащаться современные колесные тракторы, является бесступенчатые двухпоточковые гидрообъемно-механические. Основным их преимуществом, в отличие от трансмиссий аналогов, является присутствие гидравлической ветви, с помощью которой происходит уменьшение механических колебаний агрегата переменной массы, поступающих через трансмиссионные установки. Поскольку до сих пор для тракторостроения основным движущим энергетическим агрегатом остается дизельный двигатель внутреннего сгорания, в работе представлено электронную систему микроконтроллерного регулирования частоты вращения коленчатого вала посредством управления подачей топлива. Основным отличием электронной системы микроконтроллерного регулирования частоты вращения коленчатого вала является алгоритм, основанный на том, что для достижения равновесного (устойчивого) режима работы задается необходимое положение топливной рейки, которое положительно зависит от положения органа управления топливоподачей и отрицательно - от текущей частоты вращения коленчатого вала, и без внесения значительных конструктивных изменений в топливную аппаратуру позволяет улучшить эксплуатационные характеристики дизеля.

Ключевые слова: трактор; агрегат переменной массы; тягово-сцепное устройство; трансмиссия; дизельный двигатель.

WAYS TO REDUCE THE INFLUENCE OF LONGITUDINAL OSCILLATIONS OF VEHICLES WITH UNIT VARIABLE WEIGHT

A.P. Kozhushko, S.S. Kravchenko, A.G. Mamontov, O.O. Bolzhalsky

Practical recommendations are given on the operation of wheeled tractors with units of variable mass (trailed and / or semi-trailer tanks) without constructive modernization of the unit itself. Since during the performance of transport work on a wheeled tractor, there are longitudinal vibrations that occur when a fluid oscillates in a tank, it becomes necessary to combat them. Thus, the most popular tie-go-coupling devices that are used when coupling agricultural units are considered. It is highlighted that the priority is a hydroficated hook, which constructively consists of a damping mechanism. It is also noted that among the most desirable transmissions that modern wheeled tractors can be equipped with are infinitely variable double-flow and hydrovolume-mechanical ones. The main advantage of which, in contrast to transmissions of analogs, is the presence of a hydraulic link, with the help of which the mechanical oscillations of a unit of variable mass are reduced, coming in through transmission units. Since, for the tractor industry, the diesel engine of the internal combustion engine still remains the main driving power unit, an electronic fuel management system is presented, which differs from the similar ones in the control algorithm. The main video window of which is the method of microcontroller speed control of the crankshaft, which is based on the fact that to achieve an equilibrium (stable) mode of operation, the required position of the fuel rail is set, which positively depends on the position of the fuel supply control body and negatively on the current crankshaft rotation frequency making any design changes to the fuel equipment, allows to improve the performance of the diesel.

Key words: tractor; variable weight unit; traction coupling device; transmission, diesel engine.

Д.В. Левченко, О.В. Грицюк, А.П. Кузьменко

ОБҐРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ НАСТУПНОГО КРОКУ ЩОДО ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ МАТЕМАТИЧНОГО ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ У ДОСЛІДЖЕННІ ДВЗ

Показана роль області математичного планування експерименту, а також переваги застосування регресійних моделей у вигляді степеневих поліномів при проведенні регулювальних робіт та доводці існуючих конструкцій ДВЗ. Надано сучасні орієнтири в сфері планування експерименту при дослідженні процесів в ДВЗ, спираючись на прогресивні ідеї області математичного планування експерименту та технічні можливості збору, обробки і представлення результатів експерименту. Показані вимоги щодо розвитку напрямку експериментального дослідження і потреби в багатофакторному аналізі процесів, що являються комплексними показниками якості систем. На прикладі підготовки експерименту дослідження пускових якостей дизеля серії ДА10 показана нагальна потреба організації шестифакторного експерименту. Визначені етапи планування дослідного експерименту та показане місце математичного планування експерименту в процесі підготовки дослідження процесів в ДВЗ. Обґрунтовані недоліки традиційних методів математичного планування експерименту та запропоновані способи їх усунення. Показані потреби в подальших пошукових роботах з питань постановки багатофакторних експериментів та підвищення точності аналітичного опису та експериментального виміру досліджуваного параметру. В роботі представляється програмний апарат Approximation LSM власної розробки, що виконує ряд вимог, які були висунуті до традиційного методу обробки результатів експериментальних досліджень. Згідно розглянутих можливих рішень задач, поставлених до математичного планування експерименту, визначені напрямки, що потребують подальшого аналізу для створення нових методик складання «розріджених» та несиметричних планів експерименту із кількістю факторів не менше шести, визначення критеріїв оцінки повноти і ваги факторів в плані для «розріджених» та несиметричних планів. Окрім того, запропоновані методики проведення пошукових експериментів з оптимізації визначного параметру із використанням уточнюючих планів експерименту та методики оцінки коефіцієнтів моделі поліноміальної регресії для можливості зменшення кількості членів поліному.

Ключові слова: планування експерименту; рівняння регресії; пуск дизеля; багатофакторний експеримент.

Вступ

У вітчизняному двигунобудуванні для проведення пошукових експериментальних досліджень широко розповсюджено використання методів математичного планування експерименту. Необхідність застосування саме емпіричних методів пов'язано із неспинним процесом вдосконалення конструкції систем та оптимізації роботи вже створеного двигуна на етапі доводочних робіт. Такий напрям несе власно практичні цілі щодо досягнення гарантованого результату в максимально стиснені терміни і з можливістю попередньої оцінки витрат на виконання дослідження.

Наразі поставлена задача поліпшення експлуатаційних якостей автомобільного дизеля серії ДА10 шляхом реалізації раціонального алгоритму управління системами пуску та холостого ходу. В роботі [1] відзначено важливість оцінки параметрів високообертового багатоцільового двигуна в широкому спектрі режимів роботи, починаючи з перехідних режимів при пускових частотах обертання колінчастого вала.

Оцінку пускових якостей можна вести за рядом параметрів, що характеризують швидкість і якість виходу двигуна на самопідтримуючий режим. Для проведення оптимізації процесу пуску необхідна розробка гнучкої та комплексної математичної моделі із врахуванням багатьох факторів впливу на досліджуваний процес.

Засоби математичного планування експерименту (МПЕ) є найбільш придатними для оцінки комплексних технічних показників систем і побудови поліномів регресії. В ході аналізу впливу змінних параметрів на пускові якості дизеля було вирішено сформулювати задачу пошуку емпіричної залежності шести лінійно незалежних факторів на оціночний параметр якості пуску.

Огляд тематичних досліджень

Необхідність перегляду традиційного для харківської школи дизелебудування методу математичного планування експерименту [2], що дає можливість оцінки залежності цільової функції оптимізації від визначених факторів впливу, з'явилася водночас із проблемою неможливості на практиці організувати відповідний заданому ортогональному плану експеримент [3]. Це дало поштовх для перегляду методичних можливостей обробки експериментальних даних.

Більшість експериментальних задач, що ставилися перед дослідниками і конструкторами, в процесі створення і вдосконалення дизелів серії ДА10, прототипом яких є високообертовий дизель 4ДТНА1 розробки ДП «ХКБД», зводилися до оптимізації функції, що залежить від двох або трьох факторів. В статті [4] описано використання МПЕ у випадку експериментальних досліджень пускових якостей дизеля 2ДТАВ, що визначають залежність

поточної частоти обертання колінчастого вала від трьох незалежних між собою параметрів.

Відома робота [5], в якій приведені математичні моделі у вигляді рівнянь регресії із п'ятьма врахованими змінними факторами. Такий підхід є потужним і перспективним апаратом в питаннях оптимізації, проте методи отримання багатофакторних рівнянь регресії із кількістю змінних більше трьох залишаються не висвітленими та малопоширеними через складність проведення експериментальних робіт.

При виникненні проблеми забезпечення сучасних пускових якостей автомобільного дизеля серії DA10 було розглянуто ряд робіт, наприклад, [6-10], що дають широке уявлення про пускові характеристики дизелів та оцінку основних показників впливу, що використовуються в більшості конструкцій дизелів таких як: потужність електростартерного приводу, температура підігріву повітря в камері згоряння, ступінь стиснення, кут випередження впорскування палива тощо.

Мета і задачі дослідження

Метою даної роботи є розробка та обґрунтування нових вимог до методу математичного планування експерименту при його використанні для вирішення технічних питань вдосконалення конструкції ДВЗ.

Визначення технічної задачі пошуку

Виходячи з поставленої задачі поліпшення пускових якостей дизеля серії DA10 необхідно визначитися із функцією відгуку, за якою власне буде проводитись оптимізація. До параметрів, що можуть якісно характеризувати пуск дизеля можна віднести запропоновану в [4] частоту обертання колінчастого вала (КВ) на 7 секунд після подачі напруги на обмотку електростартера. Цей параметр добре відтворює процес прискорення і вихід двигуна на самостійний режим холостого ходу, проте не дає якісної оцінки організації умов пуску. Іншим параметром для оцінки швидкості пуску ДВЗ є момент досягнення межі 75 % спалахів за 2 оберти КВ [7]. Останній параметр являється більш інформативним, особливо при можливості оцінки якості організації паливо-повітряної суміші по формі індикаторних діаграм, проте значно складніший в реєстрації. Фіксація моменту пуску є важливою задачею, бо за його досягненням можна визначити перехід двигуна на режим холостого ходу, до якого вже пред'являються інші вимоги і організуються інші алгоритми управління.

При підготовці до запланованого дослідження (найбільш впливових на швидкість і якість пуску параметрів) було визначено шість окремих лінійно незалежних факторів: частота прокручування КВ

стартером (n , хв⁻¹), циклова подача палива ($Q_{ц}$, мм³/цикл), температура свічок розжарювання ($t_{ср}$, °C), час прогріву повітря камери згоряння свічкою розжарювання перед пуском ($\tau_{ср}$, с), кут випередження впорскування палива ($\Theta_{ввп}$, град п.к.в.), момент опору двигуна ($M_{оп}$, Н·м).

Одним із невід'ємних процесів підготовки експерименту є формування і аналіз меж зміни кожного з управляючих факторів, що часто вимагає постановки передуючого експерименту. Так самі певні параметри можуть бути фіксовані не прямим методом, а через інші, однозначно залежні.

Для оцінки факторів в умовах пуску двигуна доводиться користуватись допоміжними параметрами, які мають однозначну залежність від фактору і можуть бути встановлені за допомогою регульовальних налаштувань чи визначені поширеними засобами реєстрації. Для калібрування допоміжних параметрів планується проведення ряду експериментів. Так, наприклад, визначається залежність циклової подачі від кута повороту регульовального гвинта збагачення, чи сталої температури свічок розжарювання від напруги живлення. Для встановлення кута випередження впорскування палива планується використати спеціальний механізм, що може змінювати кут випередження в межах -12...+12 град п.к.в.

Для отримання достовірної математичної моделі вигляду $\tau_{75\%} = f(n, Q_{ц}, t_{ср}, \tau_{ср}, \Theta_{ввп}, M_{оп})$ на базі проведеного ряду експериментальних досліджень і подальшої перевірки її відтворюваності та адекватності необхідно мати впевненість у достовірності встановлення та виміру вхідних факторів. Результати випробувань, в першу чергу, залежать від обраного підходу і технічної організації. Методи оцінки достовірності отриманих експериментальних даних згідно теорії математичної статистики базуються на визначенні чисельних показників розподілу випадкових величин, а саме математичного очікування вимірюваного параметру і дисперсії відтворюваності експерименту [11].

Етап планування експерименту являється найбільш відповідальним і важливим, починаючи від визначення мети дослідження і закінчуючи вибором зовнішніх умов, засобів реєстрації, апаратної підтримки і прагнення до звільнення вимірюваних параметрів від впливу множини неконтрольованих факторів.

Аналіз існуючого апарату МПЕ

Досягаючи при вдосконаленні системи певної межі, перетинання якої за рахунок основних відомих шляхів неможливо, виникають потреби пошуку взаємозв'язків між критеріями, які мають більш слабкий та складний вплив на цільовий параметр.

Пошук та обґрунтування теоретичних моделей стає надто складною та індивідуальною задачею, яка не виправдовує витрати часу на її розробку та доведення адекватності. Таким чином, побудова емпіричних регресивних моделей, підкріплених достовірними експериментальними даними, є найбільш перспективним напрямом пошукових робіт оптимізації вже існуючих систем, а його розвиток і пристосування до все більшого і складнішого кола практичних задач дозволяють знизити витрати на дослідні роботи.

Зменшення ціни експериментальних досліджень завжди являється поточною задачею, що формулює підхід і методи організації планування експерименту. Досі складною, проте важливою задачею МПЕ при багатofакторному аналізі являється зменшення кількості експериментів з мінімальними втратами інформації і достатньою для поточної задачі точністю оцінки впливу на функцію відгуку кожного фактору окремо та їх поєднань.

Так, наприклад, повний факторний експеримент для шести змінних із варіюванням кожного фактору на двох рівнях вимагає кількість необхідних дослідів: $2^6 = 64$.

Така кількість експериментів є уявною і може бути реалізована за певний проміжок часу, проте, для пошуку достовірної математичної моделі досліджуваної залежності часто буває недостатньо варіювання параметрів впливу на двох рівнях через неможливість оцінки характеру такої залежності, а лише можливості оцінки тенденції її впливу. Для наочності розберемо результати експериментів, що наведені в [4].

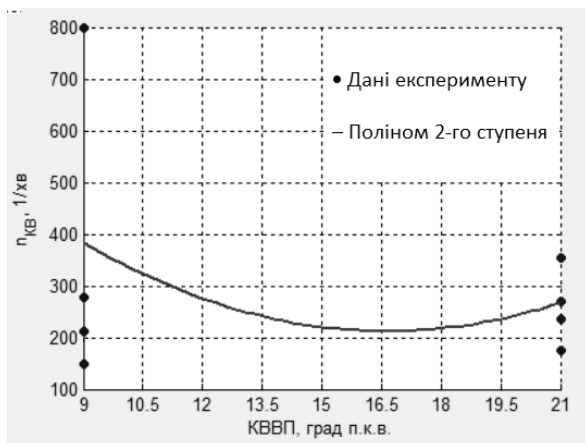


Рис. 1. Залежність частоти обертання КВ на 7-й секунді пуску від кута випередження впорскування палива (варіювання факторів на 2-х рівнях)

На рис. 1 представлені результати розрахунку експерименту згідно плану повного факторного експерименту із варіюванням факторів на двох рів-

нях, що був отриманий шляхом відкидання з наведених в [4] результатів експерименту зв'язків середніх значень факторів. В порівнянні з наведеним на рис. 1 виглядом поліному 2-го ступеня, що описує функцію відгуку, приведемо аналогічну залежність при використанні ортогонального плану експерименту із варіюванням факторів на трьох рівнях.

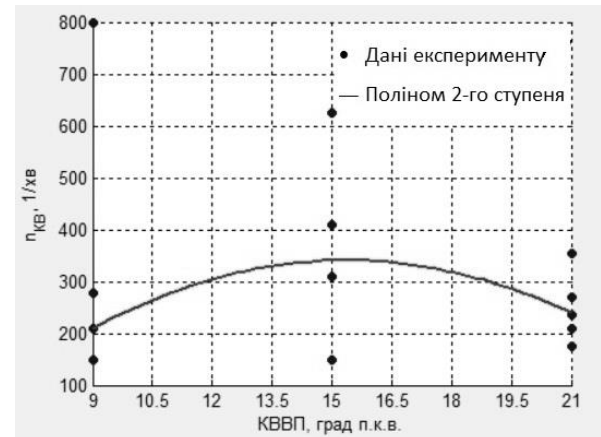


Рис. 2. Залежність частоти обертання КВ на 7-й секунді пуску від кута випередження впорскування палива (варіювання факторів на 3-х рівнях)

Зауважимо, що не дивлячись на абсолютну відмінність математичних моделей описання залежності частоти обертання КВ від кута випередження впорскування палива, статистична оцінка середньоквадратичного відхилення (СКВ) дорівнює $\sigma = 50,65 \text{ хв}^{-1}$ для першого випадку і $\sigma = 49,07 \text{ хв}^{-1}$ для другого. Що свідчить про неможливість оцінки недоліків планування експерименту за результатами цього ж експерименту.

Для оцінки характеру функції відгуку, а не тенденції впливу для кожного окремого фактору, необхідно використання ступеня варіювання фактору $k \geq 3$. За таких умов кількість експериментів різко зростає ($3^6 = 729$), що не представляється можливим для практичної реалізації. Існуючий на даний момент апарат націлений на зниження кількості необхідних експериментів, наприклад, дрібний факторний план, дає $3^{6-1} = 243$ дослідів, що значно краще, проте, все одно залишається завеликим для формування плану експерименту.

Заради справедливості варто визнати, що далеко не завжди різниця між функціями, отриманими при варіюванні факторів на двох і на трьох рівнях, мають такі невідповідності. Якщо досліджуваний фактор має лінійний характер залежності і значний рівень впливу на функцію відгуку, то не має сенсу розглядати центральне значення фактору, і можна обійтись лише крайніми його значеннями.

Такі роздуми приводять до міркувань, що не обов'язково створювати симетричний план випробувань відносно кожного з факторів при умові попередньо відомої сили і характеру впливу окремого фактору на функцію відгуку. Для пошуку впливу окремих факторів можна запропонувати проведення невеликої кількості простіших випробувань при наявності лише одного фактору, що дадуть необхідну інформацію про рівень варіювання досліджуваного фактору в багатфакторному аналізі.

В якості критерія оцінки можливо застосовувати кореляційний момент (1), що дає змогу оцінити ступінь лінійної залежності між випадковими величинами.

Формула кореляційного моменту в загальному вигляді:

$$\mu_{xy} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n (x_i - M(X))(y_j - M(Y)) \cdot p_{ij}, \quad (1)$$

де x , y – відповідно випадкові результати вимірювання факторів та функції відгуку; n – кількість дослідів; $M(X)$ та $M(Y)$ – математичні очікування величин фактору та функції відгуку; $p_{ij} = p_{x_i} \cdot p_{y_j}$ – ймовірність отримання даного результату вимірювання.

Для опису фізичного процесу у вигляді регресійної моделі широко розповсюджені поліноми n -го ступеня [2,11,12], що дають можливість оцінки параметру, функціональні зв'язки із факторами якої заздалегідь невідомі. Від вибору ступеня поліному залежить точність описання реального процесу, показником якої являється зменшення середньоквадратичного відхилення експериментальних результатів від кривої регресії. В [2] зазначено, що в більшості випадків залежність описується поліномом другого ступеня ($n = 2$).

При виборі ступеня поліному слід враховувати об'єм даних, що підлягає обробці. Так для коректного описання процесу поліномом першого ступеня достатньо двох достовірних результатів експерименту. Для багатфакторного аналізу це означає варіювання факторів на двох рівнях мінімального і максимального значення. Відповідно, для описання квадратичного поліному необхідно три рівня варіювання, а кубічного – чотири.

Варто розуміти, що при використанні моделей вищих порядків за умови браку інформації, ми втрачаємо ефект осереднення експериментальних даних і отримуємо регресійні моделі, що значним чином викривляють реальний процес при кращих показниках точності моделі. Прикладом може послужити та сама залежність (рис. 2) при описанні її кубічним поліномом (рис. 3). При цьому середньоквадратичне відхилення склало всього $3,7 \text{ хв}^{-1}$, про-

те з графіку (рис. 3) видно, що знайдена залежність не відповідає дійсному і не може вважатися адекватною для проведення оптимізації.

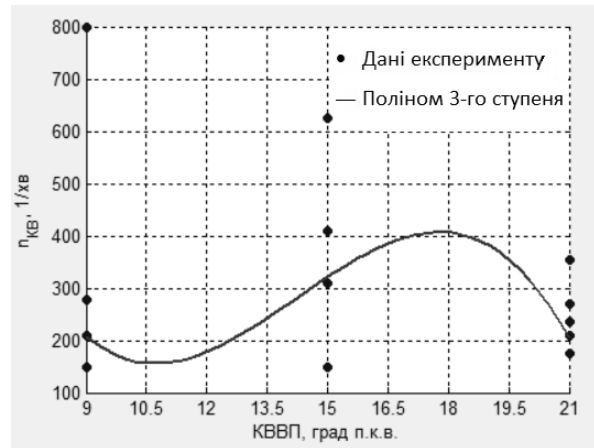


Рис. 3. Залежність частоти обертання КВ на 7-й секунді пуску від кута випередження впорскування палива (варіювання факторів на 3-х рівнях)

В класичній методиці обробки експериментальних даних методом найменших квадратів, що має мету уніфікації методу, розрахунок значень коефіцієнтів поліному проводиться в нормованих факторах, що варіюються в межах від -1 до 1.

При пошукових випробуваннях за межами вже вивчених окремих факторів на практиці доводиться зіштовхуватись із проблемами відхилень фактичних вимірюваних фізичних величин від попередньо заданих на етапі планування експерименту. Це відбувається через велику інерційність певних процесів, гістерезису, впливу додаткових неврахованих факторів, що обмежують діапазон зміни контрольованого параметру. Таким чином, для підвищення точності описання реального процесу необхідно проводити розрахунок коефіцієнтів поліному регресії для факторів із реальними зафіксованими при випробуванні значеннями.

Накоплений безпосередньо авторами цієї статті та фахівцями ХНАДУ [3-5] досвід постановки та здійснення багатфакторних досліджень привів до розроблення на кафедрі ДВЗ ХНАДУ спеціалізованого програмного комплексу *Approximation_LSM*, який дозволяє гнучкіше обробляти дані експериментів. При застосуванні цього комплексу для проведення пошуку аналітичної функції у вигляді поліному регресії за наявними даними експерименту представляються фактичні вхідні дані в зручних для користувача одиницях вимірювання і обирається ступінь поліному ($n = 1 \dots 4$), яким планується описання залежності.

До переваг нового розрахункового апарату належить: по-перше, повна автоматизація процесу

розрахунку регресійної моделі, можливість обробки неповних планів при наявності певного зниження точності моделі, врахування зафіксованих фактичних значень факторів, замість відтворюваних згідно плану експерименту, а по-друге, можливість миттєвої оцінки адекватності моделі у вигляді значень абсолютної максимальної похибки, середньоквадратичного відхилення та можливості візуалізації отриманої залежності у вигляді графіку функції.

Aproximation_LSM також оснащений алгоритмом пошуку екстремуму по отриманій в результаті розрахунку функції регресії на проміжку обмеженому заданими діапазонами факторів. Реалізуючи алгоритм лінійного програмування, програма підбирає комбінацію значень вхідних факторів, що відповідають максимуму чи мінімуму функції на вибір користувача. В подальших візуалізаціях за необхідності ці значення будуть прийматись за константи для факторів, що не входять до відтворюваного графіку залежності.

Першу апробацію переваг Aproximation_LSM авторами описано в [3], де успішно було вирішено проблему пошуку функції її відгуку в умовах неможливості практичної організації повного факторного плану експерименту. Орієнтуючись на наявні можливості обробки експериментальних даних, можна значним чином коригувати процес підготовки плану експерименту, добиваючись найбільш раціональних показників об'єму дослідження до повноти отримуваної інформації.

Постановка вимог до методу МПЕ

Виходячи з наведеного щодо поставлених задач, варто сформулювати вимоги до нового методичного забезпечення використання математичного планування експерименту, що буде відповідати сучасним потребам науково-дослідницьких робіт в сфері двигунобудування. Для цього сформулюємо етапи, що включають планування дослідного експерименту:

- 1) визначення задачі, що має бути вирішена;
- 2) визначення параметрів відгуку, по яких проводиться оцінка результату;
- 3) визначення змінних контрольованих параметрів, що формують параметри відгуку;
- 4) розробка плану 6-ти факторного експерименту;
- 5) визначення форми і вигляду очікуваних результатів випробувань;
- 6) розробка методики обробки результатів випробувань;
- 7) розробка методики оцінювання достовірності результатів;
- 8) організація технічного забезпечення;

- 9) організація необхідних зовнішніх умов для проведення експерименту.

Теорія математичного планування експерименту націлена покрити чотири з наведених етапів, що являються універсальними методами і можуть застосовуватися для більшості типових задач пошуку взаємозв'язків чи оптимізації функції за параметрами.

Проводячи роботу по підготовці експерименту дослідження багатофакторної оптимізації пускових якостей дизеля серії ДА10 рішення щодо оптимального плану шестифакторного експерименту є основною метою пошуків і вимагає розробки гнучкої методики прийняття обґрунтованих рішень.

З метою зменшення об'єму експериментальних точок, задаючись умовою достовірності отриманих експериментальних даних, необхідно сформувати раціональний план випробувань. Виходячи із поставленої задачі оптимізації і неможливості організації повного і дробного факторного експерименту, доцільним являється використання методів уточнюючих планів, наприклад, згідно симплексного методу або методу еволюційного планування, що являється більш складним в організації і потребує постійної взаємодії процесу планування і отримання результатів відгуку на запит дослідника.

Початковий план експерименту доцільно мінімізувати за рахунок асиметрії відносно рівнів варіювання факторів та розробки альтернативних до ортогональних планів. Наприклад, в поширеній методиці з оптимізації вибору факторного простору [13], автори доводять нераціональність використання ортогонального плану для планування експерименту через його низький рівень оцінки характеру взаємозв'язків факторів.

Таким чином, необхідними вимогами до апарату МПЕ при вирішенні задач дослідження із вдосконалення конструкцій систем ДВЗ є:

- розробка таблиць багатофакторних “розріджених” планів експерименту для кількості факторів ≤ 6 , виконуючи умову мінімізації об'єму випробувань;
- розробити методики для формування альтернативних ортогональним несиметричних планів експерименту із можливістю використання різної кількості рівнів варіювання окремих факторів;
- визначити критерії оцінки повноти і ваги факторів в плані для “розріджених” та несиметричних планів експерименту;
- сформулювати методики пошукових експериментів з оптимізації визначного параметру із використанням уточнюючих планів експерименту;

- сформулювати методики оцінки коефіцієнтів моделі поліноміальної регресії для можливості зменшення кількості членів поліному.

Висновки

1. Визначені нові вимоги до методу математичного планування експерименту при його використанні для вирішення технічних питань вдосконалення конструкції ДВЗ.

2. Сформульовані етапи планування експерименту на прикладі підготування шестифакторного експерименту дослідження пускових якостей дизеля серії ДА10.

Список літератури:

1. Грицюк Александр Васильевич. Теоретические основы и практические методы создания высокооборотного малолитражного дизеля многоцелевого назначения : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.03 / Грицюк Александр Васильевич. – Харьков, 2010. – 430 с. – Библиогр. : с. 407-430. 2. Методические указания по применению методов математического планирования эксперимента в НИР студентов, в курсовом и дипломном проектировании ; под ред. : А.Э. Симсона. – Харьков : Харьковский институт инженеров жел.-дор. Транспорта им. С.М. Кирова, 1982. – 34 с. 3. Грицюк А.В. Метод экспериментально-расчетного определения жесткости кривошипа коленчатого вала / А.В. Грицюк, И.С. Ревелюк, Д.В. Левченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. – № 1. – С. 21-27. 4. Грицюк А. В. Опыт применения метода планируемого эксперимента в исследованиях переходных процессов пуска дизельного двигателя / А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С. 53-59. 5. Воронков О.И. Методология организации рабочего процесса пневмодвигуна комбинированной энергетической установки мисского автомобиля : автореф. дис. на здобуття наукового ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.05.03 "Двигуни та енергетичні установки" / Воронков Олександр Іванович ; Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – Харків, 2017. – 42 с. 6. Микулин Ю.В. Пуск холодных двигателей при низкой температуре / Ю.В. Микулин, В.В. Карницкий, Б.А. Энглин. – М.: Машиностроение, 1971. – 216 с. 7. Назаров В.А., Пусковые процессы семейства перспективных дизелей / В.А. Назаров, Н.Н. Сметнев ; под ред. : В.И. Шаховцева. – М. : НИИНавтопром, 1967. – 104 с. 8. Казаков Александр Владимирович. Методика оценки эффективности устройств облегчения пуска холодного двигателя автомобиля / дис. ... канд. техн. наук. – Оренбург, 2018. – 137 с. – Библиогр. : с. 111 - 126. 9. Манзин М.Ю. К вопросу обеспечения надежного пуска дизельных двигателей в условиях низких температур / М.Ю. Манзин, А.А. Заикин, С.В. Рослов, В.В. Иванов // Вестник Сибирской государственной автомобильной академии. – 2017. – № 3(55). – С. 88-94. 10. Анацкий О.О. Аналіз факторів впливаючих на пускові характеристики дизельних двигунів тепловозів та допоміжних пристроїв для полегшення пуску / О.О. Анацький, С.В. Бобрицький // Вісник східноукраїнсь-

кого національного університету ім. В. Даля. – 2015. – № 1(218). – С. 272-276. 11. Адлер Ю.П., Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 280 с. 12. Бродский В.З. Введение в факторное планирование эксперимента / В.З. Бродский. – М.: Наука, 1974. – 223 с. 13. Соболев И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями : учебн. пособие для вузов / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – М.: Дрофа, 2006. – 175 с.

Bibliography (transliterated):

1. Grytsyuk, A.V. (2010), Theoretical foundations and practical methods of creating a high-speed small-capacity diesel engine of multi-purpose: dissertation [Teoreticheskie osnovy i prakticheskie metody sozda-niya vysokooborotnogo malolitrzhnogo dizelya mnogocелеvogo naznacheniya: dis. ... d-ra tehn. nauk], Kharkiv, 430 p. 2. (1982), Guidelines for the application of methods of mathematical experimental design in students research, in course and diploma design [Metodicheskie ukazaniya po primeneniyu metodov matematicheskogo planirovaniya eksperimenta v NIR studentov, v kursovom i diplomnom proektirovanii], Harkovskij institut inzhenerov zhel.-dor. Transporta im. S.M. Kirova, Kharkiv, 34 p. 3. Grytsyuk, A.V., Revelyuk, I.S., Levchenko, D.V. (2017), "Method of experimental and calculated determination of throw stiffness of crankshaft" ["Metod eksperimentalno-raschetnogo opredeleniya zhestkosti krivoshipa kolenchatogo vala"], Dvigateli vnutrennego sgoraniya, №1, p.p. 21-27. doi: 10.02998/0419-8719.2017.1.05. 4. Grytsyuk, A.V. (2012), "Experience of applying the method of the planned experiment in studies of transient processes of starting a diesel engine" ["Opyt primeneniya metoda planiruemogo eksperimenta v issledovaniyakh perekhodnykh protsessov puska dizel'nogo dvigatelya"], Dvigateli vnutrennego sgoraniya, №2, p.p. 53-59. 5. Voronkov O.I. (2017), Methodology for organizing the workflow of a pneumatic engine combined power plant of a city car: Author's abstract, [Metodologiya orhanizatsii robochoho protsesu pnevmodykhuna kombinovanoi enerhetychnoi ustanovky miskoho avtomobilya: avtoref. dys. ... d-ra tekhn. nauk], Kharkiv, 42 c. 6. Mikulin, Yu.V., Karniczkiy, V.V., Englin, B.A., (1971), Starting of cold engines at low temperature [Pusk kholodnykh dvigatelej pri nizkoj temperature], Mashinostroenie, Moscow, 216 p. 7. Nazarov, V.A., Smetnev, N.N. (1967), Starting processes of the family of prospective diesel engines [Puskovy'e protsessy semejstva perspektivnykh dizelej], NIINavtoprom, Moscow, 104 p. 8. Kazakov A.V. (2018), Methods for assessing the effectiveness of devices to facilitate the start of a cold car engine: dissertation [Metodika ocenki effektivnosti ustrojstv oblegcheniya puska kholodnogo dvigatelya avtomobilya: dis. ... kand. tekhn. nauk], Orenburg, 137 c. 9. Manzin, M.Yu., Zaikin, A.A., Roslov, S.V., Ivanov, V.V. (2017), "To the question of ensuring reliable launch of diesel engines in the conditions of low temperatures" ["K voprosu obespecheniya nadezhnogo puska dizel'nykh dvigatelej v usloviyakh nizkikh temperatur"], Vestnik SibADI, № 3(55), pp. 88-94. doi: 10.26518/2071-7296-2017-3(55)-88-94. 10. Anatskyi, O.O., Bobrytskyi, S.V. (2015), "Analysis of factors affecting starting characteristics and diesel engines assistive devices to facilitate pusk" ["Analiz faktoriv vplyvaiuchykh na puskovi kharakterystyky dyzel'nykh dvyhuniv teplovoziv ta dopomizhnykh prystroiv dlia polehshennia pusku"], Visnyk SNU im. V. Dalia, № 1(218), pp. 272-276. 11. Adler, Yu.P., Markova, E.V., Granovskij, Yu.V. (1976), Planning an experiment when searching for optimal conditions [Planirovanie eksperimenta pri poiske optimal'nykh uslovij], Nauka, Moscow, 280 p. 12. Brodskij, V.Z. (1974), Introduction to factor planning of the experiment [Vvedenie v faktornoe planirovanie eksperimenta], Nauka, Moscow, 223 p. 13. Sobol', I.M., Statnikov, I.M. (2006), The choice of optimal parameters in problems with many criteria [Vybor optimal'nykh parametrov v zadachakh so mnogimi kriteriyami], Drofa, Moscow, 175 p.

Надійшла до редакції 01.07.2019 р.

Левченко Денис Вадимович – аспірант кафедри ДВЗ Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Харків, Україна, e-mail: denislev4enko@gmail.com.

Грицюк Олександр Васильович – доктор техн. наук, старший науковий співробітник, головний конструктор “Науково-виробничого підприємства Дизель Груп”, Харків, Україна, e-mail: dthkdbd@ukr.net. <http://orcid.org/0000-0002-5596-6254>.

Кузьменко Анатолій Петрович – канд. техн. наук, доцент кафедри ДВЗ Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Харків, Україна, e-mail: kuzmatolja@gmail.com.

ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ СЛЕДУЮЩЕГО ШАГА ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДА ПЛАНИРУЕМОГО ЭКСПЕРИМЕНТА В ИССЛЕДОВАНИИ ДВС

Д.В. Левченко, А.В. Грицюк, А.П. Кузьменко

Показана роль в области математического планирования эксперимента, а также преимущества применения регрессионных моделей в виде степенных полиномов при проведении регулировочных работ и доводке существующих конструкций ДВС. Предоставлены современные ориентиры в области планирования эксперимента при исследовании процессов в ДВС, опираясь на прогрессивные идеи области математического планирования эксперимента и технические возможности сбора, обработки и представления результатов эксперимента. Показаны требования по развитию направления экспериментального исследования и потребности в многофакторном анализе процессов, которые являются комплексными показателями качества систем. На примере подготовки эксперимента исследования пусковых качеств дизеля серии DA10 показана насущная необходимость организации шестифакторного эксперимента. Определены этапы планирования исследовательского эксперимента и показано место математического планирования эксперимента в процессе подготовки исследования процессов в ДВС. Обоснованы недостатки традиционных методов математического планирования эксперимента и предложены способы их устранения. Показаны потребности в дальнейших поисковых работах по вопросам постановки многофакторных экспериментов и повышения точности аналитического описания и экспериментального измерения исследуемого параметра. В работе представлен программный аппарат Approximation_LSM собственной разработки, который выполняет ряд требований выдвинутых к традиционному методу обработки результатов экспериментальных исследований. Согласно рассмотренным возможным решениям задач, поставленных в математическом планировании эксперимента, определены направления, требующие дальнейшего анализа для создания новых методов составления «разреженных» и несимметричных планов эксперимента с количеством факторов не меньше шести, определение критериев оценки полноты и веса факторов в плане для «разреженных» и несимметричных планов. Кроме того, предложены методики проведения поисковых экспериментов по оптимизации выдающегося параметра с использованием уточняющих планов эксперимента и методики оценки коэффициентов модели полиномиальной регрессии для возможности уменьшения количества членов полинома.

Ключевые слова: планирование эксперимента; уравнение регрессии; пуск дизеля; многофакторный эксперимент.

SUBSTANTIATION OF THE NECESSITY OF THE NEXT STEP OF THE EXPERIMENTAL DESIGN METHOD IN THE RESEARCH OF ICE

D.V. Levchenko, O.V. Grytsyuk, A.P. Kuzmenko

The role of the branch of mathematical experimental design, as well as the advantages of using regression models in the form of power-polynomials during adjustment and the upgrading of existing structures of the ICE, is shown. The modern guidelines in the branch of experimental design while studying the ICE processes are given, based on the progressive ideas of the branch of experimental design and the technical possibilities of collecting, processing and presenting the results of the experiment. The requirements for the development of the direction of experimental research and necessity of multifactorial analysis of processes that are complex indicators of the quality of systems are shown. As an example of the experimental design, the study of the starting qualities of the diesel engine series DA10 shows the urgent need for organizing an experiment with six-factors. The stages of the experimental design process are determined and the place of the mathematical experimental design is shown in the process of preparing the research of the ICE processes. The disadvantages of traditional methods of mathematical experimental design and the ways of their elimination are substantiated. The requirements of the further research in the branch of multi-factor experiments and the improvement of the accuracy of the analytical description and the experimental measurement of the investigated parameter are shown. The paper presents the Approximation_LSM software program by authors own design, which execute a number of requirements that have been advanced to the traditional method of processing the results of experimental studies. According to the considered solutions to the tasks are set for the mathematical experimental design, are determined the directions that require further analysis for the creation of new methods for the compilation of "diluted" and asymmetric plans of the experiment with a number of factors of not less than six, determination of criteria for assessing the completeness and the factors influence in terms of "diluted" and asymmetric plans. In addition, the proposed methods of conducting research experiments to optimize a significant parameter with the use of refinement of the experiment plans and the methodology for estimating the coefficients of the polynomial regression model for the possibility of reducing the number of the polynomial components.

Key words: experimental design; regression equation; diesel start-up; multifactor experiment.

А.А. Лисовал, И.В. Парсаданов

Ученый, педагог, специалист
К 95-летию со дня рождения Долганова Кинт Евгеньевича
(1925–2004 гг.)



Известный учёный и специалист в области тепловых двигателей, их автоматического регулирования и управления, Кинт Евгеньевич Долганов, родился в семье военнослужащего 20 января 1925 г. в городе Гагарин Смоленской области. Среднюю школу заканчивал в эвакуации в Кустанае, а в 1943 г. был призван в Красную Армию, защищал Родину от фашистских завоевателей, воевал на фронтах Прибалтики и Польши.

Будучи сержантом, демобилизовался в 1950 г., награждён боевыми наградами. Квалификацию инженера-механика и, соответственно, высшее образование получил в Киевском автомобильно-дорожном институте (КАДИ), который окончил в 1955 г. с отличием. После окончания КАДИ вместе с однокурсником А.Г. Маевским мечтали поступить в аспирантуру в ЦНИДИ, но жизнь распорядилась иначе.

В 1955–1963 гг. Кинт Евгеньевич проходил обучение в аспирантуре, работал в Украинском научно-исследовательском институте механизации и электрификации сельского хозяйства (УНИИМЭСХ) и в Коростене на Житомирской государственной опытной сельскохозяйственной станции. В 1962 защитил кандидатскую, а в 1975 г.

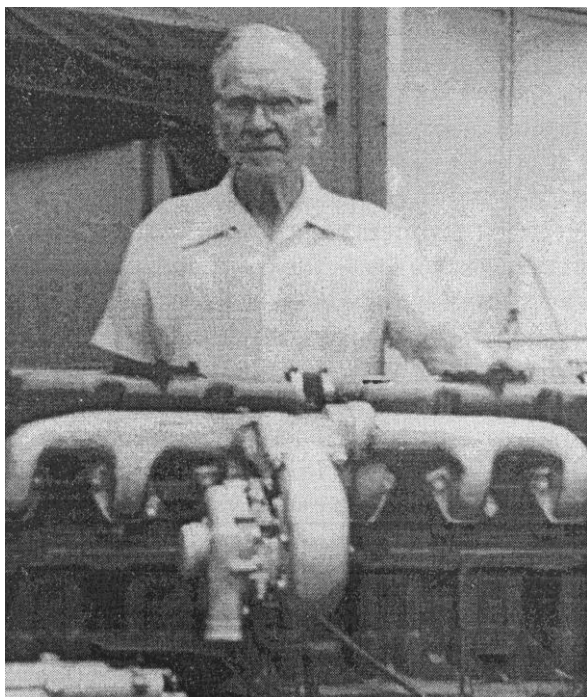
докторскую диссертации по специальности 05.04.02 – тепловые двигатели.

С 1963 г. научно-педагогическая, техническая и творческая деятельность К.Е. Долганова связана с КАДИ, который в дальнейшем трансформировался в Национальный транспортный университет (НТУ). Став профессором и заведующим кафедрой достойно продолжил и умножил научную, конструкторскую и учебно-воспитательную работу основателя кафедры «Термодинамика и двигатели» проф. П.И. Андрусенко. Начиная с 70-х годов вместе с выпускниками-аспирантами, научными сотрудниками и конструкторами проблемной лаборатории двигателей им был взят курс на разработку, усовершенствование и внедрение в производство новых систем топливоподачи и автоматического регулирования, что стало достоянием и гордостью кафедры, которая сегодня в НТУ называется «Двигатели и теплотехника».

Кинт Евгеньевич подготовил 3 доктора и 33 кандидата технических наук, трое из которых граждане Вьетнама, Болгарии, Польши. Прошедшие аспирантскую подготовку, больше всего, вспоминают его внимание и доступность в общении, методические письма-наставления и требования к спортивной форме. Большинство кандидатов наук перед защитой прошли «обкатку» в МВТУ им. Баумана на семинаре профессора В.И. Крутова по автоматическому регулированию, где их руководитель был сопредседателем. Многие работы выпускников научной школы К.Е. Долганова защищались в специализированном совете ХИИТа, где председательствовал профессор А.Э. Симсон, оппонентом по тематике автоматического регулирования был профессор А.А. Грунауэр.

Продолжателями научных идей К.Е. Долганова стали доктора технических наук – А.Ф. Головчук, А.П. Поляков, А.А. Лисовал. А.Ф. Головчука был ректором Уманского национального университета садоводства. Научные работы были связаны с развитием автоматического регулирования тракторных дизелей. Завершив службу в ВСУ, А.П. Поляков продолжает научную и преподавательскую деятельность профессором в Винницком национальном техническом университете. На ка-

федре «Двигатели и теплотехника» НТУ продолжает трудиться А.А. Лисовал.



Результатами научно-практической работы проф. Долганова К.Е. стали: теория гидравлической системы регулирования скорости, инвариантной к внешним воздействиям, на основе которой были созданы конструкции гидравлических регуляторов с грузом-золотником для автотракторных дизелей; теоретическое обоснование рационального конвертирования дизелей в чисто газовые двигатели и в газодизели с подачей газообразного топлива под небольшим избыточным давлением, на основе которой были созданы конструкции систем топливоподачи газодизелей с механическими, гидромеханическими и электронными регуляторами. Конвертация дизелей в газодизельный цикл была осуществлена для автомобилей БелАЗ, КрАЗ, МАЗ, автобусов Икарус, тракторов и дизель-генераторов мощностью до 500 кВт.

За цикл научных трудов «Теоретические основы и технологии производства и применения на транспорте альтернативных моторных топлив на основе минеральных ресурсов Украины» (в соавторстве) К.Е. Долганов в 1995 г. стал лауреатом Государственной премии Украины в области науки и техники. Тематику применения природного газа на дизелях и других ДВС всегда поддерживал, разработал программу и руководил вместе с А.П. Поляковым исследованиями по применению природного газа в Вооружённых силах Украины.

До практического внедрения доведены разработки высокоточной системы регулирования ча-

стоты вращения коленчатого вала дизеля мобильного сварочного комплекса на базе трактора К-701, универсальных регуляторов для украинских ТНВД моделей ЧЗТА-435 и 635 с давлением впрыска до 125 МПа. Параллельно с разработкой и внедрением регуляторов совершенствовались динамические математические модели систем регулирования дизелей и газодизелей, выполнялись теоретические исследования. К.Е. Долганов имел 70 патентов и авторских свидетельств, в том числе 9 зарубежных. Много раз принимал участие в Международных и республиканских выставках, награждён 2 медалями ВДНХ СССР и 3 медалями ВДНХ УССР.

До последних дней Кинт Евгеньевич боролся за сохранение отечественного автотракторного дизелестроения. Способствовал налаживанию производственных контактов между АО «Чугуевская топливная аппаратура» и «PZL Melez» (ПП). Был инициатором проведения дорожных испытаний в г. Киев и установки на автобусе ЛАЗ-52523 рядных 6-цилиндровых автомобильных дизелей с вертикальным и горизонтальным размещением цилиндров, разработанных в «ГСКБД» (г. Харьков).

Вместе с профессором Б.Г. Стефановским были первыми в Украине исследователями и пропагандистами двигателя Стирлинг. При непосредственном участии К.Е. Долганова был разработан и изготовлен мини двигатель модели УДС-1. В дальнейшем на базе этого двигателя был создан мини стирлинг-электрический агрегат и проведены исследования с экспериментальной электронной системой автоматического регулирования температуры нагревателя и частоты вращения вала двигателя.

К.Е. Долганов автор более 330 научных трудов, в том числе 7 монографий, учебника и учебных пособий для дисциплин «Автомобильные двигатели», «Теория ДВС», «Системы ДВС», «Автоматическое регулирование ДВС» и др.

Для тех, кто знал Кинт Евгеньевича, имел счастье общаться с ним, он останется в памяти тружеником, принципиальным профессионалом, двигатelistом, добросовестным учёным, справедливым и требовательным руководителем, приятным собеседником. В памяти нового поколения кафедры он навсегда останется учителем, создателем лабораторной и методико-лекционной базы для инженерной подготовки студентов автомобилистов и двигатelistов в НТУ.

Научно-технический журнал "Двигатели внутреннего сгорания" выпускается 2 раза в год. Основная цель издания - предоставить возможность опубликовать результаты научных трудов и статьи научным сотрудникам, преподавателям, аспирантам и соискателям ученых степеней, а также расширить возможности для обмена научно-технической информацией в Украине и за ее пределами.

К опубликованию принимаются статьи на украинском, русском, английском, немецком языках по следующим научным направлениям:

- **Общие проблемы двигателестроения;**
- **Конструкция ДВС;**
- **Рабочие процессы ДВС;**
- **Технология производства ДВС;**
- **Эксплуатация ДВС;**
- **Экологизация ДВС;**
- **Гипотезы, предложения;**
- **История двигателестроения, личности, юбилей.**

Материал (статья) подается редколлегии в 2-х экземплярах. К материалам должна прилагаться дискета (CD-диск) со статьей, набранной в текстовом редакторе MS Word.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЬИ можно скачать на сайте кафедры ДВС по ссылке <http://sites.kpi.kharkov.ua/diesel/> в разделе «Видання», «Вимоги до оформлення статей», а также на сайте журнала <http://dvs.khpi.edu.ua/>.

СТАТЬЯ ДОЛЖНА ВКЛЮЧАТЬ:

- УДК статьи;
- инициалы, фамилии и научные степени (квалификацию) авторов;
- название статьи;
- аннотации на украинском, русском и английском языках (приводятся в конце статьи).

К статье прилагаются:

- рецензия,
- акт экспертизы о возможности опубликования.

СТАТЬИ, ОФОРМЛЕНИЕ КОТОРЫХ НЕ СООТВЕТСТВУЕТ ПРИВЕДЕННЫМ ТРЕБОВАНИЯМ, РЕДКОЛЛЕГИЕЙ НЕ РАССМАТРИВАЮТСЯ

УСЛОВИЯ ОПУБЛИКОВАНИЯ:

Оформленная в соответствии с требованиями статья направляется авторами в редколлегию по адресу: 61002. Харьков, ул. Кирпичева, 2. НТУ "ХПИ". Кафедра ДВС. Редакционная коллегия журнала "Двигатели внутреннего сгорания". Ответственному секретарю редколлегии. Тел. (057)707-60-89, E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua.

После принятия решения об опубликовании автор информируется об этом редколлегией. Рукописи и дискеты авторам не возвращаются.

Наукове видання

Двигуни внутрішнього згоряння
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальна за випуск І.В. Рикова

Підп. до друку 27.08.2019 р. Формат 60х84 1/8. Папір офсетний.
Гарнітура Times. Віддруковано на ризографі.
Ум. друк. арк. 9,5. Обл.-вид. арк. 8,8
Наклад. 300 прим. Зам. № 28/08 Ціна договірна

Віддруковано ФОП Виговський Д.І.
Реєстраційний номер 24800000000201357 від 11.10.2017 р.
В Єдиному державному реєстрі юридичних осіб, ФОП
та громадських формувань