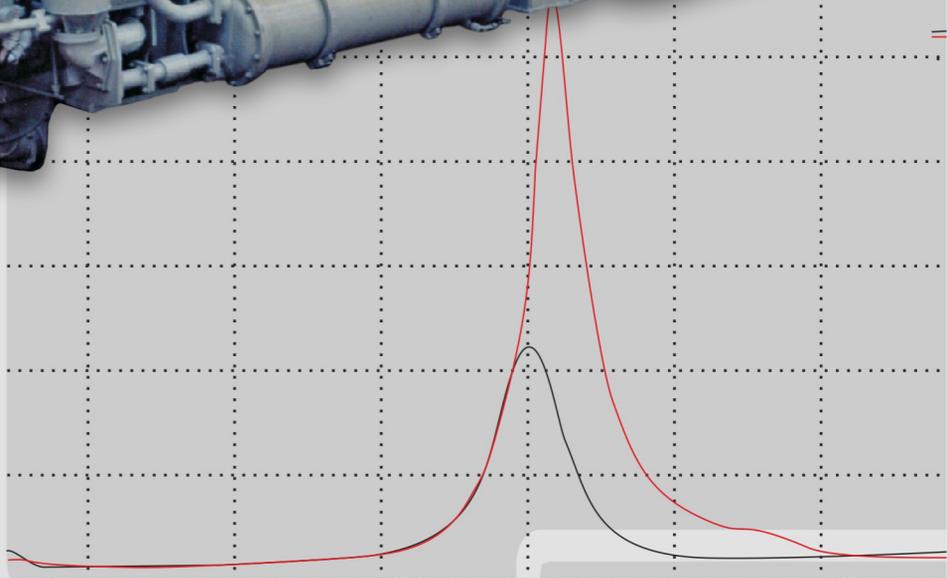
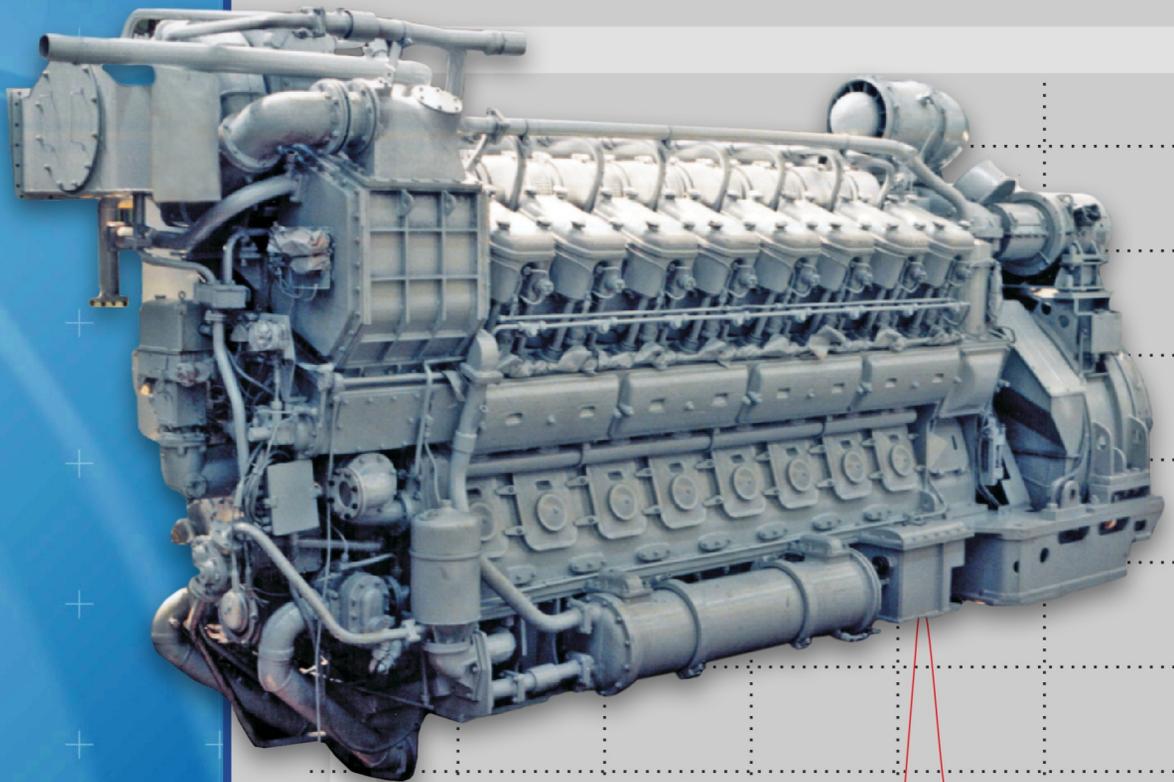


ISSN 0419-8719

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

1'2016

Всеукраинский
научно-технический журнал



ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

1'2016

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. Епифанов, *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.*

А.В. Грицюк, *д.т.н., с.н.с.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

П.М. Канило, *д. т. н., проф.*

Л.П. Клименко, *д. т. н., проф.*

Г.М. Кухаренко, *д. т. н., проф.*

Е. Моргенштерн, *д. н., проф.*

В.И. Мороз, *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. Радковський, *д.н., доц.*

В. Сенчила, *д.н., проф.*

Б.Г. Тимошевський, *д. т. н., проф.*

Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

Р.М. Андрес, *к.т.н.*

Х.М. Чо, *д.н., проф.*

Н.Д. Чайнов, *д. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

*А.П. Марченко, І.В. Парсаданов, А.О. Прохоренко, А.В. Савченко,
О.О. Осетров, Д.В. Мешков*

Особливості процесу згорання в дизелі при роботі на водопа-
ливній емульсії. 3

Р. Н. Радченко, Н. С. Богданов

Эффективность трансформации теплоты в трехступенчатой
системе охлаждения наддувочного воздуха судового малообо-
ротного дизеля. 10

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

А.А. Прохоренко

Метод розрахунку змінної форми крутильних коливань коли-
нчатого вала. 14

В.А. Опалев

Совершенствование приводного турбокомпрессора двухтакт-
ного дизеля ЗТД-3А. 19

В. Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова

Оценка влияния покрытия на температуру вспышки на
скользящем контакте. 24

О.Ю. Линьков, В.В. Пылёв, С.А. Кравченко

Оценка влияния нагара на температурное состояние днища
головки цилиндров среднеоборотного дизеля. 29

В.А. Пылев, Р. Ариан, И.А. Нестеренко

Совершенствование методического обеспечения САПР порш-
ня ДВС. 33

А.А. Бабич, С.А. Грозов, А.М. Левтеров

Расчётная оценка теплового состояния поршня транспортно-
го дизеля. 40

А.В. Тринёв, Д.Г. Сивых, В.А. Несвитайло

Разработка системы локального охлаждения подшипникового
узла турбокомпрессора автотракторного дизеля. 44

А.В. Белогуб, Нгуен Ван Зионг, О.Ю. Линьков, С.А. Кравченко

Разработка конструкции «легкого» поршня для дизелей типа
Д100. 50

ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ДВС

П.М. Канило, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов,

А.П. Поливянчук

Повышение канцерогенной безопасности транспортных дви-
гателей внутреннего сгорания. 56

А.Н. Авраменко

Численное моделирование процесса обработки водотопливной
емульсии в бортовом гидродинамическом кавитаторе. 63

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21

НТУ «ХПИ», кафедра ДВС

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89

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

dvs@kpi.kharkov.ua

А.П. Марченко, Омар А. Хамза, Али А. Хамза
Оценка инвестиционной привлекательности энергосберегающих технологий на основе тепловых двигателей применительно к нефтеперерабатывающему заводу. 67

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

А.Э. Хрулев, С.В. Грузинский, Ю.В. Кучеренко
Численное моделирование и сравнительный анализ конструктивных схем оборудования с целью повышения точности обработки клапанных седел в головках цилиндров ДВС. 72

ГИПОТЕЗЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, Т.П. Белоусова
Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей. 81

ИСТОРИЯ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ, ЛИЧНОСТИ, ЮБИЛЕИ

А.В. Грицюк
Создание экспериментальной базы Харьковского конструкторского бюро по двигателестроению. 89
Главный конструктор от Бога. 94

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2016. – №1. – 101 с.

Всеукраинский научно-технический журнал по вопросам усовершенствования конструкций, эксплуатации, технологии производства и расчетов двигателей внутреннего сгорания. Материалы статей были рекомендованы Программным комитетом XXI 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)*, научно-метрические системы *GoogleScholar; WorldCat; DOAJ; DRIVER; BASE, Index Copernicus, РИНЦ*.

Издается по решению Ученого совета НТУ “ХПИ” протокол № 6 от 08.07.2016 г.

А.П. Марченко, І.В. Парсаданов, А.О. Прохоренко, А.В. Савченко, О.О. Осетров, Д.В. Мешков

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЦЕСУ ЗГОРЯННЯ В ДИЗЕЛІ ПРИ РОБОТІ НА ВОДОПАЛИВНІЙ ЕМУЛЬСІЇ

Проаналізовано фізико-хімічні властивості водопаливної емульсії та їх вплив на процеси сумішоутворення та згоряння палива. Наведено методику проведення та результати експериментальних досліджень дизеля 4ЧН12/14 на водопаливній емульсії. Проаналізовано основні гіпотези, що розкривають механізм впливу водопаливної емульсії на процеси сумішоутворення та згоряння: гіпотезу «мікрровибухів» та гіпотезу каталітичного впливу продуктів дисоціації води на процес згоряння. За результатами досліджень зроблені висновки про ступінь впливу кожного з механізмів протягом окремих періодів згоряння.

Вступ

В даний час не викликає сумнівів актуальність проблеми забезпечення енергозбереження та екологічної безпеки при розробці та використанні двигунів внутрішнього згоряння. Проте часто є проблематичним дотримання балансу між екологічними і паливно-економічними показниками двигуна, оскільки заходи з покращення одних показників часто призводять до погіршення інших.

Одним із ефективних заходів забезпечення енергозбереження, одночасного покращення економічних і екологічних показників двигунів є використання альтернативних палив, зокрема водопаливних емульсій (ВПЕ) із вмістом води від 10 до 30%. Проте неоднозначними є гіпотези щодо розкриття механізму впливу властивостей ВПЕ на процеси згоряння.

В роботі на основі експериментальних даних здійснена спроба розкрити особливості сумішоутворення і згоряння в дизелі при роботі на ВПЕ.

Аналіз попередніх досліджень

Використання ВПЕ дозволяє покращити паливно-економічні та екологічні показники двигунів [1-9].

Відзначається суттєвий вплив ВПЕ на викиди з відпрацьованими газами (ВГ) оксидів азоту (NO_x). Зниження викидів NO_x становить від 25% [2,9,10] до 70% [1,6] залежно від режиму роботи, складу та рівня дисперсності ВПЕ, конструктивних та регулювальних параметрів дизеля. Зниження викидів NO_x пов'язують із зменшенням максимальної температури циклу на 25-45 К [1-2,6-10].

Застосування ВПЕ призводить до зменшення димності, викидів твердих частинок з ВГ дизеля на 15-40% [1,5,9,10] та викидів СО – на 10-15% [1,2,6-10] залежно від умов проведення досліджень.

Дані щодо впливу властивостей ВПЕ на витрату палива і викиди незгорілих вуглеводнів з ВГ дизеля є суперечливими. Відзначають як зменшення питомої витрати палива на 3,5-5% [1,5-7,9,10], так і збільшення цього показника на 2-4% [2], а та-

кож як зниження викидів СН на 60-90% так і їх підвищення на 20-30% [1,2,6-8].

Очевидно, що ці показники значною мірою залежать від конструктивних та регулювальних параметрів дизеля, режиму роботи, особливостей протікання робочого процесу, складу ВПЕ та рівня її дисперсності.

Як правило, відзначають інтенсифікацію процесу згоряння палива в циліндрі дизелів при використанні ВПЕ [1,2,7,9,10]. Зміни у протіканні процесу згоряння пояснюють впливом властивостей ВПЕ на процеси впорскування, сумішоутворення і випаровування палива [1,2,5-8], збільшенням теплоємності палива і втрат теплоти на випаровування води [1,2,4-7], явищами мікрровибуху [1,2,4-7,11] та каталітичним впливом продуктів дисоціації води на процес згоряння [1,2,5,8,12,14]. Наявність різних гіпотез щодо механізму впливу властивостей ВПЕ на процеси сумішоутворення і згоряння вимагає додаткових досліджень у цьому напрямку.

За результатами аналізу виконаних досліджень щодо використання паливних емульсій в ДВЗ можна зробити висновок про відсутність однозначної оцінки ефективності їх використання. Суперечливими є дані про вплив властивостей ВПЕ на процеси згоряння в ДВЗ. Бракує рекомендацій щодо вибору раціонального складу ВПЕ і адаптації двигунів для роботи на ВПЕ.

Вищезгадане обумовлює актуальність дослідження впливу властивостей ВПЕ на процеси сумішоутворення і згоряння в дизелі.

Методика проведення досліджень

Дослідження проведені на автотракторному дизелі 4ЧН12/14 з безпосереднім впорскуванням палива в камеру згоряння в поршні, газотурбінним наддувом та проміжним охолодженням наддувального повітря.

Дизель було встановлено на випробувальний стенд, що укомплектований необхідним обладнанням і контрольно-вимірювальними приладами відповідно до діючих нормативів.

Дослідження проведені на стандартному дизельному паливі та ВПЕ при частотах обертання колінчастого валу 2000 хв⁻¹ і 1500 хв⁻¹. На кожному режимі визначалися індикаторні діаграми, переміщення голки форсунки та тиск палива перед форсункою. Кут випередження впорскування палива не змінювався.

Обробка результатів вимірювань здійснювалася за допомогою програмного комплексу DieselAnalyse, що розроблено на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП». Цей комплекс дозволяє проводити визначення верхньої мертвої точки (ВМТ), дроблення на окремі послідовні цикли роботи ДВЗ по 720 значень ординат тисків, усереднення по заданому числу робочих циклів, визначати середню частоту обертання колінчастого валу, проводити інтерполяцію, згладжування, визначення абсолютного тиску і корекцію положення нульової лінії тиску. Результатом роботи програми є масив значень тиску в циклі, індикаторні показники, закон ефективного тепловиділення, швидкість наростання тиску в циліндрі.

На основі попередніх досліджень із забезпечення тривалого терміну стабільного складу ВПЕ, комплексного позитивного впливу на паливну економічність, токсичність і димність ВГ, нагароутворення, забезпечення безвідмовності на рівні використання стандартного дизельного палива для випробувань було обрано ВПЕ із вмістом води по об'єму 16,3%. Основні фізико-хімічні властивості ДП і ВПЕ наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Основні фізико-хімічні показники ДП і ВПЕ

Назва показника	ДП	ВПЕ
Густина при температурі 15 °С, кг/м ³	829	857
Теплоємність, кДж/кг·К	2,02	2,37
Питома нижня теплота згоряння палива, кДж/кг	42500	35100
Масова частина сірки, % не більше	0,01	0,01
Температура спалахування в закритому тигелі, °С, не нижче	70,5	спалах відсутній
Вміст води, %	0	16,3
Випробування на мідній пластинці	Випримує	Випримує
Кінематична в'язкість при температурі 20 °С, мм ² /с не більше*	5,15	6,19
Гранична температура фільтрування, °С, не вище	-12	-5
Дисперсність води в паливі, мкм	0	0,5...1,0

*Кінематична в'язкість ВПЕ розрахована за формулою Тейлора [15].

Порівняльний аналіз характеристик вказує на те, що наявність води у ВПЕ на 17,5% зменшує нижню питому теплоту згоряння палива. Отже, для отримання незмінної потужності двигуна потрібно збільшувати циклову подачу палива. Це має спричинити підвищення максимального тиску впорскування.

Густина ВПЕ на 2,5% більша за густину ДП, що сприяє збільшенню далекобійності паливного факела.

В'язкість ВПЕ приблизно на 7% більша за в'язкість ДП, що має викликати збільшення тиску впорскування та розмірів крапель палива, а також зменшення кута конусу паливного факела.

Характерною особливістю ВПЕ є відсутність спалахування в закритому тигелі. Це підвищує рівень пожежної безпеки використання ВПЕ порівняно з ДП.

Теплоємність ВПЕ вища за теплоємність ДП, що має привести до збільшення витрат теплоти на прогрів та випаровування крапель палива, а також до збільшення тривалості цих процесів.

До того ж більша стискальність ВПЕ за ДП на 15-18% [1,2,13] має спричинити збільшення тривалості процесу підвищення тиску перед форсункою у порівнянні з використанням ДП. Отже, при незмінному установчому куті випередження впорскування палива, момент початку впорскування при використанні ВПЕ може бути дещо ближчий до ВМТ порівняно з ДП. В ході закінчення процесу впорскування ВПЕ швидкість зниження тиску палива у паливопроводі також може бути дещо меншою порівняно з ДП.

Вміст води у паливі викликає підвищення граничної температури фільтрування, що може призвести до проблем зберігання, прокачування по паливопроводах і фільтрації ВПЕ при низьких температурах навколишнього середовища.

Вказані відмінності головним чином обумовлюють зміни у протіканні процесів сумішоутворення і згоряння в дизелі.

Аналіз результатів експериментального дослідження

Для аналізу результатів досліджень використані індикаторні діаграми, залежності зміни тиску палива перед форсункою, характеристики диференційного тепловиділення, залежності зміни температури та швидкості підвищення тиску в циліндрі дизеля при роботі на ДП і ВПЕ.

З індикаторних діаграм (рис. 1) видно, що максимальний тиск циклу при роботі на ДП більше, ніж при роботі на ВПЕ, є відмінності на стадії наростання тиску від моменту початку згоряння до моменту досягнення максимального тиску. Для

виявлення причин цих відмінностей було проаналізовано процеси впорскування палива і згоряння в

циліндрі.

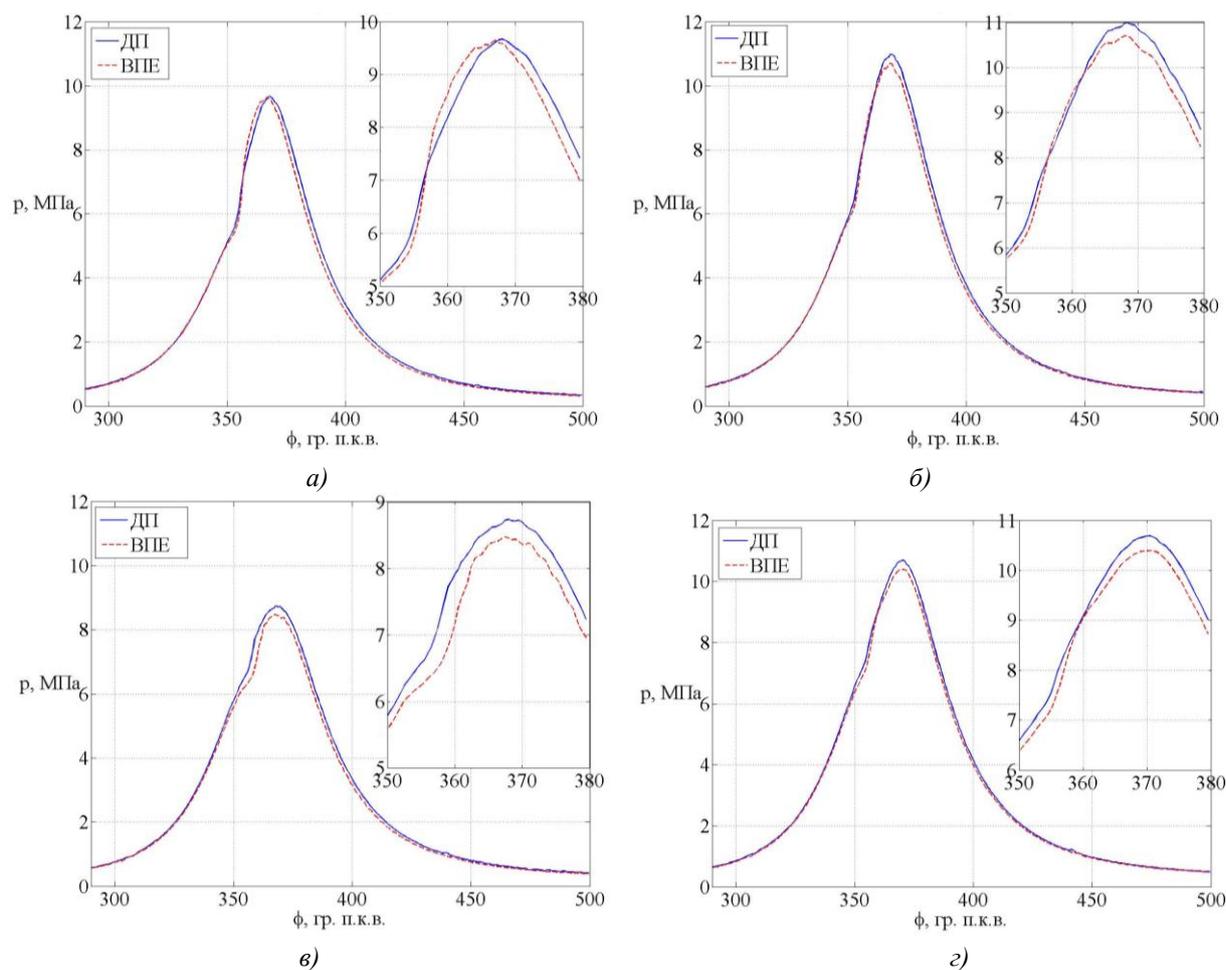


Рис. 1. Індикаторні діаграми при роботі на ДП та ВПЕ:

a – $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=64 \text{ кВт}$; *б* – $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=85 \text{ кВт}$; *в* – $n=2000 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=73,6 \text{ кВт}$;
з – $n=2000 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=100 \text{ кВт}$

З наведених залежностей зміни тиску палива перед форсункою від кута повороту колінчастого вала (рис. 2) видно, що моменти початку впорскування ВПЕ і ДП майже співпадають. Деяко більш ранній початок впорскування ДП пояснюється меншою його стискальністю. Впорскування ВПЕ на 3-5 град. п.к.в. більш тривале, ніж ДП, що пояснюється збільшенням циклової подачі ВПЕ при однаковій потужності.

Внаслідок збільшення циклової подачі та збільшення в'язкості палива максимальний тиск впорскування ВПЕ зростає на 14-18 %, що може призводити до покращення розпилювання палива.

Розрахункові значення температур у циліндрі двигуна наведено на рис. 3. Видно, що температура в циліндрі при використанні ВПЕ знижується на 15-30 К. Зазначене зниження температури пояснюється збільшенням теплоємності циклової подачі

при використанні ВПЕ, а отже і витрат теплоти на нагрів та випаровування палива.

Зниження максимальної температури в циліндрі та зменшення тривалості процесу згоряння мають вчинити позитивний вплив на зниження рівня викидів оксидів азоту з ВГ дизеля. Це підтверджується багатьма експериментальними дослідженнями використання ВПЕ в дизелях [1,2,5-10].

Тепловиділення в циліндрі при використанні ВПЕ починається пізніше на 3-5 град. п.к.в., ніж при використанні ДП (рис. 4). Зважаючи на майже однаковий момент впорскування обох видів палива збільшення на 2-4 град. п.к.в. періоду затримки запалювання при використанні ВПЕ може пояснюватися зростанням енергії активації палива та зниженням температури та тиску в циліндрі в момент початку впорскування палива.

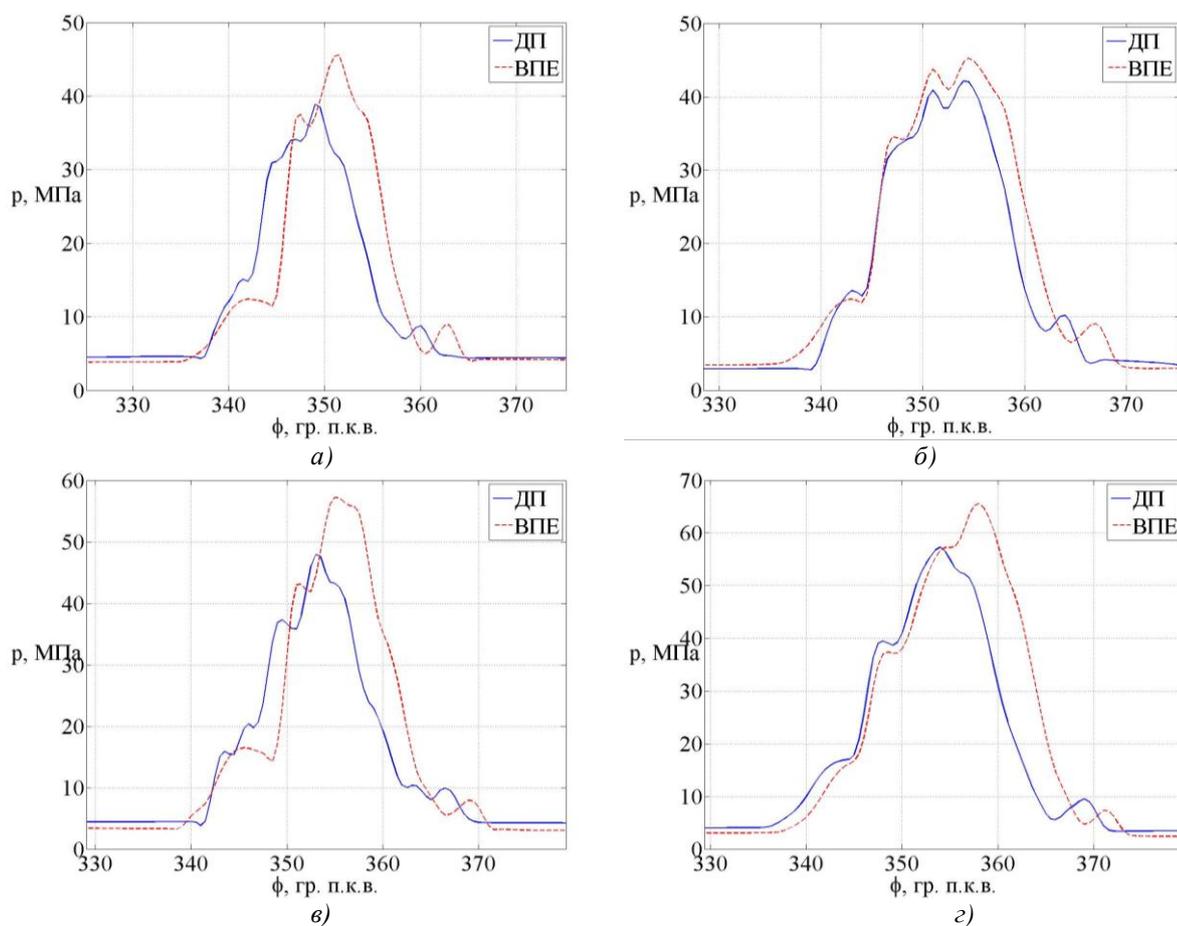


Рис. 2. Тиск палива перед форсункою при роботі на ДП та ВПЕ:

$a - n=1500 \text{ хв}^{-1} N_e=64 \text{ кВт}$; $б - n=1500 \text{ хв}^{-1} N_e=85 \text{ кВт}$;

$в - n=2000 \text{ хв}^{-1}, N_e=73,6 \text{ кВт}$; $г - n=2000 \text{ хв}^{-1}, N_e=100 \text{ кВт}$

Максимальна швидкість згоряння і площа під кривою тепловиділення в ході періоду спалаху для ВПЕ більше, ніж для ДП. Цей факт можна пояснити тим, що за більш тривалий період затримки запалення встигає випаруватися більша кількість палива. Відповідно збільшується частка палива, що згорає за період швидкого згоряння і швидкість тепловиділення в цей період.

Аналіз процесу дифузійного згоряння показує, що в цей період згоряння швидкість тепловиділення при згорянні ВПЕ вища, ніж при згорянні ДП.

Момент закінчення згоряння (досягнення моменту рівності нулю швидкості тепловиділення) ДП і ВПЕ приблизно однаковий. З урахуванням більш пізнього моменту початку згоряння ВПЕ можна зробити висновок про те, що тривалість згоряння ВПЕ менша, ніж згоряння ДП незважаючи на те, що теплоємність ВПЕ більше, ніж ДП. Це підтверджує зростання швидкості згоряння ВПЕ порівняно з ДП.

Відомо декілька гіпотез, що розкривають механізм впливу ВПЕ на процеси згоряння в дизелях. В рамках однієї з гіпотез вплив ВПЕ пояснюють насамперед каталітичним впливом продуктів

дисоціації води на процес згоряння палива. В умовах високих температур камери згоряння дизеля водяна пара дисоціює на водень та кисень, а також на радикали водню та гідроксильні групи. Наявність у камері згоряння радикалів водню сприяє прискоренню хімічних реакцій та більш повному вигоранню вуглеводнів.

Автори іншої гіпотези схильні пояснювати вплив ВПЕ на робочий процес дизеля вторинним розпилюванням палива у камері згоряння внаслідок скипання води («мікробухів»), що знаходиться всередині краплі ВПЕ.

Наявність механізму вторинного розпилювання палива (явища «мікробуху») підтверджують детальні дослідження горіння крапель ВПЕ [2,4], в ході яких була використана високошвидкісна відео зйомка.

Про каталітичний вплив продуктів дисоціації води на процеси згоряння палива в циліндрі дизеля можна судити за результатами ряду досліджень додавання водяної пари до повітря на впуску в двигун [1,3,12]. Вплив такого заходу на швидкість процесу згоряння якісно нагадує вплив ВПЕ.

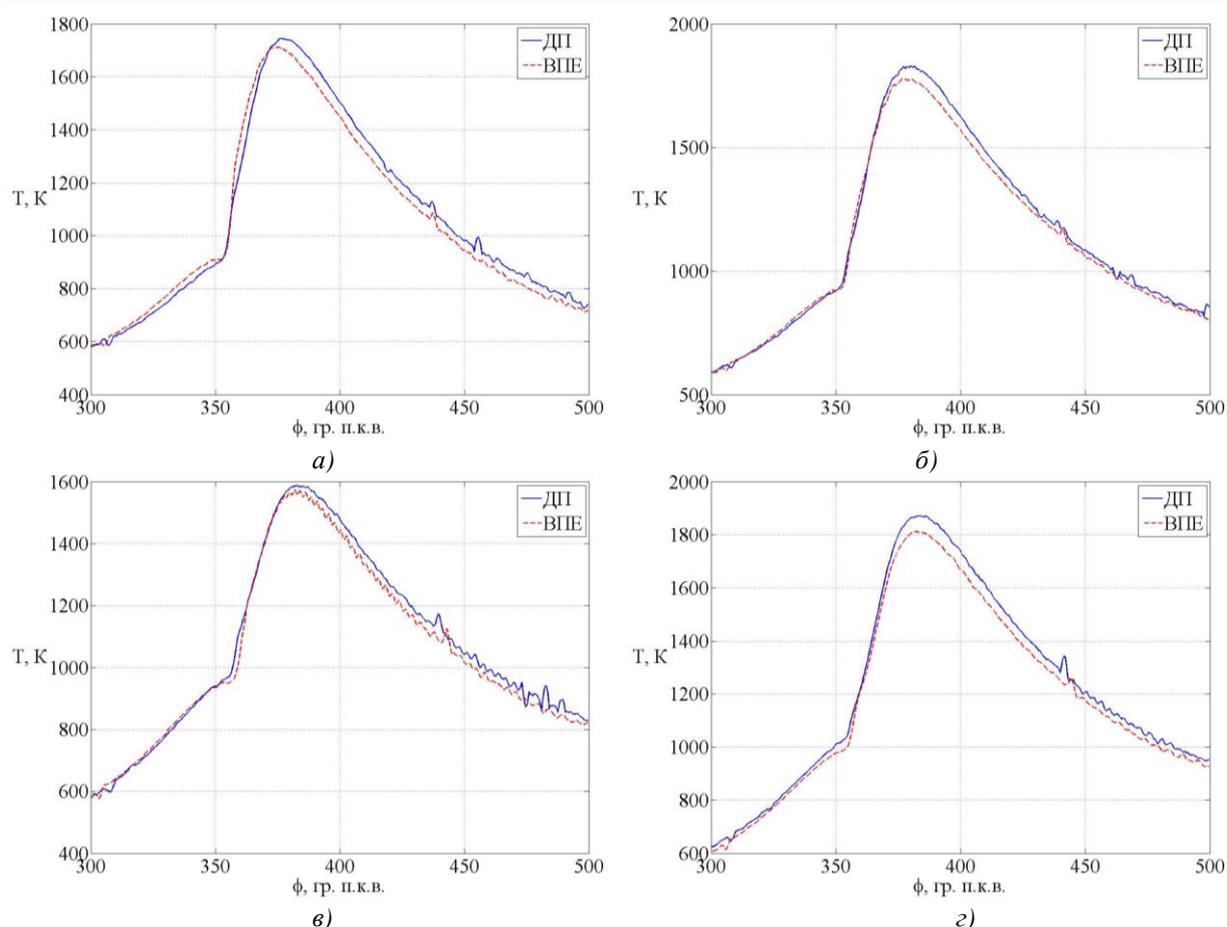


Рис. 3. Температура в цилиндре дизеля при работе на ДП та ВПЕ:

а – $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=64 \text{ кВт}$; б – $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=85 \text{ кВт}$; в – $n=2000 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=73,6 \text{ кВт}$;
г – $n=2000 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=100 \text{ кВт}$

З аналізу характеристик диференційного тепловиділення дослідженого дизеля є підстави вважати, що при згорянні ВПЕ мають місце обидва механізми впливу.

Явище «мікробибуху» може вчиняти істотний вплив на процеси в цилиндрі дизеля в початковий період згорання. Саме на початку згорання дисперсність розпилювання палива вчиняє найбільший позитивний вплив на процес згорання і вторинне розпилювання палива внаслідок явища «мікробибуху» може сприяти покращенню згорання.

Варто відзначити, що у сучасних дизелях досягається достатньо висока дисперсність розпилювання палива, а отже, потенціал з покращення процесу згорання за допомогою підвищення дисперсності палива у камері згорання є у значній мірі вичерпаним.

Результати досліджень свідчать, що саме протягом дифузійного згорання і догорання палива за рахунок каталітичного впливу радикалів водню і гідроксильних груп підвищується швидкість згорання ВПЕ. Очевидно, що в цей період локальна концентрація активних радикалів значна у безпосе-

редній близькості до крапель незгорілого палива і сприяє його вигоранню.

Підсумовуючи можна відзначити, що фактор каталітичного впливу продуктів дисоціації води є превалюючим у позитивному впливі ВПЕ на процес згорання в дизелі.

Висновки

Проведені дослідження автотракторного дизеля дозволяють визначити особливості процесів сумішоутворення та згорання ВПЕ.

ВПЕ із вмістом води 16,3% по вазі, з якою було проведено дослідження, має нижню питому теплоту згорання на 17,5% меншу, ніж ДП, в'язкість на 7% більшу за ДП, стискальність на 15-18% більшу, ніж ДП.

Максимальний тиск впорскування ВПЕ вище на 8-12 МПа, а тривалість процесу впорскування – на 3-4 град. п.к.в. більша, ніж ДП внаслідок збільшення циклової подачі для забезпечення незмінної потужності дизеля.

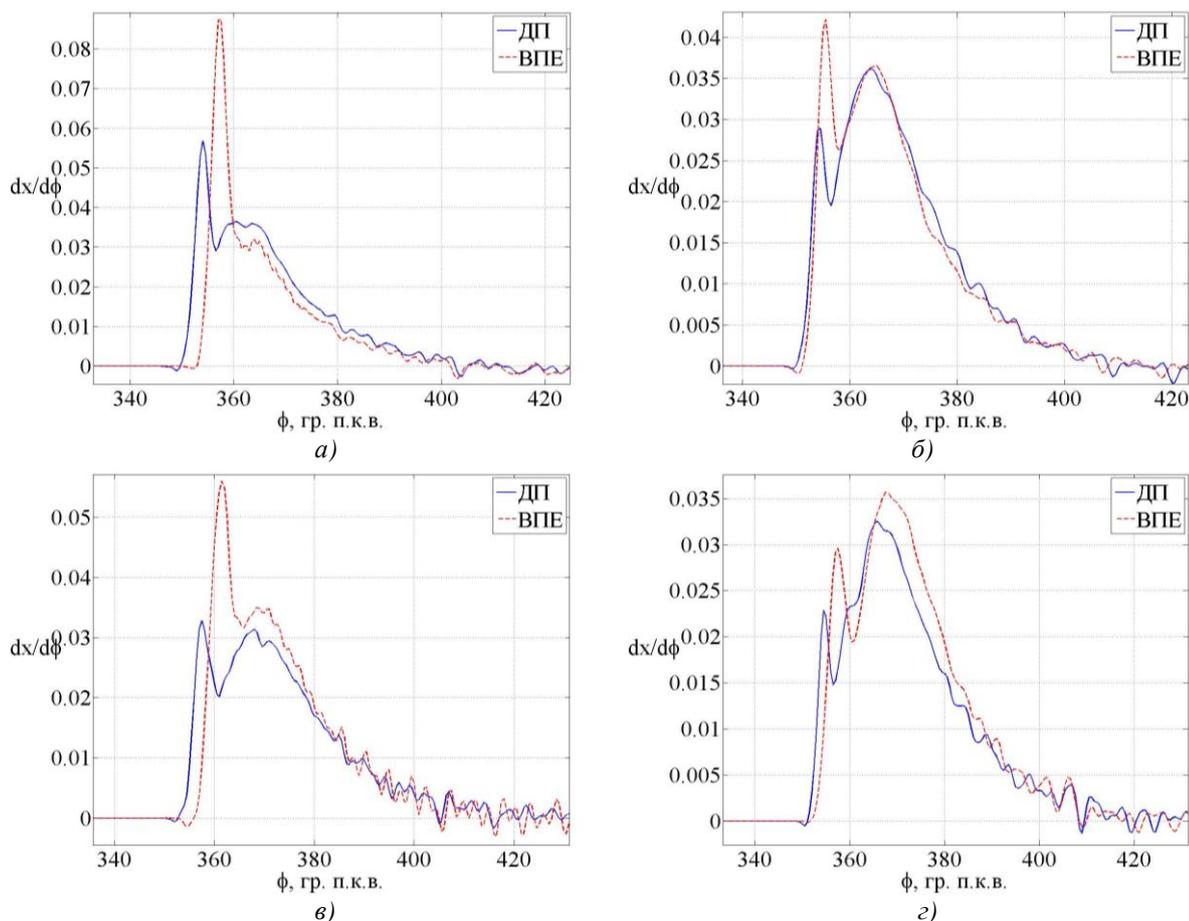


Рис. 4. Характеристика диференційного тепловиділення дизеля при роботі на ДП та ВПЕ:

а – $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=64 \text{ кВт}$; б – $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=85 \text{ кВт}$;
 в – $n=2000 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=73,6 \text{ кВт}$; з – $n=2000 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=100 \text{ кВт}$

Температура в циліндрі дизеля зменшується на 10-30 К. Зниження максимальної температури в циліндрі поряд зі зменшенням тривалості процесу згоряння є основними чинниками, що обумовлюють зниження рівня викидів оксидів азоту з ВГ дизеля.

Період затримки спалахування палива при використанні ВПЕ збільшується на 1-3 град. п.к.в., що, в свою чергу, призводить до збільшення частки палива, яка випаровується за цей період, а отже – до збільшення швидкості тепловиділення в період спалахування палива. Тривалість процесу згоряння ВПЕ на 2-5 град. п.к.в. менша, ніж ДП, незважаючи на більшу тривалість процесу впорскування палива.

Результати експериментальних досліджень дозволяють оцінити ступінь впливу двох основних гіпотез, що розкривають механізм впливу ВПЕ на процес згоряння палива в дизелі: каталітичного впливу продуктів дисоціації води на хімічні реакції в циліндрі та вторинного розпилювання палива внаслідок скипання води всередині крапель ВПЕ (гіпотеза «мікрровибухів»). Ефект від використання

ВПЕ на процес згоряння в дизелі обумовлений комплексною дією обох механізмів впливу. Протягом початкових періодів згоряння вторинне розпилювання палива вчиняє помітний вплив на процес згоряння. В цілому превалюючим чинником є каталітичний вплив продуктів дисоціації води на хімічні реакції в циліндрі дизеля.

Список літератури:

1. Abu-Zaid M. Performance of single cylinder, direct injection diesel engine using water fuel emulsions / M. Abu-Zaid // *Energy Conversion and Management*. – 2004. – № 45. – С. 697-705.
2. Experimental investigation of the performance and emission characteristics of direct injection diesel engine by water emulsion diesel under varying engine load condition / M. Fahd, Y. Wenming, P. Lee [u др.] // *Applied Energy*. – 2013. – № 102. – С. 1042-1049.
3. Greeves G. Effects of water introduction on diesel engine combustion and emission / G. Greeves, I. M. Khan, G. Onion // *Power systems*. – 1977. - № 1. – С. 321-336.
4. Water-coalescence in an oil-in-water emulsion droplet burning under microgravity / D. Segawa, H. Yamasaki, T. Kadota [u др.] // *Proceedings of the Combustion Institute*. – 2000. – № 28. – С. 985-990.
5. Engine performance using emulsified diesel fuel / A. Alahmer, J. Yamin, A. Sakhrieh, M.A. Hamdan // *Energy Conversion and Management*. - 2010. - № 51. – С. 1708-

1713. 6. Performance, emissions and heat release characteristics of direct injection diesel engine operating on diesel oil emulsion / J. Ghojel, D. Homnery, K. Al-Khaleefi // *Applied Thermal Engineering*. – № 26. – 2006. – С. 2132–2141. 7. Characterization of light duty Diesel engine pollutant emissions using water-emulsified fuel / O. Armas, R. Ballesteros, F.J. Martos, J.R. Agudelo // *Fuel*. – 2005. – № 84. – С. 1011–1018. 8. Кульчицкий А. Р. Улучшение экологических характеристик дизелей применением водотопливных эмульсий / А. Р. Кульчицкий, А. М. Аттия, А. Н. Гоц // *Фундаментальные исследования*. – 2013. – № 10. – С. 1419–1422. 9. Патров Ф. В. Снижение концентрации оксидов азота в отработавших газах судовых дизелей при использовании водотопливных эмульсий / В. Ф. Патров, О. С. Вахромеев // *Вестник АГТУ*. – 2010. – № 1. – С. 141–146. 10. Патров Ф. В. Использование водотопливной эмульсии при эксплуатации судовых ДВС / В. Ф. Патров, О. С. Вахромеев // *Вестник АГТУ* – 2009. – № 1. – С. 223–225. 11. Белов Е.А. Изменение ресурсных показателей дизеля 6ЧН18/22 при работе на водотопливной эмульсии / Е.А. Белов, И.Г. Мироненко, Л.О. Соловьёва // *Ползуновский вестник*. – 2004. – № 1 – С. 202–205. 12. Левина Е. Ю. Физическая модель процесса горения водно-био-топливных эмульсий в дизелях / Е. Ю. Левина, С. А. Нагорнов // *Потенциал современной науки*. – 2015. – № 2. – С. 42–49. 13. Горелик Г. Б. Физико-механические параметры водотопливной эмульсии / Г. Б. Горелик, О. М. Протасов // *Ученые заметки ТОГУ*. – 2014. – Том 5. – № 1. – С. 288 – 293. 14. Левина Е. Ю. Обзор свойств современных водно-топливных эмульсий / Е. Ю. Левина // *Потенциал современной науки*. – 2014. – № 6. – С. 34–38. 15. Никольский Б.П. *Справочник химика. Том 2. Основные свойства неорганических и органических соединений* / Б.П. Никольский, О.Н. Григоров, М.Е. Позин / 3-е издание. Л.: Химия, 1971. – 1168 с.
- diesel engine by water emulsion diesel under varying engine load condition / M. Fahd, Y. Wenming, P. Lee [u др.] // *Applied Energy*. – 2013. – № 102. – С. 1042–1049. DOI: 10.1016/j.apenergy.2012.06.041 3. Greeves G. Effects of water introduction on diesel engine combustion and emission / G. Greeves, I. M. Khan, G. Onion // *Power systems*. – 1977. – № 1. – С. 321–336., DOI: 10.1016/S0082-0784(77)80335-4 4. Water-coalescence in an oil-in-water emulsion droplet burning under microgravity / D. Segawa, H. Yamasaki, T. Kadota [u др.] // *Proceedings of the Combustion Institute*. – 2000. – № 28. – С. 985–990. DOI: 10.1016/S0082-0784(00)80305-7 5. Engine performance using emulsified diesel fuel / A. Alahmer, J. Yamin, A. Sakhrieh, M.A. Hamdan // *Energy Conversion and Management*. – 2010. – № 51. – С. 1708–1713. DOI: 10.1016/j.enconman.2009.11.0446 . Performance, emissions and heat release characteristics of direct injection diesel engine operating on diesel oil emulsion / J. Ghojel, D. Homnery, K. Al-Khaleefi // *Applied Thermal Engineering*. – № 26. – 2006. – С. 2132–2141. doi:10.1016/j.applthermaleng.2006.04.014 7. Characterization of light duty Diesel engine pollutant emissions using water-emulsified fuel / O. Armas, R. Ballesteros, F.J. Martos, J.R. Agudelo // *Fuel*. – 2005. – № 84. – С. 1011–1018. doi:10.1016/j.fuel.2004.11.015 8. Кульчицкий А. Р. Улучшение экологических характеристик дизелей применением водотопливных эмульсий / А. Р. Кульчицкий, А. М. Аттия, А. Н. Гоц // *Фундаментальные исследования*. – 2013. – № 10. – С. 1419–1422. 9. Патров Ф. В. Снижение концентрации оксидов азота в отработавших газах судовых дизелей при использовании водотопливных эмульсий / В. Ф. Патров, О. С. Вахромеев // *Вестник АГТУ*. – 2010. – № 1. – С. 141–146. 10. Патров Ф. В. Использование водотопливной эмульсии при эксплуатации судовых ДВС / В. Ф. Патров, О. С. Вахромеев // *Вестник АГТУ* – 2009. – № 1. – С. 223–225. 11. Белов Е.А. Изменение ресурсных показателей дизеля 6ЧН18/22 при работе на водотопливной эмульсии / Е.А. Белов, И.Г. Мироненко, Л.О. Соловьёва // *Ползуновский вестник*. – 2004. – № 1 – С. 202–205. 12. Левина Е. Ю. Физическая модель процесса горения водно-био-топливных эмульсий в дизелях / Е. Ю. Левина, С. А. Нагорнов // *Потенциал современной науки*. – 2015. – № 2. – С. 42–49. 13. Горелик Г. Б. Физико-механические параметры водотопливной эмульсии / Г. Б. Горелик, О. М. Протасов // *Ученые заметки ТОГУ*. – 2014. – Том 5. – № 1. – С. 288 – 293. 14. Левина Е. Ю. Обзор свойств современных водно-топливных эмульсий / Е. Ю. Левина // *Потенциал современной науки*. – 2014. – № 6. – С. 34–38. 15. Никольский Б.П. *Справочник химика. Том 2. Основные свойства неорганических и органических соединений* / Б.П. Никольский, О.Н. Григоров, М.Е. Позин / 3-е издание. Л.: Химия, 1971. – 1168 с.

Bibliography (transliterated):

1. Abu-Zaid M. Performance of single cylinder, direct injection diesel engine using water fuel emulsions / M. Abu-Zaid // *Energy Conversion and Management*. – 2004. – № 45. – С. 697–705. doi:10.1016/S0196-8904(03)00179-1 2. Experimental investigation of the performance and emission characteristics of direct injection

Поступила 24.06.2016 г.

Марченко Андрій Петрович – д.т.н., проф., проректор з наукової роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua.

Парсаданов Ігор Володимирович – д.т.н., проф., головний науковий співробітник кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua.

Прохоренко Андрій Олексійович – д.т.н., проф., професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: prokhorenko@kpi.kharkov.ua.

Савченко Анатолій Вікторович – аспірант кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Savchenko.sci@gmail.com.

Осетров Олександр Олександрович – к.т.н., доц., доцент кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: osetrov2010@gmail.com.

Мешков Денис Вікторович – к.т.н., доц., доцент кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: denys.meshkov@mail.ru.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЕ ПРИ РАБОТЕ НА ВОДОТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ

А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, А.А. Прохоренко, А.В. Савченко, А.А. Осетров, Д.В. Мешков

Проанализированы физико-химические свойства водотопливной эмульсии и их влияние на процессы смесеобразования и сгорания топлива. Приведена методика проведения и результаты экспериментальных исследований дизеля 4ЧН12/14 на водотопливной эмульсии. Проанализированы основные гипотезы, раскрывающие механизм влияния водотопливной эмульсии на процессы смесеобразования и сгорания: гипотеза «микровзрывов» и гипотеза каталитического

воздействия продуктов диссоциации воды на процесс сгорания. По результатам исследований сделаны выводы о степени влияния каждого из механизмов в течении отдельных периодов сгорания.

FEATURES COMBUSTION PROCESS IN DIESEL ENGINES WHEN WORKING AT WATER-FUEL EMULSION

A.P. Marchenko, I.V. Parsadanov, A.A. Prokhorenko, A.V. Savchenko, A.A. Osetrov, D.V. Meshkov

Analyzed the physical-chemical properties of water-fuel emulsion and their effect on mixture formation and combustion of fuel. Method of holding and results of experimental research of diesel engine 4CHN12 / 14 on water-fuel emulsion. Analyzed the main hypothesis, revealing the effect mechanism of water emulsion fuel mixture formation and combustion processes: hypothesis of "micro-explosions" hypothesis and catalytic effects of products of dissociation of water in the combustion process. According to the research findings on the extent of the influence of each of the mechanisms within individual periods.

УДК 621.436.13:621.57

DOI: 10.20998/0419-8719.2016.1.02

Р. Н. Радченко, Н. С. Богданов

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛОТЫ В ТРЕХСТУПЕНЧАТОЙ СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВОГО МАЛОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Проанализирована эффективность трансформации теплоты в трехступенчатой системе охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля. Трехступенчатый охладитель наддувочного воздуха такой системы включает последовательно расположенные в воздушном тракте высокотемпературную ступень отвода высокопотенциальной теплоты от наддувочного воздуха после турбокомпрессора на нагрев промежуточного теплоносителя, служащего источником теплоты для теплоиспользующей холодильной машины, ступень охлаждения наддувочного воздуха забортной водой и низкотемпературную ступень глубокого охлаждения наддувочного воздуха, использующую холод, генерируемый теплоиспользующей холодильной машиной.

Анализ проблемы и постановка цели исследования

На судах морского флота в качестве главных двигателей применяются в основном малооборотные дизели (МОД). Их термодинамическая эффективность зависит в значительной степени от температуры наддувочного воздуха: с ее повышением эффективный КПД МОД снижается, а удельный расход топлива b_e , соответственно, возрастает [1–3].

В судовых МОД все более широкое распространение находят двухступенчатые системы охлаждения наддувочного воздуха с использованием теплоты, отводимой в высокотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха (ОНВ_{ВТ}), для нагрева воды на нужды судовой энергетической установки, например, нагрева питательной воды утилизационного пароводяного котла (УК) до температуры примерно 90 °С, нагрева топлива, масла, на другие теплофикационные цели.

Однако, опыт эксплуатации МОД транспортных судов показывает, что при нагрузках главного двигателя свыше 50 % генерируемая теплота превышает потребности судовых потребителей, а при нагрузках главного двигателя 85...90 % и температуре наружного воздуха около 0 °С это превышение составляет 50...100 %, что резко снижает эф-

фективность утилизации теплоты [3]. В то же время повышенные температуры забортной воды в системе охлаждения наддувочного воздуха приводят к падению эффективных КПД и мощности, возрастанию удельного расхода топлива b_e , что весьма остро ставит проблему охлаждения наддувочного воздуха. Одним из направлений ее решения является применение теплоиспользующих холодильных машин (ТХМ), утилизирующих теплоту наддувочного воздуха, выпускных газов и других источников сбросной теплоты МОД [4–6].

Цель работы – анализ эффективности трансформации теплоты в трехступенчатой системе охлаждения наддувочного воздуха судового МОД.

Изложения основного материала

Наиболее простой и надежной в эксплуатации из теплоиспользующих холодильных машин является эжекторная холодильная машина (ЭХМ). Использование в ЭХМ низкокипящего рабочего тела (НРТ)-хладагента обеспечивает глубокое охлаждение воздуха без поддержания вакуума в испарителе НРТ-охладителя воды (И-ОВ) промежуточного водяного контура охлаждения наддувочного воздуха.

На рис. 1 приведена схема трехступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха на базе ЭХМ, использующей теплоту наддувочного воздуха. Теплоиспользующая система охлаждения (ТСО)

наддувочного воздуха на базе ЭХМ включает последовательно расположенные в воздушном тракте высокотемпературную ступень охлаждения ОНВ_{ВТ} (после ТК), промежуточную ступень охлаждения (ПО) наддувочного воздуха забортной водой и низкотемпературную ступень ОНВ_{НТ} дополнительного глубокого охлаждения воздуха в ЭХМ после его охлаждения забортной водой в ПО. Теплота, отведенная от воздуха в ОНВ_{ВТ}, трансформируется с помощью ЭХМ в холод, используемый для охлаждения воздуха в ОНВ_{НТ}.

Генератор ЭХМ состоит из двух секций: экономайзерной Γ_3 , в которой происходит нагрев жидкого НРТ, поступающего из конденсатора ЭХМ с температурой конденсации, например $t_k = 35 \dots 45 \text{ }^\circ\text{C}$, до температуры кипения НРТ в испарительной секции Γ_{II} генератора $t_r = 100 \dots 120 \text{ }^\circ\text{C}$ промежуточным теплоносителем-пресной водой, к которой, в свою очередь, подводится теплота Q_r от наддувочного воздуха после ТК в ОНВ_{ВТ}, в результате чего температура наддувочного воздуха снижается от $t_b = t_{r1} = 230 \dots 240 \text{ }^\circ\text{C}$ (на входе ОНВ_{ВТ}) до $t_b = t_{r2} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$ (на выходе из ОНВ_{ВТ} – входе в ПО).

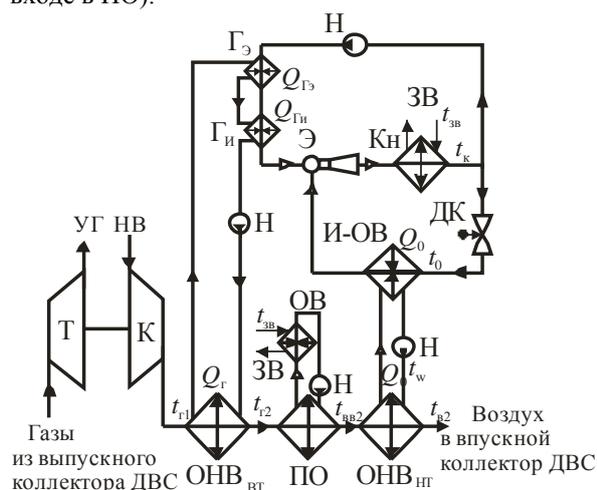


Рис. 1. Схема трехступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха на базе ЭХМ, использующей теплоту наддувочного воздуха: K и T – компрессор и турбина ТК ДВС; ОНВ_{ВТ} и ОНВ_{НТ} – высоко- и низкотемпературная ступени ОНВ; ПО – промежуточный охладитель наддувочного воздуха (забортной водой); ЭХМ: Γ_3 и Γ_{II} – экономайзерная и испарительная секции генератора ЭХМ; K_n – конденсатор; И-ОВ – испаритель-охладитель пресной воды; H – насос; ДК – дроссельный клапан; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы ДВС; ЗВ – забортная вода

Из генератора пары НРТ поступают в конденсатор ЭХМ, охлаждаемый забортной водой, и конденсируются, а жидкий НРТ после дросселирования испаряется в испарителе-

охладителе воды (И-ОВ) при низком давлении, соответственно и температуре $t_0 = 3 \dots 5 \text{ }^\circ\text{C}$, охлаждая воду, в свою очередь отводящую теплоту Q_0 от наддувочного воздуха в ОНВ_{НТ}.

Такая ТСО представляет собой трехступенчатую трехконтурную систему охлаждения наддувочного воздуха с пресной водой – в первом, НРТ – во втором и забортной водой – в третьем, разомкнутом, контурах охлаждения. Она обеспечивает охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры забортной воды.

При этом теплота, отведенная от наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ} и используемая генератором ЭХМ: $Q_r = G_b \cdot c_b (t_{r1} - t_{r2})$, где G_b – расход воздуха; c_b – теплоемкость воздуха; t_{r1} и t_{r2} – температуры наддувочного воздуха (греющей среды для ЭХМ) на входе и выходе ОНВ_{ВТ}, соответственно; температуры забортной воды $t_{зв}$ и пресной воды t_w промежуточного контура охлаждения, наддувочного воздуха $t_{бв2}$, охлажденного в ПО (на входе в ОНВ_{НТ}) и наддувочного воздуха $t_{б2}$, охлажденного в ОНВ_{НТ}; кипения хладагента t_0 в испарителе-охладителе пресной воды (И-ОВ).

Эффективность трансформации теплоты в системе охлаждения наддувочного воздуха судового МОД с помощью ЭХМ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0 / Q_r$, представляющим собой отношение полученной холодопроизводительности Q_0 к затраченной теплоте Q_r .

На рис. 2 приведено изменение температуры воздуха t_b , пресной воды t_w и хладагента t_0 в генераторе и испарителе НРТ (И-ОВ), а также коэффициентов теплоотдачи к воде α_w , воздуху α_b , хладагенту α_a и теплопередачи k , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора θ , плотности теплового потока q к внутренней поверхности труб и тепловой нагрузки Q по глубине L трехступенчатого ОНВ (по ходу воздуха) при температуре воздуха на выходе ОНВ_{ВТ} – его экономайзерной секции $t_b = t_{r2} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$.

Потенциально возможная минимальная температура охлажденного воздуха $t_{б2}$ на выходе из ОНВ_{НТ} зависит от температуры кипения НРТ t_0 : $t_{б2} = t_0 + 5 \text{ }^\circ\text{C} + 12 \text{ }^\circ\text{C}$, где $5 \text{ }^\circ\text{C}$ – разница температур пресной воды и НРТ (хладагента) в И-ОВ, а $12 \text{ }^\circ\text{C}$ – разница температур наддувочного воздуха и пресной воды промежуточного водяного контура охлаждения в ОНВ_{НТ}.

Результаты расчетов показали, что при охлаждении наддувочного воздуха после ТК в ОНВ_{ВТ} до температуры $t_b = t_{r2} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$ температура наддувочного воздуха после ОНВ_{НТ} составляет примерно $t_{б2} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, т.е. практически равна потенциально возможной минимальной ее величине при температуре кипения НРТ $t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

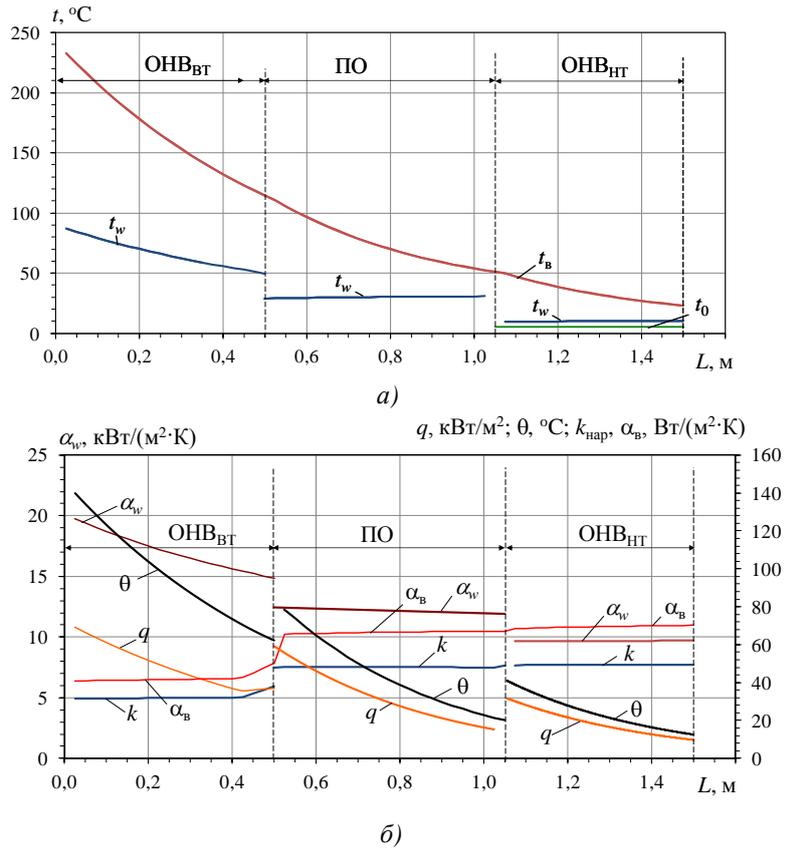


Рис. 2. Изменение температуры наддувочного воздуха t_0 , пресной воды промежуточного контура охлаждения (воздух-вода) и НРТ в генераторе t_2 и испарителе t_0 ТЭХМ (а), а также коэффициентов теплоотдачи к воде α_w , воздуху α_a , хладагенту α_a и теплопередачи k , приведенных к внутренней поверхности труб, температурного напора θ , плотности теплового потока q к внутренней поверхности труб и тепловой нагрузки Q (б) по глубине L (по ходу воздуха) трехступенчатого ОНВ при температуре наддувочного воздуха на выходе из ОНВ_{BT} $t_0 = t_{22} = 110$ °С

Изменение тепловой нагрузки Q , влагосодержания d , коэффициента влаговыпадения ξ , количества влаги W , выпадающей из воздуха, и аэродина-

мического сопротивления ΔP по глубине L трехступенчатого ОНВ по воздуху ($t_0 = 5$ °С; $t_0 = t_{22} = 110$ °С) приведено на рис. 3.

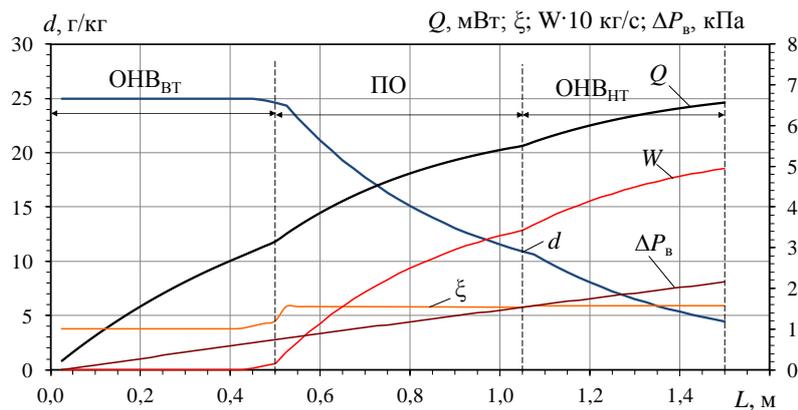


Рис. 3. Изменение тепловой нагрузки Q , влагосодержания d , коэффициента влаговыпадения ξ , количества влаги W , выпадающей из воздуха, и аэродинамического сопротивления ΔP по глубине L трехступенчатого ОНВ по воздуху ($t_0 = 5$ °С; $t_0 = t_{22} = 110$ °С)

При этом глубина трехступенчатого ОНВ по ходу воздуха $L = 1,5$ м, аэродинамическое сопротивление $\Delta P = 2200$ Па.

Зависимость теплового коэффициента ζ трансформации теплоты наддувочного воздуха от его температуры на выходе из ОНВ_{BT} $t_0 = t_{22}$ при

охлаждении воздуха в ОНВ_{НТ} до $t_{в2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ показана на рис. 4.

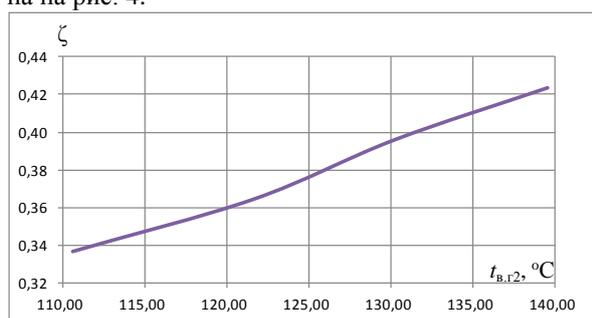


Рис. 4. Зависимость теплового коэффициента ζ трансформации теплоты наддувочного воздуха от его температуры на выходе из ОНВ_{ВТ} $t_{г2}$ при охлаждении воздуха в ОНВ_{НТ} до $t_{в2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$

Как видно, для охлаждения наддувочного воздуха в ОНВ_{НТ} до минимальной температуры, потенциально возможной при температуре кипения НРТ $t_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ и воздуха на входе ОНВ_{ВТ} (после ТК) $t_{в} = t_{г1} = 230...240\text{ }^{\circ}\text{C}$ теплоты, отведенной от воздуха в ОНВ_{ВТ} при снижении его температуры до $t_{в} = t_{г2} = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$, будет достаточно, если $\zeta \geq 0,34$.

Заключение

В результате анализа эффективности трансформации теплоты в трехступенчатой системе охлаждения наддувочного воздуха судового МОД определены минимальные значения теплового коэффициента ζ теплоиспользующей холодильной машины, обеспечивающие максимальную глубину охлаждения за счет высокопотенциальной теплоты, отводимой от наддувочного воздуха после ТК.

Радченко Роман Николаевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. кафедры кондиционирования и рефрижерации Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.
Богданов Николай Семенович – аспирант Национального университета "Одесская морская академия".

ЕФЕКТИВНІСТЬ ТРАНСФОРМАЦІЇ ТЕПЛОТИ В ТРИСТУПІНЧАСТІЙ СИСТЕМІ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ СУДНОВОГО МАЛООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ

Р. М. Радченко, М. С. Богданов

Проаналізована ефективність трансформації теплоты в триступінчастій системі охолодження наддувочного повітря судового малооборотного дизеля. Триступінчастий охолоджувач наддувочного повітря такої системи включає послідовно розташовані у повітряному тракті високотемпературний ступінь відводу високопотенційної теплоты от наддувочного повітря після турбокомпресора на нагрів проміжного теплоносія, який служить джерелом теплоты для тепловикористовуючої холодильної машини, ступінь охолодження наддувочного повітря забортною водою та низькотемпературний ступінь глибокого охолодження наддувочного повітря, що використовує холод, генерований тепловикористовуючою холодильною машиною.

THE EFFICIENCY OF HEAT TRANSFORMATION IN THREE-STAGE SCAVENGE AIR COOLING SYSTEM OF MARINE LOW SPEED DIESEL ENGINE

R. M. Radchenko, N. S. Bohdanov

Transformation efficiency of heat in the three-stage charge air cooling system of marine diesel engine was investigated. A three stage air cooler of this system includes consistently located inside tract with high temperature heat from high-grade dissipation stage supercharging air after turbocharger for heating an intermediate coolant, the heat source for the employee by waste heat recovery refrigeration machine, step charging air cooling seawater and low-temperature stage of deep cooling charge air cooler that uses cold, generated by waste heat recovery refrigeration machine.

Список литературы:

1. Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines [Text] // MAN Diesel & Turbo. – Copenhagen, Denmark, 2010. – 17 p. 2. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission [Electronic resource] // MAN B&W Diesel A/S. – Copenhagen, Denmark, 2005. – 15 p. – Access mode: <http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technical-papers/thermo-efficiency-system.pdf?sfvrsn=22>. 3. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines [Electronic resource]. – Copenhagen, Denmark : MAN Diesel. – 2010. – 357 p. – Access mode: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf. 4. Радченко, Р.Н. Основы рационального проектирования системы охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля эжекторным термотрансформатором [Текст] / Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов, И.В. Калиниченко //Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 5(122). – С. 65–68.

Bibliography (transliterated):

1. Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines (2010), MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, Denmark, 17 p. 2. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission (2005), MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 15 p. – Access mode: <http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technical-papers/thermo-efficiency-system.pdf?sfvrsn=22>. 3. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines (2010), Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. 357 p. – Access mode: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf. 4. Radchenko, R.N., Bogdanov N.S., Kalinichenko I.V. (2015), "Rational designing of marine low speed diesel scavenge air cooling system with ejector thermotransformers", Aerospace Technic and Technology ["Osnovy racionalnogo proektirovaniya sistemy ohlazhdeniya naddvyochnogo vozduha sudovogo malooborotnogo dizelya ezhektornymi termotransformatorami", Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija], № 5/122, pp. 65-68

Поступила в редакцию 07.06.2016 г.

ключаються й її порядок знижується до 14-го.

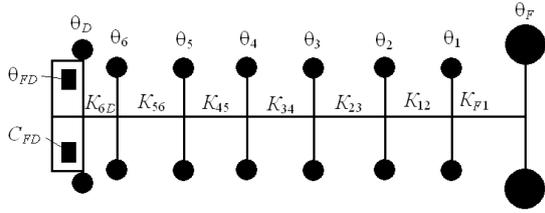


Рис. 1. Схема коливальної системи колінчастого вала шестициліндрового двигуна

Одержана математична модель (2) може бути представлена в просторі станів у вигляді [6]:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= \mathbf{A} \cdot x(t) + \mathbf{B} \cdot u(t), \\ y(t) &= \mathbf{C} \cdot x(t) + \mathbf{D} \cdot u(t). \end{aligned} \quad (3)$$

Де \mathbf{A} – власна матриця коливальної системи, \mathbf{B} – матриця керування, \mathbf{C} – матриця виходу, \mathbf{D} – матриця прямого зв'язку, $x(t)$ – вектор стану, $u(t)$ – вектор входу (впливів), $y(t)$ – вектор виходу. Перше рівняння моделі (3) є рівнянням стану, друге – рівнянням виходу. Враховуючи, що прямий зв'язок у системі відсутній ($\mathbf{D} = 0$), а вектор виходу збігається з вектором стану ($\mathbf{C} = 1$), модель можна спростити до запису:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= \mathbf{A} \cdot x(t) + \mathbf{B} \cdot u(t), \\ y(t) &= x(t). \end{aligned} \quad (4)$$

Важливою властивістю динамічних моделей у просторі станів є те, що вони дозволяють досліджувати й нелінійні системи [6]. В нашому випадку нелінійність пов'язана з наявністю у відсіку двигуна поступового руху, що призводить до змінності масового моменту інерції в окремих відсіках, а відтак, й матриць \mathbf{A} та \mathbf{B} . Тож, математична модель (4) буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= \mathbf{A}(x) \cdot x(t) + \mathbf{B}(x) \cdot u(t), \\ y(t) &= x(t). \end{aligned} \quad (5)$$

$$\mathbf{A}(x)_{i,i+1} = \left(1, \frac{K_{F1}}{\theta_F}, 1, \frac{K_{12}}{\theta_1(t)}, 1, \frac{K_{23}}{\theta_2(t)}, 1, \frac{K_{34}}{\theta_3(t)}, 1, \frac{K_{45}}{\theta_4(t)}, 1, \frac{K_{56}}{\theta_5(t)}, 1, \frac{K_{6D}}{\theta_6(t)}, 1, 0, 1 \right); \mathbf{A}(x)_{i,i} = \left(15 \times (0), -\frac{C_{FD}}{\theta_D}, 0, -\frac{C_{FD}}{\theta_{FD}} \right);$$

$$\mathbf{A}(x)_{i+1,1} = \left(0, -\frac{K_{F1}}{\theta_F}, 0, -\frac{K_{F1} + K_{12}}{\theta_1(t)}, 0, -\frac{K_{12} + K_{23}}{\theta_2(t)}, 0, -\frac{K_{23} + K_{34}}{\theta_3(t)}, 0, -\frac{K_{34} + K_{45}}{\theta_4(t)}, 0, -\frac{K_{45} + K_{56}}{\theta_5(t)}, 0, -\frac{K_{56} + K_{6D}}{\theta_6(t)}, 0, -\frac{K_{D1}}{\theta_D}, 0, 0 \right);$$

$$\mathbf{A}(x)_{i+2,i} = \left(13 \times (0), \frac{C_{FD}}{\theta_D}, 0, \frac{C_{FD}}{\theta_{FD}} \right); \mathbf{A}(x)_{i+3,i} = \left(\frac{K_{F1}}{\theta_1(t)}, 0, \frac{K_{12}}{\theta_2(t)}, 0, \frac{K_{23}}{\theta_3(t)}, 0, \frac{K_{34}}{\theta_4(t)}, 0, \frac{K_{45}}{\theta_5(t)}, 0, \frac{K_{56}}{\theta_6(t)}, 0, \frac{K_{6D}}{\theta_D}, 0, 0 \right),$$

де $i = \overline{1,18}$.

Матриця керування $\mathbf{B}(x)$ також розріджена, розміром 9×18 , з ненульовими елементами

$$\mathbf{B}(x)_{2i,i} = \left(-\theta_F^{-1}, \theta_1(t)^{-1}, \theta_2(t)^{-1}, \theta_3(t)^{-1}, \theta_4(t)^{-1}, \theta_5(t)^{-1}, \theta_6(t)^{-1} \right),$$

Приведений змінний масовий момент інерції k -го відсіку $\theta_k(t)$ визначається виходячи з сумарної кінетичної енергії системи, яка в свою чергу складається з кінетичних енергій поступального (E_A) та обертового (E_B) рухів:

$$E_k = E_A + E_B = \theta_k(t) \frac{\omega^2}{2}. \quad (6)$$

Відомо, що $E_A = m_A v_A^2/2$, а $E_B = \theta_B \omega^2/2$ (m_A та v_A – відповідно маса та швидкість частин, що рухаються поступально, θ_B – масовий момент інерції частин, що обертаються), тоді можна скласти рівняння

$$\theta_k(t) \frac{\omega^2}{2} = m_A \frac{v_A^2}{2} + \theta_B \frac{\omega^2}{2}, \quad (7)$$

з якого, після скорочень та перестановок, випливає:

$$\theta_k(t) = \theta_B + m_A \frac{v_A^2}{\omega^2}. \quad (8)$$

З кінематики кривошипно-шатунного механізму відома формула обчислення швидкості поршня в залежності від кута повороту кривошипа ф:

$$v_A \approx R\omega \cdot \left(\sin(\varphi(t)) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\varphi(t)) \right). \quad (9)$$

Після підстановки формули (9) у (8), отримуємо формулу для обчислення змінного приведенного масового моменту інерції k -го відсіку:

$$\theta_k(t) = \theta_B + m_A R^2 \cdot \left(\sin(\varphi_k(t)) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\varphi_k(t)) \right)^2. \quad (10)$$

Складемо необхідні матриці й вектори моделі (5) [6], користуючись виглядом системи диференціальних рівнянь (2).

Власна матриця $\mathbf{A}(x)$ являє собою квадратну розріджену стрічкову, п'ятидіагональну матрицю розміром 18×18 . Її ненульові діагоналі такі:

$$\mathbf{A}(x)_{i,i+1} = \left(1, \frac{K_{F1}}{\theta_F}, 1, \frac{K_{12}}{\theta_1(t)}, 1, \frac{K_{23}}{\theta_2(t)}, 1, \frac{K_{34}}{\theta_3(t)}, 1, \frac{K_{45}}{\theta_4(t)}, 1, \frac{K_{56}}{\theta_5(t)}, 1, \frac{K_{6D}}{\theta_6(t)}, 1, 0, 1 \right); \mathbf{A}(x)_{i,i} = \left(15 \times (0), -\frac{C_{FD}}{\theta_D}, 0, -\frac{C_{FD}}{\theta_{FD}} \right);$$

$$\mathbf{A}(x)_{i+1,1} = \left(0, -\frac{K_{F1}}{\theta_F}, 0, -\frac{K_{F1} + K_{12}}{\theta_1(t)}, 0, -\frac{K_{12} + K_{23}}{\theta_2(t)}, 0, -\frac{K_{23} + K_{34}}{\theta_3(t)}, 0, -\frac{K_{34} + K_{45}}{\theta_4(t)}, 0, -\frac{K_{45} + K_{56}}{\theta_5(t)}, 0, -\frac{K_{56} + K_{6D}}{\theta_6(t)}, 0, -\frac{K_{D1}}{\theta_D}, 0, 0 \right);$$

$$\mathbf{A}(x)_{i+2,i} = \left(13 \times (0), \frac{C_{FD}}{\theta_D}, 0, \frac{C_{FD}}{\theta_{FD}} \right); \mathbf{A}(x)_{i+3,i} = \left(\frac{K_{F1}}{\theta_1(t)}, 0, \frac{K_{12}}{\theta_2(t)}, 0, \frac{K_{23}}{\theta_3(t)}, 0, \frac{K_{34}}{\theta_4(t)}, 0, \frac{K_{45}}{\theta_5(t)}, 0, \frac{K_{56}}{\theta_6(t)}, 0, \frac{K_{6D}}{\theta_D}, 0, 0 \right),$$

де $i = \overline{1,7}$.

Вектор впливів має вигляд:

$$u(t) = \text{colon}(W, M_1(t), M_2(t), M_3(t), M_4(t), M_5(t), M_6(t), 0, 0)$$

Вектор виходу, який дорівнює вектору стану:

$$y(t) = x(t) = \text{colon}(\Delta\varphi_F, \Delta\omega_F, \Delta\varphi_1, \Delta\omega_1, \dots, \Delta\varphi_6, \Delta\omega_6, \Delta\varphi_D, \Delta\omega_D, \Delta\varphi_{FD}, \Delta\omega_{FD}).$$

Зауважимо, що всі наведені далі у статті числові вихідні дані та результати розрахунків призначені лише для ілюстрації застосування методу, що описується. У якості вихідних даних використані конструктивні параметри колінчастого вала шестициліндрового дизеля СМД-31 (6ЧН12/14) і його індикаторна діаграма на номінальному режимі роботи. Масиви значень крутного моменту отримані в результаті динамічних розрахунків, виконаних за відомими методиками [1, 2].

Модель у просторі станів (5) досить легко може бути вирішена чисельними методами інтегрування, навіть з урахуванням нелінійності системи та змінного у часі вектора впливів $u(t)$ [6]. Однак, слід мати на увазі значну жорсткість і ступінь консервативності системи, що вимагає застосування методів інтегрування більш високих порядків, наприклад – Рунге-Кутта IV [7], або неявних методів інтегрування зі змінним кроком. Крім того, важливим зауваженням при організації процесу чисельної реалізації моделі є те, що ігнорування розрідженості матриць призводить до значного невіривданого збільшення обчислювальних ресурсів і тривалого часу комп'ютерного розрахунку.

Для матриці коливань $A(x)$ досліджуваної системи можна визначити значення власних чисел ω_{FOi} (а їх знаходження сучасними комп'ютерними математичними інструментами не викликає утруднень). При цьому, внаслідок несталості матриці A , значення цих власних чисел будуть змінними, а їх середні величини за один оборот колінчастого вала будуть тотожні поняттю частоти вільних гармонійних коливань системи. Використовуючи залежність $n_k = 30\omega_{FOi} / \pi k$, де k – номери гармонік (як правило $k = \overline{8, (15...18)}$ із кроком 0,5, причому для чотиритактного двигуна небезпечними є й „напівгармоніки”), є змога визначити резонансні частоти обертання колінчастого вала для обраної кількості гармонік крутного моменту, що проілюстровано на рис. 2 для найнижчої власної частоти розглянутої коливальної системи. Отримана діаграма дозволяє провести вибір режимів для подальших розрахунків при резонансних частотах обертання колінчастого вала (у даному прикладі для $n_{9,5} = 2040 \text{ хв}^{-1}$ та $n_{10,5} = 1840 \text{ хв}^{-1}$).

Результат моделювання у вигляді поточних за часом кутів закручення окремих елементів колінчастого вала наведений на рис. 3. Аналіз цих результатів показує, що вони містять у собі не тільки нерівномірність, викликану крутильними коливання-

ми, але й загальну нерівномірність обертання колінчастого вала, обумовлену сумарним підведеним до системи крутним моментом, що змінюється у часі.

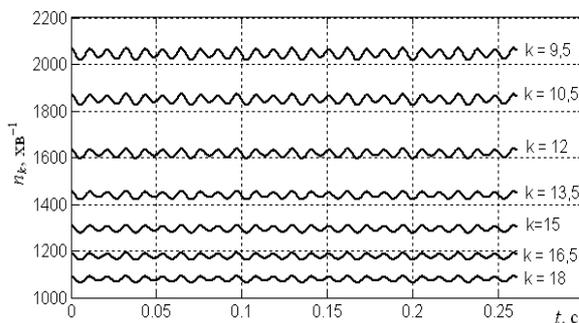


Рис. 2. Резонансні частоти обертання колінчастого вала

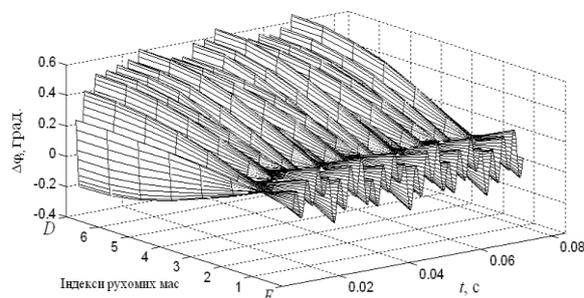


Рис. 3. Узагальнені поточні кутові відхилення мас колінчастого вала

Для виділення розв'язку за нерівномірністю обертання колінчастого вала, викликану лише крутильними коливаннями, скористаємося наступним підходом. Складемо й розв'яжемо модель руху тієї ж системи, але прийнявши її параметри зосередженими у відповідності зі схемою на рис. 4.

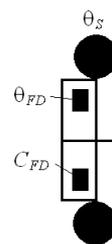


Рис. 4. Схема коливальної системи колінчастого вала із зосередженими масами

Математична модель, що описує таку розрахункову схему (у даному випадку – двохмасову), буде мати вигляд:

$$\begin{cases} \theta_s(t) \frac{d\Delta\omega_F}{dt} + C_{FD} (\Delta\omega_F - \Delta\omega_{FD}) = M_s(t) - W; \\ \theta_{FD} \frac{d\Delta\omega_{FD}}{dt} - C_{FD} (\Delta\omega_F - \Delta\omega_{FD}) = 0. \end{cases} \quad (11)$$

Тут

$$\theta_s(t) = \theta_1(t) + \theta_2(t) + \theta_3(t) + \theta_4(t) + \theta_5(t) + \theta_6(t) + \theta_F$$

– загальний масовий момент інерції зосередженої обертової маси колінчастого вала, а $M_S(t) = M_1(t) + M_2(t) + M_3(t) + M_4(t) + M_5(t) + M_6(t)$ – сумарний крутний момент, підведений до нього. Тоді, при розгляді даної моделі в просторі станів, її відповідні матриці й вектор впливів запишуться таким чином:

$$\mathbf{A}_f(x) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{C_{FD}}{\theta_S(t)} & 0 & \frac{C_{FD}}{\theta_S(t)} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{C_{FD}}{\theta_{FD}} & 0 & -\frac{C_{FD}}{\theta_{FD}} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{B}_f(x) = \text{colon}(0, 1/\theta_S(t), 0, 0), \quad u_f(t) = M_S(t) - W.$$

Розв'язання моделі (11) з урахуванням застосування розрідженої матриці виходу розміром 4×18 з ненульовими елементами $C_{f2i-1,1} = 1$ й $C_{f2i,2} = 1$, де $i = \overline{1,9}$, дозволить одержати вектор виходу у вигляді

$$y_f(t) = C_f \cdot x_f(t) = \text{colon}(9 \times (\text{colon}(\Delta\varphi_F, \Delta\omega_F))).$$

У випадку відсутності демпфера крутильних коливань розглядається одномасова схема, а система (11) перетворюється у одне рівняння $\theta_S(t) d\Delta\omega_F/dt = M_S(t) - W$ і її розв'язання значно спрощується.

Для одержання розв'язку у вигляді відхилень кутів і кутових швидкостей, викликаних тільки крутильними коливаннями, необхідно визначити різницю отриманих векторів виходу y та y_f , але в континуумі значень поточного кута повороту колінчастого вала φ_F :

$$y_t(\varphi_F) = y(\varphi_F) - y_f(\varphi_F). \quad (12)$$

Для розв'язання рівняння (12) будемо вважати синхронізуючим (тобто за значенням якого формується закон зміни підведених крутних моментів для всіх коливних мас) поточний кут повороту маховика φ_F . Очевидно, що його значення формується як:

$$\varphi_F(t) = \int_0^t \omega_F dt. \quad (13)$$

У свою чергу, значення ω_F – це відхилення $\Delta\omega_F$, які накладені на якусь постійну середню кутову швидкість обертання колінчастого вала ω_0 і які є другим елементом обчисленого раніше вектора виходу $y(t)$. Отже, можна записати:

$$\omega_F = \omega_0 + \Delta\omega_F = \omega_0 + y_2(t). \quad (14)$$

Тоді, після підстановки рівняння (14) у (13),

одержимо:

$$\varphi_F(t) = \int_0^t (\omega_0 + y_2(t)) dt = \omega_0 t + \int_0^t y_2(t) dt. \quad (15)$$

У виразі (15) другий доданок є не що інше, як поточне відхилення кута маховика $\Delta\varphi_F$, яке також визначене у векторі виходу $y(t)$. Тобто

$$\varphi_F(t) = \omega_0 t + \Delta\varphi_F = \omega_0 t + y_1(t). \quad (16)$$

Таким чином, отримуємо параметрично задану неявну функцію $F(y(t), \varphi_F(t))$. Застосувавши той же підхід для вектора виходу моделі із зосередженими масами (11), одержимо необхідний розв'язок у вигляді різниці неявних функцій $y_t(\varphi_F) = F(y(t), \varphi_F(t)) - F_f(y_f(t), \varphi_F(t))$, який є вектором виходу у просторі кута повороту колінчастого вала і його не складно перетворити у вектор у часовому континуумі $y_t(t)$. Практично дана задача вирішується за допомогою нерівномірної прямої та зворотної інтерполяції значень функцій, що задані таблично. Результат виконаних за такою методикою обчислень наведений на рис. 5.

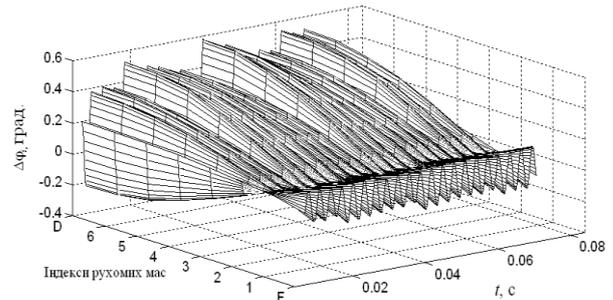


Рис. 5. Поточні кутові відхилення мас колінчастого вала в результаті дії крутильних коливань

За допомогою статистичного аналізу одержаних результатів можна побудувати діаграму максимальних кутових амплітуд крутильних коливань окремих мас колінчастого вала, яка й наведена на рис. 6. З рисунку видно, що в усіх випадках вузол коливань приходить на корінну шийку 1,2.

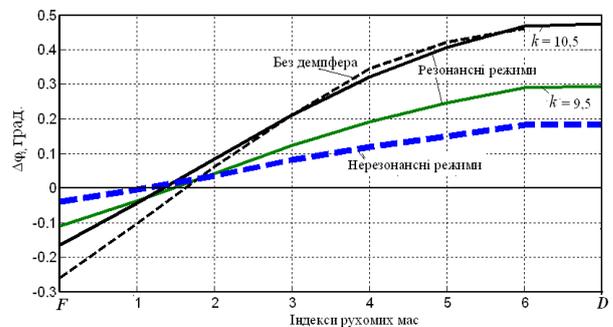


Рис. 6. Максимальні амплітуди крутильних коливань окремих мас колінчастого вала

На основі отриманих амплітуд коливань не викликає труднощів визначення дотичних механічних напруг крутіння у кривошипах з використанням формули [2]:

$$\tau_{i,i+1} = \frac{16K_{i,i+1}}{\pi d_k^3} |\Delta\varphi_i - \Delta\varphi_{i+1}|_{\max}, \quad (17)$$

де d_k – характерний діаметр (діаметр шатунної або корінної шийки); i – порядковий номер коливної маси за схемою на рис. 1. Одержані за формулою (17) значення дотичних напруг у кривошипах колінчастого вала при різних частотах його обертання, представлені на рис. 7. Як видно з рисунка, результати розрахунків, які хоч і носять ілюстраційний характер, ані якісно, ані в порядку значень не розходяться із відомими даними досліджень з цього питання (напр. [1, 2]). До того ж, наведена загальна методика розрахунків крутильних коливань є доволі простою у реалізації та використанні, що обумовлює можливість її застосування для розв'язання оптимізаційних задач вибору й обґрунтування конструктивних параметрів демпферів або інших антиколивальних пристроїв, які можуть бути встановлені на колінчастому валі.

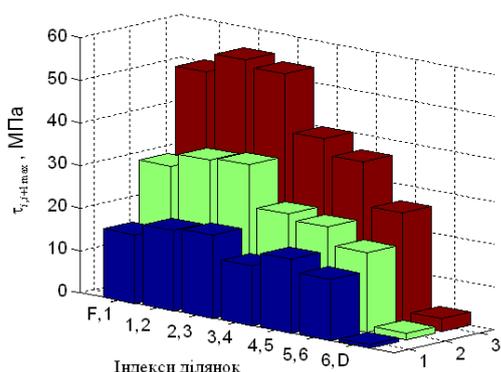


Рис. 7. Дотичні механічні напруги крутіння: 1 – нерезонансні режими; 2 – резонансний режим $k = 9,5$; 3 – резонансний режим $k = 10,5$

Таким чином, за результатами виконаної роботи можна зробити **висновки**:

1. Запропонований і проілюстрований у застосуванні простий спосіб розрахунків резонансних режимів, амплітуд кутів закручення і механічних дотичних напружень складних (вимушених, пов'язаних та параметричних) крутильних коливань колінчастого вала двигуна на основі чисельного розв'язання високорівневої системи нелінійних диференціальних рівнянь у вигляді моделі в просторі станів.

2. Описаний метод може бути успішно використаний для розв'язання оптимізаційних задач вибору й обґрунтування конструктивних параметрів демпферів крутильних коливань або інших антиколивальних пристроїв.

Список літератури:

1. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей [Текст]: учебник для вузов / К.Г. Попык. – М.: Машиностроение, 1965. – 258 с. 2. Чистяков В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания / В.К. Чистяков. – М.: Машиностроение, 1989. – 256 с. 3. Попович В.С. Сравнение численных методов расчета частот свободных крутильных колебаний / В.С. Попович, А.Е. Зимин // Ползуновский вестник. Барнаул: АлтГТУ – 2008. – № 4. – С. 66-70. 4. Тарасенко А.И. Крутильные колебания в малооборотном дизеле при стационарных и переходных процессах / А.И. Тарасенко // Двигатели внутреннего сгорания. – №1. – 2010. – С. 81-84. 5. Еришов В.И. О крутильных колебаниях коленчатых валов / В.И. Еришов, З.Г. Еришова // Двигатели внутреннего сгорания. – № 2. – 2004. – С. 104-105. 6. Прохоренко А.А. Математическое описание САР дизеля с электронным регулятором в пространстве состояний / А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания.– №1. – 2015. – С. 14-19. 7. Григорьев А.Л. Анализ устойчивости и сходимости численных методов интегрирования дифференциальных уравнений электрогидравлической форсунки дизеля / А.Л. Григорьев, А.А. Прохоренко, И.В. Рыкова // Двигатели внутреннего сгорания.– №2. – 2013. – С. 3-8.

Bibliography (transliterated):

1. Popyk, K.G. (1965), Dynamics of automobile and tractor engines: a textbook for high schools [Dinamika avtomobil'nyh i traktornyh dvigatelej: uchebnik dlja vuzov], Mashinostroenie, Moscow, – 258 p. 2. Chistjakov, V.K. (1989), Dynamics of piston and combined internal combustion engines [Dinamika porshnevyyh i kombinirovannyh dvigatelej vnutrennego sgoranija], Mashinostroenie, Moscow, 256 p. 3. Popovich, V.S., Zimin, A.E. (2008) «Comparison of numerical methods for calculating the frequency of free torsional vibration», Polzunovsky Bulletin [«Sравnenie chislennyh metodov rascheta chastot svobodnyh krutil'nyh», Polzunovskij vestnik], № 4, pp. 66-70. 4. Tarasenko, A.I. (2010) «Torsion rippling in low speed diesel engine by steady and no steady process», Internal Combustion Engines, [«Krutil'nye kolebanija v malooborotnom dizele pri stacionarnykh i perehodnykh processakh», Dvigateli vnutrennego sgoranija], №1, pp. 81-84. 5. Ershov, V.I., Ershova, Z.G. (2004) «The Torque Hesitation of Crankshaft, Internal Combustion Engines» [«O krutil'nyh kolebanijah kolenchatyh valov», Dvigateli vnutrennego sgoranija], № 2, pp. 104-105. 6. Prohorenko, A.A. (2015), «Mathematical model of the automatic control system of diesel engine with Common Rail system in the state space», Internal Combustion Engines, [«Matematicheskoe opisanie SAR dizelja s elektronnyim reguljatorom v prostranstve sostojanij», Dvigateli vnutrennego sgoranija], №1, pp. 14-19. 7. Grigor'ev, A.L., Prohorenko, A.A., Rykova, I.V. (2013), «Analysis of the stability and convergence of numerical methods for the integration of differential equations of electro-hydraulic diesel injectors», Internal Combustion Engines [«Analiz ustojchivosti i shodimosti chislennyh metodov integririrovanija differencial'nyh uravnenij jelektrogidravlicheskoj forsunki dizelja», Dvigateli vnutrennego sgoranija], №2, pp. 3-8.

Надійшла до редакції 12.04.2016 р.

Прохоренко Андрій Олексійович – доктор техн. наук, проф. професор кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна, e-mail: prokhorenko@kpi.kharkov.ua.

МЕТОД РАСЧЕТА ПЕРЕМЕННОЙ ФОРМЫ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

А.А. Прохоренко

В статье описан простой метод расчета резонансных режимов, амплитуд углов закрутки и механических касательных напряжений сложных крутильных колебаний коленчатого вала двигателя на основе численного решения высокоуровневой системы нелинейных дифференциальных уравнений в виде модели в пространстве состояний. Метод может использоваться для решения оптимизационных задач выбора и обоснования конструктивных параметров демпферов крутильных колебаний или других антиколебательных устройств.

THE METHOD OF CALCULATING A VARIABLE FORM OF TORSIONAL CRANKSHAFT OSCILLATIONS

A. Prokhorenko

This article describes a simple method for calculating the resonant modes, angles spin amplitudes and mechanical shear stresses sophisticated engine crankshaft torsional oscillations based on the numerical solution of the high-level system of nonlinear differential equations in a model in the state space. The method can be used to solve optimization problems of selection and validation of design parameters torsional vibration dampers or other anti-vibration devices.

УДК 621.436.052

DOI: 10.20998/0419-8719.2016.1.04

В.А. Опалев

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРИВОДНОГО ТУРБОКОМПРЕССОРА ДВУХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ ЗТД-ЗА

Представлены результаты экспериментальных и расчётных исследований приводного турбокомпрессора дизеля ЗТД-ЗА с мультипликатором, используемым в дизеле 5ТДФ. Показано, что за счёт увеличения частоты вращения вала и КПД турбины, снижения механических потерь в мультипликаторе компрессора улучшена топливная экономичность дизеля. Для расширения диапазона характеристик компрессора с трехъярусным рабочим колесом увеличенного диаметра предложено применять на входе целевое устройство с присоединённым объёмом.

Введение

Двухтактные турбопоршневые дизели с противоположно движущимися поршнями конструкции ГП «ХКБД» имеют высокие удельные параметры: литровую и габаритную мощность - соответственно 55 кВт/л и 1000 кВт/м³, малую удельную массу - 1,3 кг/кВт [1]. Благодаря применению приводного турбокомпрессора (ТК), т.е. механической связи между лопаточными машинами и коленчатым валом двигателя, обеспечивается высокая приёмистость, эффективная мощность и качественный газообмен на частичных нагрузках [2]. Кроме этого, применяемые в приводных ТК рабочие колёса (РК) центробежного компрессора (ЦБК) и осевой турбины (ОТ) можно рассматривать как маховики, которые потребляют при резком повышении частоты вращения механическую мощность и отдают двигателю при уменьшении частоты вращения. Например, в дизеле 5ТДФ изменение частоты вращения коленчатого вала от режима макси-

мального крутящего момента до режима максимальной мощности или обратно происходит за 0,2...0,3 секунды [3]. Расчёты, проведенные для дизеля ЗТД-ЗА показывают, что механическая мощность, потребляемая приводным ТК при увеличении частоты вращения, или отдаваемая двигателю при уменьшении частоты вращения составляет 220...294 кВт, т.е. сопоставима с мощностью дизеля. Из вышеописанного следует, что применение приводного ТК в дизелях обеспечивает наземным транспортным машинам (НТМ), где устанавливаются данные дизели, более высокие динамические показатели, по сравнению с двигателями со свободным ТК, имеющим только газовую связь лопаточных машин с поршневой частью, что отмечал ещё А.Д. Чаромский [4].

Формулирование проблемы

Приводной ТК обеспечивает определённые преимущества двигателю для НТМ, но в то же время приводит к ухудшению топливной экономично-

сти, особенно на режимах частичных нагрузок и холостого хода [5, 6]. Для обеспечения приемлемой топливной экономичности в двухтактных дизелях конструкции ГП «ХКБД» в турбокомпрессорах применяется расположение лопаточных машин по схеме Н.К. Рязанцева, в которой компрессор расположен с одного торца двигателя, а турбина с другого [3], что исключает подогрев воздуха в компрессоре от турбины, а значит и снижение плотности наддувочного воздуха. Кроме этого, для достижения высокого адиабатического КПД проектирование проточных частей лопаточных машин производится с учётом специфики их работы при механической (жёсткой) связи с коленчатым валом двигателя [7]. В то же время необходимо стремиться к уменьшению механических потерь в самом приводе, (в мультипликаторе компрессора), что обеспечивается применением подшипников качения.

В дизеле ЗТД-3А был применен компрессор с трёхъярусным РК диаметром на выходе $D_2=220$ мм, частотой вращения на режиме максимальной мощности (Ne_{max} , $n_{к.в.}=2600$ мин⁻¹) - $n_k=35400$ мин⁻¹ и с механическим КПД мультипликатора (штатный привод) $\eta_m = 0,94$. Чтобы повысить механический КПД необходимо снижать частоту вращения компрессора, что вынуждает применять трёхъярусные РК ЦБК с увеличенным диаметром на выходе D_2 при сохранении неизменным диаметра на входе D_1 . Существуют оптимальные отношения диаметров D_1/D_2 , в том числе и для трёхъярусных РК. Снижение этого отношения может приводить к ухудшению основных параметров компрессора [7], что требует проведения исследований, направленных на совершенствование проточной части ЦБК. Также необходимо оценить изменение окружного КПД осевой турбины с безлопаточным сопловым аппаратом, применяемой в дизеле ЗТД-3А, при изменении частоты вращения РК осевой турбины при использовании нового привода ТК.

Целью данной работы является исследование и совершенствование приводного турбокомпрессора двухтактного дизеля ЗТД-3А.

Результаты исследования

В двухтактных дизелях конструкции ГП «ХКБД» мощность к рабочему колесу ЦБК передаётся через мультипликатор, по двум ветвям – от коленчатого вала двигателя и от турбины [8]. Кинематическая схема механической связи приводного компрессора с коленчатым валом дизеля ЗТД-3А представлена на рис. 1.

В штатном приводе количество зубьев в шестернях следующее: $Z_1=40$, $Z_2=38$, $Z_3=66$, $Z_4=18$, $Z_5=60$, $Z_6=17$, $Z_7=55$, $Z_8=55$, $Z_9=25$, а передаточное

отношение от коленчатого вала дизеля к РК ЦБК равно $i_k = 13,62$.

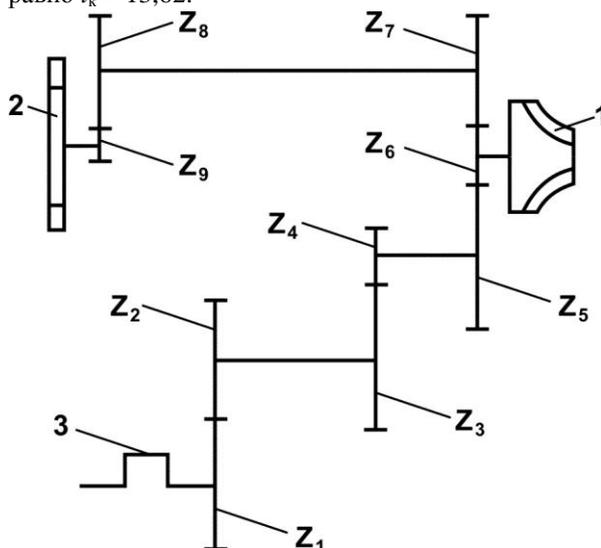


Рис. 1. Кинематическая схема привода компрессора дизеля ЗТД-3А: 1 - рабочее колесо ЦБК; 2 - рабочее колесо осевой турбины; 3 - коленчатый вал двигателя; $Z_1...Z_9$ - шестерни привода

Для уменьшения частоты вращения РК ЦБК предложено применить в ЦБК дизеля ЗТД-3А вместо штатного мультипликатора мультипликатор компрессора дизеля 5ТДФ. Данный мультипликатор (опытный привод) позволил повысить механический КПД компрессора до $\eta_m = 0,95$ и существенно снизить трудоёмкость и себестоимость изготовления дизеля ЗТД-3А. Поскольку в мультипликаторе применяются подшипники качения, то снижение их частоты вращения повышает надёжность работы ЦБК. В опытном приводе ТК количество зубьев в шестернях следующее: $Z_1=40$, $Z_2=36$, $Z_3=65$, $Z_4=18$, $Z_5=58$, $Z_6=19$, $Z_7=53$, $Z_8=55$, $Z_9=25$, а передаточное отношение $i_k = 12,25$.

Для сохранения окружной скорости (U_2) РК ЦБК и степени повышения давления (π_e^*) был увеличен диаметр РК до $D_2 = 240$ мм при сохранении среднего диаметра $D_{1cp} = 101$ мм таким же, как и в штатном ЦБК, что вызвало сокращение рабочего диапазона компрессора (рис. 2), особенно на режиме максимального крутящего момента ($M_{кр,max}$, $n_{к.в.}=1950$ мин⁻¹).

Адиабатический КПД компрессора не изменился по сравнению со штатным вариантом - максимальные значения $\eta_e^* = 0,8$ при $U_2 = 400$ м/с (Ne_{max}) и $\eta_e^* = 0,82$ при $U_2 = 300$ м/с ($M_{кр,max}$).

Поскольку дизель ЗТД-3А имеет малый объём воздушного ресивера, а также большие амплитуды колебаний расхода и давления воздуха из-за малого

количества цилиндров, то ЦБК дизеля должен иметь повышенный запас по помпажу, по сравнению с двигателями типа 6ТД [9, 10].

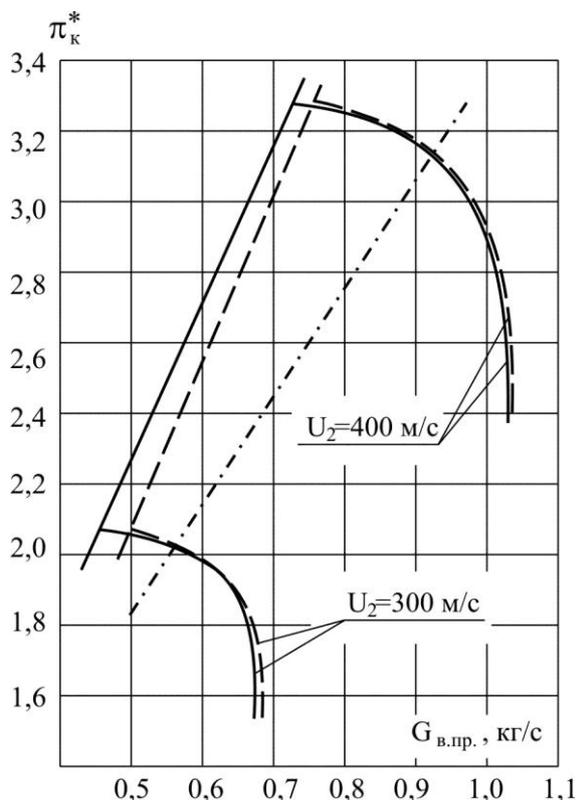


Рис. 2. Характеристики компрессора с опытным приводом и $D_2 = 240$ мм:

- — — - без щелевого устройства;
- - с щелевым устройством;
- · - · - линия совместных режимов работы дизеля и компрессора

Анализ работы компрессора на безмоторном стенде показал, что причиной сужения характеристик ЦБК является срыв потока, возникающий на лопатках вращающегося направляющего аппарата (ВНА), с переходом в помпаж. Для устранения срывных явлений было предложено применить в компрессоре перед рабочим колесом ЦБК в виде кольцевой щели, соединённой с замкнутым объёмом по типу щелевого устройства подробно описанного в работе [10]. Применение щелевого устройства с присоединённым объёмом существенно расширило рабочий диапазон работы компрессора (рис. 2) практически без изменения основных параметров ЦБК и позволило обеспечить требуемый запас по помпажу.

Как видно из рис. 1 передаточное отношение от коленчатого вала дизеля 3ТД-3А к рабочему колесу турбины в штатном варианте привода тур-

бокомпрессора равно $i_t = 9,26$. В опытном варианте привод ТК турбины остаётся прежним, т.е. редуктор турбины имеет тот же набор шестерён (Z_8 и Z_9), но за счёт изменения числа зубьев шестерён в мультипликаторе компрессора (Z_6 и Z_7) передаточное отношение $i_t = 9,66$. В результате частота вращения рабочего колеса турбины ТК увеличивается. Для оценки изменения основных параметров осевой реактивной турбины с безлопаточным сопловым аппаратом (БСА) по методике, изложенной в работе [7], была определена и построена зависимость окружного КПД турбины (η_u) от относительной окружной скорости колеса турбины ($\bar{U} = U / C_s$), которая представлена на рис. 3.

При этом η_u определяется по формуле:

$$\eta_u = 2 \cdot \bar{U} [\varphi \sqrt{1 - \rho} \cos \alpha_1 + (\psi \cos \beta_2 \times \sqrt{\rho + \varphi^2 (1 - \rho) - 2 \bar{U} \varphi \sqrt{1 - \rho} \cos \alpha_1 + \bar{U}^2 - \bar{U}})]$$

где φ - коэффициент скорости входного патрубка;

ρ - степень реактивности;

α_1 - угол выхода потока из БСА;

ψ - коэффициент скорости РК;

β_2 - угол выхода газа из РК.

При применении опытного привода ТК за счёт увеличения частоты вращения рабочего колеса ОТ на режиме максимальной мощности ($n_{к.в.} = 2600 \text{ мин}^{-1}$) увеличение КПД турбины составит 4%, а на режиме максимального крутящего момента ($n_{к.в.} = 1950 \text{ мин}^{-1}$) КПД турбины увеличивается на 9% (рис. 3). Необходимо отметить, что дальнейшее увеличение частоты вращения РК ОТ нецелесообразно, поскольку это ухудшит надёжность работы редуктора турбины из-за применения в нём подшипников качения, которые имеют ограничения по частоте вращения. Кроме этого, турбина дизеля 3ТД-3А рассчитана на получение максимального окружного КПД ($\eta_u = 0,85$) при её работе на режиме работы двигателя $0,8 N_{e_{\max}}$ (рис. 3), а существенное увеличение частоты вращения РК ОТ уменьшит КПД турбины на данном режиме и увеличит при работе дизеля на большей мощности, что может ухудшить путевую экономичность НТМ, поскольку дизель большую часть времени работает не на максимальной мощности, а на частичных нагрузках [3]. Повышение же частоты вращения РК ОТ с опытным приводом ТК сдвинет максимальный окружной КПД турбины в зону режима работы двигателя $\sim 0,83 N_{e_{\max}}$, что вполне допустимо для НТМ с дизелем 3ТД-3А, а снижение КПД турбины на режиме $0,8 N_{e_{\max}}$ незначительное и составит 0,6% (рис. 3).

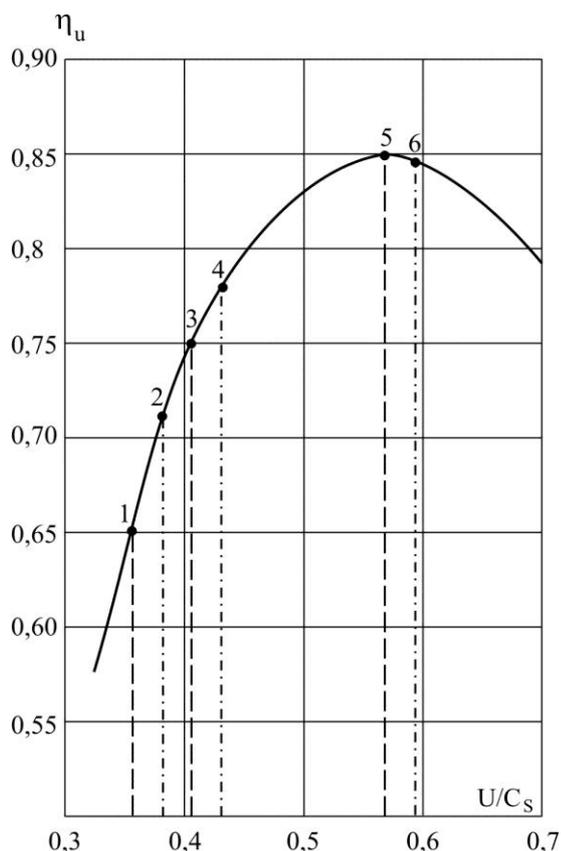


Рис. 3. Зависимость окружного КПД турбины от кинематического параметра нагрузки:
 точки 1 и 2 - режим $M_{кр\ max}$;
 точки 3 и 4 - режим $N_e\ max$;
 точки 5 и 6 - режим $0,8\ N_e\ max$;
 - - - - - опытный привод ТК;
 - · - · - штатный привод ТК

В результате проведенных исследовательских работ были даны рекомендации применить опытный привод ТК (мультипликатор компрессора двигателя 5ТДФ) в дизеле 3ТД-3А с новой проточной частью компрессора ($D_2=240$ мм) при сохранении той же самой осевой турбины с безлопаточным сопловым аппаратом. Среднестатистические значения параметров дизелей, полученные в результате испытаний на режимах внешней характеристики ($N_{e\ max}$, $M_{кр\ max}$) со штатным приводом ТК и с опытным приводом ТК приведены в таблице.

Снижение механических потерь в мультипликаторе компрессора и повышение мощности турбины за счёт повышения КПД позволило несколько снизить давление наддува путём уменьшения окружной скорости РК ЦБК с опытным приводом ТК на 2%, что также уменьшило потребляемую мощность компрессором наддува. Улучшение топливной экономичности двигателя с приводным ТК

должно происходить по всей нагрузочной характеристике [6], а не только в точках внешней характеристики. Как видно из таблицы 1 столь незначительное уменьшение давления наддува в опытном варианте не повлияло на мощность дизеля и практически не изменило температуру отработавших газов на выходе из турбины. В то же время улучшилась топливная экономичность дизеля, особенно на режиме максимального крутящего момента ($N_e = 316$ кВт), что объясняется гораздо большим повышением КПД турбины на этом режиме, по сравнению с режимом максимальной мощности ($N_e = 368$ кВт).

Таблица 1. Среднестатистические значения параметров дизелей со штатным и с опытным приводом ТК

Мощность N_e , кВт	Удельный эффективный расход топлива, g_e , г/(кВт·ч)	Давление наддува, P_k , МПа	Расход воздуха, G_v , кг/с	Температура газов на выпуске, t_r , °С
Штатный привод ТК, $D_2 = 220$ мм				
368	220	0,271	0,79	570
316	218	0,192	0,54	625
Опытный привод ТК, $D_2 = 240$ мм				
368	218	0,268	0,78	575
316	211	0,188	0,52	635

Заключение

В результате исследований приводного ТК дизеля 3ТД-3А установлено, что снижение механических потерь в компрессоре и повышение КПД турбины возможно за счёт применения мультипликатора ЦБК двигателя 5ТДФ. При этом, необходимо использовать РК ЦБК увеличенного диаметра, что требует расширения диапазона характеристик компрессора путём применения на входе целевого устройства с присоединённым объёмом.

Таким образом, использование в конструкции дизеля 3ТД-3А мультипликатора компрессора дизеля 5ТДФ (опытный привод ТК) позволяет улучшить топливную экономичность двигателя 3ТД-3А, повысить надёжность работы компрессора за счёт снижения частоты вращения РК ЦБК, а также существенно снизить трудоёмкость и себестоимость изготовления дизеля 3ТД-3А.

Список литературы:

1. Рязанцев Н.К. Использование танковых двигателей в народном хозяйстве [Текст] / Н.К. Рязанцев // Прогресс, технология, качество: сб. научн. тр. 2-го конгресса двигателестроителей Украины. ХАИ, ХГПУ. - Х., 1997. - с. 36 - 40. 2. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин. Часть 1 [Текст] / Н.К.Рязанцев. - К.:ИСДО, 1993. - 252 с. 3. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин. Часть 2 [Текст] / Н.К. Рязанцев. - Х.: ХДПУ, 1996. - 388 с. 4. Чаромский А.Д. О влиянии наддува на основные показатели турбопоршневых двигателей и о типе турбокомпрессорной группы [Текст] / А.Д. Чаромский // Сб. Газотурбинный наддув двигателей внутреннего сгорания. - М.: Машиз, 1961. - с. 5-12. 5. Патрахальцев Н.Н. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом [Текст] / Н.Н. Патрахальцев, А.А. Савастенко. - М.: Легион-Автодата, 2007. - 176 с. 6. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1983. - 372 с. 7. Опалев В.А. Повышение экономичности турбопоршневых дизелей путём совершенствования их газозоудного тракта [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / В.А. Опалев. - Х., 2013. - 168 с. 8. Двигатель 5ТДФ [Текст]. Техническое описание. - М.: Воениздат, 1977. - 144 с. 9. Алёхин С.А. Согласование характеристик турбонаддува и двухтактного транспортного дизеля [Текст] / С.А. Алёхин, В.П. Герасименко, В.А. Опалев // Двигатели внутреннего сгорания.- 2013. - №2. - с.8 - 12. 10. Алёхин С.А. Расширение диапазона устойчивых режимов работы турбопоршневого дизеля [Текст] / С.А. Алёхин, Д.Ю. Бородин, В.П. Герасименко, В.А. Опалев // Двигатели внутреннего сгорания. - 2015. - №1. - с.68 - 74.

Bibliography (transliterated):

1. Ryazantsev N.K. (1997), Usage of tank engines in a national economy [Ispol'zovanie tankovykh dvigatelei v narodnom khozyaistve], Progress, tekhnologiya, kachestvo: sb. nauchn. tr. 2-go kongressa dvigatelestroitelei Ukrainy. KhAI, KhGPU. Kharkov, 36 - 40. 2. Ryazantsev N.K. (1993), A construction of augmented engines of ground-level transport ambulances. A part 1 [Konstruktsiya forsirovannykh dvigatelei nazemnykh transportnykh mashin. Chast' 1], Kharkov:ISDO, 252 p. 3. Ryazantsev N.K. (1996), A construction of augmented engines of ground-level transport ambulances. A part 2 [Konstruktsiya forsirovannykh dvigatelei nazemnykh transportnykh mashin. Chast' 2], Kharkov, KhDPU, 388 p. 4. Charomskii A.D. (1961) About influencing boosting on the basic indexes turbopistons of engines and about a type compressor of group [O vliyani nadduva na osnovnye pokazatel'i turboporshnevyykh dvigatelei i o tipe turbokompres-somoi gruppy], Sb. Gazoturbinnyi nadduv dvigatelei vnutrennego sgoraniya. Moscow, Mashgiz, p. 5-12. 5. Patrakhaltsev N.N., A.A. Savastenko (2007), Forcing of explosion engines the boosting [Forsirovanie dvigatelei vnutrennego sgoraniya nadduvom], Moscow, Legion-Avtodata, 176 p. 6. Orlina A.S., Kruglova M.G. (1983) The theory piston and hybride engines [Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teoriya porshnevyykh i kombinirovannykh dvigatelei], Moscow, Mashinostroenie, 372p. 7. Opalev V.A. (2013) A heightening of profitability turbopistons of diesels by perfecting them gas-air of a channel [Povyshenie ekonomichnosti turboporshnevyykh dizelei putem sovershenstvovaniya ikh gazovozdushnogo trakta]: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.05.03 Kharkov, 168 p. 8. The engine 5TDF. Technical exposition. [Dvigatel' 5TDF. Tekhnicheskoe opisaniye], Moscow, Voensizdat, 1977. 144p. 9. Alekhin S.A., Gerasimenko V.P., Opalev V.A. (2013), The coordination of performances of a turbocharging and two-stroke transport diesel [Soglasovanie kharakteristik turbonadduva i dvukhtaktnogo transportnogo dizelya], Dvigateli vnutrennego sgoraniya. no 2. pp.8-12. 10. Alekhin S.A., Borodin D.Yu., Gerasimenko V.P., Opalev V.A. (2015), Expansion of a gamut of stable conditions of operation turbopiston of a diesel [Rasshirenie diapazona ustoychivykh rezhimov raboty turboporshnevo go dizelya], Dvigateli vnutrennego sgoraniya. no 1. pp.68-74.

Поступила в редакцию 29.05.2016 г.

Опалев Василий Анатольевич – канд. техн. наук, начальник лаборатории агрегатов и систем Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: kphkbd@ukr.net.

УДОСКОНАЛЕННЯ ПРИВОДНОГО ТУРБОКОМПРЕСОРА ДВОТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ 3ТД-3А

В.А. Опалев

Представлено результати експериментальних і розрахункових досліджень, застосовуваного в дизелі 3ТД-3А приводного турбокомпресора з мультиплікатором (дослідний привод), який використовується у компресорі двигуна 5ТДФ. Показано, що застосування дослідного привода поліпшує паливну економічність дизеля 3ТД-3А за рахунок збільшення частоти обертання турбіни, що підвищує її ККД, а також за рахунок зниження механічних втрат у мультиплікаторі компресора. Для розширення діапазону характеристик компресора з триярусним робочим колесом збільшеного діаметра запропоновано застосовувати на вході шліпінний пристрій із приєднаним об'ємом.

PERFECTING OF A DRIVE TURBOCOMPRESSOR TWO-STROKE DIESEL 3TD-3A

V.A. Opalev

The experimental and calculated studies applied in a diesel of a 3TD-3A, drive turbocompressor with a multiplier (experimental drive), used in the compressor of the engine 5TDF are introduced. It is noted, that the applying of an experimental drive meliorates fuel profitability of a diesel of a 3TD-3A at the expense of magnification of a rotation speed of the turbine, that increases boiler efficiency, and also at the expense of lowering mechanical losses in a multiplier of the compressor. It is offered to apply to expansion of a gamut of performances of the compressor with three stage by an impeller of the augmented diameter on an input the slotted device with affixed bulk.

В. Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПОКРЫТИЯ НА ТЕМПЕРАТУРУ ВСПЫШКИ НА СКОЛЬЗЯЩЕМ КОНТАКТЕ

Предложена уточненная расчетная оценка влияния покрытия на неустановившуюся температурную вспышку в условиях скользящего контактирования при граничном или сухом трении с учетом теплофизических свойств слоистой структуры пары трения. Приведены зависимости температуры вспышки на множественном контакте от толщины покрытия при различных значениях относительной продолжительности цикла нагружения и их числа. Дан пример оценки влияния медного покрытия на температурную вспышку в паре трения гильза цилиндра – поршневое кольцо быстрого дизеля.

Введение

Постановка проблемы. Как известно [1,2], одним из перспективных способов повышения противозадирной стойкости трущихся пар является нанесение защитных покрытий на рабочие поверхности сопряженных деталей. К настоящему времени накоплен обширный опыт применения различных антифрикционных и антизадирных покрытий двигателей, отличающихся как по назначению, так и уровнем форсирования [3,4]. Установлено, что тонкие покрытия с высокой теплопроводностью, нанесенные на поверхности трения, могут существенно уменьшить величину температурных вспышек, причем их величины иногда сопоставимы или даже больше поверхностных температур [5,6].

Вместе с тем в проведенных расчетах использовалась упрощенная модель контакта, в которой микронеровность, расположенная на одном полубесконечном теле, двигалась по гладкому другому полубесконечному телу, т.е. без учета циклического воздействия со стороны неровностей контртела. Подобное допущение может привести к ошибочным результатам, затруднит анализ и изучение тепловых процессов на дискретном контакте твердых тел с покрытиями. Модель множественного контакта предложена в работе [7], однако в ней не рассматриваются многослойные элементы пары трения.

Поэтому актуальным является дальнейшее уточнение расчетной оценки влияния покрытий на снижение температурного режима с учетом реальных условий контактирования шероховатых поверхностей и изменения величин теплофизических параметров в зависимости от толщины покрытий и времени трения.

Цель работы - уточнить расчетную оценку влияния покрытия на неустановившуюся температурную вспышку на скользящем контакте, а также применить ее к паре трения гильза цилиндра – поршневое кольцо (ГЦ – ПК) двигателя внутреннего сгорания в условиях множественного контакта и граничной смазки.

Основной материал. Для расчетной оценки влияния покрытия на температурную вспышку за основу была взята модель множественного контакта, предложенная в работе [8].

Неровность поверхности поршневого кольца с нанесенным покрытием из материала высокой теплопроводности $\lambda_{п}$ и толщиной $h_{п}$ скользит относительно неровностей поверхности гильзы цилиндра. Все неровности пары трения покрыты адсорбированной масляной пленкой толщиной $\delta_{м}$ с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{м}$. Предполагается, что трение на фактическом пятне касания со средним диаметром d_c осуществляется с одинаковой интенсивностью q_k и длительностью τ_k , равной отношению диаметра d_c к скорости скольжения V . Неровность ПК охлаждается через одинаковые промежутки времени между двумя последовательными контактами τ_p , равными отношению среднего расстояния между неровностями s_c к скорости скольжения V .

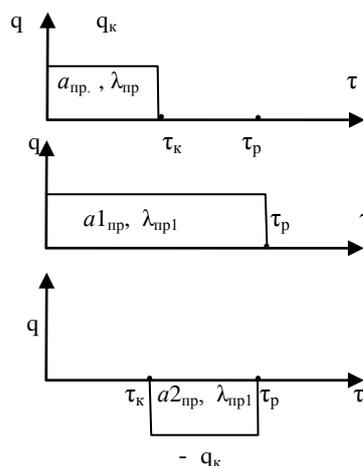


Рис. 1 Расчетная схема замещения для определения температурной вспышки t_{1min} в конце первого цикла нагружения неровностей

Конечная температура $(j-1)$ -го цикла нагружения принимается равной начальной температуре для последующего j -го цикла.

На рис.1 приведена расчетная схема замещения для определения температурной вспышки t_{1min} в конце первого цикла нагружения неровностей [9].

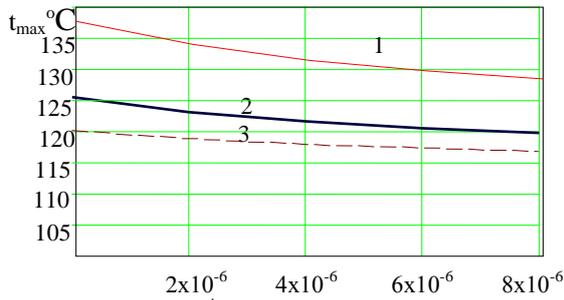


Рис.2 Изменение максимальной температуры вспышки t_{max} от толщин нанесенного покрытия h_n при различных значениях $\bar{\tau}$:
1 - $\bar{\tau}=1,2$; 2 - $\bar{\tau}=1,5$; 3 - $\bar{\tau}=2$

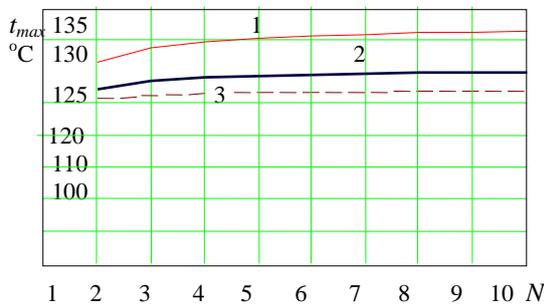


Рис.3. Изменение максимальной температуры вспышки t_{max} от числа циклов нагружения N при $\bar{\tau}=1,2$ и различных значениях h_n :
1 - $h_n=0$; 2 - $h_n=4 \cdot 10^{-6} м$; 3 - $h_n=8 \cdot 10^{-6} м$

После первого цикла нагружения температурой движущейся неровности можно записать в виде [9]:

$$t_{min} = \frac{q_k d_c}{2} \left[\alpha_{тп1} \frac{\theta_k(Fo1) - \theta_k(Fo2)}{\lambda_{пр1}} \right],$$

где $\alpha_{тп1}$ – коэффициент распределения тепловых потоков, найденный из условия равенства максимальных или средних поверхностных температур контактирующих неровностей,

$$\theta_k(Fo) = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \int_0^{2\sqrt{Fo_k}} \operatorname{erf}^2\left(\frac{1}{u}\right) du,$$

где $\theta_k(Fo1)$, $\theta_k(Fo2)$ – функции чисел $Fo1=a1_{пр} \cdot \tau_p/d_c^2$ и $Fo2=a2_{пр} \cdot (\tau_p-\tau_k)/d_c^2$; $a1_{пр}$; $a2_{пр}$ – приведенные коэффициенты теплопроводности, соответственно, за время τ_p и $(\tau_p-\tau_k)$; $\lambda_{пр1}$ – приведенная теплопроводность за время τ_p .

Приведенные теплофизические характеристики материалов ПК и ГЦ находились по известным формулам [1]:

$$\lambda_{пр.к} = \left[\frac{\delta_M^*}{\lambda_M} + \frac{h_{п}^*}{\lambda_{п}} + \frac{\delta_K^*}{\lambda_K} \right]^{-1}, \quad \lambda_{пр.ц} = \left[\frac{\delta_M^*}{\lambda_M} + \frac{\delta_{ц}^*}{\lambda_{ц}} \right]^{-1},$$

где

$$\delta_M^* = \delta_M / \epsilon_{к.эф}; \quad h_{п}^* = h_{п} / \epsilon_{к.эф},$$

$$\delta_K^* = (\epsilon_{к.эф} - \delta_M - h_{п}) / \epsilon_{к.эф},$$

$$\delta_{ц}^* = (\epsilon_{ц.эф} - \delta_M) / \epsilon_{ц.эф}.$$

Эффективная глубина проникновения тепла за время существования пятна касания неровностей τ_k равна:

при $\tau_M < \tau_k \leq \tau_M + \tau_{п}$

$$\epsilon_{к.эф} = \delta_M + 1,73 \sqrt{a_{п}(\tau_k - \tau_M)},$$

где: $\tau_{п} = h_{п}^2 / (3a_{п})$, $\tau_M = \delta_M^2 / (3a_M)$;

при $\tau_k > \tau_M + \tau_{п}$

$$\epsilon_{к.эф} = \delta_M + h_{п} + 1,73 \sqrt{a_{к}(\tau_k - \tau_M - \tau_{п})},$$

при $\tau_k > \tau_M$

$$\epsilon_{ц.эф} = \delta_M + 1,73 \sqrt{a_{ц}(\tau_k - \tau_M)};$$

$a_{п}$, $a_{ц}$, $a_{к}$, a_M – соответственно коэффициенты теплопроводности материалов покрытия, ГЦ, ПК и масляной пленки.

Приведенная теплоемкость:

при $\tau_M < \tau_k \leq \tau_M + \tau_{п}$

$$c_{пр.к} = \frac{\rho_M c_M \delta_M + \rho_{п} c_{п} (\epsilon_{к.эф} - \delta_M)}{\rho_M \delta_M + \rho_{п} (\epsilon_{к.эф} - \delta_M)},$$

при $\tau_k > \tau_M + \tau_{п}$

$$c_{пр.к} = \frac{\rho_M c_M \delta_M + \rho_{п} c_{п} h_{п} + \rho_{к} c_{к} (\epsilon_{к.эф} - \delta_M - h_{п})}{\rho_M \delta_M + \rho_{п} h_{п} + \rho_{к} (\epsilon_{к.эф} - \delta_M - h_{п})},$$

при $\tau_k > \tau_M$

$$c_{пр.ц} = \frac{\rho_M c_M \delta_M + \rho_{ц} c_{ц} (\epsilon_{ц.эф} - \delta_M)}{\rho_M \delta_M + \rho_{ц} (\epsilon_{ц.эф} - \delta_M)}.$$

Приведенная плотность:

при $\tau_M < \tau_k \leq \tau_M + \tau_{п}$

$$\rho_{пр.к} = \frac{\rho_M \delta_M + \rho_{п} (\epsilon_{к.эф} - \delta_M)}{\epsilon_{к.эф}},$$

при $\tau_k > \tau_M + \tau_{п}$

$$\rho_{пр.к} = \frac{\rho_M \delta_M + \rho_{п} h_{п} + \rho_{к} (\epsilon_{к.эф} - \delta_M - h_{п})}{\epsilon_{к.эф}},$$

при $\tau_k > \tau_M$

$$\rho_{пр.ц} = \frac{\rho_M \delta_M + \rho_{ц} (\epsilon_{ц.эф} - \delta_M)}{\epsilon_{ц.эф}}.$$

Приведенная теплопроводность:

$$a_{пр.к} = \lambda_{пр.к} / (c_{пр.к} \cdot \rho_{пр.к}),$$

$$a_{пр.ц} = \lambda_{пр.ц} / (c_{пр.ц} \cdot \rho_{пр.ц}),$$

где $\rho_m, c_m, \rho_{\text{ц}}, c_{\text{ц}}, \rho_k, c_k, \rho_{\text{п}}, c_{\text{п}}$ – соответственно, плотность и теплоемкость слоя масла, ГЦ, ПК и покрытия.

В конце N цикла нагружения:

$$t_{\min} = \frac{q_k d_c}{2} \sum_{j=1}^N \alpha_{\text{ТП},j} \left[\frac{\theta_k(\text{Fo}1_j) - \theta_k(\text{Fo}2_j)}{\lambda_{\text{пр},j}} \right] \quad (1),$$

где

$$\text{Fo}1_j = a1_{\text{пр},j} \cdot j\tau_p / d_c^2, \quad \text{Fo}2_j = a2_{\text{пр},j} (j\tau_p - \tau_k) / d_c^2;$$

$a1_{\text{пр},j}, a2_{\text{пр},j}$ – приведенные коэффициенты теплопроводности, соответственно, за промежутки времени $j\tau_p$ и $(j\tau_p - \tau_k)$; $\lambda_{\text{пр},j}$ – приведенный коэффициент теплопроводности за промежуток времени $j\tau_p$.

Коэффициент распределения тепловых потоков:

$$\alpha_{\text{ТП},j} = \frac{1 + \frac{2\Delta t' \cdot \lambda_{\text{пр},\text{ц}}}{q_k d_c \theta_{\text{ц}}}}{1 + \frac{\lambda_{\text{пр},\text{ц}}}{\lambda_{\text{пр},\text{к},j}} \cdot \frac{\theta_{\text{к},j}}{\theta_{\text{ц}}}},$$

где [7]:

$$\theta_{\text{ц}} = \frac{1}{2\sqrt{\pi}} \int_0^{2\sqrt{\text{Fo}_{\text{ц}}}} \text{erf}\left(\frac{1}{u}\right) \left[\text{erf}\left(\frac{1}{u} + \frac{1}{2} u \text{Pe}_{\text{ц}}\right) - \text{erf}\left(-\frac{1}{u} + \frac{1}{2} u \text{Pe}_{\text{ц}}\right) \right] du,$$

$$\text{Pe}_{\text{ц}} = \frac{V d_c}{4 a_{\text{пр},\text{ц}}}, \quad \text{Fo}_{\text{ц}} = 4 a_{\text{пр},\text{ц}} \tau / d_c^2;$$

$$\Delta t' = t_{\text{ц}} - t_{\text{к}};$$

$t_{\text{ц}}, t_{\text{к}}$ – средние температуры поверхностей ГЦ и ПК; $a_{\text{пр},\text{ц}}$ и $\lambda_{\text{пр},\text{ц}}$ – соответственно, приведенные коэффициенты теплопроводности и теплопроводности ГЦ за промежуток времени $j\tau_p$.

При малых значениях числа Фурье ($\text{Fo} < 0,1$) формула для t_{\min} примет вид:

$$t_{\min} = \frac{2q_k}{\sqrt{\pi}} \sum_{j=1}^N \alpha_{\text{ТП},j} \left[\frac{\sqrt{a1_{\text{пр},j} \cdot j\tau_p} - \sqrt{a2_{\text{пр},j} (j\tau_p - \tau_k)}}{\lambda_{\text{пр},j}} \right],$$

что совпадает с формулой приведенной в работе [7].

Максимальная температура вспышки после j -го цикла нагружения возникает в момент, когда тепло проникает на всю толщину граничной масляной пленки, т.е. при $\tau_{\max} = j\tau_p + \tau_m$, тогда

$$t_{\max} = t_{\min} + \frac{2\alpha_{\text{ТП}} q_k}{\lambda_m} \sqrt{\frac{a_m \tau_m}{\pi}}. \quad (2)$$

На рисунке 2 представлены изменения максимальной температуры вспышки t_{\max} от толщины нанесенного покрытия $h_{\text{п}}$ и различных значений относительной продолжительности цикла нагруже-

ния $\bar{\tau} = \tau_p / \tau_k$ при следующих исходных данных:

$\lambda_k = 70 \text{ ВТ/(мК)}, \lambda_{\text{ц}} = 50 \text{ ВТ/(мК)}, \lambda_m = 0,14 \text{ ВТ/(мК)}, \lambda_{\text{п}} = 393 \text{ ВТ/(мК)}, a_k = 2,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}, a_{\text{ц}} = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}, a_m = 8,6 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}, a_{\text{п}} = 1,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}, d_c = 5,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \delta_m = 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \tau_k = 1,6 \cdot 10^{-6} \text{ с}, q_k = 5 \cdot 10^8 \text{ ВТ/м}^2, N = 10.$

Видно, что при $\bar{\tau} = 1,2$ увеличение толщины покрытия $h_{\text{п}}$ от нуля до $8 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ приводит к снижению t_{\max} на 8°C (6%). При $\bar{\tau} = 2$ уменьшение t_{\max} составляет всего 3°C .

Увеличение N от 2 до 10 при $\bar{\tau} = 1,2$ и $h_{\text{п}} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ повышает t_{\max} на 6°C , при $h_{\text{п}} = 8 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ – на 2°C (рис.3). Таким образом, для выбранных условий трения при $N \geq 10$ и $\bar{\tau} > 2$ независимо от толщины покрытия увеличение t_{\max} практически не происходит.

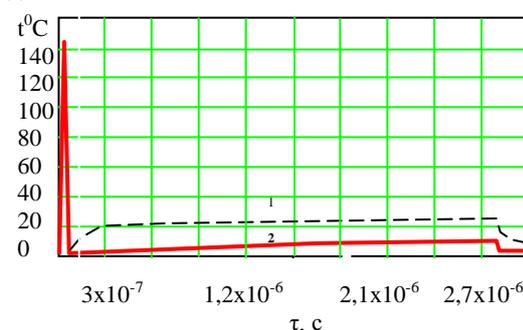


Рис.4. Изменение температуры вспышки t для единичной неровности при разрушении масляной пленки в зависимости от времени контактирования τ :
1 – без покрытия, 2 – с покрытием

Приведенные результаты получены при условии отсутствия разрушения смазки и последующего контактирования металлических поверхностей. Однако, если на контакте возникнет температура выше критической для разрушения смазки, то в расчете температурной вспышки масляная пленка не учитывается, и при оценке интенсивности теплового потока q_k принимается коэффициент трения для несмазанного покрытия, соответствующий реальным условиям контактирования.

В этом случае приведенные теплофизические характеристики при $\tau_k > \tau_m + \tau_{\text{п}}$ будут определяться по формулам:

$$\lambda_{\text{пр},\text{к}} = \left[\frac{h_{\text{п}}^*}{\lambda_{\text{п}}} + \frac{\delta_{\text{к}}^*}{\lambda_{\text{к}}} \right]^{-1}, \quad h_{\text{п}}^* = h_{\text{п}} / \epsilon_{\text{к},\text{эф}},$$

$$\delta_{\text{к}}^* = (\epsilon_{\text{к},\text{эф}} - h_{\text{п}}) / \epsilon_{\text{к},\text{эф}},$$

$$\epsilon_{\text{к},\text{эф}} = h_{\text{п}} + 1,73 \sqrt{a_{\text{к}} (\tau_{\text{к}} - \tau_{\text{м}} - \tau_{\text{п}})}.$$

На рисунке 4 показаны изменения температуры вспышки t для единичной неровности при разрушении смазки в зависимости от времени и раз-

личных видов трения. Коэффициент трения при граничной смазке, а также для несмазанной поверхности с покрытием принят равным $f_1=0,08$; для несмазанной поверхности без покрытия – $f_2=0,2$; $q_k=6,8 \cdot 10^8 \text{ Вт/м}^2$, $\tau_k=3 \cdot 10^{-6} \text{ с}$.

Остальные исходные данные приведены выше.

При наличии покрытия максимальное снижение температуры вспышки достигает 20°C , что будет способствовать предотвращению дальнейшего разрушения масляных пленок и снижению вероятности возникновения заедания на трущихся поверхностях. Что касается влияния на температуру вспышки отношения $\bar{\tau}$ и числа циклов нагружения N , то оно практически остается таким же, как и при неразрушенных масляных слоях.

Предложенные расчетные формулы были использованы для оценки влияния покрытия из электролитической меди на температурную вспышку на контакте неприработанных поверхностей ГЦ-ПК быстроходного дизеля при следующих основных исходных данных [2,6]: $\lambda_{\text{п}}=393 \text{ Вт/(мК)}$, $c_{\text{п}}=389 \text{ Дж/(кгК)}$, $\rho_{\text{п}}=8950 \text{ кг/м}^3$, $a_{\text{п}}=1,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, контурное давление – $p_c=6,5 \text{ МПа}$, $\text{НВ}=0,4 \cdot 10^4 \text{ МПа}$, $E=2,1 \cdot 10^4 \text{ МПа}$, $f_1=0,08$, $f_2=0,2$, $t_k=120^\circ\text{C}$.

Приведенная комплексная характеристика шероховатостей – $\Delta=0,036$. Скорость скольжения – $V=1,7 \text{ м/с}$.

Предварительно найден вид деформации в зонах фактического контакта по известной формуле для контурного давления, приводящего к пластическому деформированию двух шероховатых поверхностей [1,2]:

$$p_{c,\text{кр}} \geq \frac{5,4^v}{2\Delta^v} \cdot \frac{\text{НВ}^{2v+1} (1-\mu^2)^{2v}}{E^{2v}}.$$

При $v=3,6$ и $\mu=0,3$ получим $p_{c,\text{кр}}=4,1 \text{ МПа}$.

Заданное контурное давление на контакте p_c превышает $p_{c,\text{кр}}$, поэтому в зоне контакта будут наблюдаться пластические деформации.

Значение отношения среднего расстояния между пятнами контакта s к среднему диаметру пятна контакта, т.е. $\bar{s}_c = s_c / d_c = \bar{\tau}$, при пластическом контакте находим как [8]:

$$\bar{\tau} = \frac{\sqrt{2\pi}}{2(p_c / \text{НВ})^{0,5}}.$$

Для принятых данных $\bar{\tau} = 31$, т.е. можно использовать единичную модель контакта.

Средний диаметр пятна контакта при пластическом деформировании [1,2]:

$$d_c = \frac{2\sqrt{2} \cdot r}{\sqrt{v}} \Delta^{0,5} (p_c / \text{НВ})^{\frac{1}{2}v}.$$

Для приведенного радиуса неровностей $r=41 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ средний диаметр пятна контакта равен $d_c=4,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}$. Тогда длительность контакта $\tau_k=d_c/V=2,8 \cdot 10^{-6} \text{ с}$.

Используя формулу (2) при $t_{\text{min}}=t_k$ после первого цикла нагружения найдем максимальную температуру поверхности трения в момент проникновения тепла на всю толщину масляной пленки ($\tau=\tau_k$) $t_{\text{max}}=275^\circ\text{C}$.

Если принять допустимую температуру поверхности трения равной 240°C , то в этом случае произойдет разрушение адсорбированного масляного слоя и образование металлического микроконтакта.

Из формулы (1) температура на фактическом пятне касания в конце однократного взаимодействия неровностей ($\tau=\tau_k$) равна:

для металлического контакта без покрытия $t_{\text{min}}=146^\circ\text{C}$, с покрытием $t_{\text{min}}=129^\circ\text{C}$.

Следовательно, наличие медного покрытия на поршневом кольце в условиях нарушения граничной смазки снижает температуру на контакте на 17°C (12%).

Выводы. 1. Предложена уточненная расчетная оценка влияния покрытия на неустановившуюся температурную вспышку в условиях скользящего контактирования при граничном или сухом трении с учетом теплофизических свойств слоистой структуры пары трения.

2. Приведены зависимости температуры вспышки на множественном контакте от толщины покрытия при различных значениях относительной продолжительности цикла нагружения и их числа. В условиях, когда относительная продолжительность цикла нагружения больше 2 и число циклов нагружения больше 10, можно использовать упрощенную (единичную) модель контакта.

3. Дан пример оценки влияния медного покрытия на температурную вспышку в паре трения гильза цилиндра – поршневое кольцо быстроходного дизеля. Установлено, что для выбранных условий трения наличие покрытия из электролитической меди на поршневом кольце приводит к снижению температуры поверхности на 12%, что снижает вероятность задира и износ пары трения гильза цилиндра – поршневое кольцо ДВС.

Список литературы:

1. Чичинадзе А.В. *Машиностроение: Трение, износ и смазка (трибология и триботехника)*: /А.В.Чичинадзе, Э.М.Берлинер, Э.Д.Браун; ред. А.В.Чичинадзе – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.
2. Крагельский И.В. *Трение, изнашивание и смазка: справочник в 2-х кн./ И.В.Крагельский, В.В.Алисин; ред. И.В.Крагельского. – М.: Машиностроение, 1978. – Кн.1. 1978. - 400с.*
- 3.

Крагельский И.В. Трение, изнашивание и смазка: справочник в 2-х кн..кн.2./И.В. Крагельский, В.В.Алисин; ред. И.В. Крагельского, В.В.Алинина. – М.: Машиностроение, 1979. – 358с. 4. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згорання : серія підручників у 6 т. Т. 1: Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин: підручник / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов; ред. А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. – Харків : Прапор, 2004. – 384 с. 5. Щедров В.С. Трение и износ в машинах: Температура на скользящем контакте / В.С. Щедров. – М.: Изд-во АН СССР, 1955, т.10. С.155-296. 6. Пикус В.И. Оценка температур на фактическом пятне контакта в условиях ДВС/ В.И. Пикус, Б.С.Стефановский, В.Г. Новиков // Межвузовский сб. науч.тр. – Ярославль: ЯПИ. – 1976. – С.63-67. 7. Мышкин Н.К. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии / Н.К.Мышкин, М.И. Петроковец. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. – 368 с. 8. Заренбин В. Г. Расчет температурной вспышки при множественном контакте и граничной смазке / В. Г. Заренбин // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. –2011. – № 6-7 - С.12-16. 9. Пехович А.И., Жидких В.М. Расчеты теплого режима твердых тел / А.И. Пехович, В.М. Жидких. – Л.: Энергия, 1976. –352с.

mashinostroenie, Moscow, 576 p. 2. Kragel'skij I.V., Alisin V.V. 1978, Friction, wearing and lubrication. Manual. In 2 volumes. Book.1: engineering. [Trenie iznas hivanie i smazka] smaza: spravochnik v 2 knigah. Kniga 1]: mashinostroenie, Moscow, 400p. 3. Kragel'skij I.V., Alisin V.V. 1979, Friction, wearing and lubrication. Manual. In 2 volumes. Book.2: engineering. [Trenie iznas hivanie i smazka] smaza: spravochnik v 2 knigah. Kniga 2]: mashinostroenie, Moscow, 358p. 4. Marchenko, A.P., Ryazantsev, M.K. & Shekhovtsov, A.F. 2004, Internal combustion engines: textbook series 6 v. V. 1. Development of designs uprated engine ground transport vehicles: textbook [Dvyguny vnutrishn'ogo zgorjannja : serija pidruchnykiv u 6 t. T. 1 : Rozrobka konstrukcij forsovanyh dvyguniv nazemnyh transportnyh mashyn : pidruchnyk], Kharkiv, Prapor,384 p. 5. Schedrov V.S. 1955, Friction and wearing in machines: textbook t.10, publication AN USSR. Temperature on the slippery contact: textbook [Trenie i iznos v mashinah: t 10: temperatura na skol'zjashem kontakte] Moscow, izdatel'stvo SSSR, pp.155-296. 6. Pikus V.I., Stefanovsky B.S., Novikov V.G. 1976 «Estimation of temperature on the factual stain of contact in places of ICE», Interuniversity collection. scientific tr. [«Ocenka temperature na fakticheskom pjatne kontakta v uslovijah DVS», Megvuzovskij sbornik nauchnih trudov] Yaroslavl, pp. 63-67. 7. Mischkin N.K., Petrokovetz M.I. 2007, Friction, lubrication, wearing. Physical basics and technical additional of tribology [Trenie, smazka, iznos. Fizicheskie osnovi i tehniczeskie prilogenija tribologii], Moscow, FIZMATLIT, 368 p. 8. Zarenbin, V.G. 2011 «Accounting of temperature spark under multi-connection and bound lubrication», Newspaper Prydniprov's'ka State Academy of Civil Engineering and Architecture [«Raschet temperaturnoj vspysyki pri mnozhestvennom kontakte i granichnoj smazke», Visnyk Prydniprov's'koi' derzhavnoi' akademii' budivnyctva ta arhitektury], № 6-7 - pp.12-16. 9. Pechoviz A.I., Zhidkih V.M. 1976, Accounting the warm regime in solid bodies [Rascheti teplovogo regima tverdyh tel], Leningrad, Energia, 352 p.

Bibliography (transliterated):

1. Chichinadze A.V. Chichinadze, E.M. Berliner, E.D. 2003, Friction: wearing and lubrication (tribology and tribotechnics): engineering.[Trenie, iznos I smaza (tribologija i tribotehnika)]:

Поступила в редакцию 03.06.2016 г.

Заренбін Володимир Георгійович – д.т.н., професор, завідувач кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна, e-mail: zvg@mail.pgasa.dp.ua.

Колеснікова Тетяна Миколаївна – к.т.н., доцент кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна, e-mail: tnk2704@mail.ru.

ОЦІНКА ВПЛИВУ ПОКРИТТЯ НА ТЕМПЕРАТУРУ СПАЛАХУ НА КОВЗНОМУ КОНТАКТІ

В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова

Запропонована уточнена розрахункова оцінка впливу покриття на несталый температурний спалах в умовах ковзаючого контактування при граничному або сухому терті з урахуванням теплофізичних властивостей шаруватої структури пари тертя. Приведені залежності температури спалаху на множинному контакті від товщини покриття при різних значеннях відносної тривалості циклу вантаження і їх числа. Даний приклад оцінки впливу мідного покриття на температурний спалах в парі тертя гільза циліндра - поршневе кільце швидкохідного дизеля.

ESTIMATION OF INFLUENCE OF A COVERING ON FLASH TEMPERATURE ON SLIDING CONTACT

V.G. Zarenbin, T.N. Kolesnikova

Offered acute accounting estimation of influence of covering on unsettle temperature flash in the environment of slippery contact under the bound and dry friction which includes thermal features of multilayer structure of friction parts. Indicated dependences of flash's temperature on the multilayer contact from thickness of covering under the different marks of relative continuation of loading cycle and their amount. Represented the example of estimation of influence of copper covering on the temperature flash in the parts of friction of cylinder's sleeve – piston's ring of fast-moving diesel.

О.Ю. Линьков, В.В. Пылёв, С.А. Кравченко

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ НАГАРА НА ТЕМПЕРАТУРНОЕ СОСТОЯНИЕ ДНИЩА ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Рассмотрены представления о возникновении трещин в перемычках головки цилиндра тепловозного дизеля. Оценено влияние нагара на поверхности огневого днища головки цилиндра на её температурное состояние. Исследована проблема, связанная с неравномерным распределением тепловых потоков поверхностью днища. Проведено расчетное исследование влияния неравномерного распределения нагара на температурное состояние огневого днища головки цилиндра четырехтактного тепловозного дизеля.

Введение. Большое количество магистральных (2ТЭ116, 2ТЭ121, ТЭП70, ТЭП75) и маневровых (ТГМ6, ТЭМ7) тепловозов оснащены четырехтактными среднеоборотными дизелями типа Д49 (12ЧН26/26), разработанными в Коломне (Россия) на тепловозостроительном заводе и выпускаемыми с 1975 г. На железнодорожном транспорте в Украине имеется значительная потребность в замене деталей данных двигателей. Одной из проблемных деталей является головка цилиндра. Как показала практика использования указанных дизелей, достаточно часто встречающейся поломкой является появление трещин на её огневой поверхности в перемычке между клапанами (рис. 1), а также между клапаном и отверстием форсунки.

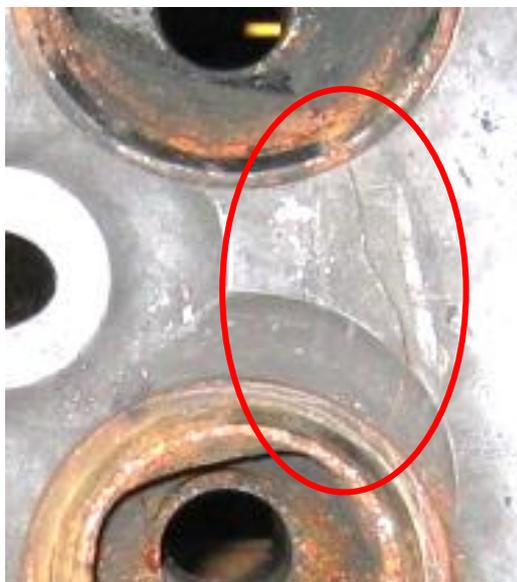


Рис. 1. Трещина на огневой поверхности головки цилиндра

Изготавливается головка из высокопрочного чугуна ВПЧ-НМ-П. Согласно ТУ срок службы данной детали должен соответствовать сроку службы дизеля (3,6 млн. км пробега). Однако реальный срок службы головок цилиндров составляет

600 ... 800 тыс. км. По этой причине потребитель постоянно заинтересован как в поставках новых изделий, так и, что особо актуально, в повышении срока их эксплуатации.

Анализ проблемы. В Украине эксплуатируются головки цилиндров производства Коломенского завода, Полтавского ТРЗ (литые заготовки поставляются из Германии) и Кременчугского механического завода (собственное литьё). Срок службы головок этих производителей несколько отличается, но в целом позволяет исключить весо-мое влияние качества материала и нарушения технологии изготовления на растрескивание перемычек. Это обстоятельство выдвигает задачу математического моделирования и анализа состояния конструкции с целью ее совершенствования.

Среди известных факторов, вызывающих появление трещин в перемычках головок цилиндров, рассматривают габариты головки, толщину огневого днища, конфигурацию литейных сопряжений внутренних поверхностей, плавающую конструкцию седел клапанов, особенности жидкостного охлаждения. При этом возникновение трещин поясняется высоким уровнем термических напряжений, вызванных значительным перепадом температур преимущественно в радиальном направлении цилиндра в условиях циклических низкочастотных и высокочастотных изменений нагрузки [1, 2].

В результате анализа состояния головок цилиндров, имеющих исследуемые дефекты, выявлено наличие нагара на огневой поверхности головки. При этом нагар образуется неравномерно по указанной поверхности, что позволяет выделить три характерные зоны, представленные на рис. 2.

Здесь в общем случае зону 1 можно характеризовать постоянным наличием нагара в процессе эксплуатации дизеля, зону 2 – образованием нагара на частичных нагрузках и выгоранием на тяжелых режимах нагружения, зону 3 – практически отсутствием нагара.

Являясь теплоизолятором, нагар перераспределяет тепловые потоки, уменьшая их величину в зонах с большим слоем нагара и увеличивая в зо-

нах с меньшим. Можно предположить, что указанное явление вносит дополнительный вклад в увеличение перепада температур по головке цилиндра. Причем этот перепад имеет преимущественно окружной характер, при котором увеличиваются термические напряжения в зоне перемычек. Уровень этого вклада на сегодня не исследован.

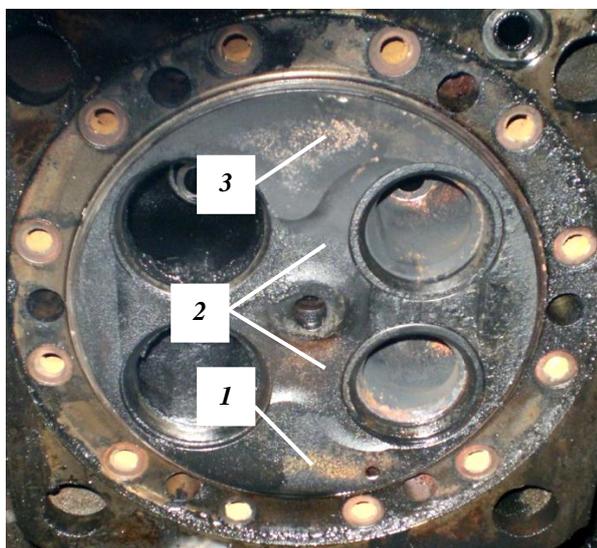


Рис. 2. Огневая поверхность головки цилиндра с нагаром

Известно, что нагар обладает свойствами частично-динамической теплоизоляции [3]. Поэтому, для учета его влияния на температурное состояние головки цилиндров необходимо решение задачи высокочастотной нестационарной теплопроводности в области днища в сочетании с моделированием стационарного трехмерного температурного состояния в остальной области головки. Методика такого моделирования предложена и реализована применительно к поршню, представлена в [4, 5]. Для обоснования её использования применительно к головке цилиндров нужны предварительные исследования по оценке влияния отложений нагара на днище головки цилиндров на её температурное состояние.

Изложение основного материала.

В работе предложено решение температурной задачи днища головки в следующей постановке. Теплопроводность огневого днища рассматривается как одномерная, в направлении его толщины. На первом этапе исследований с учетом параметров рабочего тела дизеля устанавливается тепловой поток от рабочего тела в головку цилиндров. На втором этапе, с учетом допущения, что нагар перекрывает 50 % площади головки, а суммарный тепловой поток от рабочего тела в головку цилиндров

при этом не изменяется, устанавливается температурное состояние части головки, имеющей нагар и части, свободной от нагара. На этой основе устанавливается оценочное влияние нагарообразования на тепловый перепад между рассматриваемыми зонами огневой поверхности головки.

Расчетное исследование нестационарного высокочастотного температурного состояния днища головки выполнено с применением математической модели [6]:

$$\rho(x)c(x,T(x,\tau))\frac{\partial T(x,\tau)}{\partial \tau} = \partial \left(\lambda(x,T(x,\tau))\frac{\partial T(x,\tau)}{\partial x} \right) / \partial x;$$

$$\rho(0)c(0,T(0,\tau))\frac{\partial T(0,\tau)}{\partial \tau} =$$

$$= \lim_{x \rightarrow +0} \frac{\lambda(x,T(x,\tau))\frac{\partial T(x,\tau)}{\partial x} + \alpha_e(\tau)(T_e(\tau) - T(0,\tau))}{x};$$

$$\alpha_e(T_e - T(l,\tau)) - \lambda(l,T(l,\tau))\frac{\partial T(l,\tau)}{\partial x} = 0;$$

$$T(x,0) = T_0(x)_{x \in [0;l]},$$

где $T_0(x)$, $T(x,\tau)$ – температуры днища на расстоянии x от огневой поверхности в начальный момент времени и в текущий момент τ ; $T_e(\tau)$, T_e – температуры рабочего тела в камере сгорания и охлаждающей жидкости в полости головки; $\alpha_e(\tau)$, α_e – коэффициенты теплоотдачи от соответствующих сред к телу головки; λ , c , ρ – теплопроводность, теплоемкость и плотность материалов, соответственно; l – толщина днища головки.

Теплофизические свойства чугуна, из которого выполнена головка цилиндра, задавались как температурозависимые в соответствии с [7]; для слоя нагара они приняты: $\lambda = 1,7$ Вт/(м·К), $c = 1260$ Дж/(кг·К) и $\rho = 2000$ кг/м³ [8]. Граничные условия со стороны поверхности охлаждения: $\alpha_e = 1800$ Вт/(м²·К), $T_e = 363$ К [9]. Коэффициент теплоотдачи со стороны рабочего тела определялся согласно формуле проф. Г. Вошни.

Исследование проводилось на режиме работы дизеля $N_e = 1470$ кВт, $n = 1000$ мин⁻¹ для толщин нагара от 0 до 0,75 мм. Толщина днища головки принята 15 мм.

Расчеты выполнялись при помощи программного комплекса, реализованного на языке Free Pascal.

Результаты расчетного высокочастотного температурного состояния огневой поверхности головки цилиндров при различных толщинах нагара представлены на рис. 3.

Из рисунка видно, что наличие нагара приводит к существенному росту температуры на его поверхности.

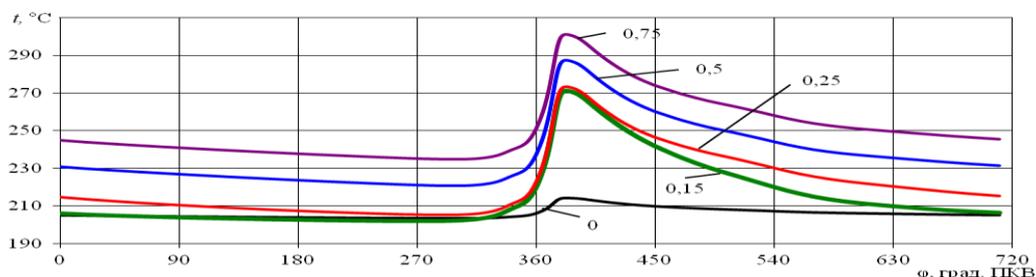


Рис. 3. Мгновенные температуры поверхности головки цилиндра: цифры у кривых – толщина нагара, мм

Так, например, при толщине нагара 0,75 мм эта температура на протяжении рабочего цикла двигателя превышает температуру исходной поверхности головки на 40 ... 90 градусов. Это обстоятельство приводит к уменьшению теплового по-

тока в головку в зоне наличия нагара и его увеличения в свободной от нагара зоне до 9 %.

На рис. 4 представлены зависимости среднецикловой температуры для различных зон дна головки. Видно, что исходная расчетная температура при отсутствии нагара равна 207 °C.

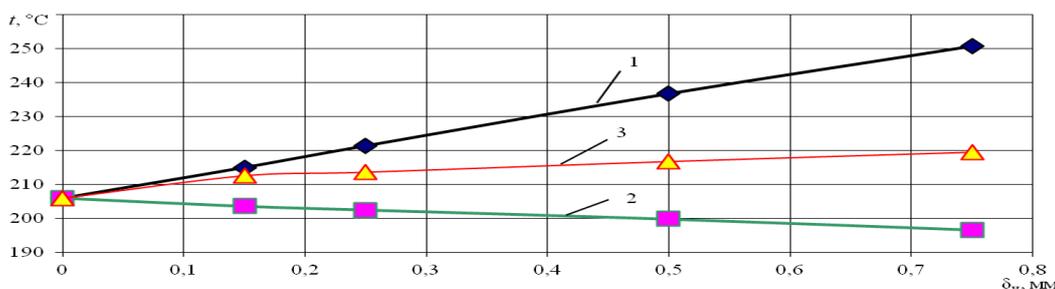


Рис. 4. Зависимость среднецикловой температуры поверхности головки цилиндра от толщины нагара: 1 – поверхность слоя нагара; 2 – поверхность материала головки под нагаром; 3 – поверхность головки в зоне, свободной от нагара

При толщине слоя нагара 0,75 мм средняя температура на его поверхности возрастает до 250 °C, а материала головки под нагаром снижается до 197 °C. При этом температура свободной от нагара части поверхности головки возрастает до 220 °C. Таким образом, наличие нагара снижает температуру собственно поверхности головки в его зоне на 10 градусов и увеличивает температуру головки в свободной от нагара зоне на 13 градусов. В целом имеет место температурный перепад по поверхности головки, равный 23 градуса.

двигателя при решении задачи повышения долговечности межклапанных перемычек головки.

Заключение

Выполнены предварительные исследования и разработана методика оценки влияния отложений нагара на дна головки цилиндров на его температурное состояние. Использована математическая модель нестационарной высокочастотной одномерной теплопроводности. Показано, что нагар, имеющий место на части огневого дна, может служить дополнительным фактором высокой термической напряженности головок. Это обстоятельство следует учитывать в задачах повышения долговечности межклапанных перемычек головок, в частности, тепловозных дизелей типа Д49.

Аналогичные исследования выполнены при увеличенной до 20 мм толщине дна головки. В данном случае, при общем увеличении температуры для исходной конструкции до 232 °C, увеличение теплоперепада по поверхности головки практически не происходит. Расчетное его значение при толщине нагара 0,75 мм составило 24 градуса.

Дальнейшее направление работ предполагает моделирование трехмерного температурного состояния головок цилиндров с учетом нагарообразования на их днах.

Полученный результат свидетельствует о необходимости учета наличия нагара на части поверхности дна головки цилиндров тепловозного

Список літератури:

1. Исаев Е. В. Оценка напряженного состояния и запаса прочности элементов днища головок цилиндров // Тракторы и сельхозмашины. – 1974. – №4. – С. 10-12. 2. Костин А. К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие / Костин А. К., Ларионов В. В., Михайлов Л. И. – Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с. 3. Оцінка температурного стану стінки камери згорання поршня з шаром нагару / Марченко А. П., Шпаковский В. В., Пильов В. В. та ін. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №2. – С. 37-41. 4. Марченко А. П. Методика моделювання нестационарного високочастотного температурного стану поршня двигателя внутрішнього згорання / А. П. Марченко, В. В. Пильов // Известия высших учебных заведений: Машиностроение. – 2013. – № 5. – С. 58-63. 5. Марченко А. П. Моделювання нестационарного високочастотного температурного стану поршня двз з теплоізолюваною поверхнею камери згорання / А. П. Марченко, В. В. Пильов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – № 2. – С. 41-47. 6. Пильов В. В. Визначення впливу теплоізоляції камери згорання на показники роботи ДВЗ: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.03 „Двигуни та енергетичні установки” / Пильов В. В. – Харків, 2014. – 20 с. 7. 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. 8. Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: Учеб. пособ. для вузов / Кавтарадзе Р. З. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 472 с. 9. Шеховцов А. Ф. Разработка конечноэлементной модели теплонапряженного и деформированного состояния головки цилиндров быстроходного дизеля / Шеховцов А. Ф., Тринев А. В., Авраменко А. Н. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С. 20-30.

Bibliography (transliterated):

1. Isayev, E. V. (1974), "Assessment of the state of stress and the bottom margin of the cylinder heads elements strength", Tractors

and agricultural machinery ["Otsenka napryazhennogo sostoyaniya i zapasa prochnosti elementov dnishcha golovok tsilindrov", Traktory i selkhoz mashiny], №4. pp.10-12. 2. Kostin, A. K., Larionov, V.V., Mikhaylov, L.I. (1979) "Thermal stress of combustion engines: a Reference Guide [Teplonapryazhennost dvigateley vnutrennego sgoraniya: Spravochnoye posobiye], Leningrad: Mashinostroyeniye. 222 p. 3. Marchenko, A. P., Shpakovsky, V. V., Pylov, V. V. and etc. (2012) "Evaluation of temperature state combustion piston chamber wall with a layer of soot" Internal combustion engines ["Otsinka temperaturnoho stanu stinky kamery zghoriannya porshnia z sharom naharu", Dvyhately vnutrennego sgoraniya]. №2, pp. 37-41. 4. Marchenko, A.P., Pylev, V.V. (2013) "Methods of modeling of non-stationary high-temperature state of the internal combustion engine piston" Proceedings of the higher educational institutions: Engineering. ["Metodika modelirovaniya nestatsionarnogo vysokochastotnoho temperaturnoho sostoyaniya porshnya dvigatelya vnutrennego sgoraniya"] Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy: Mashinostroyeniye]. №5. pp. 58-63. 5. Marchenko, A.P., Pylev, V.V. (2015) "Simulation of unsteady state of high temperature ICE piston insulated from the surface of the combustion chamber" Internal combustion engines ["Modeliuvannya nestatsionarnogo vysokochastotnoho temperaturnoho stanu porshnia dvz z teploizolovanoi poverkhnei kamery zghoriannya"] Dvyhately vnutrennego sgoraniya] №2. pp. 41-47. 6. Pylov, V.V. (2014) Determining the impact of the combustion chamber insulation on the performance of internal combustion engines: Thesis Candidate of Technical Sciences, specialty 05.05.03 "Engines and Power Plants" [Vyznachennia vplyvu teploizoliatsii kamery zghoriannya na pokaznyky roboty DVZ: avtoref. dys. kand. tekhn. nauk: spets. 05.05.03 „Dvyhuny ta enerhetychni ustanovky"]. Kharkiv, 20 p. 7. Shekhovtsov, A.F., Abramchuk, F.I., Krutov, V.I. and others, ed. A.F. Shekhovtsov (1992) "Processes in promising diesel" ["Protsessy v perspektivnykh dizelyakh"] Kharkov: Publishing house «Osnova», 352 p. 8. Kavtaradze, R.Z. (2007) "Local heat transfer in piston engines: Textbook for High Schools" [Lokalnyy teploobmen v porshnevnykh dvigatelyakh: Ucheb. posob. dlya vuzov] Moscow: Publishing house MGTU named N.E. Bauman. 472 p. 9. Shekhovtsov, A.F., Trinev, A.V., Avramenko, A.N. (2007) "Development of finite element model of heat-stressed and deformed state of the cylinder head speed diesel engine", Internal combustion engines ["Razrabotka konechnoelementnoy modeli teplonapryazhennogo i deformirovannogo sostoyaniya golovki tsilindrov bystrokhodnogo dizelya", Dvigateli vnutrennego sgoraniya]. №1. pp. 20-30.

Надійшла до редакції 05.07.2016 р.

Линьков Олег Юрьевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигателів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: linkov@ukr.net.

Пильов Вячеслав Владимирович – канд. техн. наук, молодший научний співробітник кафедри двигателів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: vv3ryuyov@i.ua.

Кравченко Сергей Александрович – канд. техн. наук, с.н.с., старший научний співробітник кафедри двигателів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: dvskhpi2016@gmail.com.

ОЦІНКА ВПЛИВУ НАГАРУ НА ТЕМПЕРАТУРНИЙ СТАН ДЕНЦЯ ГОЛОВКИ ЦИЛІНДРІВ СЕРЕДНЬОБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ

О.Ю. Линьков, В.В. Пильов, С.О. Кравченко

Розширено уявлення щодо виникнення тріщин в перетинках головки циліндра тепловозного дизеля. Оцінено вплив нагару на поверхні вогневого денця головки циліндра на її температурний стан. Досліджено проблему, пов'язану з нерівномірним розподілом теплових потоків по поверхні денця. Проведено розрахункове дослідження впливу нерівномірного поширення нагару на температурний стан вогневого денця головки циліндра чотирихтактного тепловозного дизеля.

THE ESTIMATION OF CARBON DEPOSIT INFLUENCE ON THE TEMPERATURE STATE OF THE MIDDLE SPEED DIESEL CYLINDER HEAD

O.U. Linkov, V.V. Pylyov, S.O. Kravchenko

Conception of cylinder head fractures origin in the locomotive diesels is expanded. The carbon deposit influence on the cylinder head temperature state is estimated. The nonuniform heat flux distribution is studied. Carbon layer presents on the four-stroke locomotive diesel cylinder head surface considering during its temperature state simulation is performed.

УДК 621.43.016

DOI: 10.20998/0419-8719.2016.1.07

В.А. Пылев, Р. Ариан, И.А. Нестеренко

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ САПР ПОРШНЯ ДВС

В работе выполнен анализ известных подходов и схем по поддержке автоматизированного проектирования двигателей внутреннего сгорания с учетом повышения эффективности процесса проектирования. Рассмотрены известные особенности прохождения проекта поршня ДВС в САПР. На основе анализа конструкций поршней дизелей, условий их теплообмена со стороны камеры сгорания и влияния термонапряженного состояния на процесс разрушения кромки камеры сгорания поршня уточнены этапы анализа конструкций поршней и порядок их прохождения в многоэтапной САПР с учетом многовариантности детализации исходных данных.

Введение

Совершенствование двигателей внутреннего сгорания в первую очередь связывают с улучшением протекания внутрицилиндровых процессов, в т.ч. – за счет формоизменения камеры сгорания (КС). В связи с этим, а также неизменной тенденцией увеличения уровня форсирования двигателей, достаточно сложной наукоёмкой является задача обеспечения требуемого уровня надежности наиболее теплонапряженных деталей, образующих КС, – поршней, головок цилиндров, клапанов.

В последнее время существенно обострилась проблема обеспечения физической надежности поршней форсированных дизелей, связанная с растрескиванием кромок КС. Согласно современным представлениям это растрескивание вызвано перегревом поршней и значительными перепадами их температурного состояния для двигателей, условия эксплуатации которых предполагают частые и резкие смены нагрузки [1,2].

Безусловно, необходимый уровень физической надежности конструкций должен быть обеспечен на стадии их проектирования. При этом ожидается как сокращение времени на доводку объектов проектирования на стендах и в условиях эксплуатации, так и уменьшения общего времени разработок и затрат на разработки. Этим обусловлена высокая актуальность работ данного направления.

Практическая реализация указанного комплекса требований на сегодня и в перспективе предполагает использование систем автоматизации проектирования. Это означает, что совершенствование двигателей, их систем, узлов, деталей и от-

дельных конструктивных элементов должно сопровождаться совершенствованием соответствующих подсистем интегрированной САПР ДВС.

Анализ проблемы

На сегодня теория САПР представлена достаточно большим количеством публикаций, в которых речь идет о системах и собственно процессе автоматизированного проектирования сложных технических объектов, в том числе и ДВС [3-5]. В тоже время для непосредственного их применения и совершенствования необходима существенная конкретизация. Такая конкретизация находит свое развитие в части совершенствования программного обеспечения САПР, как базового, так и специализированного. Применительно к анализу деталей КС это относится к программным комплексам, основанным на использовании методов конечных элементов и конечных разностей [6-8]. При этом достоверность результата и качество его анализа возлагается на проектировщика, его возможности в части постановки задачи и задания граничных условий (ГУ). На него также возлагается решение о возврате на предыдущие этапы многоэтапной САПР, повторном решении задач данного этапа либо передачи результатов на последующие этапы проектирования. Здесь под этапом понимают логично завершённый фрагмент проектирования, на основе результатов которого принимают решение о дальнейшем направлении работ в соответствии с имеющимися место маршрутами. При этом важно, что эффективность САПР определяется именно минимальным повтором решаемых задач на каждом этапе выполнения проекта в многоэтапной САПР [9].

Известно, что структурная целостность автоматизированной системы предполагает наличие совершенного методического обеспечения [9]. Этот вид обеспечения направлен на решение задач САПР и должен отражать все этапы проектных работ, а также порядок их прохождения. В обобщенном виде порядок выполнения работ обеспечивается использованием модели проектирования технической системы, представленной на рис. 1 [10,11]. Такая модель позволяет конкретизировать состав одноэтапных САПР и интегрировать их в единую систему.

Конкретизация модели применительно к поддержанию процесса проектирования сложной технической системы предложена в [12,13].

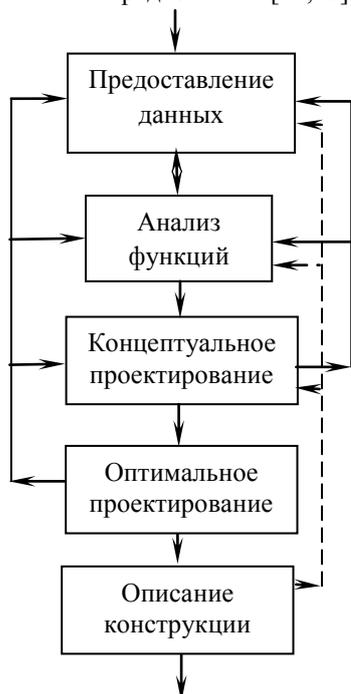


Рис. 1. Общая схема проектирования технической системы

Ее реализация для проектирования ДВС и его элементов представлена на рис. 2 [14]. Применительно к поршню при выполнении анализа (блок 7) на начальных этапах проектирования предложено использовать осесимметричную геометрическую модель конструкции и осесимметричные ГУ задачи теплопроводности. Ресурс кромки КС поршня до ее растрескивания (блок 7) предложено устанавливать исходя из концепции гарантированного его обеспечения. Это означает, что если в результате численного моделирования разрушение кромки КС не достигнуто, то это гарантирует ресурс поршня в реальных условиях эксплуатации двигателя рассмотренного назначения.

В целом видно, что блок анализа 7 должен иметь сложную структуру, используемое про-

граммное обеспечение которого зависит от рассматриваемого подэтапа проектирования.

Представленный процесс проектирования предполагает учет условий эксплуатации конструкции на всех основных этапах прохождения проекта (блок 14). При этом в блок анализа передаются данные модели нестационарного нагружения двигателя, которая учитывает назначение двигателя [14].

Дальнейшее развитие методология проектирования поршня ДВС получила в [15]. В соответствии с требованиями эффективной поддержки жизненного цикла конструкции поршня в целом, здесь поставлена и решена задача последовательно-параллельного функционирования САПР и автоматизированных систем технологической подготовки производства и промышленного проектирования. Последнее означает начало работы последующей автоматизированной системы до завершения работы предыдущей.

Процесс проектирования поршня предложено осуществлять на основе применения условно-корректных ГУ задачи теплопроводности, устанавливаемых в блоке 14 в соответствии с рис. 3. При этом в ряде случаев применительно к тонкостенным поршням получены решения с использованием сокращенного маршрута проектирования, исключаяющего этапы блоков 10,11. Последнее обстоятельство поясняется использованием концепции гарантированного обеспечения ресурса, условно-корректных ГУ и особенностей термомеханического нагружения поршней бензиновых ДВС относительно поршней дизелей [16].

Существенное ускорение процесса проектирования здесь достигнуто за счет корректной замены модели нестационарного нагружения двигателя одним наиболее нагруженным переходным процессом.

Важно, что на время выполнения анализа конструкции также влияют принятая геометрическая модель и ГУ задачи теплопроводности. При этом аналогично предыдущим исследованиям [14] предлагается использование осесимметричных ГУ, но не осесимметричной геометрической модели поршня, для которой возможно рассмотрение симметричной относительно плоскости качания шатуна части.

Ускорение процесса проектирования также следует ожидать от применения рациональных маршрутов прохождения проекта непосредственно в блоках 7 в соответствии с рис. 2,3. Применительно к модели анализа прочности поршня такая маршрутизация представлена на рис. 4 [17].

Здесь основной маршрут анализа конструкции представлен блоками 1-5. При этом в блоках 2-5 предполагается использование уточненных алгоритмических математических моделей. Ускоренный маршрут анализа предполагает прохождение проекта блоками 1,2,6,7,5. Здесь ускорение достигается за счет применения в блоках 6 и 7 эмпирических аналитических моделей, получение которых осуществляют на основе предварительных расчетов, выполненных в блоках 2-4. При этом ясно, что достоверность результатов определяется входными данными – принятой геометрической моделью

поршня x и принятой моделью эксплуатации двигателя Ξ . При этом влияние последней на уровень расчетной физической надежности конструкции определяется принятыми ГУ. Таким образом, для общего случая совершенствования конструкции поршня нерешенными являются задачи обоснования: принятой геометрической модели поршня; способа назначения ГУ задачи теплопроводности; перехода от нестационарной модели эксплуатации двигателя данного назначения к рассмотрению одного, наиболее опасного переходного процесса.

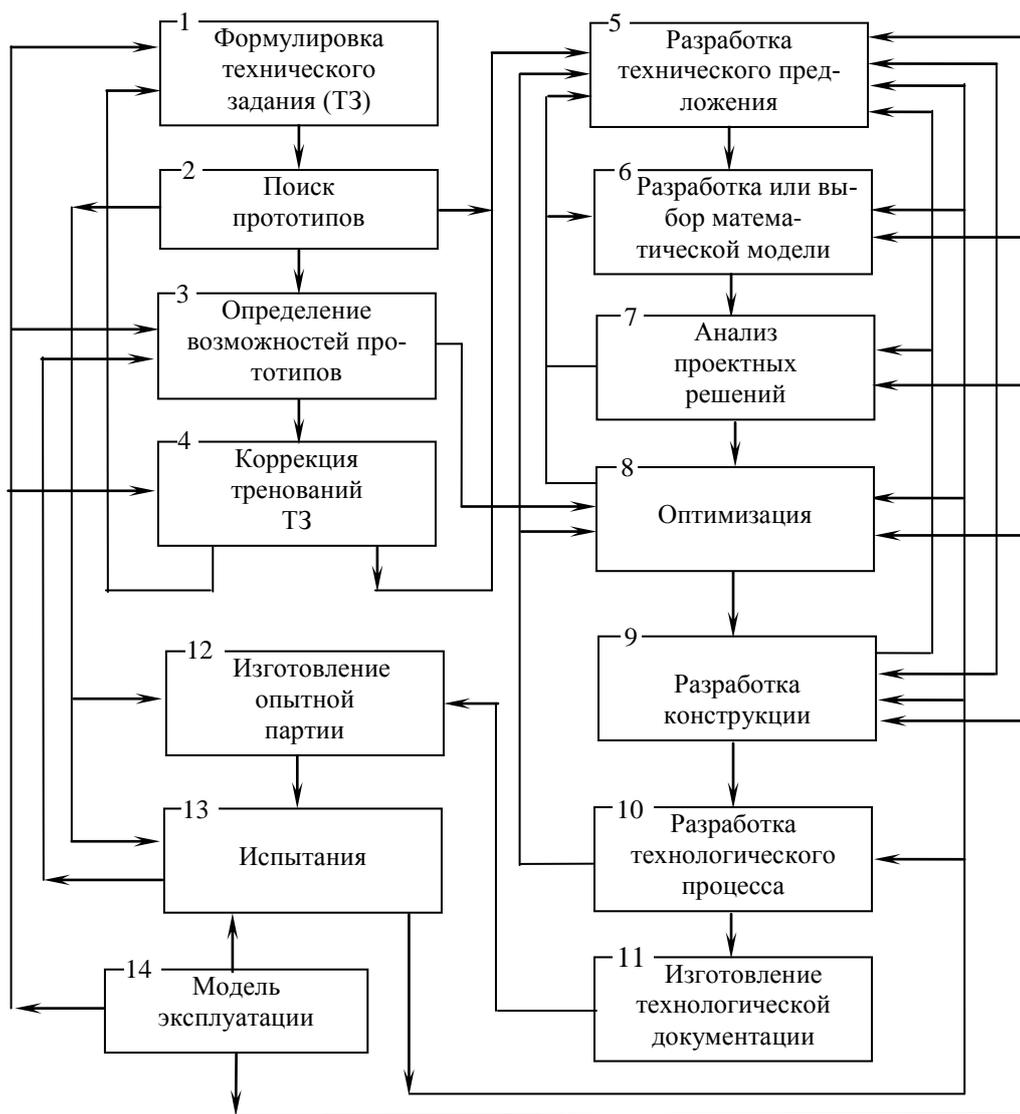


Рис. 2. Обобщенная схема процесса проектирования ДВС либо его элементов

Перспективным направлением дальнейшего совершенствования САПР поршня ДВС является реализация перехода от концепции гарантированного обеспечения ресурса к концепции работы конструкции на пределе прочности. Указанная задача

также не может быть решена без обоснованного задания входных данных для моделирования.

Основная часть

Согласно общей теории САПР создание автоматизированной системы предполагает типизацию ее элементов. Применительно к методическому

обеспечению САПР поршня ДВС типовыми на сегодня являются маршруты поддержания проекта, представленные на рис. 2-4. При этом, как видно из приведенного выше анализа отсутствует типизация входных данных моделирования. Применительно к задачам гарантированного обеспечения ресурса и работе конструкции на пределе прочности, а также с учетом минимизации объемов натурных испытаний в блоке 13 рис.2 и блоке 11 рис.3 на основе ранее выполненных исследований [16-20] предлагается схема задания выходных данных для анализа конструкции, используемая в блоке 1 рис. 4. Разра-

ботанная схема представлена в табл. 1.

Методология использования данной схемы заключается в следующем. Первоначально принимаются наиболее упрощенные варианты входных данных, после чего осуществляется их поэтапное усложнение в направлениях таблицы по строкам слева направо и столбцам сверху вниз. При этом в типовой маршрут анализа прочности поршня добавляется блок анализа напряженно-деформированного состояния поршня на установленном режиме, размещаемый между блоками 2 и 3 рис.4.

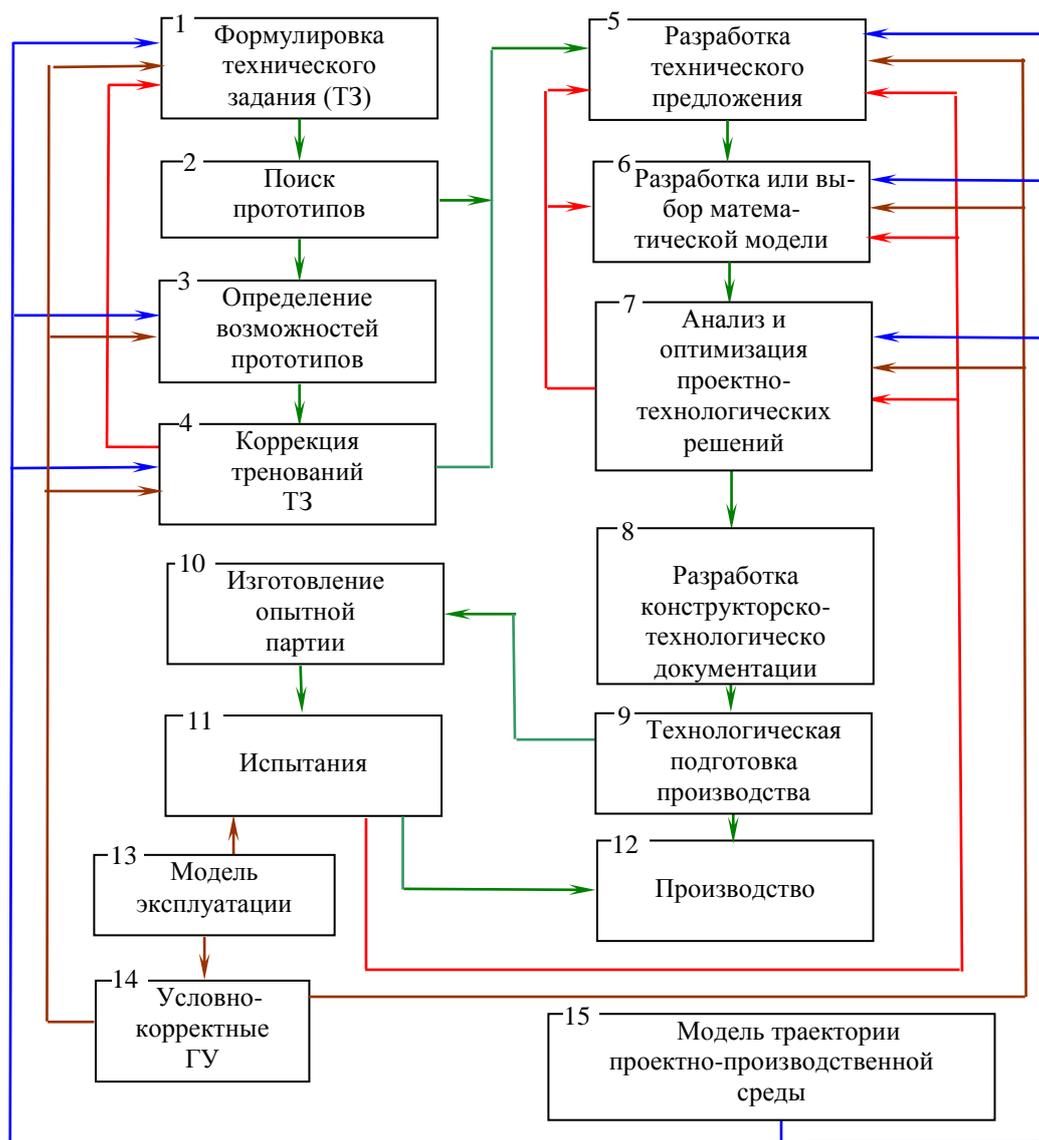


Рис. 3. Маршрутизация сквозной поддержки проекта поршня в автоматизированных системах его проектирования, технологической подготовки производства и промышленного проектирования

Если результаты применения предыдущей и последующей моделей по критериям стационарного температурного и напряженно-деформированного состояния совпадают, переходят к анализу температурного и напряженно-

деформированного состояния поршня в переходном процессе нагружения двигателя (блоки 3,4). Если результаты применения предыдущей и последующей моделей совпадают, принимают более простую модель. В противном случае осуществля-

ют полный анализ конструкции с использованием маршрута проектирования 1-5 согласно рис. 4. Если результаты ресурсной прочности в блоке 5 можно считать совпадающими, принимают более простую модель данных, в противном случае осуществляют дальнейшее их усложнение.

Если на этапе анализа стационарные температурное и (или) напряженно-деформированное состояние поршня не совпадают, сразу переходят к полному анализу конструкции с использованием маршрута проектирования 1-5.

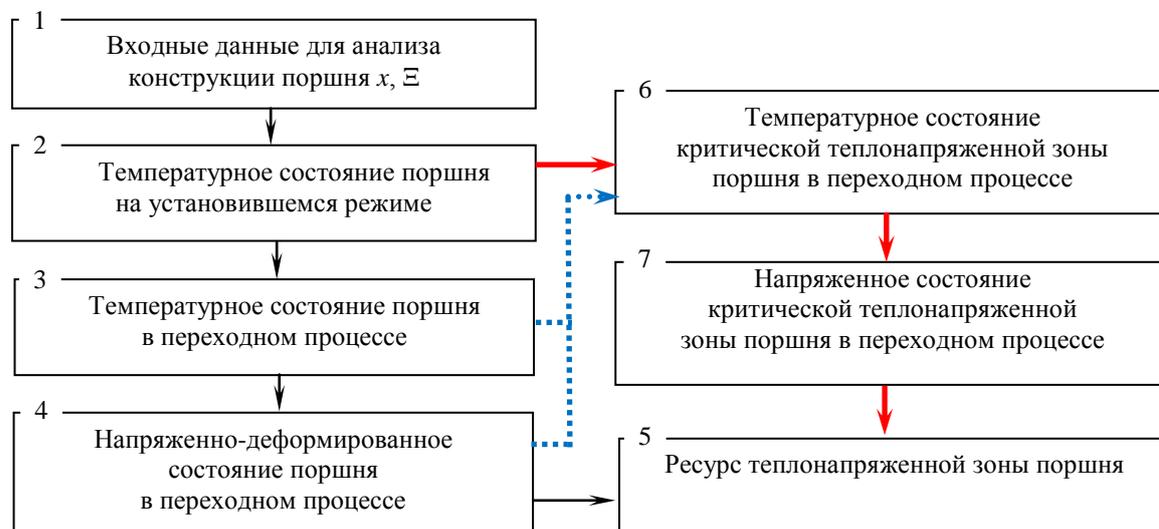


Рис. 4. Маршрутизация процесса анализа прочности поршня

Таблица 1. Варианты задания входных данных в системе анализа прочности поршня

Особенности геометрической модели		
Упрощенная модель		Детализированная модель
Особенности расчетной модели		
Часть геометрической модели, отсеченная плоскостями, проходящими через ось цилиндра вдоль и поперек оси коленчатого вала	Часть геометрической модели, отсеченная плоскостью, проходящей через ось цилиндра вдоль либо поперек оси коленчатого вала	Полная геометрическая модель
Особенности модели эксплуатации		
Наиболее тяжелый эксплуатационный переходный процесс	Экономичная модель эксплуатации, содержащая сокращенный набор представительных переходных процессов	Полная модель эксплуатации
Граничные условия стационарной задачи теплопроводности		
Симметричные ГУ		Несимметричные ГУ
Управляющие функции ГУ нестационарной задачи теплопроводности		
Ступенчатая функция		Плавная функция

После обоснования выбранной модели данных осуществляют разработку аналитических эмпирических моделей теплонапряженного состояния исследуемой зоны поршня в блоках 6,7, например, согласно методике [14].

В результате пользователь САПР получает возможность достоверного получения результата при использовании экономичного маршрута проек-

тирования, определяемого блоками 1,2,6,7,5.

Следует заметить, что обобщенные данные табл.1 при решении конкретных задач проектирования имеют свои особенности детализации. Так детализированная геометрическая модель может учитывать наличие выборок под клапаны на днище поршня. Особенно важен этот учет в зоне кромки КС поршня [18]. Разработка экономичных моделей

эксплуатации рассмотрена, например, в [19]. Граничные условия задач теплопроводности могут учитывать такие факторы как уровень нагрузки, частоту вращения коленчатого вала, угол опережения подачи топлива, наличие регулируемого охлаждения поршня [20]. Вид управляющих функций ГУ нестационарной задачи теплопроводности зависит от рассматриваемой зоны поршня, рассматриваемого переходного процесса в соответствии с выбранной моделью эксплуатации, а также времени переходного процесса [21]. Учет перечисленных влияющих факторов также должен быть включен в маршрут анализа входных данных.

Выводы

Совершенствование конструкций поршней ДВС в условиях устойчивой тенденции увеличения уровня форсирования двигателей усложняет задачу обеспечения заданного ресурса кромок КС. При этом необходимый уровень физической надежности конструкций должен быть обеспечен на стадии их проектирования, при уменьшении общего времени разработок, затрат на разработки и сокращении объемов натурных испытаний.

При использовании достаточно эффективных математических моделей и программных комплексов особое внимание следует уделять методическому обеспечению САПР в части совершенствования маршрутов проектирования технических объектов.

Анализ известных вариантов методического обеспечения САПР поршня ДВС показал, что достоверность результатов проектирования на сегодня определяется качеством выбранных решений в части подготовки входных данных. В работе предложена обобщенная схема формирования данных различного уровня детализации и методология их использования.

Предложенное совершенствование методического обеспечения САПР поршня ДВС направлено на повышение эффективности процесса проектирования при обеспечении результатов проектирования, соответствующих современным тенденциям перехода от концепции гарантированного обеспечения ресурса к концепции работы конструкции на пределе прочности.

Список литературы:

1. *Повреждения поршней – как выявить и устранить их* / Motor Marketing DIE NECKARPRINZEN GmbH, Heilbronn, 2 изд., – 2010. – 92 с. 2. DFCDIESEL. – Режим доступа: <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis>. 3. *Справочник по САПР* / А.П. Будя, А.Е. Кононюк, Г.П. Куценко, А.А. Лященко и др. / Под ред. В.И. Скурехина. – К.: Техника, 1988. – 375 с. 4. Гельмерих Р. *Введение в автоматизированное проектирование:*

Пер с нем. / Р. Гельмерих, П. Швиндт / Под ред. В.Н. Фролова. – М.: Машиностроение, 1990. – 176 с. 5. *Special report object-oriented technology // Solutions.* – 1995. – №3 – 16 Р. 6. *SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике* / А.А. Алямовский, А.А. Собачки, Е.В. Одинцов и др. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с. 7. *Алямовский А.А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. Часть 2./ А.А. Алямовский.* – М.: ДМК-Пресс, 2010. – 464 с. 8. *Марченко А.П. Моделирование нестационарного высокочастотного температурного stanu поршня ДВЗ з теплоізоляваною поверхнею камери згорання* / А.П. Марченко, В.В. Пылев // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2015. – №2. – С. 41-47. 9. *Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 4. Основи САПР ДВЗ.* / А.Ф. Шеховцов, В.О. Пильов. – Харків: ВАТ «Видавництво «Прапор», 2004. – 336 с. 10. *Хог Э. Прикладное оптимальное проектирование: Механические системы и конструкции: Пер. с англ./ Э. Хог, Я. Арора.* – М.: Мир, 1983. – 478 с. 11. *Петренко А.И. Основы построения систем автоматизированного проектирования./ А.И. Петренко, О.И. Семенов.* – К.: Вища шк., 1985. – 294 с. 12. *Нуджихин В.Г. Системы автоматизированного проектирования: создание и внедрение.* / В.Г. Нуджихин, А.Л. Беседин. – М.: Знание, 1984. – 64 с. 13. *Программно-информационные комплексы автоматизированных производственных систем / С.А. Клейменов, С.Н. Рябов, С.А. Барбашов, А.И. Павленко / Под ред. С.А. Клейменова.* – М.: Высш. шк., 1990. – 224 с. 14. *Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності* / В.О. Пильов. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с. 15. *Белогуб А.В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства* / А.В. Белогуб // *Восточно-европейский журнал передовых технологий.* – 2010. – №3. – С. 27-40. 16. *Пылев В.А. Особенности термомеханического нагружения и учета ресурсной прочности тонкостенного поршня бензинового ДВС* / В.А. Пылев, А.В. Белогуб // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2010. – №2. – С. 74-81. 17. *Pylyov V. Analysis of temperature state and simulation of piston in diesel engines using computer-aided design* / V. Pylyov, R. Aryan, I. Nesterenko // *Industrial Technology and Engineering.* – 2015. – №2. – Р. 21-28. 18. *Пылев В.А. Оценка теплонапряженности поршня с учётом конструктивных особенностей в зоне кромки камеры сгорания* / В.А. Пылев, Р. Ариан // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2015. – №2. – С. 47-52. 19. *Пылев В.А. Разработка теоретических стационарных экономических моделей эксплуатации автотракторных дизелей для системы прогнозирования ресурсной прочности поршней* / В.А. Пылев, В.В. Матвеев // *Грузовик.* – 2011. – Вып. 3. С. 6-8. 20. *Клименко О.М. Експериментальне дослідження можливості покращення еколого-економічних показників та надійності транспортного дизеля* / О.М.Клименко, В.О.Пильов, С.В.Обозний, О.М.Ломакін // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2015. – №2. – С. 36-41. 21. *Шеховцов А.Ф. Напряженно-деформированное состояние поршня быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях* / А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ф.И. Абрамчук и др. // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 1989. – Вып. 49. – С. 20-26.

Bibliography (transliterated):

1. *Piston damages - how to identify and eliminate them*

(2010), [Povrezhdeniya porshney – kak vyiyavit i ustranit ih 2izd], Motor Marketing DIE NECKARPRINZEN GmbH, Heilbronn, 92 p. 2. DFCDIESEL, available at: <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis> 3. Budya A.P., Kononyuk A.E., Kutsenko G.P., Lysachenko A.A. and oth., edited by Skurikhina V.I. (1988), CAD Directory [Spravochnik po SAPR], K., Technic, 375 p. 4. Gelmerih R., Shvindt P. edited by Frolova V.N. (1990), Introduction to computer-aided design. Trans. from Ger. [Vvedenie v avtomatizirovanoe proektirovanie: Per s nem.], M., Engineering, 176 p. 5. (1995), Special report object-oriented tehnology, Solutions 3ed, 16 p. 6. Alyamovskiy A.A., Sobachki A.A., Odintsov E.V. and oth (2005), SolidWorks. Computer modeling in engineering practice [SolidWorks. Kompyuternoe modelirovanie v inzhenernoy praktike], SPb, BHV-Peterburg, 800 p. 7. Alyamovskiy A.A. (2010), Engineering calculations in SolidWorks Simulation Part 2 [Inzhenernyye rascheti v SolidWorks Simulation. Chast 2.], M., DMK-Press, 464 p. 8. Marchenko A.P., Pyilev V.V. (2015), "Simulation of unsteady state of high temperature piston ICE insulated from the surface of the combustion chamber" ["Modelyuvannya nestatsionarnogo visokochastotnogo temperaturnogo stanu porshnya DVZ z teploizolovanoyu poverhneyu kameri zgoriyannya"], Internal combustion engines, No.2 pp. 41-47. 9. Shehovtsov A.F., Pilov V.O. (2004), Internal combustion engines series of textbooks in 6 volumes. T. 4. Fundamentals CAD ICE [Dviguni vnutrishnogo zgoriyannya: Seriya pidruchnikiv u 6 tomah. T. 4. Osnovi SAPR DVZ], Kharkov, Publisher 'Flag', 336 p. 10. Hog E., Arora Ya. (1983), Applied optimal design: Mechanical systems and design [Prikladnoe optimalnoe proektirovanie: Mehanicheskie sistemy i konstruksii: Per. s angl.], M., Peace, 478 p. 11. Petrenko A.I., Semenov O.I. (1985), Fundamentals of computer-aided design [Osnovy postroeniya sistem avtomatizirovannogo proektirovaniya], K., High sch., 294 p. 12. Nudzhihin V.G., Besedin A.L. (1984), Computer-aided design: the creation and implementation [Sistemy avtomatizirovannogo proektirovaniya: sozdanie i vnedrenie], M., Science, 64 p. 13. Kleymenov S.A., Ryabov S.N., Barbashov S.A., Pavlenko A.I. edited by Kleymenova S.A. (1990), Software and information systems of automated manufacturing systems [Programmno-informatsionnyye kompleksy avtomatizirovannykh proizvodstvennykh sistem], M., High sch., 24 p.

14. Pilov V.O. (2001), Computer-aided design piston speed diesel engines with a specified level of long-term strength [Avtomatizovane proektuvannya porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloyi mitsnosti], Kharkov, Publishing Center of NTU "KhPI", 332 p. 15. Belogub A.V. (2010) "Support life cycle of thin-walled piston internal combustion engine, based on technology integrated projecting and production" ["Podderzhka zhiznennogo tsikla tonkostennykh porshney DVS na osnove tehnologii integrirovannogo proektirovaniya i proizvodstva"], Eastern European advanced technology magazine, No.3, pp. 27-40. 16. Pyilev V.A., Belogub A.V. (2010), "Features thermomechanical loading and scientists-that the resource strength of thin-walled piston petrol ICE" ["Osobennosti termomechanicheskogo nagruzheniya i ucheta resursnoy prochnosti tonkostennogo porshnya benzinovogo DVS"], Internal combustion engines, No.2, pp. 74-81. 17. Pylyov V., Aryan R., Nesterenko I. (2015), "Analysis of temperature state and simulation of piston in diesel engines using computer-aided design", Industrial Technology and Engineering No. 2. pp. 21-28. 18. Pyilev V.A., Aryan R. (2015), "Evaluation of thermal stress of the piston, taking into account the structural features in the area of the combustion chamber edge" ["Otsenka teplonapryazhennosti porshnya s uchytom konstruktivnykh osobennostey v zone kromki kameryi sgoraniya"], Internal combustion engines No.2, pp. 47-52. 19. Pyilev V.A., Matveenko V.V., (2011), "Development of theoretical models of stationary fuel-efficient operation of automotive diesel engines for resource pistons strength prediction system" ["Razrabotka teoreticheskikh statsionarnykh ekonomichnykh modeley ekspluatatsii avtotraktornykh dizeley dlya sistemy prognozirovaniya resursnoy prochnosti porshney"], Truck, No.3, pp. 6-8. 20. Klimentenko O.M., Pilov V.O., Obobny S.V., Lomakin O.M. (2015), ["Eksperimentalne doslidzhennya mozhlivosti pokraschennya ekologo-ekonomichnykh pokaznikov ta nadiynosti transportnogo dizelya"], Internal combustion engines, No.2, pp. 36-41. 21. Shehovtsov A.F., Gontarovskiy P.P., Abramchuk F.I. and oth. (1989), ["Napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie porshnya bystrohodnogo dizelya pri nestatsionarnykh nagruzheniyah"], Internal combustion engines, No.49, pp. 20-26.

Поступила в редакцию 02.06.2016 г.

Пыльов Владимир Александрович – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедры двигателя внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: pylyov@meta.ua.

Нестеренко Ирина Александровна – аспирант кафедры двигателя внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: irka13n@bigmir.net.

Ариан Расул – аспирант кафедры двигателя внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: rasoul.aryan6970@gmail.com.

ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ САПР ПОРШНЯ ДВЗ

В.О. Пильов, Р. Ариан, І.О. Нестеренко

У роботі виконано аналіз відомих підходів і схем з підтримки автоматизованого проектування двигунів внутрішнього згорання з урахуванням підвищення ефективності процесу проектування. Розглянуто відомі особливості проходження проекту поршня ДВЗ в САПР. На основі аналізу конструкцій поршнів дизелів, умов їх теплообміну з боку камери згорання і впливу термонапруженого стану на процес руйнування кромки камери згорання поршня уточнені етапи аналізу конструкцій поршнів і порядок їх проходження в багатоступінній САПР з урахуванням багатоваріантності деталізації вихідних даних.

PERFECTION OF METHODOLOGICAL SOFTWARE CAD PISTON ICE

V. Pyilev, R. Aryan, I. Nesterenko

In work the analysis of known approaches and schemes to support the automated design of internal combustion engines with a view of improving the efficiency of the design process. Notable features are considered passing piston combustion engine project in CAD. Based on the analysis of constructions of Pistons of diesel engines, their conditions of heat transfer from the combustion chamber and the effect of Thermo-Stressed State on the degradation process of the edge of the combustion chamber of a piston refined analysis stages of constructions of pistons and the manner of their passing in a multi-stage CAD taking into account the diversity of detail of source data.

А.А. Бабич, С.А. Громов, А.М. Левтеров

РАСЧЁТНАЯ ОЦЕНКА ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЯ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

В работе приведены основные этапы и результаты математического моделирования теплового состояния поршня транспортного дизеля 6Ч15/15. В качестве исследуемого режима рассматривается режим номинальной мощности. Задача решается с использованием метода конечных элементов в трёхмерной стационарной постановке. Анализ условий работы поршня и совершенствование его конструкции с использованием расчётных методов является важным и перспективным аспектом в процессе конструирования и доводки ДВС.

Введение

Повышение надёжности дизеля направлено в первую очередь, на улучшение условий работы деталей камеры сгорания (КС), а именно, наиболее теплонапряженных элементов – поршней, клапанов и головок цилиндров.

Оценка условий работы поршня дизельного двигателя позволяет в дальнейшем совершенствовать его конструкцию, оценивать параметры термонапряженного состояния деталей цилиндропоршневой группы, а по ним – и возможность увеличения цилиндровой мощности, выбирать рациональные размеры наиболее нагруженных деталей.

Экспериментальные исследования теплового состояния поршня на работающем двигателе сопряжены с определёнными сложностями, связанными, в первую очередь, с передачей сигнала от термодатчиков к регистрирующим приборам. Для таких измерений используют прерывистые токосъемные устройства, непрерывные токосъемные устройства, а также беспроводные системы передачи информации [1,2]. Также нашел свое применение метод измерения температур деталей на основе использования кристаллических измерителей максимальной температуры (ИМТК) [3,4]. Реже находят применение и другие методы [1], которые аналогично ИМТК позволяют установить температурное состояние детали в исследуемой зоне лишь однократно, на одном режиме работы двигателя.

Использование метода конечных элементов (МКЭ) позволяет проводить сравнительные численные исследования теплового состояния поршня с достаточной точностью, при этом в пределах исследуемого уровня форсирования двигателя, при доводке конструкции поршня, можно свести экспериментальные исследования к минимуму [4,5].

Анализ публикаций

Расчётной оценке теплового и теплонапряженного состояния поршня посвящено значительное количество работ [2,4-6]. В этих работах тепловое состояние поршня рассматривается в трёх-

мерной постановке с использованием МКЭ. При описании задачи теплопроводности авторы, пользуясь полученными ранее экспериментальными данными либо результатами литературного обзора, задают на теплообменной поверхности граничные условия (ГУ) [7,8]. Применительно к поршню наиболее часто используются ГУ третьего рода.

Теплообменная поверхность поршня разбивается на определённое количество участков (подобластей) на которых ГУ задаются в зависимости от наличия экспериментальных данных термометрирования поршня, особенностей внутрицилиндровых процессов, конструктивных особенностей поршня. Наибольшую трудность при этом представляет задача назначения ГУ по поверхности камеры сгорания. Основные аспекты ее решения представлены в [2,6,9].

Количество подобластей задания ГУ по поверхностям поршня в среднем варьируется от 14 до 24. При этом, согласно данным работ [5,6,10-12], такой подход позволяет добиться хорошего согласования расчётных и экспериментальных показателей, а погрешность в описании температурного поля поршня в среднем не превышает 5-12%.

В работе [13] показано, что при исследовании термических напряжений в теле поршня необходимое количество подобластей ГУ может быть увеличено вдвое. В работе [14] достигнута погрешность при описании температурного поля поршня до 3% и менее. Однако, согласно современной концепции проектирования поршней, особенно при осуществлении их доводки, погрешность расчетов в 5-12% считается допустимой и, соответственно, допустимо применение ГУ по данным двигателей аналогов [4].

Использование МКЭ, реализованного в современных программных комплексах, например, таких как Salome, позволяет генерировать геометрию поршня и расчётную сетку с минимальным участием пользователя, что позволяет значительно сократить время, необходимое для описания задачи и проведения расчётов.

Таким образом, анализ условий работы поршня и совершенствование его конструкции с использованием расчётных методов является важным и перспективным аспектом в процессе конструирования и доводки поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Цель и постановка задачи

Цель работы – расчётная оценка теплового состояния поршня при работе дизеля на режиме номинальной мощности.

В работе ставились такие задачи:

- провести литературный обзор по методам математического моделирования теплового состояния поршня дизеля;
- синтезировать расчётную область и расчётную сетку для моделирования теплового состояния поршня дизеля 6Ч 15/15;
- с использованием расчётных методов оценить температурное поле поршня дизеля на режиме номинальной мощности;
- сделать выводы и рекомендации по улучшению условий работы поршня транспортного дизеля.

Основные результаты работы сводятся к следующему. Объект исследования – тепловое состояние поршня транспортного дизеля 6Ч15/15. Краткая техническая характеристика дизеля представлена в таблице 1.

Таблица 1. Краткая техническая характеристика дизеля

№№	Показатель	Значение	Размерность
1	Эффективная мощность	220	кВт
2	Число цилиндров	6	-
3	Диаметр цилиндра	150	мм
4	Ход поршня	150	мм
5	Удельный эффективный расход топлива	238	г/кВт ч
6	Частота вращения коленчатого вала, соответствующая режиму номинальной мощности	2600	мин ⁻¹
7	Степень сжатия	15,8	-
8	Литровая мощность	13,75	кВт/л

Для моделирования теплового состояния поршня на его теплообменной поверхности, с учетом рекомендаций работ [5,6,10-12] были выделены 19 подобластей, на которых задавались ГУ 3-го

рода. Схема задания ГУ приведена на рис. 1., а их значения представлены в таблице 2.

Далее был проведен расчет теплового состояния поршня транспортного дизеля в трехмерной стационарной постановке.

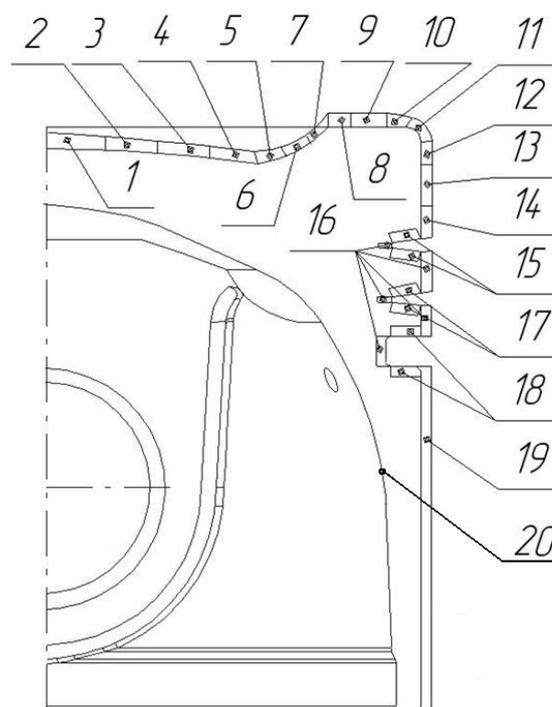


Рис. 1. Схема задания ГУ 3-го рода

Таблица 2. Значения ГУ 3-го рода

№№	α	t
	Вт/м ² К	°С
1	300	970
2	450	970
3	500	970
4	520	970
5	550	970
6	570	970
7	580	970
8	450	950
9	400	950
10	300	800
11	250	700
12	200	600
13	200	500
14	200	400
15	16000	220
16	200	250
17	12000	200
18	3000	160
19	500	150
20	300	120

Расчетная сетка, описывающая конфигурацию поршня, представлена на рисунке 2.

Результаты расчета представлены на рис. 3. Максимальная температура поршня 330°C получена в центральной части огневого днища поршня (на рис. 3. не показана). Температура по радиусу огневого днища изменяется от 315°C в центральной части до 285°C – в зоне боковой поверхности головки поршня (рис. 3). На рис. 3.а показано расчётное температурное поле поршня в плоскости, лежащей вдоль оси поршневого пальца. Температура в области боковой поверхности головки поршня изменяется от 275°C до 260°C по её высоте (рис. 3. а).

В зоне первого компрессионного кольца температура достигает 235°C, в области второго – 225°C, а в зоне маслосъемного кольца – 210°C (рис. 3.а).

Температурное поле поршня в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца, приведено на рис. 3.б. Окружная неравномерность температурного поля поршня в среднем составляет 5 – 12 °С, что связано с особенностями конструкции поршня и головки цилиндров.

По высоте юбки поршня температура изменяется от 195 до 165 °С (рис. 3.б).

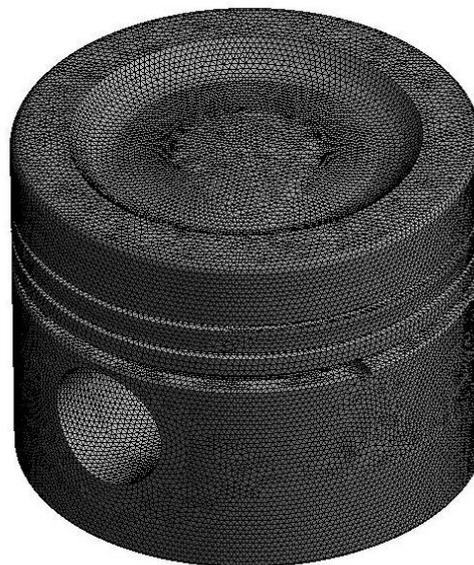


Рис. 2. Расчетная сетка (1110804 конечных элементов и 1583303 узловые точки)

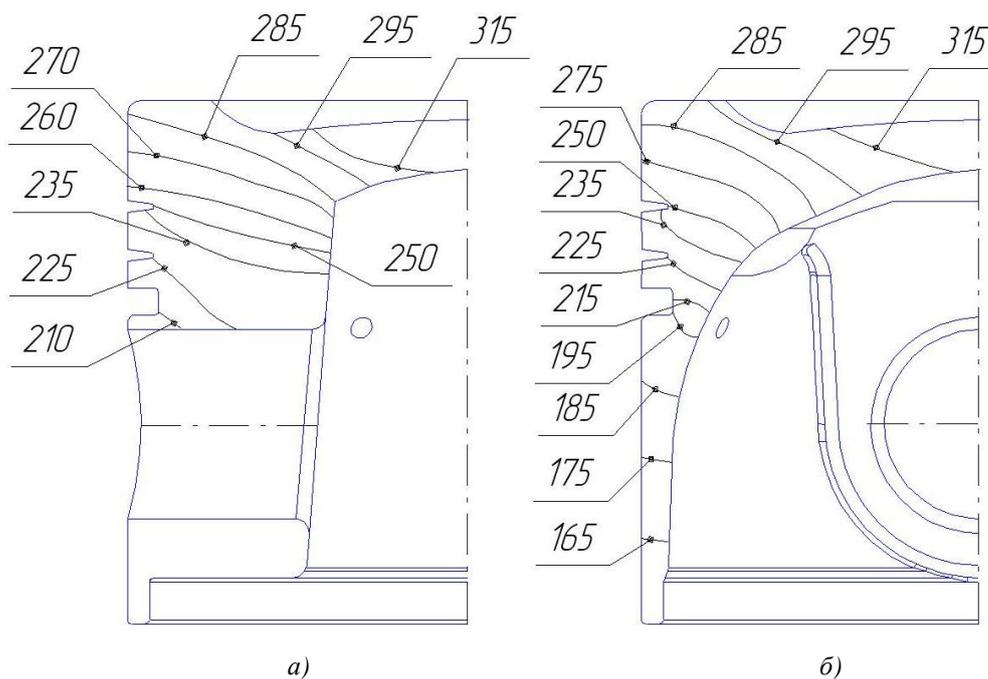


Рис. 3. Температурное поле поршня, °С:

а – меридиональное сечение по оси поршневого пальца;

б – меридиональное сечение, перпендикулярное оси поршневого пальца

Анализ рисунков 3 а и 3 б показывает, что для существующего уровня форсирования двигателя (13,75 кВт/л) на режиме номинальной мощности температура поршня в наиболее нагретых зонах не превышает допустимых значений для алюминиево-

го сплава АК, а расчетные температуры в зоне первого компрессионного кольца незначительно превышают 220 °С, и при использовании современных моторных масел обеспечивается надежная работа

поршневых колец и соблюдаются нормальные условия смазки.

Выводы

В результате проведенного расчетного исследования можно отметить следующее:

- из литературного обзора следует, что использование метода конечных элементов в сочетании с рекомендуемыми ГУ третьего рода, является допустимым способом оценки теплового состояния поршня на начальных стадиях его проектирования и, что более важно, при доводке существующих конструкций;

- разработанная расчетная область и сетка позволили корректно описать в трехмерной постановке сложную конструкцию поршня транспортного дизеля;

- в результате расчетного исследования установлено, что температурное поле головки поршня при работе дизеля 6Ч 15/15 на режиме номинальной мощности имеет незначительную окружную неравномерность (порядка 5-12 °С), а максимальная температура поршня в наиболее нагретых зонах не превышает допустимые значения для используемого алюминиевого сплава;

- имеются резервы для увеличения литровой мощности дизеля 6Ч 15/15 по критерию температур поршня. В случае превышения допустимых значений температур поршня её можно снизить применением масляного охлаждения.

Дальнейшее направление работ связано с поиском резервов совершенствования конструкции на основе анализа многовариантных расчетов при корректном применении части представленной геометрической модели и увеличении размеров конечных элементов в различных зонах поршня без потери точности результатов.

Список литературы:

1. Стефановский Б.С. Испытания двигателей внутреннего сгорания / Стефановский Б.С., Скобцов Е.А., Корси Е.К. и др. – М.: Машиностроение, 1972 – 368 с. 2. Абрамчук Ф.И. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности [Текст]: монография / Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев [и др.]; под общ. ред. А.Ф. Шеховцова. – К.: Техника, 1992. – 272 с. 3. Об измерениях температуры поверхности материалов, нагреваемых потоком плазмы [Электронный ресурс] / В.И. Власов, Г.Н., Залогин, Б.А., Землянский и др. // Физико-химическая кинетика в газовой динамике. – 2008. – №7. – Режим доступа: www.chemphys.edu.ru/pdf/2008-08-11-001.pdf. 4. Исследование температурного поля поршня / А.В. Белогуб, Ю.А. Гусев, А.А. Зотов, А.Г. Щербина // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць. – Харків: ХАІ; Миколаїв: Вид-во МФ НаУКМА, 2002. – Вып. 31. Двигуни та енергоустановки. – С. 120-123. 5. Программный ком-

плекс для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Авраменко / Двигатели внутреннего сгорания – 2010. – № 2. – С. 7–1. 6. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалості міцності / В.О. Пильов. – Харків: Видавничий центр НТУ “ХПІ”, 2001. – 332 с. 7. Петриченко Р.М. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ / Р.М. Петриченко, С.А. Батулин, Ю.Н. Исаков и др. / Под общ. ред. Р.М. Петриченко. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. – 328 с. 8. Кавтарадзе Р.З. Локальний теплообмін в поршневих двигателях / Кавтарадзе Р.З. – М.: МГТУ ім. Н.Э.Баумана, 2007. – 472 с. 9. Mollenhauer K. Handbook of Diesel Engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2010. – 636 p. 10. Обеспечение достоверности и информативности расчетов напряженно-деформированного состояния деталей транспортных поршневых двигателей [Текст] / А.И. Яманин, Ю.В. Голубев, С.М. Шилов, С.Н. Болдырев // Двигателестроение. – 2003. – Вып. 3. – С. 22 – 24. 11. Влияние конфигурации камер сгорания на напряженно-деформированное состояние поршней быстроходных тракторных и комбайновых дизелей [Текст] / А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонторовский, Ф.И. Абрамчук, А.М. Левтеров // Двигатели внутреннего сгорания. – 1987. Вып. 45. – С. 49 – 55. 12. Влияние вставки под первое поршневое кольцо на напряженно-деформированное состояние поршней быстроходных тракторных и комбайновых дизелей [Текст] / А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонторовский, Ф.И. Абрамчук, А.М. Левтеров // Двигатели внутреннего сгорания. – 1987. – Вып. 46. – С. 3-10. 13. Моделювання нестаціонарного високочастотного температурного стану поршня ДВЗ з теплоізоляванню поверхню камери згоряння / А.П. Марченко, В.В. Пылев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – № 2. – С. 41-47. 14. Оценка теплонапряженности поршня с учётом его конструктивных особенностей в зоне кромки камеры сгорания / В.А. Пылёв, Р. Ариан, // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. №2. – С.47-52.

Bibliography (transliterated):

1. Stefanovskii B.S., Skobtsov E.A., Korsi E.K. et. all, (1972), Tests of engines of internal combustion: monograph [Ispytaniya dvigatelei vnutrennego sgoraniya], Mashinostroenie, Moscow, 368 p. 2. Abramchuk F.I., A. Marchenko, N. Razleycev et. all, pod obshh. red. Shehovcova A.F. (1992), Modern diesel engines: fuel efficiency and long-term strength: monograph [Sovremennyye dizeli: povyshenie toplivnoy jekonomichnosti i dlitel'noj prochnosti: monogr], Technic, Kiev, 272 p. 3. Vlasov, V.I., Zalogin, G.N., Zemlyanskii, B.A., i dr. (2008), About measurements of temperature of a surface of the materials which are heated up with a stream of plasma, Physical and chemical cinetics in gas dynamics [Ob izmereniyakh temperatury poverkhnosti materialov, nagrevaemykh potokom plazmy, Fiziko-khimicheskaya kinetika v gazovoi dinamike], Vol. 7. – Rezhim dostupu: www.chemphys.edu.ru/pdf/2008-08-11-001.pdf. 4. Belogub, A.V., Gusev, Yu.A., Zotov, A.A., Shcherbina, A.G. (2002), Research of a temperature field of the piston, Aerospace technics and technology [Issledovanie temperaturnogo polya porshnya, Aviatsiino-kosmichna tekhnika i tekhnologiya: Zb. nauk. Prats], Kharkiv KhAI; Mikolaiv: Vid-vo MF NaUKMA, Vol. 31. Dviguni ta energoustanovki. – pp. 120-123. 5. Abramchuk, F.I., Avramenko, A.N. (2010), Program complex for modelling intracylinder processes ICE, Internal combustion engine, [Programmyi kompleks dlya modelirovaniya vnutrisilindrovyykh protsessov DVS, Dvigateli vnutrennego sgoraniya], Vol. 2, pp. 7 - 12. 6. Pylyov V.O. (2001), Automatic designing of pistons of high-speed diesel engines with the set level of long durability: monograph [Avtomatyzovane proektuvannya porshniv shvydkokhidnykh dyzeliv iz zadanim rivnem tryv-

aloyi mitsnosti], Vydavnychyy tsentr NTU "KhPI", Kharkiv, 332 p.7. Petrichenko, R.M., Baturin, S.A., Isakov, Yu.N. et. all, pod obshh. red Petrichenko, (1990), Elements of system of automated designing ICE: Algorithms of applied programs [Elementy sistemy avtomatizirovannogo proektirovaniya DVS: Algoritmy prikladnykh programm], Mashinostroenie, Leningr. – 328 p. 8. Kavtaradze R.Z. (2007), Local heat exchange in piston engines [Lokal'nyi teploobmen v porshnevnykh dvigatelyakh], MGTU im. N.E.Baumana, Moscow – 472 p. 9. Mollenhauer K. Handbook of Diesel Engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2010. – 636 p., DOI:10.1007/978-3-540-89083-6 10. Jamanin, A.I., Golubev, Ju.V., Shilov, S.M... et. all, (2003), Ensuring the reliability and informativeness of calculation of stress-strain state of the transport parts of piston engines, Enginebuilding, [Obespechenie dostovernosti i informativnosti raschetov naprjazhenno-deformirovannogo sostojaniya detalej transportnykh porshnevnykh dvigatelej, Dvigatestroenie], Vol. 3, pp. 22 – 24. 11. Shehovcov, A.F., Gontorovskij, P.P., Abramchuk, F.I., Levterov, A.M. (1987), The impact on the configuration of the combustion chambers stress-strain state condition of the pistons of high-speed diesel tractor and combine, Internal combustion engine, [Vlijanie konfiguracii kamer sgoraniya na naprjazhenno-deformirovannoe sostojanie porshnej

bystrohodnykh traktornykh i kombajnovykh dizelej, Dvigateli vnutrennego sgoraniya], Vol. 45, pp. 49 – 55. 12. Shehovcov, A.F., Gontorovskij, P.P., Abramchuk, F.I., Levterov, A.M. (1987), Influence of inserting a first piston ring on the stress-strain state of the piston-speed tractor and combine diesels, Internal combustion engine, [Vlijanie vstavki pod pervoe porshnevoe kol'co na naprjazhenno-deformirovannoe sostojanie porshnej bystrohodnykh traktornykh i kombajnovykh dizelej, Dvigateli vnutrennego sgoraniya], Vol.46, pp. 3 – 10. 13. Marchenko, A.P., Pylyov, V.V. (2015), A design of the non-stationary high-frequency temperature state of piston of ICE is with the heat-insulated surface of combustion chamber, Internal combustion engine, [Modelyuvannya nestatsionarnoho vysokochastotnogo temperaturnoho stanu porshnya DVZ z teploizol'ovanoju poverkhneyu kamery z-horyannya, Dvigateli vnutrennego sgoraniya], Vol 2. – pp. 41-47.14. Pylyov, V.A., Arian, R. (2015), Estimation of thermal stress of the piston in view of his design features in a zone of an edge of the chamber of combustion, Internal combustion engine, [Otsenka teplonapryazhennosti porshnya s uchetom ego konstruktivnykh osobennosti v zone kromki kamery sgoraniya, Dvigateli vnutrennego sgoraniya], Vol. 2. – pp. 47-52.

Поступила в редакцию 02.06.2016 г.

Бабич Алексей Александрович – директор ГП “Житомирский бронетанковый завод” Житомир, Украина.

Громов Сергей Анатольевич – начальник инженерного центра ГП “Житомирский бронетанковый завод” Житомир, Украина.

Левтеров Антон Михайлович – канд. техн. наук, старш. научн. сотр. ИМПаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, e-mail: dppp@ipmach.kharkov.ua

РОЗРАХУНКОВА ОЦІНКА ТЕПЛООВОГО СТАНУ ПОРШНЯ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

О.О. Бабич, С.А. Громов, А.М. Левтеров

В роботі наведено основні етапи та результати математичного моделювання теплового стану поршня транспортно-го дизеля 6Ч15/15. В якості досліджуваного режиму розглядається режим номінальної потужності. Задача вирішується з використанням методу скінчених елементів в тривимірній постановці. Аналіз умов роботи поршня та удосконалення його конструкції з використанням розрахункових методів є важливим та перспективним аспектом в процесі конструювання та доводки ДВЗ.

SETTLEMENT ESTIMATION OF THE THERMAL CONDITION THE TRANSPORT DIESEL PISTON

A. Babich, S. Gromov, A. Levterov

In work the basic stages and results of mathematical modeling of a thermal condition the transport diesel piston engine 6Ч15/15 are resulted. As a researched mode the mode of rated power is considered. The problem is solved with use of a method of final elements in three-dimensional stationary statement. The analysis of operating conditions of the piston and perfection of his design with use of settlement methods is the important and perspective aspect during designing and operational development ICE.

УДК 621.43.052

DOI: 10.20998/0419-8719.2016.1.09

А.В. Тринёв, Д.Г. Сивых, В.А. Несвитайло

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ЛОКАЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА ТУРБОКОМПРЕССОРА АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Приведены результаты безмоторных экспериментов, в которых воспроизведена физическая модель системы автоматического регулирования теплового состояния подшипника турбокомпрессора ТКР-11Н, проведено численное моделирование работы системы для идентификации результатов физического моделирования. Отмечается эффективность системы локального воздушного охлаждения при работе турбокомпрессора на форсированных режимах, а также при резких сбросах нагрузки и аварийных остановках двигателя. Проведенный безмоторный эксперимент подтверждает возможность регулирования теплового состояния подшипника на критических эксплуатационных режимах.

Введение

Важнейшей проблемой при разработке и совершенствовании конструкций современных авто-

тракторных дизелей остается дальнейшее улучшение их топливной экономичности, экологических показателей при высокой надежности основных

механизмов и систем. Одним из путей решения поставленной проблемы, является использование наддува, в частности для быстроходных дизелей, работающих при частых и резких изменениях нагрузки. В значительной степени повышению общего КПД агрегата наддува способствует снижение механических потерь в подшипниковом узле, что достигается за счет стабильной смазки узла, создания условий для эффективного теплоотвода от подшипника к турбокомпрессору (ТК), и от наиболее нагретой части ротора со стороны турбинного колеса. При этом, как показывают результаты проведенных испытаний, а также опыт эксплуатации ТК на быстроходных дизелях автотракторного типа, условия смазки могут ухудшиться при резких сбросах нагрузки, аварийных остановках дизеля, а также при работе на режимах с высоким уровнем форсирования по температуре цикла. Указанные режимы сопровождаются забросом температуры подшипника, перегревом ротора, его деформацией, что может привести к выходу ТК из строя. Решением отмеченной проблемы могло бы служить локальное, управляемое в автоматическом режиме охлаждение подшипникового узла.

В работе на основе проведенных экспериментальных и расчетных исследований теплового состояния подшипниковых узлов турбокомпрессоров ТКР-8,5, ТКР-11, которые используются для наддува автотракторных дизелей, подтверждена эффективность локального воздушного охлаждения (ЛВО) узла на отдельных, критических режимах, а также показана возможность выборочного автоматического управления на таких режимах.

Анализ публикаций

Результаты экспериментальных исследований теплового состояния подшипникового узла турбокомпрессора ТКР-11Н приведены в работе [1]. Как отмечалось в публикации, подшипниковый узел этого ТК выполнен в виде бронзовой невращающейся моноштулки и имеет две радиальные опорные и две торцевые трущиеся поверхности. Подшипник установлен в центральной бобышке среднего корпуса, при работе двигателя смазывается моторным маслом.

Испытание ТК проводилось на дизеле 4ЧН12/14 по нагрузочной характеристике при частоте вращения коленчатого вала $n_{кв}=1900$ мин⁻¹ на режиме номинальной мощности. Исследовалось тепловое состояние подшипника с помощью двух термопар, установленных на упорных торцевых поверхностях. Кроме установившихся режимов, в эксперименте моделировались медленная и критическая для ТК резкая остановки ДВС.

На установившихся режимах температуры подшипника со стороны компрессора и турбины практически одинаковые, что объясняется высокой теплопроводностью материала подшипника-бронзы. В зависимости от режима нагружения температура подшипника также изменяется незначительно (103°С на режиме с $p_e=0,6$ МПа и 112°С на режиме с $p_e=0,94$ МПа). Резкая остановка дизеля (отключение топливоподачи), работавшего на режиме номинальной мощности, приводит к забросу температуры подшипника на $\Delta t=80-90$ °С [1]. Указанный эффект вызван прекращением подачи масла к подшипнику и, соответственно, резким снижением теплоотвода от подшипника. Результаты экспериментального исследования [1] были в последующем использованы для восстановления исходного температурного поля подшипника на номинальном режиме в безмоторном эксперименте с моделированием ЛВО подшипника, а также для разработки математической модели (ММ) теплонапряженного состояния подшипникового узла ТК и в дальнейшем разработки ММ агрегата в целом.

Результаты комплексных экспериментальных исследований теплового состояния турбокомпрессора ТКР-11Н анализируются в работе [2]. Испытания проводились на безмоторной установке и на двигателе 4ЧН12/14. В ходе безмоторных испытаний в качестве рабочего тела для турбины использовался газ с температурой 910-930К, получаемый сжиганием дизельного топлива в камере сгорания. Смазка подшипникового узла и его охлаждение производились за счет подачи моторного масла под давлением 0,3-0,35 МПа и температуры 350-360К. Закон изменения давления на выходе из компрессора при испытаниях на безмоторной установке соответствовал расходной характеристике двигателя, работающего по нагрузочной характеристике при номинальной частоте вращения коленчатого вала $n_{кв}=1900$ мин⁻¹. Как в безмоторном, так и в моторном экспериментах определялись температуры среднего корпуса со стороны компрессора Т1, температура диска уплотнения компрессора в зоне контакта уплотнительного кольца с внутренней поверхностью диска Т2, температура среднего корпуса со стороны турбины за диском рабочего колеса Т3, температура диска уплотнения турбины в зоне контакта уплотнительного кольца с внутренней поверхностью диска Т4 [2]. Отмечается хорошее согласование результатов моторных и безмоторных испытаний, детально проанализированы температурные характеристики по отдельным контрольным участкам ТК в зависимости от температуры отработавших газов на входе в турбину. Полученные экспериментальные результаты [2] были

использованы в ходе расчетных исследований температурного состояния подшипникового узла.

Расчетные экспериментальные исследования влияния конструкции подшипникового узла мало-размерного ТК на процессы смазки и теплоотвода рассматриваются в работе [3]. На расчетном этапе исследования разработана конечноэлементная узловая математическая модель теплового состояния турбокомпрессора ТКР-8.5, позволяющая оценить влияние отдельных конструктивных факторов на тепловое состояние подшипника. Предложенный вариант решения позволяет снизить температуру подшипника на 25-30°C [3]. Таким образом, как показал проведенный анализ литературных источников, исследование теплового состояния малоразмерных ТК для автотракторных дизелей с учетом роста уровня их форсирования и разработка мероприятий, снижающих теплонапряженность деталей ТК, были и являются актуальными.

Цели и задачи исследования

Цель работы – повышение надежности мало-размерных ТК, которые устанавливаются на форсированных дизелях автотракторного типа. В работе ставились и были решены следующие задачи:

- оценить эффективность ЛВО подшипникового узла ТК в ходе безмоторного эксперимента;
- разработка ММ теплового состояния подшипника ТК с локальным охлаждением, уточнение по результатам безмоторного эксперимента граничных условий задачи теплопроводности;
- разработка системы автоматического регулирования теплового состояния (САРТС) подшипника ТК, проверка работоспособности САРТС в ходе безмоторного эксперимента.

Основные результаты исследования

В качестве объекта исследования был выбран подшипник скольжения (бронзовая втулка турбокомпрессора ТКР-11Н). В серийном варианте ТК подшипник установлен в центральной бобышке среднего корпуса с зазором 60-107 мкм, зазор между шейками вала ротора и опорными поверхностями подшипника составляет 20-99 мкм. От вращения и осевого перемещения он удерживается осевым фиксатором, через который организован торцевой подвод масла к трущимся поверхностям [1]. В отдельных конструктивных вариантах ТК этой и близких размерностей применялось жидкостное охлаждение среднего корпуса с образованием дополнительных проточных полостей в корпусе, соединенных с рубашкой охлаждения двигателя. При этом увеличивались габариты и масса ТК, возникали проблемы с уплотнением полостей охлаждения. Недостатком такого конструктивного варианта также является то, что при внезапной остановке

двигателя и прекращении циркуляции жидкостного охладителя-смазочного масла через ТК неизбежны забросы температуры подшипника, температурные деформации ротора, о которых ранее говорилось. Управляемое воздушное охлаждения подшипника позволяет устранить эти недостатки.

Оценка эффективности ЛВО подшипника была проведена на стенде, детальное описание которого можно найти в работе [4]. Для проведения эксперимента был изготовлен узел подшипника, содержащий стальной корпус и крышку, а также размещенный в образованной полости подшипник-бронзовую втулку турбокомпрессора ТКР-11Н. Посредством штуцера к проточной полости в корпусе подводился сжатый воздух. Подшипник был оснащён тремя термодарами хромель-алюмель, установленными вблизи краев и посередине подшипника. На рис.1 показан общий вид узла.



Рис.1. Общий вид экспериментального подшипникового узла

Стенд также снабжён ресивером поршневого компрессора (источник сжатого воздуха в системе ЛВО), промежуточным ресивером для стабилизации давления воздуха непосредственно на входе в узел подшипника, расходомером воздуха РГ-40. Контролируются также температура и давление охлаждающего воздуха в промежуточном ресивере. Значение температуры в контрольных точках подшипника фиксировались в цифровой форме с помощью разработанного специально для этого эксперимента АЦП, а также параллельно контролировались по цифровому вольтметру А 565.

Безмоторный эксперимент проводился в два этапа. На первом этапе ставилась задача оценить эффективность воздушного охлаждения подшипника при резкой остановке двигателя и забросе температур до 170-190°C [1]. При этом оценить скорость снижения температуры подшипника в зависимости от избыточного давления сжатого воздуха, его температуры на входе в узел. На всех режимах определялся расход охладителя, что позволяет определить уровень энергетических затрат,

необходимых для такого локального охлаждения. На этом этапе включение и отключение подачи воздуха производилось в ручном режиме без элемента автоматизации. Подшипник нагревался до критических температур электронагревателем и по достижению этих значений включалась подача охладителя.

На рис.2 представлен график изменения температуры подшипника в контрольной точке 1 на одном из режимов с указанными параметрами охладителя. Подшипник установлен вертикально, подогрев производится со стороны его нижнего торца. Расход охладителя на представленном режиме составил $G_6=5,1 \text{ м}^3/\text{ч}$ при избыточном давлении $p_6=0,3 \text{ МПа}$.

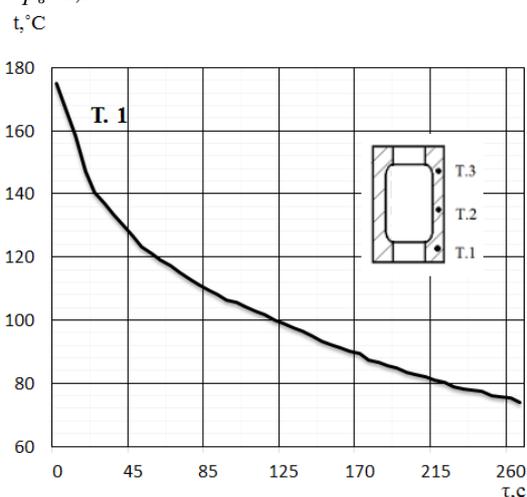


Рис. 2. Изменение температуры подшипника в контрольной точке 1 от момента подачи охлаждающего воздуха ($G_6=5,1 \text{ м}^3/\text{ч}$ $p_6=0,3 \text{ МПа}$)

На втором этапе исследования решалась задача автоматизации процесса охлаждения. Поставленная задача является не менее важной, т.к. постоянная подача охладителя на всех режимах нерациональна, связана с дополнительными затратами мощности двигателя на привод воздушного компрессора, например, тормозного, который предполагается использовать в качестве источника сжатого воздуха в системе ЛВО подшипникового узла.

В качестве задающего параметра в САРТС может быть назначена температура отработавших газов на выходе из турбины ТК, ее максимальные, критические значения, при заданном уровне форсирования двигателя. При этом в случае резкого сброса нагрузки, аварийной остановки двигателя включение подачи охладителя может производиться для предотвращения поломки подшипника в ручном, аварийном режиме.

Разработанная САРТС подшипника ТК представляет собой терморегулятор с гистерезисом по

температуре включения-выключения. Основой системы служит микроконтроллер ATmega328, характеристики которого по данным [5] приведены в табл.1.

Таблица 1. Характеристики микроконтроллера ATmega328

Рабочее напряжение	5В
Цифровые входы/выходы	14 (в т.ч. 6 ШИМ-выходы)
Аналоговые входы	6
Максимальный ток одного вывода	40 мА
Максимальный выходной ток вывода 3.3V	50 мА
Flash-память	32 КБ
SRAM	2 КБ
EEPROM	1 КБ
Тактовая частота	16 МГц

Функциональная схема контроллера теплового состояния показана на рис.3. Плата системы управления имеет преобразователь интерфейсов USB-UART на микроконтроллере ATmega16U2.

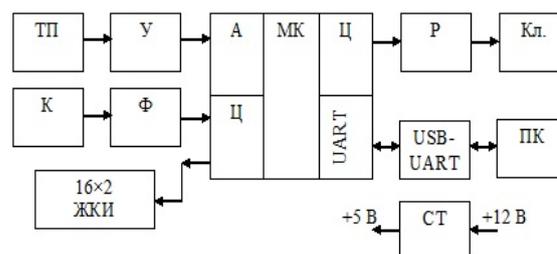


Рис. 3. Функциональная схема контроллера теплового состояния:

ТП – термопара; У – усилитель; К – кнопка; Ф – фильтр; ЖКИ – жидкокристаллический индикатор; МК – микроконтроллер; А – аналоговый вход; Ц – цифровые входы/выходы; Р – реле; Кл. – клапан электромагнитный; СТ – стабилизатор вторичного электропитания; ПК – персональный компьютер; UART – интерфейс последовательного обмена; USB-UART – преобразователь интерфейсов

С помощью преобразователя осуществляется USB подключение с персональным компьютером для перепрограммирования, а также для визуализации контролируемых параметров температуры с исследовательской целью. Благодаря соответствующему программному обеспечению возможно управление с ПК и запись данных на диск.

Напряжение питания +12 В от аккумуляторной батареи преобразуется стабилизатором напряжения в +5 В для питания узлов схемы. Для контроля температуры используется термопара хромель-алюмель с нормирующим усилителем на основе операционного усилителя LM358. Диапазон

измеряемых температур ограничен верхним пределом 700 °С.

При необходимости подачи воздуха для охлаждения, через управляемое от микроконтроллера реле коммутируется на землю цепь питания электромагнитного клапана. В качестве такого исполнительного устройства в разработанной САПТС нами был использован промышленно изготавливаемый фирмой Lovato клапан, применяемый в газобаллонном оборудовании для перекрытия газовой магистрали при стоянке или работе двигателя на бензине. Общий вид клапана представлен на рис.4.



Рис. 4. Электромагнитный клапан

Клапан имеет следующие основные характеристики [6]: диаметр входной магистрали 6мм; мощность катушки электромагнитного клапана 8Вт, напряжение питания 12В. Взаимодействие оператора с системой управления осуществляется посредством двухстрочного 16-ти символьного жидкокристаллического индикатора с регулируемой подсветкой (рис.5). На индикатор выводится информация о текущем состоянии клапана (включён - выключен), регистрируемая температура и время в секундах до выключения клапана подачи охлаждающего воздуха.

При необходимости ручного управления открытием клапана дополнительно предусмотрена кнопка, изменяющая состояние клапана (открыт – закрыт). Как отмечалось, в этом режиме система работает при аварийных остановках двигателя, резком сбросе нагрузки. Переключение клапана в ручном режиме будет выполняться только в интервале контролируемой температуры между минимальной температурой выключения и максимальной температурой включения.

Логика работы системы заключается в непрерывном контроле температуры, которая регистрируется термопарой. Как только температура превысит максимально допустимую температуру, включится реле питания клапана. При этом клапан откроется, проходящий через него воздух попадет в турбокомпрессор, и температура начнет снижаться. Как только температура понизится до установленной температуры выключения, клапан закроется.

При открытом положении клапана производится обратный отсчет времени, определенный на работу по охлаждению. Если этого времени будет недостаточно для достижения нижнего предела регулирования, система отключит подачу воздуха по истечению времени.



Рис.5. Жидкокристаллический индикатор

Таким образом, при доводке САПТС подлежат настройке три параметра управления: максимальная температура включения клапана; минимальная температура выключения клапана; время подачи воздуха для охлаждения.

При проведении безмоторного эксперимента для проверки работоспособности САПТС в реальном времени визуализировались данные по изменению температуры на виртуальном приборе, составленном в программе LabView. Внешний вид прибора представлен на рис.6.

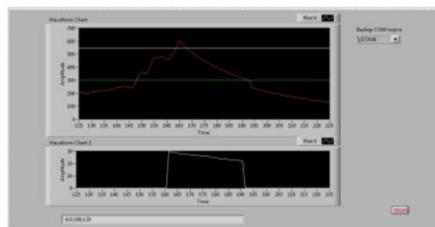


Рис.6. Внешний вид виртуального прибора

Следующим этапом исследования может стать моторный эксперимент с установкой на двигателе модернизированного варианта турбокомпрессора с локальным воздушным охлаждением подшипникового узла.

При работе двигателя на режимах с предельно высокой температурой отработавших газов, а также при резкой остановке двигателя предполагается для охлаждения подшипника использовать запас сжатого воздуха, хранящийся в баллонах тормозной системы автомобиля или в автономной системе локального воздушного охлаждения. Такие автономные системы могут найти практическое применение на большегрузных автомобилях, для которых

дополнительное увеличение массы, связанное с размещением элементов системы локального охлаждения, является несущественным, но повышает показатели надежности форсированного ДВС и турбокомпрессора.

Заключение

Проведенные безмоторные эксперименты с моделированием управляемого в автоматическом режиме ЛВО подшипникового узла подтвердили эффективность такого охлаждения для режимов с высоким уровнем форсирования автотракторных дизелей, а также на режимах с резким сбросом нагрузки при аварийных остановках двигателя. Планируется для подтверждения работоспособности и надежности системы проведение моторных испытаний.

Список литературы:

1. Анализ работы подшипника турбокомпрессора при изменении нагрузки двигателя [Текст] / Д.М. Кельштейн, Ю.А. Красницкий, О.А. Позняков // Двигатели внутреннего сгорания. – 1989. – №48/89. – С. 112 – 117. 2. Определение температуры деталей турбокомпрессора ТКР – 7Н [Текст] / Н.И. Верба, Ю.А. Красницкий, М.Я. Рабинович и др. // Двигатели внутреннего сгорания. – 1982. – №35. – С.104 – 105. 3. Луцкеко В.А. Формирование и обеспечение качества подшипникового узла турбокомпрессора высокофорсированного автомобильного дизеля на этапе проектирования и доводки: автореф, дис. канд.

тех. наук Луцкеко Василий Александрович. - Набережные Челны, 2014 – 19с. 4.Триньов О.В. Наукові основи локального охолодження теплонапружених деталей ДВЗ: монографія / О.В. Триньов. – Харків: “Підручник НТУ “ХПІ”. 2014 – 240с. 5. ATmega48/PA/168A/PA/328/P Datasheet, - 2015 Atmel Corporation. / Rev.: Atmel-8271JS-AVR- ATmega-Datasheet_11/2015. 6. Lovato. Let the blue drive you, - General catalogue, - Режим docmyna: http://www.lovatogas.com/general_catalogue/#1.

Bibliography (transliterated):

1. Kelshteyn, D.M., Krasnitskiy, Y.A., Poznyakov, O.A. (1989), "Analysis of the work of the turbocharger bearing when changing engine load", Internal combustion engines ["Analiz roboty podshpivnika turbokompresora pri izmenenii nagruzki dvigatelya", Dvigateli vnutrennego sgoraniya], No 48, pp. 112 - 117. 2. Verba, N.I., Krasnitskiy, Y. A., Rabinowitz, M.J. (1982), "Determination of the temperature of the turbocharger TCR -8H", Internal combustion engines ["Opredelenie temperatury detaley turbokompresora TKR – 7N", Dvigateli vnutrennego sgoraniya], No 35, pp.104-105. 3. Lusheko, V.A. (2014), The formation and maintenance of quality turbocharger bearing assembly of high performance automotive diesel engine at the design stage and finishing: Author's thesis [Formirovanie i obespechenie kachestva podshpivnikovogo uzla turbokompresora vysokoforsirovannogo avtomobilnogo dizelya na etape proektirovaniya i dovodki: avtoref, dis. kand. teh. nauk Lusheko Vasily Aleksandrovich], Naberezhnye Chelny, 19p. 4. Trynov, A.V. (2014), Scientific basis of local cooling teplonapruzhenykh details ICE: Monograph [Naukovi osnovy lokalnoho okholodzhennya teplonapruzhenykh detaley DVZ: monohrafiya], Kharkiv, NTU"KPI", 240 p. 5. ATmega48/PA/168A/PA/328/P Datasheet, - 2015 Atmel Corporation. / Rev.: Atmel-8271JS-AVR- ATmega-Datasheet_11/2015. 6. Lovato. Let the blue drive you, - General catalogue, - Access mode: http://www.lovatogas.com/general_catalogue/#1.

Поступила в редакцию 01.01.2016 г.

Тринёв Александр Владимирович – канд. техн. наук, доцент, кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: atrinev@gmail.com

Сивых Дмитрий Георгиевич – канд. техн. наук, доцент, кафедры информационных технологий и систем колёсных и гусеничных машин им. А.А. Морозова Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: sivikh1979@gmail.com

Несвитайло Владимир Анатольевич – студент 6 курса факультета транспортного машиностроения Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина. e-mail: nesvitaylo.v@mail.ru

РОЗРОБКА СИСТЕМИ ЛОКАЛЬНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПІДШИПНИКОВОГО ВУЗЛА ТУРБОКОМПРЕСОРА АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

О.В. Триньов, Д.Г. Сивых, В.А. Несвітайло

Наведено результати безмоторних експериментів, в яких відтворено фізичну модель системи автоматичного регулювання теплового стану підшипника турбокомпресора ТКР-11Н, проведено числове моделювання роботи системи для ідентифікації результатів фізичного моделювання. Відзначається ефективність системи локального повітряного охолодження при роботі турбокомпресора на форсованих режимах, а також при різких скиданнях навантаження та аварійних зупинках двигуна. Проведений безмоторний експеримент підтверджує можливість регулювання теплового стану підшипника на критичних експлуатаційних режимах.

DEVELOPMENT OF LOCAL COOLING BEARING UNITS AVTOMOTIVE DIESEL TURBOCHARGER

A. Trynov, D. Sivyh, V. Nesvitaylo

Results of motorless experiments are given. In this are reproduced the physical model of the turbocharger bearing TKR-11N thermal state automatic regulation system, a numerical system operation simulation to identify the results of physical modeling. There efficiency of local air cooling while working on turbocharger forced modes, as well as sudden dumping of load and emergency stops the engine. Held without motorized experiment confirms the ability to heat a bearing on the state of regulation of critical operating conditions.

А.В. Белогуб, Нгуен Ван Зионг, О.Ю. Линьков, С.А. Кравченко

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ «ЛЕГКОГО» ПОРШНЯ ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ ТИПА Д100

В работе рассмотрен вариант замены серийного составного поршня тепловозного дизеля типа 10Д100 массой 20 кг на новый – массой 13 кг. Приведены результаты оптимизации формы внутренней поверхности стальной верхней части поршня. Показано, что расчетные максимальные температуры на поверхности камеры сгорания предлагаемой конструкции несколько ниже, чем у серийного, а запасы прочности в напряженных местах конструкции не ниже чем у серийного. Озвучена техническая проблема, связанная с внедрением предлагаемого поршня и пути ее решения.

Анализ проблемы и постановка цели исследования

На железнодорожном транспорте работает большое количество магистральных тепловозов, на которых установлены двухтактные дизели со встречно движущимися поршнями 2Д100 и 10Д100 средней быстроходности, созданные на Харьковском заводе транспортного машиностроения. Двигатель 10Д100 является форсированным вариантом двигателя 2Д100. При форсировке было увеличено давление наддува и, как следствие, внесены изменения в конструкцию поршневой группы. При этом поршни двигателя 10Д100 (рис. 1) могут устанавливаться и на двигатель 2Д100 [1].

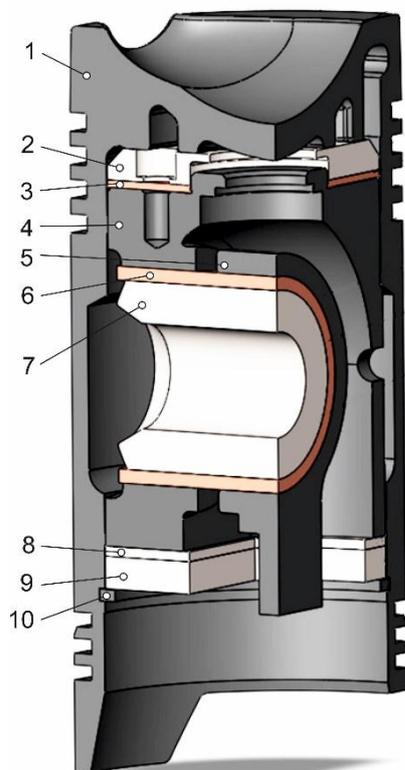


Рис. 1. Конструкция поршня 10Д100: 1 – стакан поршня; 2 – плита верхняя; 3 – прокладка верхняя; 4 – вставка; 5 – шатун; 6 – втулка бронзовая; 7 – палец; 8 – прокладка нижняя; 9 – плита нижняя; 10 – кольцо стопорное

Однако на сегодняшний день эти двигатели имеют значительный пробег (с момента начала серийного производства прошло более 60 лет) и нуждаются в серьёзной модернизации, направленной на снижение токсичности отработавших газов и повышение экономичности и надежности.

Одним из узлов, нуждающихся в модернизации, является цилиндропоршневая (ЦПГ) группа, а именно поршень, уменьшение массы которого может снизить расход топлива и износ деталей ЦПГ.

Цель исследования – повышение механического КПД двигателя типа Д100 путем уменьшения движущихся масс кривошипно-шатунного механизма (КШМ), в частности поршня.

Изложение основного материала

На рис. 1 представлена конструктивная схема существующего поршня двигателя 10Д100. Поршень состоит из стакана 1, изготовленного из высоколегированного серого чугуна, вставки 4 с установленными сверху и снизу плитами 2, 9 и регулировочными прокладками 3, 8, с помощью которых регулируется линейный размер камеры сжатия. Вставка удерживается в корпусе стопорным кольцом 10. Применение такого способа соединения вместо шпилечного позволяет устранить концентрации напряжений в головке поршня от резьбовых отверстий. В отверстиях вставки в бронзовых втулках 6 свободно (скользящая посадка) вставлен поршневой палец 7 для соединения с головкой шатуна. Ряд деталей, не существенных с точки зрения анализа конструкции, не показан.

В транспортных двухтактных двигателях распространена именно составная конструкция поршня. Поскольку поршень является и элементом системы газораспределения, открывая и закрывая выпускные (и/или впускные) окна, то цельная алюминиевая конструкция не выдерживает постоянного соприкосновения с потоками горячих отработавших газов, имеющих температуру более 2000°C. В таких двигателях всегда предусмотрена жаровая накладка из жаропрочной высоколегированной стали или чугуна (как в нашем случае), что позволяет решить проблему теплового нагружения го-

ловки поршня и обеспечить надежность работы узла. Однако применение чугунного стакана поршня, позволяющего обеспечить надежность конструкции, обладает значительной массой, а, значит, значительными силами инерции возвратно-поступательных масс и связанными с ними силами трения.

В настоящее время часто встречаются конструкции поршней для четырехтактных форсированных автотракторных дизелей, состоящие из стальной (чугунной) головки и корпуса из алюминиевого сплава, собранного на пальце (рис. 2). В данной работе предлагается использовать опыт применения составных поршней автотракторных дизелей для поршня дизелей типа Д100.



Рис. 2. Составной поршень форсированного автотракторного дизеля

Это позволит существенно снизить массу поршневой группы. Как следствие должны уменьшиться силы инерции и потери на трение, связанные с воздействием инерционных нагрузок [2].

Как было упомянуто выше жаровая накладка (зона камеры сгорания), находясь в непосредственном соприкосновении с горячими газами с температурой более 2000 °С, может нагреваться до 800 °С. При этом она испытывает переменные силовые воздействия от давления (с максимумом до 12 МПа для дизеля 10Д100) и сил инерции. Следует отметить, что в отличие от четырехтактного двигателя эти воздействия на поршень действуют на каждом обороте коленчатого вала. Для охлаждения жаровой накладки, как правило, используется штатная масляная система двигателя. Более эффективное, с

точки зрения теплоотвода, водяное охлаждение требует замкнутых хорошо герметизированных полостей, что затруднительно для высоко- и среднеоборотных двигателей. В нашем случае для штатного поршня применяется масляное охлаждение. Масло подается из верхней головки поршня в галерею между стаканом и верхней плитой, после чего сливается в картер.

При расчетном исследовании рассматривался вариант с минимальным масляным охлаждением поршня для выявления его наиболее проблемных зон.

Предлагаемая конструкция, модель которой представлена на рис.3, состоит из стальной жаропрочной головки 1, корпуса из алюминиевого сплава 3, уплотнительных колец 2, выполненных из чугуна. Возможно уплотнение не разрезным кольцом или кольцом из другого материала.

Верхние поршневые кольца установлены следующим образом: два – в головке; два – в корпусе. Они обеспечивают надежную изоляцию рабочего объема цилиндра. Головка и корпус, как и аналоги (рис.3), собраны на поршневом пальце. Шатунный подшипник для моделирования напряженного состояния предложен в виде втулки. В реальной конструкции могут быть приняты другие варианты выполнения этого подшипника. Предлагаемая конструкция поршня хорошо показывает себя в автотракторных высоконагруженных дизелях.

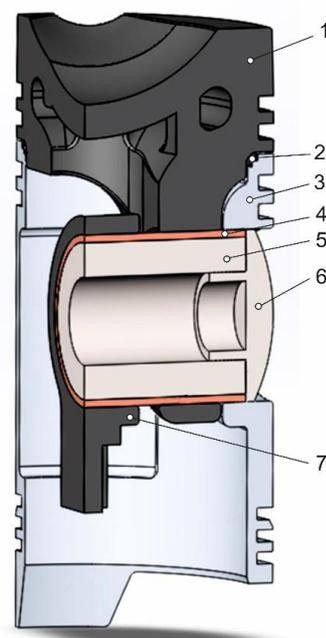


Рис. 3. Трехмерная модель предлагаемого варианта поршня:

- 1 – головка поршня; 2 – кольцо; 3 – корпус;
- 4 – втулка бронзовая; 5 – палец; 6 – заглушка;
- 7 – шатун

Для исключения (минимизации) попадания воздуха и продуктов сгорания из соответствующих коллекторов в масляные картеры дизеля предусмотрены уплотняющее кольцо 2 между головкой поршня и корпусом и заглушка 6 поршневого пальца.

Модельная масса предлагаемого поршня составляет 13 кг против 18,9...19,6 кг у верхнего и 19,2...20,0 кг у нижнего.

Такое значительное снижение массы поршня приводит к уменьшению силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс (рис. 4) и пропорциональной ей части силы трения.

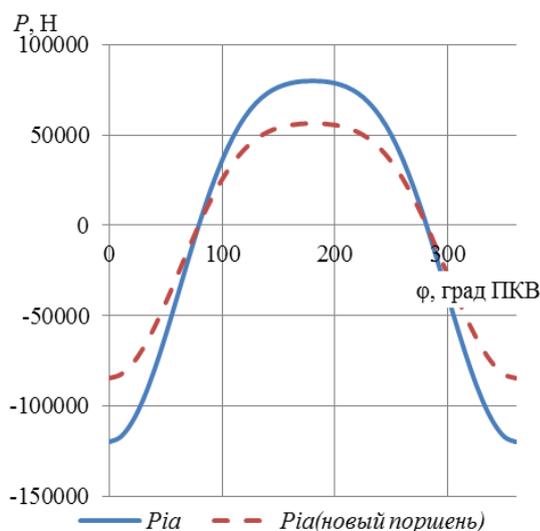


Рис. 4. Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс двигателя 10Д100

С целью определения работоспособности предложенной конструкции, были выбраны граничные условия (ГУ) для проведения модельного эксперимента [3].

На рис. 5 приведена расчетная индикаторная диаграмма, на основании которой выбраны ГУ по КС. Тепловой расчет проводился по упрощенной методике, что допустимо для оценочного исследования.

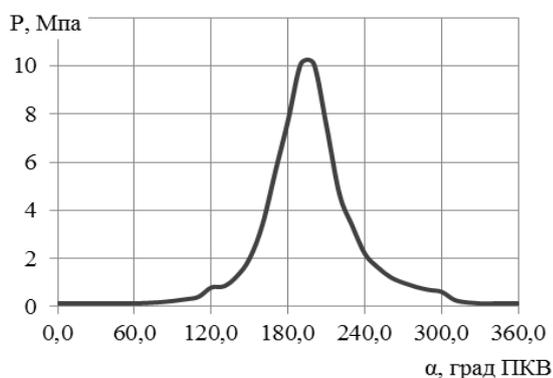


Рис. 5. Индикаторная диаграмма двигателя 10Д100

Зоны приложения ГУ и их значения для предлагаемой конструкции поршня представлены на рисунке 6 и в таблице 1. Для штатного поршня ГУ приняты такими же.

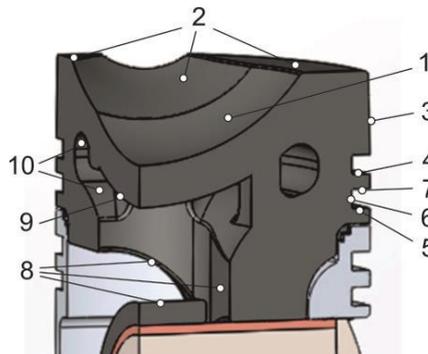


Рис. 6. ГУ для предлагаемой конструкции поршня:

1 – центральная часть КС; 2 – периферия КС; 3 – жаровой пояс; 4 – нижняя грань ручья 1-го кольца; 5 – нижняя грань ручья 2-го кольца; 6 – внутренняя грань 2-го кольца; 7 – верхняя грань 2-го кольца; 8 – внутренние поверхности поршня; 9 – центральная часть внутренней поверхности, ограниченной «стойками»; 10 – внутренние поверхности масляной галереи

Таблица 1. Граничные условия для жаровой накладки (головки) поршня

Номер зоны поршня	Действующая температура, $T_{oc}, К$	Коэфф. конвективной теплопередачи $\alpha, Вт/(м^2К)$
1	1000	150
2	940	1170
3	800	500
4	550	30000
5	460	15000
6	460	1000
7	460	2000
8	385	200
9	400	500
10	500	50

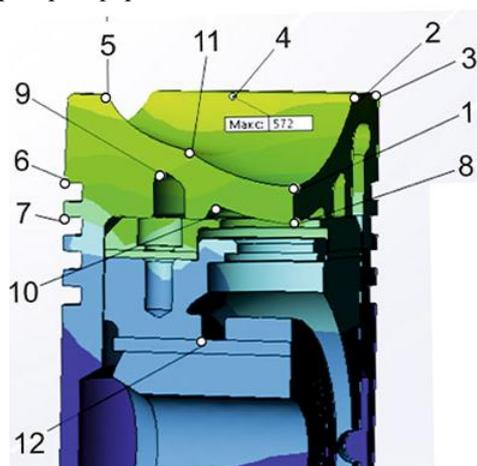
Известно, что для корректной идентификации ГУ необходимы результаты физического моделирования, но в данном случае, для оценочного сравнения, мы посчитали достаточным приведенных значений, одинаковых как для существующей конструкции, так и для предлагаемого варианта. При реальном конструировании необходимо будет провести физическое термометрирование, достаточное для идентификации 3-х мерного температурного поля или воспользоваться имеющимися экспериментальными данными по термометрированию штатных поршней дизеля 2Д100, полученных проф. Г.Б. Розенбитом [4].

В таблице 2 приведены данные о свойствах материалов, принятых в проведенном исследовании.

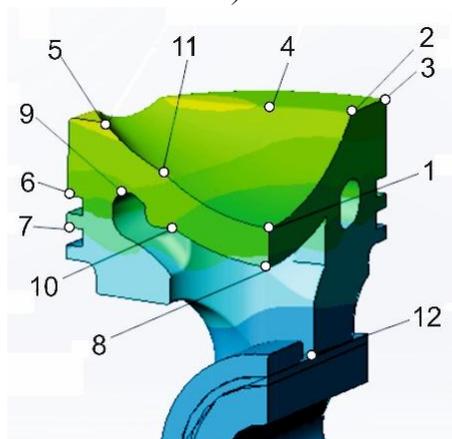
Таблица 2. Свойства материалов, примененных для моделирования

Свойство	Единицы измерения	Значение				
		Легированная сталь	Литая сталь	Сплав алюминия	Бронза	Серый чугун
Модуль упругости	Н/м ²	2,1·10 ¹¹	1,9·10 ¹¹	7,24·10 ¹¹	1,1·10 ¹¹	6,617·10 ¹¹
Коэффициент Пуассона	-	0,28	0,27	0,33	0,37	0,27
Модуль сдвига	Н/м ²	7,9·10 ¹⁰	8,6·10 ¹⁰	2,8·10 ¹⁰	4·10 ¹⁰	5·10 ¹⁰
Плотность	кг/м ³	7700	7300	2780	8900	7200
Предел прочности при растяжении	Н/м ²	723825600	413613000	485000000	394380000	151658000
Предел текучести	Н/м ²	620422000	275742000	345000000	258646000	572165000
Коэфф. тепл. расширения	1/К	1,3·10 ⁻⁵	1,2·10 ⁻⁵	2,32·10 ⁻⁵	2,4·10 ⁻⁵	1,2·10 ⁻⁵

Результаты модельного исследования температурного состояния поршней приведены на рисунке 7 и в таблице 3. Для контроля температурного состояния поршня были выбраны точки в концентраторах формы.



а)



б)

Рис. 7. Модальные поля температур поршня: а – существующий; б – предлагаемый

Проведено моделирование состояния поршня, нагруженного вышеприведенным температурным полем и силовыми нагрузками (давление в цилиндре 10 МПа, ускорение поршня – 8,5 м/с²).

В таблице 3 приведены значения температур, полученные в исследуемых точках.

Таблица 3. Температуры в контрольных точках

Номер точки контроля	Серийный поршень	Новый поршень
1	371	354
2	549	513
3	536	513
4	558	527
5	560	552
6	448	444
7	236	263
8	342	324
9	458	461
10	377	399
11	483	482
12	149	163

На рис. 8 приведены поля напряжений в зонах головки поршня, геометрия которых подверглась конструкторской оптимизации. Как видно из рисунков в исследуемых зонах нет концентраторов напряжений, а их максимальные значения не превосходят пределов текучести для серых чугунов и, тем более, литейных сталей. Запас прочности по пределу текучести – 1,1 по литейной стали и 2,3 по чугуну.

При конструкторской оптимизации в качестве ограничений мы пользовались, в первую очередь, значениями напряжений, полученных при модель-

ном эксперименте с существующим поршнем. В предлагаемом поршне по поставленным условиям напряжения не должны были превышать таковых в «старом». Нужные нам значения получены итера-

циями, связанными с толщиной донца, шириной проушины под пальцевое отверстие и радиусами скруглений в местах, где напряжения превышали уровень таковых в штатном поршне.



Рис. 8. Зоны наибольшей концентрации напряжений в жаровой накладке поршня

Существенным недостатком для конкретного применения (двухвальный двигатель со встречно движущимися поршнями) является трудность регулирования степени сжатия, которая в серийном двигателе осуществляется подбором прокладок 3 и 5 (рис. 1). Для вновь производимых двигателей это не является проблемой, поскольку с появлением высокоточных бесконтактных приборов измерения длин (расстояний) проблема решается введением технологических операций замера реальных расстояний между валами, длин шатунов и вычислением компрессионных высот верхнего и нижнего поршней каждого цилиндра и расточкой пальцевого отверстия в головке и корпусе строго под размер данного цилиндра. В случае модернизации, особенно в условиях локомотивных депо задача несколько усложняется, но она может быть решена организационно-техническими мероприятиями, заключающимися в проведении необходимых замеров при разборке двигателя и заказа индивидуальных поршней.

Заключение

Предлагаемая конструкция, известная по применению на форсированных автотракторных дизелях, может быть использована в двигателях типа Д100. При этом масса поршневого комплекта может быть снижена на 7 кг при уменьшении количества деталей поршня до пяти наименований. При разработке конструкторско-технологических мероприятий такой замены в первую очередь необходимо обратить внимание на обеспечение необходимой степени сжатия и оптимизации системы

масляного охлаждения поршня.

Список литературы:

1. Володин А.И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания [Текст]. – М.: Транспорт. – 1990. – 256 с.
2. Белогуб А.В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства [Текст] / А.В. Белогуб // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2010. – №3. – С. 27-40.
3. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності [Текст]: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПИ». – 2001. – 332 с.
4. Розенблит, Г. Б. Исследование теплопередачи в дизелях [Текст] : Автореф. дис. на соиск. учен. степени д-ра техн. наук : (05.04.02) / Харьк. ин-т инженеров ж.-д. трансп. им. С.М. Кирова. – Харьков : [б. и.]. – 1978. – 49 с.

Bibliography (transliterated):

1. Volodin, A.I. (1990) Locomotive combustion engines [Lokomotivnye dvigateli vnutrennego sgoraniya], Transport, Moscow, 256 p.
2. Belogub, A.V. (2010) "Support life cycle of thin-walled piston internal combustion engine, based on integrated design and manufacturing technology", East European magazine of advanced technologies, ["Podderzhka zhiznennogo tsikla tonkostennyih porshney DVS na osnove tehnologii integrirovannogo proektirovaniya i proizvodstva"], Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovyih tehnologiy, №3, pp. 27-40.
3. Pylyov, V.O. (2001) "Computer-aided design of speed diesel engines piston with a specified level of long-term strength", Monograph, ["Avtomatizovane proektuvannya porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloyi mitsnosti"], Monografiya, Kharkiv: Publishing Center of NTU "KPI", 332 p.
4. Rozenblit, G. B. (1978) "Investigation of heat transfer in diesel engines", Abstract of dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences (05.04.02), ["Investigation of heat transfer in diesel engines", Abstract of dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences (05.04.02)], Kharkiv, Institute of Railway Engineers, 49 p.

Поступила в редакцию 24.06.2016 г.

Белогуб Александр Витальевич – доктор техн. наук, проф., профессор кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: a_belogub@mail.ru.

Нгуен Ван Зионг – магістрант кафедри конструкції авіаційних двигателів Національного аерокосмічного університета ім. Н.Е. Жуковського «ХАІ», Харків, Україна.

Линьков Олег Юрьевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигателів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: linkov@ukr.net.

Кравченко Сергей Александрович – канд. техн. наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник кафедри двигателів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: dvskhpi2016@gmail.com.

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ «ЛЕГКОГО» ПОРШНЯ ДЛЯ ДИЗЕЛІВ ТИПУ D100

О.В. Білогуб, Нгуен Ван Зионг, О.Ю. Линьков, С.О. Кравченко

У роботі розглянуто варіант заміни серійного складеного поршня тепловозного дизеля типу 10D100 масою 20 кг на новий - масою 13 кг. Наведено результати оптимізації форми внутрішньої поверхні сталеві верхньої частини поршня. Показано, що розрахункові максимальні температури на поверхні камери згорання запропонованої конструкції трохи нижчі, ніж у серійного, а запаси міцності в напружених місцях конструкції не нижчі, ніж у серійного. Озвучена технічна проблема, пов'язана з впровадженням запропонованого поршня і шляхи її вирішення.

DEVELOPMENT OF STRUCTURES OF "LIGHT" PISTON FOR DIESEL ENGINES TYPE D100

A.V. Belogub, Nguyen Van Duong, O.U. Linkov, S.O. Kravchenko

The paper considers the option of replacing the composite piston serial type locomotive diesel 10D100 20 kg new - a mass of 13 kg. The results of optimization of the shape of the steel inside the top of the piston. It is shown that the calculated maximum temperature on the combustion chamber surface of the proposed design is somewhat lower than in batch, and safety factors in design strained areas not lower than serial. It is shown that the technical problems associated with the introduction of the proposed piston and its solutions.

П.М. Канило, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, А.П. Поливянчук

ПОВЫШЕНИЕ КАНЦЕРОГЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Проведен сравнительный анализ Европейских требований к экологической безопасности легковых автомобилей с различными двигателями внутреннего сгорания. Рассмотрены пути и методы повышения эколого-канцерогенной безопасности транспортных двигателей внутреннего сгорания, включая использование альтернативных топлив с повышенным водородным показателем, а также способы существенного повышения топливной экономичности двигателей. Делается вывод о том, что автомобильный транспорт является определяющим загрязнителем атмосферы городов канцерогенно-мутагенными ингредиентами и поэтому в требованиях к экологической безопасности автомобилей с двигателями внутреннего сгорания должна учитываться суммарная канцерогенная составляющая отработавших газов, поступающих в атмосферу.

Введение

Сокращение природных ресурсов, в первую очередь нефтяных, их неэффективное использование, а также ухудшение качества окружающей среды являются важнейшими составляющими углубляющегося топливно-экологического кризиса. Для снижения потребления нефтяных топлив и экологической опасности транспортных средств с ДВС реальное практическое значение имеют существенное повышение их топливной экономичности в условиях эксплуатации и замещение нефтяных топлив (частичное или полное) альтернативными энергоносителями.

Наиболее острой и наименее решаемой среди всех экологических проблем является канцерогенное загрязнение окружающей среды, в первую очередь атмосферы крупных городов. Более 90 % содержащихся в атмосферном воздухе канцерогенных углеводородов (КУ) приходится на источники, обусловленные процессом сгорания углеводородного топлива в цилиндре ДВС, а автотранспорт с ДВС является определяющим техногенным источником загрязнения атмосферы городов канцерогенно-мутагенными ингредиентами (КМИ). Индикатором наличия канцерогенных углеводородов в окружающей среде и в отработавших газах (ОГ) двигателей принят бенз(а)пирен (БП – $C_{20}H_{12}$). В условиях окружающей среды многие КУ, включая БП, совместно с оксидами азота (NO_x) синтезируют нитроканцерогенные соединения, обладающие мутагенными свойствами, т.е. способностью нарушать генетические программы клеток и вызывать в организме человека изменения наследственных свойств. Установлено, что мелкодисперсные твердые частицы (ТЧ), а также пыль, сорбируя КУ, являются не только их носителями, но и многократно усиливают канцерогенно-мутагенное воздействие на организм человека [1].

По мнению медиков, именно КМИ в атмосфере больших городов ~ на 80 % определяют риск

возникновения злокачественных опухолей [2]. Поэтому интерес к проблеме загрязнения окружающей среды КМИ во всем мире растет, но, к сожалению, еще быстрее распространяется само присутствие этих соединений в экосистемах. Стремительное увеличение количества автомобилей, их дизелизация, расширение использования высокоароматизированных нефтяных топлив и увеличение доли использования устаревших автомобилей, усугубляет решение отмеченных проблемы [1–6].

Повышение требований к выбросам токсичных веществ (CO , CH , NO_x , $ТЧ$) с ОГ автомобилей (Евро-3, 2005 г.; Евро-5, 2008 г.; Евро-6, 2016 г.) является полумерой по снижению экокканцерогенной опасности автомобилей, т.к. наиболее опасные супертоксиканты, в том числе канцерогенные углеводороды и их производные, пока «бесконтрольны». Раздельное и неполное нормирование экологических показателей ОГ двигателей дает необъективную оценку их интегральной канцерогенной опасности (ЭКО), а также эффективности применения конструктивных и технологических усовершенствований ДВС, использования альтернативных топлив. В связи с этим необходимо оценивать экологическую опасность с учетом суммарной ЭКО отработавших газов автомобильных двигателей, характеризуемой двумя парами супертоксикантов: ($NO_x + КУ$) и ($ТЧ + КУ$) [1].

В настоящее время в городах с развитым автомобильным транспортом, среднесуточные концентрации БП в атмосфере превышают на порядок указанные концентрации БП в сельских районах. В местах же интенсивного движения автотранспорта концентрация БП в воздухе превышает допустимый уровень на два порядка и более [1, 2]. Такой уровень роста загрязнения среды КМИ может привести к тому, что затраты на излечение "больного человечества" и оздоровление природы могут стать самой крупной статьей расходов экономики мира. Поэтому снижение потребления нефтяных топлив

и уровней выбросов КМИ в ОС, в том числе с ОГ ДВС транспортных средств, и их обезвреживание являются одной из важнейших проблем современности.

Определенные шаги в решении этой проблемы за рубежом уже сделаны. Так, правительством Германии сформулирована задача в ближайшие несколько лет уменьшить выбросы КУ автомобильными двигателями на 90 %, проект использования синтетических дизельных топлив в целях снижения выбросов КУ и ТЧ транспортными средствами с дизелями уже реализуется в Нидерландах и ряде штатов США [2].

Цель и постановка задачи

В данной работе ставится цель обосновать необходимость определения суммарной канцерогенной опасности ОГ автомобильных ДВС двумя парами супертоксикантов (NO_x + КУ) и (ТЧ + КУ) и определить пути повышения канцерогенной безопасности транспортных двигателей внутреннего сгорания.

Оценка канцерогенной опасности ОГ автомобильных двигателей

Нормы на выбросы вредных веществ с ОГ двигателей легковых автомобилей приведены в табл. 1. Из данных, приведенных в таблице, следует, что требования к экологической безопасности легковых автомобилей с дизелями менее строгие, чем для автомобилей с бензиновыми двигателями, но в нормах Евро-6 эта разница практически отсутствует.

Таблица 1. Европейские нормы на уровни токсичных выбросов с ОГ двигателей легковых автомобилей

Нормы	Тип ДВС	Выбросы ВВ с ОГ, г/км			
		СО	СН	NO _x	ТЧ
Евро-3, 2000 г.	Б	2,3	0,20	0,15	
	Д	0,64	0,06	0,50	0,05
Евро-5, 2008 г.	Б	1,0	0,10	0,06	0,005
	Д	0,50	–	0,2	0,005
Евро-6, 2015 г.	Б	1,0	0,10	0,06	0,005
	Д	0,50	–	0,08	0,005

Примечание. Б – бензиновые двигатели, Д – дизельные двигатели.

Удельные выбросы токсичных и канцерогенных ингредиентов с ОГ двигателей легковых автомобилей приведены в табл. 2. В таблице использованы следующие обозначения: 1 – бензиновый ДВС типа ЗМЗ-402.10 (бензин А-92, И); 2 – ДВС типа ЗМЗ-4021.10 (бензин А-76, И); 3 – ДВС типа ЗМЗ-4022.10 (Ф-Ф); 4 – ДВС типа ЗМЗ-4027.10 (пропан-бутан, И); 5 – ДВС типа ЗМЗ-4021.10

(ОСНОГ, И) 6 – ДВС типа ЗМЗ-4022.10 (Ф-Ф, ОСНОГ); 7 – ДВС типа ЗМЗ-4027.10 (пропан-бутан, И, ОСНОГ); 8 – ДВС типа ЗМЗ-4021.10 (И, БСНОГ); 9 – ДВС типа ЗМЗ-405.22 (распределенный впрыск бензина А-95, БСНОГ); 10 – дизель типа ГАЗ-560; И, Ф-Ф – соответственно искровое и форкамерно-факельное зажигание горючей смеси; ОСНОГ, БСНОГ – соответственно окислительная и бифункциональная системы каталитической нейтрализации ОГ двигателей.

Таблица 2. Экспериментальные данные по определению удельных выбросов токсичных и канцерогенных ингредиентов с ОГ двигателей легковых автомобилей

Тип ДВС	<i>m'</i> _{СО}	<i>m'</i> _{СН}	<i>m'</i> _{NO_x}	<i>m'</i> _{ТЧ}	<i>m'</i> _{БП} ·10 ⁶
	г/км				
1	6,7	2,3	2,4	0,01	8,9
2	4,9	2,4	2,2	0,005	6,3
3	2,6	1,9	1,2	–	1,0
4	1,7	2,1	0,9	–	0,8
5	0,8	1,0	2,3	–	0,3
6	0,5	0,4	0,7	–	0,2
7	0,2	0,6	1,0	–	0,2
8	0,3	0,2	0,1	–	0,7
9	2,7	0,34	0,25	–	0,7
10	1,7	0,3	2,0	0,8	32

Примечание. Доля NO/NO_x ≈ 0,9. В ОГ ДВС типа (3-9) ТЧ практически отсутствовали.

Удельные уровни токсичных выбросов с ОГ автомобильных двигателей, приведенные в табл. 2, определялись по следующей зависимости:

$$m'_{ij} = \frac{\bar{m}_{ij} + \Delta m_{ij}}{4,06}, \text{ г/км,}$$

где $\bar{m}_{ij}, \Delta m_{ij}$ – соответственно, математическое ожидание (среднее арифметическое значение) и суммарный доверительный интервал определения уровней выброса ВВ; 4,06 – пробег автомобиля за Европейский городской ездовой цикл, км.

Корреляционная зависимость между удельными уровнями выбросов с ОГ двигателей БП и приоритетной группой канцерогенных углеводородов (КУ) с учетом индекса их канцерогенной агрессивности (ИКА) [1] имеет вид:

$$\sum (m'_{КУ} \cdot \text{ИКА}) = 1,3 \cdot m'_{БП}, \text{ г/км.}$$

В соответствии с приведенными в табл. 2 данными можно отметить, что удельные уровни выбросов БП и ТЧ с ОГ автомобилей с дизелями существенно выше, чем при использовании других типов ДВС и, особенно, при оборудовании этих

двигателей системами каталитической нейтрализации ОГ.

Значительное влияние на выбросы БП и ТЧ с ОГ двигателей оказывает вид топлива, в том числе его структура и водородный показатель, включая содержание АУ и ПАУ. В современных нефтяных топливах существенно увеличена доля АУ и ПАУ, поэтому оценка с учетом выбросов БП и ТЧ с отработавшими газами транспортных двигателей предельно актуальна. В табл. 3 приведены усредненные данные по уровням выбросов ТЧ и БП с отработавшими газами легковых автомобилей с дизелями при их испытании по Европейскому городскому ездовому циклу в зависимости от уровня содержания ароматических углеводородов в дизельных топливах.

Таблица 3. Экспериментальные данные легковых автомобилей с дизелями при их испытании по Европейскому городскому ездовому циклу

Легковые автомобили с дизелями	содержание АУ в топливах, %		
	21,2	32,4	56,6
	ВВ: ТЧ, г/км / БП, мкг/км		
1. Oldsmobile Delta 88 diesel	0,23	0,24	1,53
	0,30	0,34	16,8
2. Peugeot 505 D	0,18	0,20	0,94
	0,29	0,32	24,2

Представленные данные указывают, что использование топлив с повышенным содержанием АУ приводит к существенному росту выбросов ТЧ и БП, т.е. – к повышению канцерогенно-мутагенной агрессивности ОГ дизелей и их (ЭКО)_j.

Следовательно, применение в дизелях моторных топлив с повышенным содержанием АУ усугубляет решение экологической проблемы, связанной со снижением загрязнения окружающей среды.

Обобщенный анализ ЭКО ДВС легковых автомобилей

Многочисленными исследованиями установлено, что (ЭКО)_j отработавших газов ДВС транспортных средств на 95 % и более характеризуется уровнями выбросов с ОГ двигателей: NO_x, ТЧ и КУ. Экологическая составляющая СО и СН в (ЭКО)_j ОГ ДВС не превышает ~3 %. Для обобщения ранее представленных экспериментальных данных (табл. 2) предложены удельный интегральный показатель (ЭКО)_j для ОГ ДВС легковых автомобилей, интегральный показатель применительно к европейским международным нормам [ЭКО]_j и критерий K_j соответствия удельного интегрального показателя эоканцерогенной опасности ОГ двигателя легкового автомобиля международным нормам:

$$(ЭКО)_j = \left\{ \sum_{i=1}^n k_i \frac{m'_{ij}}{[ПДК_i]_{cc}} \right\}, \quad (1)$$

$$[ЭКО]_j = \left\{ \sum_{i=1}^n k_i \frac{[m'_i]_j}{[ПДК_i]_{cc}} \right\}, \quad (2)$$

$$K_j = (ЭКО)_j / [ЭКО]_j, \quad (3)$$

где [ПДК]_{i,cc} – среднесуточные предельно допустимые концентрации регламентируемых токсичных и канцерогенных ингредиентов в атмосферном воздухе городов: [NO] = 0,06; [NO₂] = 0,04; [ТЧ] = 0,05; [БП] = 1·10⁻⁶, мг/нм³; n – количество ингредиентов в ОГ ДВС автомобилей, которые учитывают при оценке ЭКО; m'_i, [m'_i] – соответственно, удельные реальные и допускаемые уровни выбросов i-х ВВ с ОГ двигателей легковых автомобилей при их испытании по Европейскому городскому ездовому циклу (m'_i: NO, NO₂, ТЧ), а также – БП, г/км; k_i – безразмерные показатели усиления совмещенного действия особо опасных токсичных и канцерогенных веществ на человека в условиях городской среды с учетом явлений синергизма (образование нитроканцерогенов и мутагенов, промотирование мелкодисперсными ТЧ канцерогенной агрессивности ОГ, доокисление NO в NO₂, повышение кислотности среды и т.д.).

В табл. 4, приведены данные по оценке факторных коэффициентов усиления совместного вредного воздействия ряда токсичных и канцерогенных ингредиентов на человека в условиях городской езды.

Таблица 4. Значение факторных коэффициентов при определении степени усиления вредного воздействия ряда ВВ, выбрасываемых с ОГ автомобильных двигателей

ВВ	Коэффициенты			
	α _i	β _i	δ _i	k _i
СО + СН	1	1	1	1
NO _x	1	2	1,5	3
БП	2	2	1	4
ТЧ	2	1	1,2	2,4

В таблице: k_i = α_iβ_iδ_i; α_i – поправка, учитывающая вероятность накопления газообразной примеси и аэрозолей в компонентах окружающей среды и в продуктах питания, а также поступление газообразных примесей и аэрозолей в организм человека ингаляционным путем; β_i – поправка на вероятность образования при участии исходных газообразных примесей и аэрозолей, выбрасываемых в атмосферу, других загрязнителей (явление синергизма) более опасных, чем исходные; δ_i – поправка, учитывающая действие на различные реци-

пиенты, помимо человека. На основе ранее изложенных корреляционных зависимостей ($\Sigma KY_{(OГ)} = 1,3 \cdot m_{БП}$) показатель $k_{KY} = 1,3 \cdot k_{БП} = 5,2$.

Предложенный показатель $(ЭКО)_j$ характеризует удельную кратность разбавления ОГ автомобильного двигателя чистым воздухом (удельный нормообмен, nm^3/km) до нормируемого уровня $[ЭКО]_j$. При этом допустимые уровни БП $[m'_{БП}]$ с ОГ определяются из граничных условий для нормируемых уровней NO_x $[m'_{NO_x}]$ (исходя из условия, что в ОГ автомобильного двигателя массовая доля $NO \sim 90\%$, а $NO_2 \sim 10\%$) по следующей зависимости:

$$3 \cdot \left(\frac{0,9[m'_{NO_x}]_j}{[NO]_{cc}} + \frac{0,1[m'_{NO_x}]_j}{[NO_2]_{cc}} \right) \approx 5,2 \frac{[m'_{БП}]_j}{[БП]_{cc}} \quad (4)$$

В данной формуле безразмерный показатель усиления совмещенного действия особо опасных токсичных и канцерогенных веществ k_i для NO_x принят равным 3 (см. табл. 4), а для КУ – 5,2. В соответствии с данными, приведенными в табл. 1 и 2, и при использовании зависимости (4) были рассчитаны условно допустимые уровни $[m'_{БП}]$, а также – граничные интегральные показатели $[ЭКО]_j$ для легковых автомобилей с бензиновыми (Б) и дизельными (Д) двигателями применительно к международным нормам: Евро-3, Евро-5 и Евро-6 (табл. 5).

Таблица 5. Расчетные значения граничных показателей ЭКО двигателей легковых автомобилей

Тип ДВС	$[m'_{БП}] \cdot 10^6, \text{ г/км} / [ЭКО]_j \cdot 10^{-3}, \text{ nm}^3/\text{км}$		
	Евро-3	Евро-5	Евро-6
Б	1,4 / 15	0,6 / 6,4	0,6 / 6,4
Д	4,8 / 52	1,8 / 20	0,8 / 10,6

На основании экспериментальных исследований легкового автомобиля типа ГАЗ с двигателем ЗМЗ-402 на стенде с беговыми барабанами по Европейскому городскому ездовому циклу (Евро-5) и при использовании бензина А-92 ($AУ \approx 40\%$) установлено: $m_{NO_x} = 2,4$; $m_{БП} = 8,9 \cdot 10^{-6}$; $m_{ТЧ} \approx 0,01$ г/км; $m_{NO_x} / [m_{NO_x}] \approx 40$; $m_{ТЧ} / [m_{ТЧ}] \approx 2$; $m_{БП} / [m_{БП}] \approx 14,8$. При этом интегральные показатели указанного автомобиля соответствовали: $(ЭКО)_Б \approx 170$, $[ЭКО]_Б \approx 6$, а $K_Б = (ЭКО)_Б / [ЭКО]_Б \approx 28$, т.е. нормы Евро-5 превышены в 28 раз. Экспериментальные исследования автомобиля типа ГАЗ с дизелем ГАЗ-560 (дизельное топливо, $AУ \approx 45\%$) показали: $m_{NO_x} = 2,0$; $m_{БП} = 32 \cdot 10^{-6}$; $m_{ТЧ} = 0,8$ г/км; $m_{NO_x} / [m_{NO_x}] \approx 10$; $m_{БП} / [m_{БП}] \approx 18$; $m_{ТЧ} / [m_{ТЧ}] \approx 160$; $[ЭКО]_Д \approx 300$; $K_Д \approx 14$. Таким образом, при установке на легковой автомобиль ГАЗ дизеля в сравнении с бензиновым

двигателем загрязнение окружающей среды возрастает: по твердыми частицами \sim в 80 раз; канцерогенным составляющим \sim в 4 раза (при практически равных уровнях выбросов NO_x).

Вместе с тем, допустимые уровни выбросов NO_x и БП с ОГ дизелей легковых автомобилей, а, соответственно, и интегральный показатель $[ЭКО]_Д$, существенно ниже, чем бензиновых ДВС. Поэтому оценивать экологическую, а точнее канцерогенно-мутагенную безопасность, ДВС автомобилей необходимо не отдельно (по нормируемым уровням выбросов с ОГ токсичных ингредиентов), а интегрально (с учетом суммарной канцерогенной опасности ОГ двигателей). На рис. 1 представлены данные (в соответствии с Евро-3, Евро-5 и Евро-6, табл. 1) по допускаемым уровням выбросов NO_x и ТЧ, а также по "условно" допускаемым уровням выбросов БП (КУ) (табл. 5) с ОГ бензиновых и дизельных двигателей легковых автомобилей.

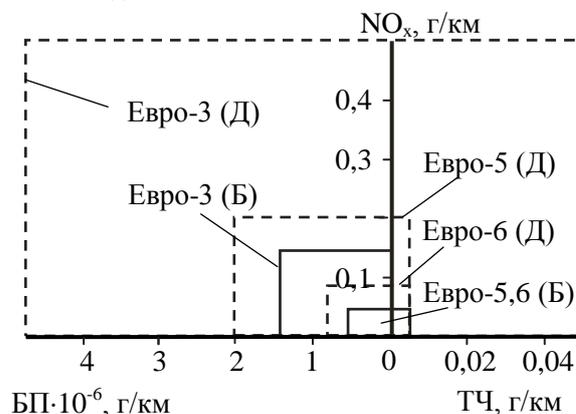


Рис. 1. Изменение международных норм на выбросы с ОГ NO_x , ТЧ и БП, определяющие ЭКО дизелей (Д) и бензиновых двигателей (Б) легковых автомобилей

Приведенные данные подтверждают, что в нормах Евро-6 предусмотрено повышение требований к ЭКО дизелей легковых автомобилей.

Методология повышения ЭКО транспортных ДВС

Транспортные ДВС являются основными потребителями нефтяных топлив и их экологизация должна выполняться с учетом решения топливной проблемы. Т.е. необходим комплексный подход, учитывающий существенное повышение топливной экономичности и экокандерогенную безопасность двигателей.

Важным направлением в повышении топливной экономичности и экологической безопасности является использование альтернативных, в том числе композитных углеводородно-водородных, топлив (табл. 6) [7,8].

Следует отметить, что данные испытаний

микроавтобуса с ДВС ($V_h = 2,45$ л и $\epsilon = 8,2$) на стенде с беговыми барабанами по городскому ездовому циклу при использовании бензоводородных топливных композиций (БВТК) показали существенное улучшение его экономических и экологических показателей.

Таблица 6 Результаты испытаний легковых автомобилей с ДВС при использовании альтернативных топлив

Топлива	m'_{CO}	m'_{CH}	m'_{NOx}	$m'_{БП} \cdot 10^6$	$[ЭКО]_j \cdot 10^3$
	г/км				м ³ /км
Природный газ	1,3	1,0	0,4	0,2	15
Метанол	0,8	1,1	0,3	0,25	10
Бензин А92 +10% мас.Н ₂	1,2	0,3	0,25	0,2	6
Водород	–	–	0,2	–	4

Примечание. Так как в ОГ автомобильных двигателей практически отсутствовали ТЧ, то показатели $[ЭКО]_j$ определялись по уровням выбросов NO_x с ОГ.

Пример возможной взаимосвязи между уровнями (ЭКО)_j легковых автомобилей с ДВС и их эксплуатационной топливной экономичностью представлен на рис. 2.

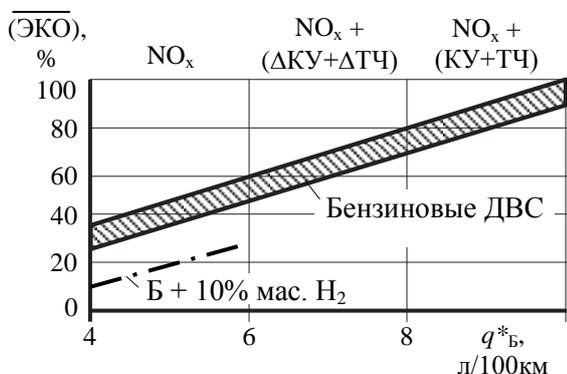


Рис. 2. Относительная ЭКО опасность ОГ ДВС легковых автомобилей в зависимости от их эксплуатационной экономичности: $q^*_{Б}$ – приведенный расход бензина по городскому ездовому циклу

Одной из эффективных и надежных систем нейтрализации NO_x в ОГ автомобильных ДВС является каталитическая система накопительного типа (рис. 3). Принцип действия рассматриваемого нейтрализующего устройства заключается в том, что при работе двигателя на горючих смесях, беднее стехиометрической, платина нейтрализатора способствует превращению NO_x и O₂ в диоксид азота, который временно накапливается (адсорби-

руется) в самом нейтрализаторе. Но как только двигатель начинает работать на обогащенной горючей смеси, например при наборе мощности, диоксид азота освобождается и, взаимодействуя с несгоревшими углеводородами, оксидом углерода и водородом, переходит в молекулярный азот [1].

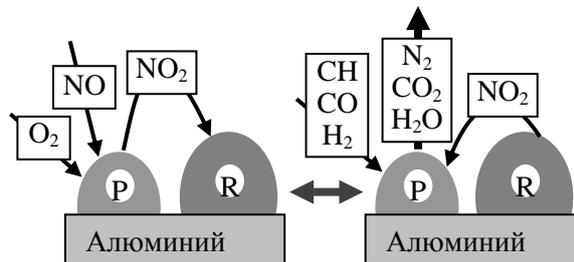


Рис. 3. Схема работы нейтрализатора накопительного типа: слева – в цилиндрах двигателя сгорает бедная горючая смесь, справа – смесь стехиометрического или богатого состава

Компьютеризация управления ДВС является наиболее эффективным способом повышения эксплуатационных топливно-экологических показателей автомобиля. На рис. 4 приведена одна из схем энергоустановки автомобиля с комбинированной адаптивной микропроцессорной системой управления и регулирования (КАМПСУ и Р) ДВС.

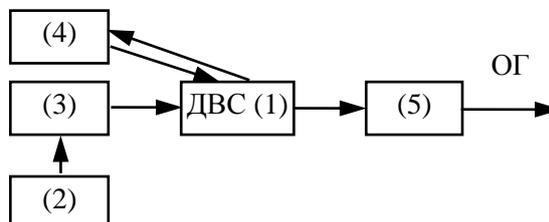


Рис. 4. Схема современной системы управления и регулирования энергоустановки автомобиля

В соответствии со схемой цилиндры ДВС оборудуются датчиками преддетонации (1). Используемые топлива (2) содержат минимальные уровни ароматических (особенно полиароматических) углеводородов и серы, а используемые добавки нетрадиционных топлив, в том числе водорода, повышают отношение Н/С и увеличивают октановое число (ОЧ) бензинов. Используется комбинированная электронная система управления подачей топлива (3), обеспечивающая высокую степень точности и фазности дозирования, качества распыливания и регулирования наиболее рационального угла опережения подачи топлива. Применяется комбинированная адаптивная микропроцессорная система управления и регулирования (4), которая обеспечивает работу ДВС на режимах преддетонации в цилиндрах (рис. 5) и поддержание

минимального эксплуатационного расхода топлива путем выбора и установления оптимальных комбинаций параметров работы ДВС ($\alpha_{см.}$, $\varphi_{заж.}$, ϵ и т.д.). На автомобиле может устанавливаться также восстановительная система каталитической нейтрализации ОГ накопительного типа (рис. 3), обеспечивающая существенное снижение уровней выбросов NO_x с ОГ двигателя.

Наилучшие результаты обеспечивает комплексная компьютерная система регулирования ДВС, которая вмонтирована в общую систему управления автомобиля. В таком случае оптимизируются не только топливно-экономические и экологические показатели автомобиля, но и обеспечиваются его динамические качества и эксплуатационная безопасность. Такие компьютерные системы могут реально оптимизировать управление двигателем и автомобилем по комплексной целевой функции, например, по среднеэксплуатационному расходу топлива или эколого-экономическому критерию при обеспечении необходимой параметрической надежности.

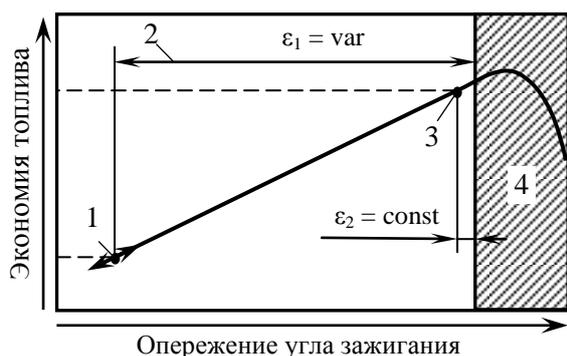


Рис. 5. Схема работы ДВС с датчиками преддетонации:

- 1 – рабочая точка при традиционном управлении ДВС;
- 2 – защитный интервал на отсутствие детонации в цилиндрах ДВС на эксплуатационных режимах;
- 3 – рабочая точка при адаптивном микропроцессорном управлении ДВС;
- 4 – зона детонации

Сочетание практически всех описанных выше технических решений было осуществлено на ряде автомобилей фирмы «Тойота» (с непосредственным впрыском бензина под большим давлением $P > 120$ МПа), что позволило обеспечить значительную экономию топлива (до 30 %) и существенно снизить их экологическую опасность.

Заключение

Автотранспорт является основным потребителем нефтяных топлив и определяющим техногенным загрязнителем атмосферы городов канцерогенно-мутагенными ингредиентами. Канцерогенная опасность автомобильных двигателей более чем на

90 % определяется двумя парами супертоксикантов: ($KU + NO_x$) и ($TC + KU$), которые в условиях ОС синтезируют еще более опасные соединения, обладающие мутагенными свойствами. Поэтому в требованиях к экологической безопасности автомобильных двигателей должна учитываться суммарная канцерогенная составляющая ОГ.

Одними из важнейших путей решения топливно-экологических проблем автотранспорта являются:

- повышение их эксплуатационной топливной экономичности и параметрической надежности;
- ограничение содержания в моторных топливах ароматических и особенно полиароматических углеводородов, а также серы;
- расширение доли использования альтернативных топлив: природного газа, синтетических углеводородных топлив и водорода в качестве как основных, так и дополнительных энергоносителей;
- оборудование автомобилей современными системами нейтрализации отработавших газов ДВС, в том числе накопительного типа, а также – системами улавливания твердых частиц, на которых сорбируется значительная доля канцерогенных углеводородов;
- применение комбинированных адаптивных микропроцессорных систем управления и регулирования рабочих процессов ДВС и автомобилей в целом.

Список литературы:

1. Канило П.М. Автотранспорт. Топливо-экологические проблемы и перспективы: монография / П.М. Канило. – Харьков: ХНАДУ, 2013. – 272 с.
2. Матвеева Н.А. Гигиена и экология человека / Н.А. Матвеева, А.В. Леонов, М.П. Грачева и др. – М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 304 с.
3. Health assessment document for diesel engine exhaust / EPA/600/8-90/057F. – National Center for Environmental Assessment, Office of Research and Development, U.S. Environmental Protection Agency. – Washington, 2002. – 669 p.
4. Dawson D.S. For the proposed identification of diesel exhaust as toxic air contaminant. Part B: Health risk assessment for diesel exhaust / D.S. Dawson, G.V. Alexeeff, J.D. Budroe, S.V. Campelman et al. – California EPA, Office of Environmental Health Hazard Assessment, Air Toxicology and Epidemiology Section, 1998. – 442 p.
5. Draper W.M. Impact of barium fuel additive on the mutagenicity and polycyclic aromatic hydrocarbon content of diesel exhaust particulate emissions / W.M. Draper, J.A. Phillips, H.W. Zeller // SAE Techn. Pap. Ser. №881651, 1988. – 19 p.
6. Shore P.R. Application of short-term bioassays to the assessment of engine exhaust emissions / P.R. Shore, J.M. Tesh, J.C. Bootman // SAE Techn. Pap. Ser. №870627, 1987. – 16 p.
7. Канило П.М. Анализ эффективности использования альтернативных топлив на автотранспорте / П.М. Канило, К.В. Костенко // Проблемы машиностроения: сб. научн. тр. – 2011. – Т. 14., № 1. – С. 69-73.
8. Канило П.М. Минимизация канцерогенной опасности отработавших газов двигателей внутреннего

сгорания / П.М.Канило А.П.Марченко, И.В.Парсаданов, А.П. Поливянчук // Двигатели внутреннего сгорания: сб. научн. тр. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. – № 1. – С. 7–13.

Bibliography (transliterated):

1. Канило П.М. *Автотранспорт. Топливо-экологические проблемы и перспективы: монография* / П.М. Канило. – Харьков: ХНАДУ, 2013. – 272 с. 2. Матвеева Н.А. *Гигиена и экология человека* / Н.А. Матвеева, А.В. Леонов, М.П. Грачева и др. – М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 304 с. 3. *Health assessment document for diesel engine exhaust* / EPA/600/8-90/057F. – National Center for Environmental Assessment, Office of Research and Development, U.S. Environmental Protection Agency. – Washington, 2002. – 669 p. 4. Dawson D.S. *For the proposed identification of diesel exhaust as toxic air contaminant. Part B: Health risk assessment for diesel exhaust* / D.S. Dawson, G.V. Alexeff, J.D.

Vudroe, S.V. Campelman et al. – *California EPA, Office of Environmental Health Hazard Assessment, Air Toxicology and Epidemiology Section*, 1998. – 442 p. 5. Draper W.M. *Impact of barium fuel additive on the mutagenicity and polycyclic aromatic hydrocarbon content of diesel exhaust particulate emissions* / W.M. Draper, J.A. Phillips, H.W. Zeller // SAE Techn. Pap. Ser. №881651, 1988. – 19 p., doi:10.4271/881651 6. Shore P.R. *Application of short-term bioassays to the assessment of engine exhaust emissions* / P.R. Shore, J.M. Tesh, J.C. Bootman // SAE Techn. Pap. Ser. №870627, 1987. – 16 p., doi:10.4271/870627 7. Канило П.М. *Анализ эффективности использования альтернативных топлив на автотранспорте* / П.М. Канило, К.В. Костенко // *Проблемы машиностроения: сб. научн. тр.* – 2011. – Т. 14., № 1. – С. 69-73. 8. Канило П.М. *Минимизация канцерогенной опасности отработавших газов двигателей внутреннего сгорания* / П.М.Канило А.П.Марченко, И.В.Парсаданов, А.П. Поливянчук // *Двигатели внутреннего сгорания: сб. научн. тр.* – Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. – № 1. – С. 7–13.

Поступила в редакцию 27.05.2016 г.

Канило Павел Макарович – доктор техн. наук, проф., Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина.

Марченко Андрей Петрович – доктор техн. наук, проф., проректор по научной работе, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua.

Парсаданов Игорь Владимирович – доктор техн. наук, проф., главный научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua.

Поливянчук Андрей Павлович, доктор техн. наук, проф., профессор кафедры двигателей внутреннего сгорания Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, armail@meta.ua

ПІДВИЩЕННЯ КАНЦЕРОГЕННОЇ БЕЗПЕКИ ТРАНСПОРТНИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

П.М. Канило, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, А.П. Поливянчук

Проведено порівняльний аналіз Європейських вимог до екологічної безпеки легкових автомобілів з різними двигунами внутрішнього згоряння. Розглянуто шляхи та методи підвищення еколого-канцерогенної безпеки транспортних двигунів внутрішнього згоряння, включаючи використання альтернативних палив з підвищеним водневим показником, а також способи істотного підвищення паливної економічності двигунів. Робиться висновок про те, що автомобільний транспорт є визначальним забруднювачем атмосфери міст канцерогенно-мутагенними інгредієнтами і що у вимогах до екологічної безпеки автомобілів з двигунами внутрішнього згоряння повинна враховуватися сумарна канцерогенна складова відпрацьованих газів, що надходять в атмосферу.

IMPROVING THE SAFETY FROM CARCINOGENS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES OF TRANSPORTATION

P.M. Kanilo, A.P. Marchenko, I.V. Parsadanov, A.P. Polivyanchuk

The comparative analysis of European environmental safety requirements of passenger cars with different internal combustion engines. Considered ways and methods to improve ecological and carcinogenic vehicle safety internal combustion engines, including the use of alternative fuels with a high hydrogen indicator, as well as ways to significantly improve fuel efficiency. It is concluded that road transport is the determining atmospheric pollutant cities cancerogenic properties-mutagenic ingredients and therefore environmental safety requirements for vehicles with internal combustion engines should be taken into account, the total of the well-documented carcinogenic component of exhaust gases entering the atmosphere.

А.Н. Авраменко

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ ВОДОТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ В БОРТОВОМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОМ КАВИТАТОРЕ

В работе представлены результаты численного моделирования процесса обработки водотопливной эмульсии с использованием гидродинамического кавитатора. Задача решается в трехмерной нестационарной постановке. При моделировании процесса гидродинамической кавитации рассматривается двухфазный поток – жидкая и паровая фазы. Использование гидродинамических кавитаторов на борту автомобиля позволит поддерживать стабильность смесевых топлив и повысит эффективность их использования.

Введение

Для улучшения экологических показателей ДВС традиционно используют различные методы: воздействие на рабочий процесс (внутренние) и очистка отработавших газов (внешние). Одним из эффективных методов является предварительная подготовка топлива. Применительно к дизельным двигателям, к примеру, снижение содержания серы в дизельном топливе благоприятно сказывается на снижении массового выброса твердых частиц. Одним из эффективных способов снижения содержания серы в дизельном топливе является гидродинамическая кавитация. Исследованием процесса кавитации занимаются многие зарубежные исследователи [1-3]. В последнее время зарубежные исследователи все больше уделяют внимание использованию в ДВС водотопливных эмульсий, как для бензиновых так и для дизельных двигателей [4-6].

Организация рабочего цикла дизеля на водотопливной эмульсии позволяет снизить максимальную температуру цикла, и тем самым, с незначительными потерями мощности эффективно воздействовать на снижение уровня оксидов азота NO_x в отработавших газах.

Анализ публикаций

Ключевой проблемой для обеспечения эффективной работы дизеля на водотопливной эмульсии, наряду с необходимостью обеспечить коррозионную стойкость элементов топливной аппаратуры, является поддержание стабильности эмульсии на борту транспортного средства. Одним из способов стабилизации водотопливных эмульсий является добавка различных присадок к топливу [6-9].

Использование гидродинамической кавитации для гомогенизации топлива широко применяется в промышленности [7]. Этот процесс характеризуется высокой эффективностью воздействия при минимальных энергетических затратах. Так, к примеру, смесь бензина с головной фракцией – бензоэтанол, после смешивания в гидродинамическом кавитаторе остается стабильной в течении 2-3 месяцев в зависимости от влияющих факторов [7, 8].

Применительно к транспортным средствам, реализация гидродинамической кавитации для поддержания стабильности смесевых топлив на борту автомобиля требует разработки малогабаритных гидродинамических кавитаторов, выбора наиболее рациональных режимов обработки смесевых топлив с учетом энергозатрат, эффективности воздействия и ресурса проточной части гидродинамического кавитатора.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что работы, направленные на разработку бортовых систем поддержания стабильности смесевых топлив, являются актуальными и требуют дальнейших исследований.

Цель и постановка задачи

Цель работы – исследование процессов тепло- и массообмена в малогабаритном гидродинамическом кавитаторе с использованием численных методов.

В работе ставились такие задачи:

- провести литературный обзор по современным способам поддержания стабильности смесевых топлив;
- разработать конструкцию малогабаритного гидродинамического кавитатора для поддержания стабильности водотопливной эмульсии на борту автомобиля;
- исследовать процесс кавитации водотопливной эмульсии в малогабаритном гидродинамическом кавитаторе с использованием численных методов;
- дать рекомендации по рациональным режимам работы гидродинамического кавитатора для обработки водотопливной эмульсии.

Основные этапы и результаты исследования

Объект исследования - процессы тепло- и массообмена в малогабаритном гидродинамическом кавитаторе.

С учетом существующих рекомендаций и экспериментальных исследований была разработана оригинальная конструкция бортового гидродина-

мического кавитатора, на которую был получен патент Украины [10].

Схема гидродинамического кавитатора представлена на рис. 1.

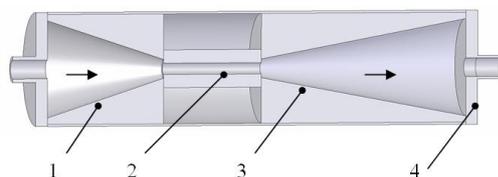


Рис. 1. Схема гидродинамического кавитатора:
1 – конфузор; 2 – соединительный канал; 3 – диффузор; 4 – корпус

Для проведения численных исследований процессов тепло – и массообмена в малогабаритном гидродинамическом кавитаторе была синтезирована расчетная область и расчетная сетка, описывающие проточную часть гидродинамического кавитатора. Внешний вид расчетной области представлен на рис. 2, а расчетной сетки – на рис. 3.



Рис. 2. Внешний вид расчетной области

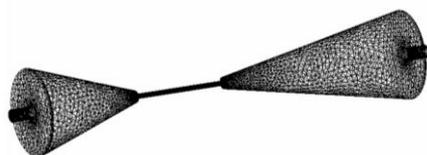


Рис. 3. Расчетная сетка (150043 расчетных ячеек)

Применительно к условиям штатной топливной системы транспортного средства с дизельным двигателем, малогабаритный кавитатор имеет длину 180 мм, диаметр конфузора и диффузора – 40 мм, диаметр соединительного – канала 2 мм. Материал проточной части – нержавеющая сталь.

Задача решалась в нестационарной трехмерной постановке, в декартовых координатах. Для описания турбулентных течений водотопливной эмульсии в проточной части кавитатора использовались k-ε модель турбулентности.

Для описания процесса гидродинамической кавитации использовалась модель многофазных течений. С учетом ограничений используемой модели (модель не позволяет описывать процесс фазового перехода двух компонент одновременно – дизельного топлива и воды) в работе рассматривается топливная композиция с усредненными теп-

лофизическими параметрами (95% дизельного топлива и 5% воды). База данных программного комплекса была дополнена свойствами нового рабочего тела – водотопливной эмульсии. Для описания процесса течения двухфазного потока (пар и жидкость) в работе использовалась модель смеси (Mixture model).

В расчете учитывалась шероховатость стенок проточной части гидродинамического кавитатора и теплообмен между стенками и рабочим телом (водотопливной эмульсией).

Результаты расчетного исследования представлены на рис. 4 и 5.

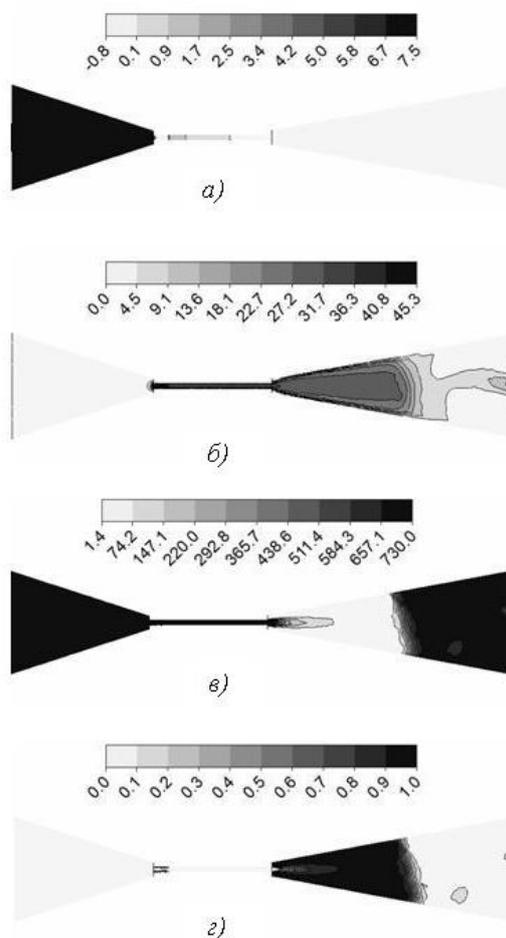


Рис. 4. Результаты расчетного исследования:

a - распределение давления, атм; б- скорости, м/с;
в - плотности водотопливной эмульсии, кг/м³;
г - объемной доли паровой фазы в проточной части гидродинамического кавитатора

Распределение давления водотопливной эмульсии в меридиональном сечении проточной части гидродинамического кавитатора представлен на рис. 4.а. В конфузоре давление потока водотопливной эмульсии достигает 0,75 МПа. В соедини-

тельном канале между конфузуром и диффузором поток набирает скорость, и давление в нем снижается до уровня, ниже атмосферного - 0,01 МПа. На входе в диффузор скорость потока остается достаточно высокой и, соответственно, давление сохраняется ниже атмосферного - 0,08 МПа, что ниже давления насыщенных паров водотопливной эмульсии.

Распределение полной скорости по различным участкам потока топлива в меридиональном сечении проточной части гидродинамического кавитатора представлено на рис. 4 б). На входе в конфузор полная скорость потока топлива достигает 4 м/с. При движении через соединительный канал между конфузуром и диффузором поток набирает скорость до 45,3 м/с, при этом уже в соединительном канале наблюдается зарождение кавитационных каверн из-за резкого падения давления.

Распределение плотности рабочего тела (смеси жидкости и паров водотопливной эмульсии) в меридиональном сечении проточной части гидродинамического кавитатора представлено на рис. 4 в). Наибольшее снижение плотности отмечается на участках с пониженным давлением – в области зарождения кавитационных каверн.

Распределения объемной доли паровой фазы водотопливной эмульсии в меридиональном сечении проточной части гидродинамического кавитатора представлен на рис. 4 г).

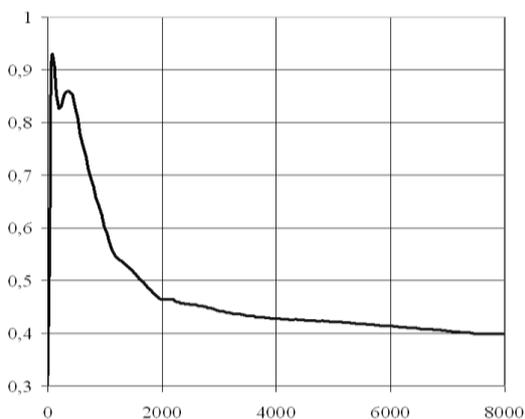


Рис. 5. Изменение сходимости объемной доли паровой фазы водотопливной эмульсии в проточной части гидродинамического кавитатора в зависимости от количества итераций

Осредненное по объему изменение сходимости объемной доли паровой фазы водотопливной эмульсии в проточной части гидродинамического кавитатора в процессе расчета представлено на рис. 5.

Из результатов, представленных на рисунке 5 видно, что стабилизация сходимости объемной доли паровой фазы водотопливной эмульсии в процессе расчета достигается при 7550 итераций, при этом значение объемной доли паровой фазы водотопливной эмульсии составляет 0,425.

На исследуемом режиме при движении водотопливной эмульсии через гидродинамический кавитатор, за один проход только порядка 42% топлива подвергается фазовому переходу, а большая часть топлива проскальзывает в пристеночном слое за счет вязкого трения жидкости о стенки проточной части кавитатора и инерционности потока.

Увеличения интенсивности обработки (объемной доли паровой фазы водотопливной эмульсии) можно достигнуть за счет уменьшения диаметра соединительного канала между конфузуром и диффузором или за счет последовательной установки в топливную систему нескольких гидродинамических кавитаторов. Это вызовет рост энергозатрат на работу системы поддержания стабильности смесового топлива на борту автомобиля и увеличит массогабаритные показатели устройства.

Значительное уменьшение диаметра соединительного канала в процессе эксплуатации может приводить к его засорению продуктами износа или присадками к топливу, что может привести к потере мощности или аварийной остановке двигателя.

Выводы

По результатам проведенного расчетного исследования можно сделать выводы:

- использование гидродинамических кавитаторов на борту автомобиля позволит поддерживать стабильность смесовых топлив и повысит эффективность их использования;
- стремление значительно уменьшить диаметр соединительного канала между конфузуром и диффузором может привести к увеличению гидравлического сопротивления и износу рабочих поверхностей проточной части;
- для водотопливной эмульсии на основе 95% дизельного топлива и 5% воды, с учетом конструктивных особенностей штатной топливной системы транспортного средства с дизельным двигателем не целесообразно выбирать режимы работы гидродинамического кавитатора с объемной долей паровой фазы водотопливной эмульсии более 0,5.

Список литературы:

1. Ventikos, Y. A numerical method for the simulation of steady and unsteady cavitating flows/ Y. Ventikos, G. Tzabiras // *Computers and Fluid* 29, 63-88, 2000. doi: 10.1016/S0045-7930(98)00061-9.
2. Abgrall, R. Discrete Equations for Physical and Numerical Compressible Multi-phase Mixtures / R. Abgrall, R. Saurel // *Journal of Compu-*

tational Physics, Vol. 186, pp. 361-396, 2003. doi: 10.1016/s0021-9991(03)00011-1. 3. Brennen, C.E. *Fundamentals of Multiphase Flows* / Cambridge University Press, 2005. doi: 10.1017/cbo9780511807169. 4. Александров А.А. Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания [Текст]: монография / А.А. Александров, И.А. Архаров, В.В. Багров и др. – М.: ООО НИЦ «Инженер», 2012. – 790 с. 5. Fuel Economy of 2013 Flex-Fuel (E85) Vehicles [Электронный ресурс] /U.S. Department of Energy. – 2012. – Режим доступа: <http://www.fueleconomy.gov/feg/byfuel/FFV2013.html>. 6. ADAPTER E85 [Электронный ресурс] / GREEN-BUTTON ECOTECHNICS. – 2011. – Режим доступа: <http://kulvit.narod.ru> 7. Производство высококачественного товарного смесового бензина из дешевых компонентов. Гомогенизация бензинов. [Электронный ресурс]: – 2007. – Режим доступа: <http://ukrbudmash.kazprom.net/p2696-ustanovka-smesevyh-benzinov.html> 8. Топливный кавитатор - экономия топлива. [Электронный ресурс] – 2014. – Режим доступа: <http://www.afuelsystems.com/ru/cavitator.html> 9. Иванов А. Н. Гидродинамика развитых кавитационных течений [Текст]: монография, Л., Судостроение 1980 – 237 с. 10. Пат. 97284, Украина, МПК F02M 27/08 (2006.01), F02M 27/04 (2006.01) Топливный кавитатор [Текст] / Левтеров, А. М., Авраменко, А. Н., Мараховский, В. П., Бганцев, В. Н. – Заявитель и патентодержатель “Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного” НАН Украины. – № и 2014 09044. – Заяв. 11.08.2014. Опубл. 10.03.2015. Бюл. № 5.

Bibliography (transliterated):

1. Ventikos, Y., Tzabiras G. (2000). A numerical method for the simulation of steady and unsteady cavitating flows, *Computers and Fluid* 29, P. 63-88,. doi: 10.1016/s0045-7930(98)00061-9. 2. Abgrall, R., Saurel R. (2003), *Discrete Equations for Physical and Numerical Compressible Multiphase Mixtures* *Journal of Computational Physics*, Vol. 186, pp. 361-396,. doi: 10.1016/s0021-9991(03)00011-1. 3. Brennen, C.E. (2005), *Fundamentals of Multiphase Flows*, Cambridge University Press. doi: 10.1017/cbo9780511807169. 4. Aleksandrov, A.A., Arkharov, I.A., Bagrov V.V. (2012), *Alternative fuel for internal combustion engines: monograph [Alternativnye topliva dlya dvigatelei vnutrennego sgoraniya: monografiya]*, ООО НИЦ «Инженер», Moscow, 790 p. 5. Fuel Economy of 2013 Flex-Fuel (E85) Vehicles. (2012), U.S. Department of Energy. *Rezhim dostupa*: <http://www.fueleconomy.gov/feg/byfuel/FFV2013.html>. 6. ADAPTER E85. (2011), GREEN-BUTTON ECOTECHNICS *Rezhim dostupa*: <http://kulvit.narod.ru>. 7. *Proizvodstvo vysokokachestvennogo tovarnogo smesevogo benzina iz deshevykh komponentov. Gomogenizatsiya benzinov.* (2007) *Rezhim dostupa*: <http://ukrbudmash.kazprom.net/p2696-ustanovka-smesevyh-benzinov.html> 8. *Toplivnyi kavitator - ekonomiya topliva.* (2014) *Rezhim dostupa*: <http://www.afuelsystems.com/ru/cavitator.html> 9. Ivanov A. N (1980), *Hydrodynamics advanced cavitations flows: monograph [Gidrodinamika razvitykh kavitatsionnykh techenii: monografiya]*, Sudostroenie, Leningrad, 237 p. 10. Pat. 97284, Ukraina, МПК F02M 27/08 (2006.01), F02M 27/04 (2006.01) *Fuel cavitator [Toplivnyi kavitator]* / Levterov, A. M., Avramenko, A. N., Marakhovskii, V. P., Bgantsev, V. N. – *Zayavitel' i patentoderzhatel' "Institut problem mashinostroeniya im. A.N. Podgornogo" NAN Ukrainy.* – № и 2014 09044. – *Zayav.* 11.08.2014. *Opubl.* 10.03.2015. *Byul.* № 5.

Поступила в редакцию 12.05.2016 г.

Авраменко Андрей Николаевич – канд. техн. наук, старш. научн. сотр. ИМПаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: an0100@yandex.ua.

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ ВОДОПАЛИВНОЇ ЕМУЛЬСІЇ У БОРТОВОМУ ГІДРОДИНАМІЧНОМУ КАВІТАТОРІ

А.М. Авраменко

В роботі представлені результати чисельного моделювання процесу обробки водопаливної емульсії з використанням гідродинамічного кавітатору. Задача вирішується в тривимірній нестационарній постановці. При моделюванні процесу гідродинамічної кавітації розглядається двофазний потік - рідинна та парова фази. Використання гідродинамічних кавітаторів на борту автомобіля дозволить підтримувати стабільність сумішевих палив та підвищити ефективність їх використання.

NUMERICAL MODELLING OF PROCESS OF INFLUENCE WATER-FUEL EMULSION IN ONBOARD HYDRODYNAMICAL CAVITATOR

A.N. Avramenko

In article results of numerical modelling of processing water-fuel emulsion are submitted on the basis of diesel fuel and water with use hydrodynamic cavitation. The problem is solved in three-dimensional non-stationary production. At modelling process hydrodynamic cavitation, the biphasic stream - liquid and steam phases is considered. Use hydrodynamic activator onboard the automobile will allow to support stability fuels mix and will raise efficiency of their use.

А.П. Марченко, Омар А. Хамза, Али А. Хамза

ОЦЕНКА ИНВЕСТИЦИОННОЙ ПРИВЛЕКАТЕЛЬНОСТИ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ НА ОСНОВЕ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕМУ ЗАВОДУ

Выполнена оценка инвестиционной привлекательности энергосберегающих технологий на основе тепловых двигателей применительно к нефтеперерабатывающему заводу. Рассматривались два проекта. Проект А включал газотурбинный двигатель (ГТД) UGT-3000, а проект Б – ГТД TV3 – 117 и поршневой двигатель CAT G3516. Результаты технико-экономической оценки на основании чистой приведенной стоимости NPV показали, что экономически более привлекателен проект Б.

Введение и постановка проблемы

В процессе переработки нефти большое количество попутных нефтяных газов (ПНГ) сжигается в факелах и загрязняет окружающую среду. Эта проблема постоянно обсуждается на международных конференциях, проводимых под эгидой ООН и Всемирного банка. Ирак входит в пятерку стран, с наибольшим количеством сжигаемых в атмосфере

углеводородов (рис. 1). В апреле 2015 г. Генеральным секретарем ООН Пан Ги Мун и председателем Всемирного банка Джим Йонг Кимом была запущена инициатива “Zero Routine Flaring by 2030” по прекращению сжигания углеводородов в факелах до 2030 года. Эту инициативу поддержали правительства и нефтедобывающие компании по всему миру.

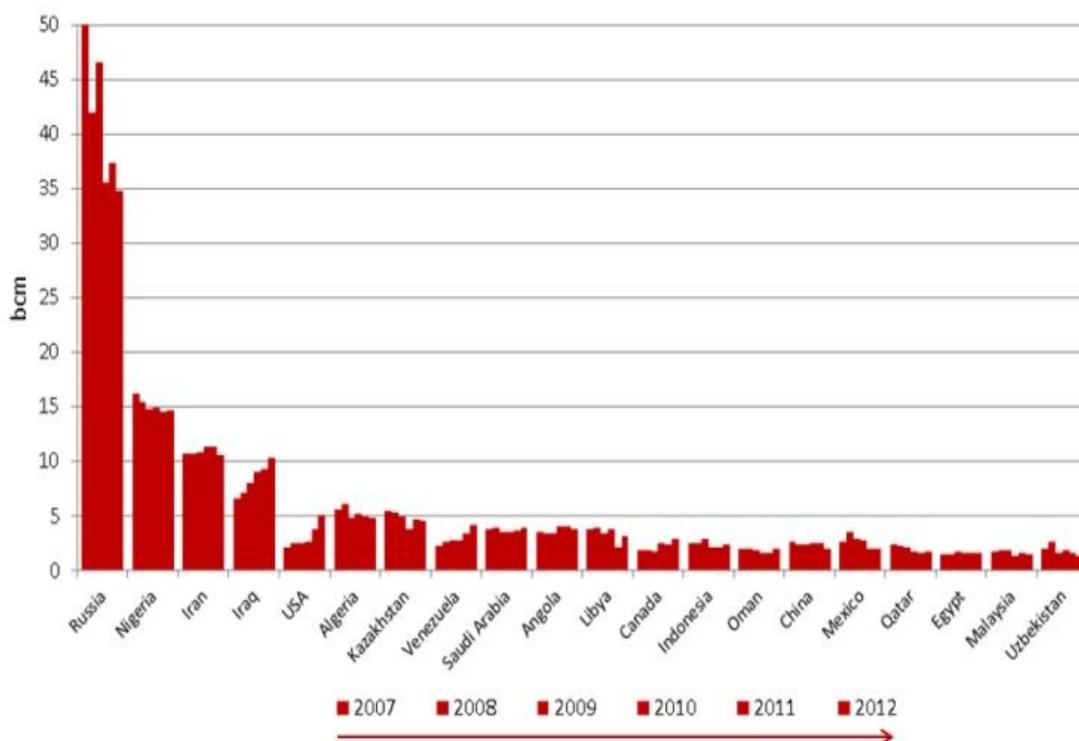


Рис. 1. Страны с наибольшим уровнем сжигания углеводородов в факелах [1]

Одним из наиболее рациональных путей решения представленной проблемы, на наш взгляд, является утилизация попутного газа в тепловых энергетических установках с получением на выходе электрической энергии, что очень актуально при отсутствии близкого доступа предприятий к электрическим сетям.

Утилизация теплоты попутного нефтяного газа позволяет не только снизить уровень загрязнения окружающей среды, но и дать дополнительный экономический эффект.

Максимально возможная прибыль от эксплуатации энергосберегающего оборудования напрямую связана с чистой приведенной стоимостью. Чистая приведенная стоимость рассчитывается [2, 3] с ис-

пользованием прогнозируемых денежных потоков, связанных с планируемыми инвестициями в проект энергосбережения на предприятии, по следующей формуле

$$NPV = \sum_{i=1}^N \frac{NCF_i}{(1+r)^i} - Inv,$$

где NCF_i - чистый денежный поток для i -го периода; Inv - начальные инвестиции; r - ставка дисконтирования (стоимость капитала, привлеченного для инвестиционного проекта).

При положительном значении NPV считается, что данное вложение капитала является эффективным. Однако, использование метода NPV невозможно без анализа технических характеристик энергосберегающего оборудования, что вызывает необходимость проведения такого анализа.

Анализ технических характеристик энергосберегающего оборудования

Существует несколько путей утилизации попутного нефтяного газа. Углеводороды, составляющие ПНГ, можно использовать в химическом

производстве, в производстве теплоты и электрической энергии. Из этих вариантов наибольшую привлекательность на нефтеперерабатывающем заводе представляет генерация электроэнергии. В настоящее время наибольшее распространение в качестве генераторов электроэнергии получили дизельгенераторы и турбогенераторы. Однако, термодинамические характеристики тепловых двигателей значительно зависят от температуры окружающей среды [4, 5]. Параметры окружающей среды в большой мере влияют на технико-экономические характеристики ГТД [4-7]. Сравнение альтернативных технических решений возможно на основании сопоставимости их начальных технических характеристик. Применительно к условиям эксплуатации на нефтеперерабатывающем заводе в качестве оборудования рекуперации бросовой теплоты можно рассматривать следующие варианты газотурбинных двигателей UGT-3000 и TV3-117. Данные по влиянию температуры окружающей среды на мощность газотурбинных двигателей UGT-3000 [6] и TV3-117 [7] представлены на рис. 2.

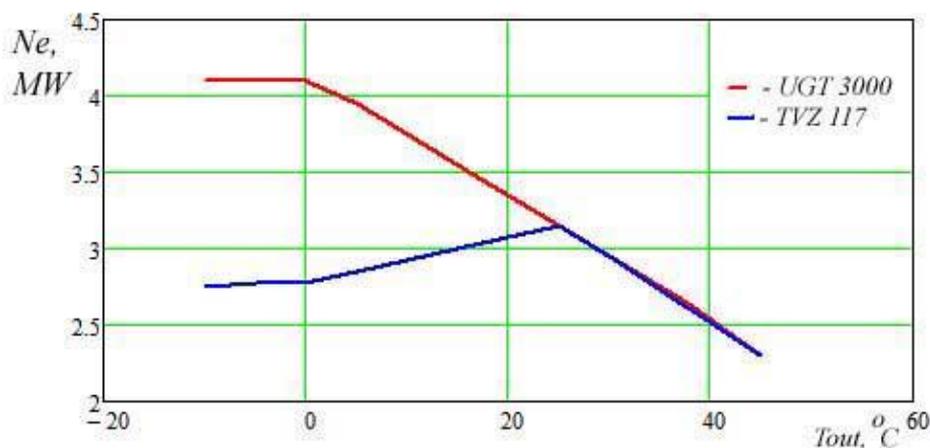


Рис. 2. Зависимость мощности газотурбинных двигателей UGT-3000 и TV3-117 от температуры наружного воздуха (T_{out})

Более 2/3 времени года на территории Ирака преобладает температура воздуха окружающей среды более 20°C. Это обуславливает целесообразность использования в технико-экономических расчетах технические характеристики оборудования при температурах наружного воздуха более 20 °C.

На основании приведенных выше данных газотурбинных двигателей UGT-3000 и ГТД TV3-117 нами рассмотрены два проекта энергосбережения на нефтеперерабатывающем заводе. Проект А включает энергоустановку на базе ГТД UGT-3000 (рис. 3), проект Б – на базе ГТД TV3-117 и, допол-

нительно, поршневого двигателя CAT G3516 (рис. 4) [8].

В качестве положительных сторон проекта можно принять экономические эффекты от: производства электричества для потребностей нефтеперерабатывающего завода, которое сохраняет денежные средства на плату за электроэнергию внешним поставщиком; производство добавочного электричества, которое может продаваться населению и экономического эффекта по защите окружающей среды из-за снижения эмиссии вредных продуктов в атмосферу.

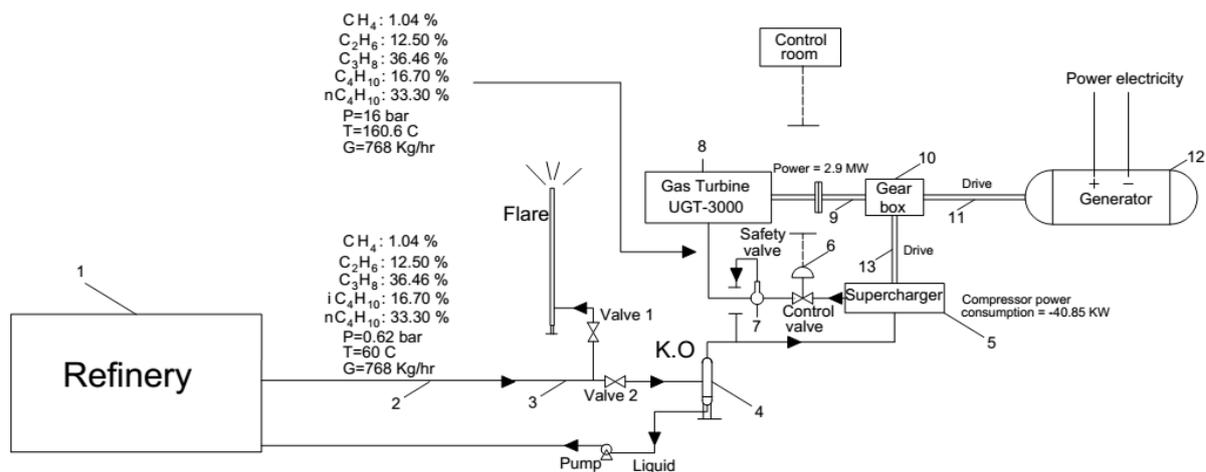


Рис. 3. Схема проекта А

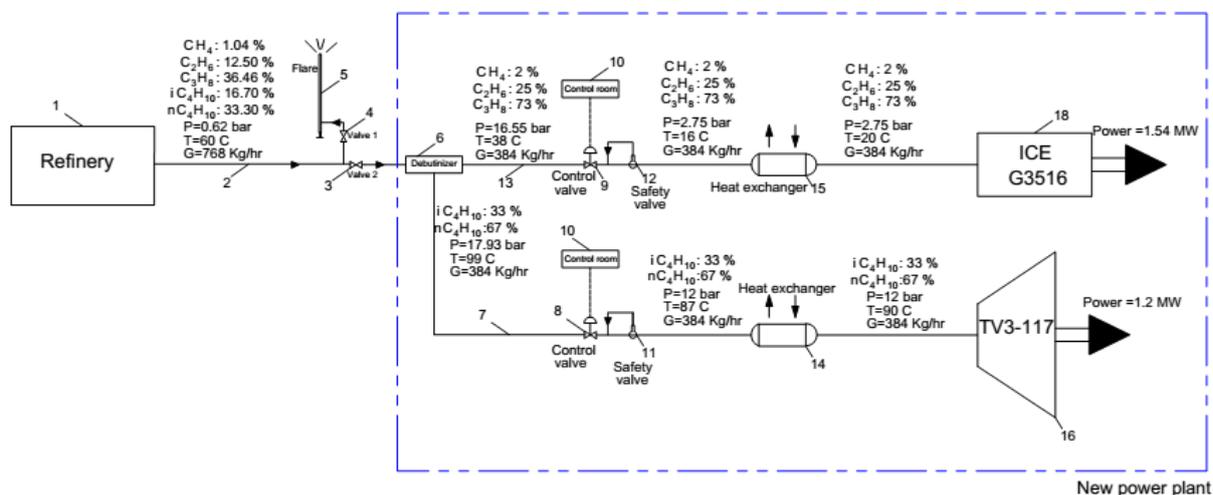


Рис. 4. Схема проекта Б

В соответствии с [2, 3] для проведения оценки инвестиционной привлекательности энергосберегающего оборудования на основе газотурбинного двигателя UGT-3000 (Проект А) и ГТД TV3-117 с поршневым двигателем САТ G3516 (Проект Б) рассматривались следующие составляющие финансовых затрат в проекте:

- первоначальные инвестиции или стоимость единицы;

- экономия на оплате за электроэнергию;
- продажа электроэнергии;
- поддержание расходов.

В расчетах экономической эффективности принят срок службы энергосберегающего оборудования 20 лет.

Результаты оценки инвестиционной привлекательности для обоих проектов представлены в табл. 1.

Таблица 1. Результаты расчетов инвестиционной привлекательности

Показатели	Проект А	Проект Б
NPV (Чистая приведенная стоимость)	\$1 964 434,69	\$2 843 009,55
DPB (Дисконтированный срок окупаемости)	6 лет и 1 месяц	3 лет и 8 месяцев
IRR (Внутренняя норма доходности)	21,00%	32,11%
MIRR (Модифицированная IRR)	12,24%	14,51%
PI (индекс рентабельности)	2,017	3,013

Таблица 1 показывает, что проект Б лучше проекта А и возврат вложенных инвестиций произойдет значительно быстрее (3 года и 8 месяцев против 6 лет и 1 месяца в проекте А).

Анализ чувствительности к температуре в двух проектах электростанций, показал, что этот фактор не является существенным для проекта Б, поскольку снижение NPV очень мало даже при

самой высокой возможной температуре (+ 45 °С весь год) [9]. Таким образом, анализ чувствительности показал наиболее влияющим фактором цену электроэнергии на рентабельности проекта. График NPV проектов, в зависимости от стоимости ставок капитала определяется как чистая приведенная стоимость профиля проекта [2]. Для рассматриваемых проектов этот параметр приведен на рис. 5.

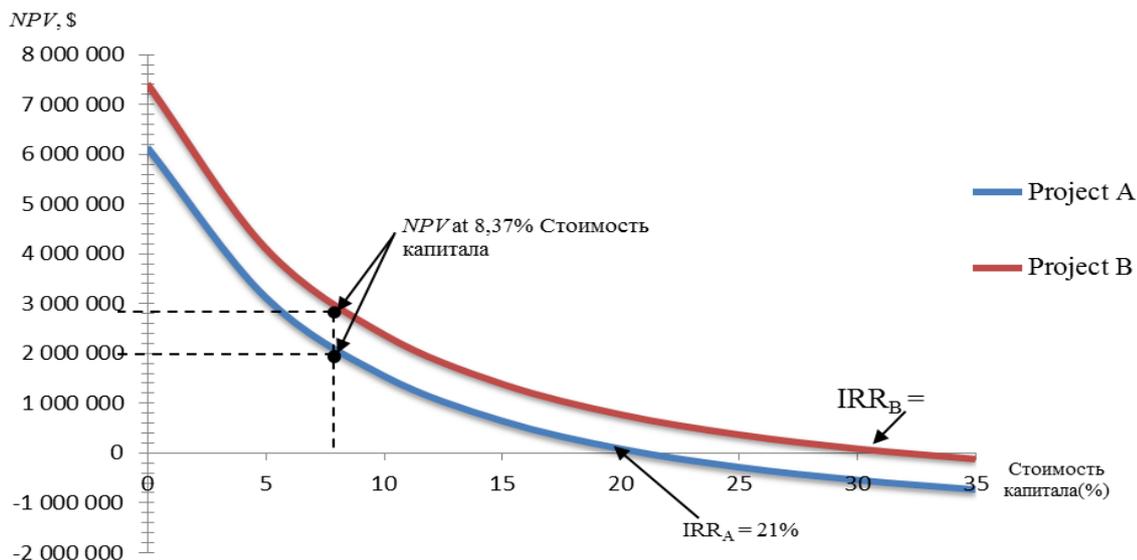


Рис. 5. Чистая приведенная стоимость для проектов А и Б

Заключение

В работе были рассмотрены два проекта энергосбережения на нефтеперерабатывающем заводе. Проект А (энергостановка на базе ГТД UGT-3000) и проект Б (на базе ГТД ТВ3-117 и поршневого двигателя САТ G3516). Проект Б оказался лучшим решением с точки зрения всех влияющих параметров. Его дисконтированный срок окупаемости составляет 3 года и 8 месяцев, внутренняя норма доходности составляет 32,11%, а MIRR равна 14,51%. Кроме того, каждый доллар, вложенный в проекте Б дает \$ 3,013 прибыли.

Анализ рисков проекта Б привел к выводу, что снижение цен на электроэнергию оказывает существенное негативное влияние на экономические показатели проекта.

Анализ чувствительности к температуре окружающей среды показал, что этот показатель не является существенным, так как даже при самой высокой возможной температуре (+ 45 °С весь год) КПС уменьшается только на 6% (\$ 173644,8).

Список литературы:

1. Инициатива по сокращению глобального сжигания газа на факелах [Электронный ресурс]: Группа органи-

заций Всемирного банка - электронные данные. - Режим доступа: <http://www.worldbank.org/en/programs/zero-routine-flaring-by-2030/brief/initiative-to-reduce-global-gas-flaring> (viewed on May 22, 2015). – Title from the screen. 2. Евтюхин Н.А., Результаты проведенного энергоаудита установок первичной переработки нефти Ново-Уфимского НПЗ, получающих масляные фракции [Текст]/ Н.А. Евтюхин, Е.В.Бурдыгина // Региональные проблемы энергосбережения и пути их решения: Тез. докл. VI Всерос. конф. – Нижний Новгород: НГТУ, 2002. – С. 20. 3. E.F. Brigham, J.F. Houston *Fundamentals of Financial Management* (13th edition) // South-Western Cengage Learning, 2013, 816 p. 4. Виленский П.Л. Оценка эффективности инвестиционных проектов. Теория и практика. 2-е изд., перераб. и доп [Текст]/ П.Л. Виленский, В.Н. Лившиц, С.А. Смоляк. - М.: Дело, 2002. — 888 с. 5. Carcedo S.F. *Influencia de la temperatura del aire en los parametros, de los motores ZIL-130* [Text] / S.F. Carcedo - Transporte y Viae de Comunicación, Habana, 1983, Vol. 3, No.3, p. 350-361. 6. Газотурбинный двигатель НК-16-18СТ. [Электронный ресурс] / Режим доступа: www.kmpro.ru/dl.php?id=223. 7. Двигун ТВ3-117ВМА-СБМ-1В-03 [Электронный ресурс]/- Режим доступа: <http://uos.ua/produksiya/aviakosmicheskaia-tehnika/90-dvigatel-tv3-117vma-sbm-1v-03/>. 8. Современные газотурбинные агрегаты. Том 1. Агрегаты производства предприятий Украины и России. [Электронный ресурс]/- Режим доступа: bib.convdocs.org/v11080/?download=1 9. Погода в Ираке. [Электронный ресурс]/- Режим доступа: <http://weather14days.com/Asia/Iraq/>

Bibliography (transliterated):

1. Initiative to reduce global gas flaring [electronic resource]: The World Bank Group [Initsiativa po sokrascheniyu globalnogo szhiganiya gaza na fakelah] - the electronic data. - Access mode: <http://www.worldbank.org/en/programs/zero-routine-flaring-by-2030/brief/initiative-to-reduce-global-gas-flaring> (viewed on May 22, 2015). – Title from the screen. 2. Yevryukhin N.A., Burdygina E.V. (2002) “The results of the energy audit units of primary oil refining Novo-Ufa Refinery receiving oil fractions” Regional problems of energy conservation and ways to solve them [“Rezultaty provedennogo energoaudita ustanovok pervichnoy pererabotki nefli Novo-Ufinskogo NPZ, poluchayuschih maslyanye fraktsii” Regionalnyye problemy energosberezheniya i puti ih resheniya] Abstracts VI All-Russian Conference - Nizhny Novgorod: Novosibirsk State Technical University, P. 20. 3. Brigham E.F., Houston J.F. (2013) “Fundamentals of Financial Management (13th edition)” South-Western Cengage Learning, , 816 p. 4. PL Vilenskii, VN Livshits, SA

Smolyak (2002) *Evaluating the effectiveness of investment projects. Theory and practice. 2nd edition [Otsenka effektivnosti investitsionnykh projektov. Teoriya i praktika.]* Moscow, “Delo” publishing, 888 p. 5. Carcedo S.F. (1983) “Influencia de la temperatura del aire en loa parámetros, de loa motores ZIL-130” *Transporte y Viae de Comunicación, Habana, Vol. 3, No. 3, pp. 350-361.* 6. A gas turbine engine NK-16-18ST. [Electronic resource] / Access: www.kmpo.ru/dl.php?id=223 7. Engine TV3-117VMA-SBM1V-03 [Electronic resource] / Access: <http://uos.ua/produksiya/aviakosmicheskaya-tehnika/90-dvigatel-tv3-117vma-sbm-1v-03/>. 8. Modern gas turbine Assemblies. Volume 1. Aggregates production enterprises of Ukraine and Russia. [Electronic resource] / - Access: bib.convdocs.org/v11080/?download=1 9. Weather in Iraq. [Electronic resource] / - Access: <http://weather14days.com/Asia/Iraq/>

Поступила в редакцію 07.06.2016

Марченко Андрей Петрович – доктор техн. наук, проф., проректор по научной работе Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua

Хамза Омар А. – аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: eng_omaradel@yahoo.com

Хамза Али А. – аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: alihitman2000@yahoo.com

ОЦІНКА ІНВЕСТИЦІЙНОЇ ПРИВАБЛИВОСТІ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ НА ОСНОВІ ТЕПЛОВИХ ДВИГУНІВ СТОСОВНО НАФТОПЕРЕРОБНОГО ЗАВОДУ

А.П. Марченко, Омар А. Хамза, Али А. Хамза

Виконано оцінку інвестиційної привабливості енергозберігаючих технологій на основі теплових двигунів стосовно нафтопереробного заводу. Розглядалися два проекти. Проект А включав газотурбінний двигун (ГТД) UGT-3000, а проект Б - ВМД TV3 - 117 і поршневий двигун CAT G3516. Результати техніко-економічної оцінки на підставі чистої приведеної вартості NPV показали, що економічно більш привабливий проект Б.

EVALUATION OF INVESTMENT ATTRACTIVENESS ENERGY SAVING TECHNOLOGY BASED ON HEAT ENGINES RELATION TO OIL REFINERIES

A.P. Marchenko, Omar A. Hamza, Ali A. Hamza

The estimation of investment appeal of energy saving technologies based on heat engines relation to the refinery. We considered two projects. The project included A gas turbine engine (GTE) UGT-3000, and the project B - GTD TV3 - 117 and piston engine CAT G3516. The results of technical and economic evaluation on the basis of net present value NPV showed that economically more attractive is project B.

А.Э. Хрулев, С.В. Грузинский, Ю.В. Кочуренко

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ ОБОРУДОВАНИЯ С ЦЕЛЮ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ ОБРАБОТКИ КЛАПАННЫХ СЕДЕЛ В ГОЛОВКАХ ЦИЛИНДРОВ ДВС

Приведен общий подход при выборе оборудования для обработки клапанных седел в головках цилиндров ДВС, в том числе, для мелкосерийного, опытного производства и ремонта. Выполнено численное моделирование напряженно-деформированного состояния шпиндельных узлов для различных конструктивных схем, заложенных в основу специализированных станков для обработки седел основных мировых производителей оборудования данного типа. По результатам моделирования установлены области применения различных типов станков в зависимости от размеров обрабатываемых седел, что позволяет дать практические рекомендации по выбору оборудования для решения конкретных производственных задач.

Постановка проблемы

Известно, что при производстве и ремонте ДВС возникает потребность в обработке седла клапана. От того, насколько точно выполнена обработка седла, зависит надежность и долговечность клапанного механизма и всего двигателя в целом.

Основная задача обработки седла в производстве и ремонте ДВС состоит в том, чтобы в результате обработки обеспечить строгую соосность рабочей фаски седла относительно отверстия направляющей втулки (есть и другие сопутствующие задачи – например, обеспечить заданную форму седла, но в данном исследовании они не рассматриваются). В соответствии с этим любое оборудование для обработки седел должно выполнять указанную задачу, и по тому, насколько точно тот или иной станок это делает, можно судить о его применимости и точности.

Вместе с тем, в мире выпускается очень широкий спектр станков для обработки седел, имеющих достаточно широкий диапазон конструктивных особенностей, оснащения и стоимости. В результате значительно затрудняется правильный выбор оборудования, что влечет за собой риск приобретения станков необоснованно дорогих и/или даже непригодных для выполнения тех или иных производственных задач.

Цель работы

Путем проведения расчетов напряженно-деформированного состояния конструктивных элементов станков для обработки седел методом конечных элементов установить эффективные критерии выбора конструктивной схемы оборудования, необходимого для достижения высокой точности и решения конкретной производственной задачи, а также технически обосновать область применения выбранного оборудования еще на этапе маркетингового исследования рынка.

Особенности геометрии узла сопряжения клапана с седлом

Известно, что основным геометрическим параметром седла клапана, помимо его профиля, является соосность рабочей фаски и отверстия направляющей втулки, поскольку эти поверхности сопрягаются с головкой и стержнем клапана соответственно. Любой производственный дефект или эксплуатационное повреждение, вызывающие появление несоосности седла и втулки, приводит к негерметичности посадки клапана в седле, ударным нагрузкам на детали, интенсивному изнашиванию, стуку или даже поломке клапана [3,4].

Для того, чтобы выявить некоторые особенности геометрии клапанного узла двигателя, необходимые для достижения цели настоящего исследования, следует ответить на вопрос, откуда в рассматриваемом сопряжении клапана с седлом возникает несоосность?

Несоосность возникает вследствие неизбежных погрешностей обработки поверхностей всех сопрягаемых деталей, которые нельзя выполнить абсолютно точно. Это целая "цепочка" поверхностей – от поверхности отверстия направляющей втулки клапана, запрессованной в головку цилиндра, до рабочей фаски седла, тоже запрессованного в головку. Поскольку в цепочке находятся 3 неподвижно соединяемые детали (направляющая втулка, головка и седло клапана), каждая из которых должна иметь соосные цилиндрические поверхности, при их соединении происходит своего рода мультипликация погрешностей. Причем так, что на "выходе", т.е. между крайними поверхностями (отверстие направляющей втулки и рабочая фаска вставного седла клапана), несоосность легко достигает таких чрезмерных значений, что приводит к неприлеганию клапана к седлу и негерметичности их сопряжения.

После длительной эксплуатации несоосность седла и втулки также может быть большой – за счет неравномерного износа всех сопряженных деталей, в том числе, седла, втулки, головки и

стержня клапана. Кроме того, при выполнении ремонта двигателя с заменой изношенной направляющей втулки отверстие в новой втулке, вследствие погрешностей ее изготовления, оказывается заведомо смещено относительно отверстия в старой втулке, что при наличии неравномерного износа седла может сделать исходную несоосность намного больше и, чем даже при производстве [3,4].

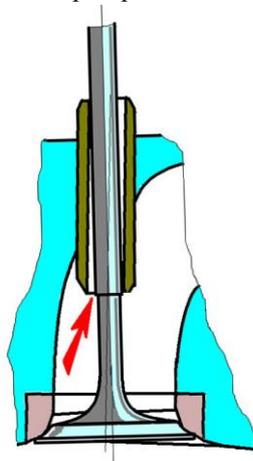


Рис.1. Несоосность рабочей фаски седла и отверстия направляющей втулки клапана вызывает перекос стержня клапана во втулке при посадке в седло

Несоосность двух цилиндрических поверхностей прямо не измерить, однако мерой несоосности является взаимное биение поверхностей – для его измерения существуют специальные приборы. Поэтому там, где речь идет о физическом смысле или процессе, ниже используется термин "несоосность", а там, где требуются количественные данные, – "взаимное биение".

Из ремонтной практики обработки клапанных седел ДВС различных типов [4] выявлено такое простое правило: после обработки (перед сборкой) в готовой головке цилиндра взаимное биение седла и отверстия направляющей втулки не должно быть больше определенной величины, которая зависит от рабочего зазора стержня клапана во втулке (рис.1). Что вполне объяснимо – чем больше зазор, тем больше возможностей у клапана самоустанавливаться на седле, перекашиваясь в направляющей втулке [4,6]. То есть, требуемая точность обработки является функцией рабочего зазора клапана во втулке.

Практика показывает, что при биении рабочей фаски седла относительно отверстия втулки, равном половине рабочего зазора клапана во втулке, само по себе такое биение (несоосность) мало влияет на герметичность и прочие параметры деталей и их сопряжения, в том числе, на изнашивание и долговечность. В результате при рабочих зазорах

0,04-0,06 мм нормально обработанное седло не должно иметь биения относительно отверстия направляющей втулки, большего 0,02-0,03 мм.

С увеличением биения сопряжение остается герметичным, однако за счет больших колебаний стержня во втулке при посадке клапана в седло ресурс сопряженных деталей уменьшается. Предельно или максимально допустимым следует признать биение, равное величине рабочего зазора (0,04-0,06 мм в указанном выше примере). В этом случае стержень клапана при посадке головки в седло перекашивается в направляющей втулке полностью "до упора", что уже заметно уменьшает долговечность узла в эксплуатации за счет ускорения процессов изнашивания деталей (рис.1).

Но даже такую невысокую точность невозможно обеспечить, если станок для обработки седел не умеет определять базовую поверхность – центрироваться в отверстии направляющей втулки, чтобы затем обработать от нее седло. Другими словами, любой станок для обработки седел должен вначале выполнить операцию центрирования инструмента по технологической базе – отверстию втулки, и лишь затем начинать обработку седла.

Отсюда сразу следует очевидный вывод: несмотря на старания различных специалистов-технологов, седло клапана в головках цилиндров современных многоклапанных двигателей не удастся обработать с заданной точностью на многих универсальных станках. Если такие станки не имеют никаких устройств для центрирования инструмента относительно направляющей втулки, то оказываются неспособными удовлетворить необходимым требованиям соосности даже на самом низком уровне точности.

Именно это и определяет эффективность применения для многих практических задач специализированных станков для обработки седел [5,6].

Конструктивные схемы станков для обработки седел

Очевидно, обработка седел клапанов в головках цилиндров является обязательной операцией в производстве и ремонте ДВС. Такая операция в общем случае может быть выполнена разными способами, в том числе, фрезерованием, шлифованием или точением (расточиванием) седла на специализированных станках. Ниже будет рассмотрена только операция точения седел (рис.2), как более распространенная в мелкосерийном, опытном производстве и ремонте.

При сравнении многих моделей станков разница между ними не очевидна, и, не имея подробной и достоверной технической информации, потребитель при выборе оснащения цеха нередко

ориентируется на малозначимые и/или субъективные факторы – цвета и качество окраски панелей и станин, богатство стандартной комплектации, советы друзей и др., упуская из виду наиболее важные свойства и параметры станков [6].



Рис.2. Точение седла резцом на типичном специализированном станке для обработки седел

Среди конструктивных схем станков данного типа следует выделить схему, которая может быть условно названа *жесткой*. Эта схема предусматривает жесткое крепление на шпинделе элементов режуще-центрирующей части – держателя с резцом и цилиндрическим направляющим пилотом, имеющим зазор в направляющей втулке (рис.3,4).

Другой схеме можно присвоить условное название *шарнирная*. В станках для обработки седел, выполненных по этой схеме, напротив, держатель резца соединен со шпинделем шарнирно с помощью так называемого *байонетного соединения*, а направляющий пилот, плотно сидящий в направляющей втулке клапана, установлен в держатель резца с малым зазором.

Помимо указанных наиболее важных отличий, выпускаемые различными производителями станки для обработки седел различаются по другим признакам. Так, находит применение обработка сразу всего седла профильным резцом и так называемая *точечная обработка*, когда резец формирует профиль седла, двигаясь перпендикулярно оси вращения шпинделя по заданной программе. Однако данные особенности менее существенны, чем конструктивная схема станка, и в данной работе не рассматриваются.

Применение разных конструктивных схем станков для обработки седел обусловлено необходимостью обеспечить центрирование инструмента

по отверстию направляющей втулки – разные способы центрирования дают разную сложность и разную стоимость оборудования. Это и приводит к трудностям с выбором оборудования для конкретных производственных задач.



Рис.3. Элементы режуще-центрирующей части станков различных схем: слева – держатели с шарниром, профильным резцом и пилотом, в центре – модернизированный байонетный шарнир с ограничителем (шарнирная схема), справа – держатели с резцом и пилотом (жесткая схема)

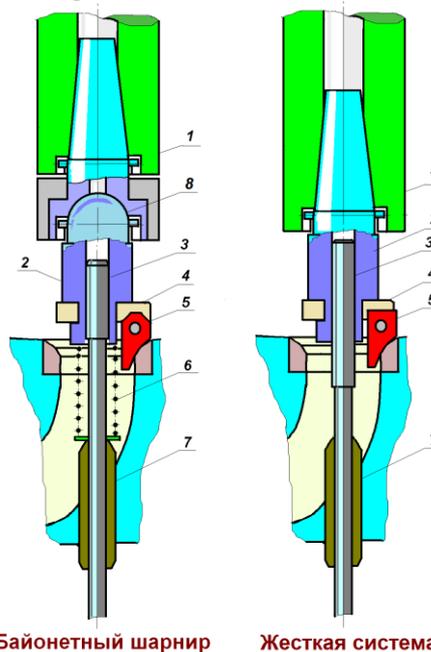


Рис.4. Схема сопряжения элементов режуще-центрирующей части станков различных схем: 1-шпиндель, 2- держатель, 3- пилот, 4- держатель резца, 5- профильный резец, 6- пружина, 7- направляющая втулка, 8- байонетный шарнир

Центрирование инструмента как главная особенность станков для обработки седел

Действительно, в рассматриваемых схемах станков – жесткой и шарнирной, операция центри-

рования выполняется принципиально разными способами.

В шарнирной схеме на направляющий пилот, вставленный в направляющую втулку (иногда его делают слабоконическим, чтобы плотнее была его посадка во втулке), устанавливают держатель с резцом. Фактически тем самым происходит идеальное и очень точное центрирование резца относительно направляющей втулки. Далее сверху на шар держателя опускается шпиндель, который своей сферой соединяется с шаром на держателе (рис.4). Получившийся шаровой шарнир (его называют *байонетным*) обеспечивает привод держателя с резцом от шпинделя, причем, чтобы на держатель не действовали перекашивающие силы от шпинделя, применяется специальная процедура предварительного выравнивания шпинделя с помощью передвижения рабочей бабки по станине на плоской воздушной подушке, шарнирного механизма пиноли шпинделя и уровнемера для ручной регулировки наклона шпинделя по оси направляющей втулки.

Совершенно очевидно, что в жесткой схеме, где все детали – пилот, держатель, резец, шпиндель, соединены жестко, такой способ центрирования невозможен. Здесь в большинстве случаев применяется другой способ – с помощью воздушных подушек (рис.5). Так, воздушную подушку имеет и рабочая бабка (плоскую), и шаровой шарнир пиноли шпинделя (сферическую). Тогда при активации двух подушек сразу – и плоской, и сферической, ввод пилота в отверстие направляющей втулки обеспечивает центрирование пилота (и всего шпинделя) по этому отверстию.

Это наиболее простая схема, которая в течение ряда лет периодически подвергается различным усовершенствованиям. Так, иногда пиноль ставят на собственную воздушную подушку на рабочей бабке, что несколько увеличивает точность центрирования. Некоторые производители применяют жесткую схему с центрированием вообще без воздушных подушек пиноли – с помощью специальной системы, где направляющий пилот является одновременно и чувствительным элементом, с помощью которого система ЧПУ находит ось отверстия направляющей втулки.

Несмотря на то, что модернизированные конструкции системы центрирования точнее простой схемы с двумя воздушными подушками, они менее надежны и долговечны, при этом разновидности жесткой схемы принципиально ничем не отличаются от простой схемы, поскольку соединение всех элементов в ней остается жестким. Вместе с тем, усложнение станка влечет за собой его неизбежное удорожание, что связано, главным образом, именно

с особенностями системы центрирования, а не системы обработки (точения), которая даже на станках разных схем может быть практически одинаковой.

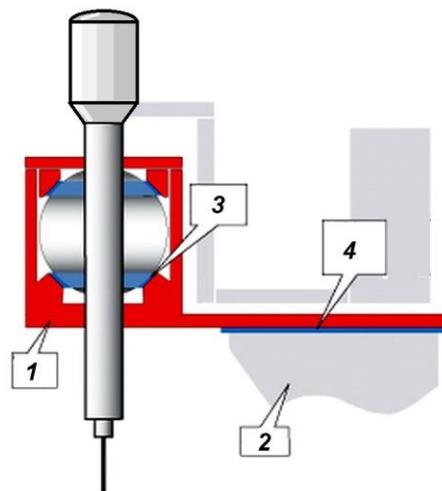


Рис.5. Схема центрирования инструмента в жесткой системе:

1- рабочая бабка, 2- станина, 3- сферическая воздушная подушка шпинделя, 4- плоская воздушная подушка рабочей бабки

Именно эти особенности системы центрирования разных станков и создают сложности выбора для потребителя. Поэтому, чтобы определить эффективные критерии выбора оборудования, необходимо более подробно рассмотреть обработку седла, которая является следующей после центрирования операцией и производится после зажатия всех подвижных элементов станка – шарниров, бабок, пинолей, с помощью специальных пневматических, гидравлических и/или механических зажимов.

Особенности технологического процесса обработки седла в головке цилиндров

При обработке седла клапана точением на специализированном станке (как вообще при точении на любом другом станке) резец имеет свойство отжиматься от обрабатываемой поверхности, причем тем больше, чем выше поверхностная твердость седла и больше припуск.

Способность технологической системы "станок-приспособление-инструмент-деталь" [1,2] оказывать сопротивление действию деформирующих ее сил, как известно, называется *жесткостью*. Недостаточная жесткость системы является причиной смещения (отжатия) элементов системы под действием усилий резания и появлению погрешности обработки.

Станок, у которого жесткость выше, а отжатие резца меньше, обработает седло точнее – форма обрабатываемой поверхности седла и его соосность

относительно базовой (отверстие направляющей втулки) будут лучше. Напротив, станок с низкой жесткостью и увеличенным отжатием резца при обработке седла, исходно несоосного с направляющей втулкой, не сможет полностью устранить эту несоосность – при росте силы резания резец будет легко отжат от обрабатываемой поверхности.

Количественной характеристикой жесткости является отношение значения деформирующей силы к перемещению, вызванному действием этой силы [2]:

$$j = \frac{P}{y},$$

где P – усилие деформирования, Н; y – деформация, возникающая от действия приложенного усилия, мм.

Величина, обратная жесткости, называется *податливостью*:

$$W = \frac{y}{P} = \frac{1}{j}.$$

Податливость – это величина *отжатия* элемента от исходного (ненагруженного) положения, вызываемое силой, равной единице. Очевидно, чем более податлива система, тем большую следует ожидать в ней погрешность обработки, вызывающую как размерные изменения, так и погрешности формы готовой детали.

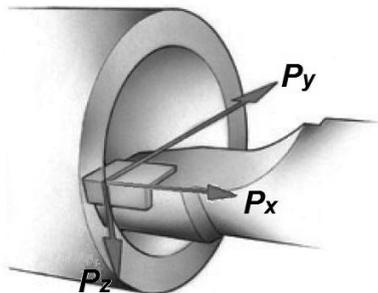


Рис.6. Составляющие усилия резания при растачивании

Рассмотрим схему растачивания отверстия резцом (рис.6). На резец действуют 3 составляющих усилия резания – осевая P_x , действующая вдоль оси отверстия, нормальная P_y , действующая перпендикулярно, и касательная P_z .

Наибольшую величину при растачивании имеет составляющая P_z (определяющая крутящий момент привода шпинделя), но, как известно [2], наибольшее действие на отжатие резца от обрабатываемой поверхности оказывает составляющая P_y , а при обработке фаски седла – еще и P_x .

Задача определения жесткости или податливости отдельно взятой технологической системы достаточно сложна, поскольку в системе действует

значительное количество факторов [1,2], и даже если попытаться решить задачу с учетом максимального числа всех таких факторов, может остаться непонятным, о чем говорит полученный результат – полученное значение жесткости и податливости или является хорошим или плохим для реального технологического процесса?

Можно предположить, что именно по этой причине на практике в некоторых областях техники традиционно находят применение металлорежущие станки, выполненные на базе различных конструктивных схем, однако любое сравнение их точности или других параметров остается чисто субъективным до тех пор, пока каждый из этих типов станков рассматривается отдельно и без количественного сравнения с аналогами.

Такой подход можно условно назвать *прямым* (или абсолютным), он может быть полезен при проектировании нового оборудования. Однако для практических производственных задач подбора оборудования из известных моделей он малоприменим вследствие сложности.



Рис.7. Седла клапанов, обработанные 3-угловым профильным резцом - такой способ обработки применяется в обеих рассматриваемых схемах

В данном исследовании использован другой подход, который условно можно назвать *сравнительным*. Если представить, что какие-либо два металлорежущих станка выполняют одинаковую операцию на одинаковой заготовке, имея при этом еще и одинаковый инструмент (рис.7), то многими факторами можно в первом приближении пренебречь, поскольку они действуют практически одинаково, и существенно упростить задачу сравнения оборудования без выполнения сложных исследований.

В соответствии с этим предполагается, что для сравнения различных станков, выполняющих одинаковую операцию, необязательно углубляться в их детальное устройство и особенности эксплуата-

ции – возможно, надо просто по определенной методике сравнить жесткость (податливость) этих станков, чтобы выбрать лучший из них.

Расчет напряженно-деформированного состояния шпиндельной части станка для обработки седел

Итак, необходимо рассчитать жесткость системы "шпиндель-пилот", т.е. способность такой системы противостоять отжатию резца от поверхности седла в процессе обработки в двух указанных схемах – жесткой и шарнирной. Очевидно, чем эта жесткость выше, тем меньше отжатие резца и тем выше следует ожидать точность обработки. При этом, что не менее важно – чем меньше деформация (податливость) системы, тем более точно резец будет обеспечивать форму и соосность седла относительно втулки.

Чтобы выполнить такое сравнительное исследование, надо шпиндели обеих систем нагрузить в месте крепления резца одной и той же (единичной) поперечной силой и определить, насколько они деформируются. Именно с целью поставить обе схемы в одинаковые условия целесообразно при исследовании принять одинаковые шпиндели, одинаковые пилоты, одинаковую геометрию, кроме одного – у шарнирной схемы в месте соединения держателя инструмента со шпинделем расположен шарнир, а у жесткой его нет.

Для расчётов напряжённо-деформированного состояния деталей требуется так называемая *твердотельная модель*, которая составлена с учетом сделанных ниже допущений и упрощений и представляет собой зажатый в пиноли шпиндель с держателем и пилотом, вставленным свободно в направляющую втулку. Для того, чтобы можно было сравнить какие-то конкретные станки, выполняющие одну и ту же операцию, были сделаны некоторые допущения:

1) поскольку наибольшее влияние на податливость оказывает нормальная составляющая P_y , допускается, что именно такая сила и действует на резец в направлении, перпендикулярном оси растачиваемого седла,

2) эта сила одинакова для всех станков и является аналогом единичной силы, прочими составляющими усилия резания пренебрегается,

3) седло, направляющая втулка, шпиндели станков и инструмент одинаковы, деформацию седла по сравнению с деформацией шпиндельной системы станка полагаем пренебрежимо малой.

Другие особенности задачи, которые необходимо учитывать для достижения решения, связаны с некоторыми дополнительными допущениями и упрощениями. Так, для простоты было принято,

что в подвижных соединениях типа "пилот-втулка" скольжение есть, а происходит без зазора. Условие беззазорности обязательно, иначе на результаты расчетов повлияют зазоры (а они являются вредным фактором в данном технологическом процессе и их устранение составляют задачу отдельного исследования).

Шпиндель был взят полый, диаметром 80 мм и стенкой 7 мм, а на высоте от резца 250 мм у жесткой и 120 мм у шарнирной схемы он вставлен в неподвижную втулку (пиноль). Принципиальной разницы, где расположена пиноль, нет, но выбранные размеры ориентировочно характерны для выполненных конструкций станков [6].

В расчетах шпиндели были нагружены одинаковой и постоянной по времени поперечной силой (точечной нагрузкой) в 100 Н. В целом можно было выбрать любое другое значение силы, но важно, чтобы она была одинаковой для обеих схем. Место приложения силы – нижний край держателя инструмента, примерно там и расположен резец в выполненных конструкциях (рис.3,4).

Направляющие пилоты в направляющей втулке имели скользящую (но беззазорную) посадку, как и в реальных конструкциях (вариации шарнирной схемы, где пилот зажат в направляющей втулке и скользит в держателе, не оказывают влияние на результат).

Высота седла от направляющей втулки также принята одинаковой и равной 35 мм. Кроме того, пиноль, седло и направляющая втулка полагались в расчетах недеформируемыми, шпиндель – зажатым неподвижно в пиноли, а коэффициенты трения соответствовали скольжению стальных гладких поверхностей в присутствии смазки. Такие граничные условия, возможно, вносят некоторую погрешность в расчеты абсолютных значений жесткости и податливости, но существенно упрощают задачу и практически не влияют на результаты сравнения жесткости (податливости) разных конструктивных схем.

Далее было выполнено конечно-элементное моделирование обеих конструктивных схем станков с целью определения напряженно-деформированного состояния шпиндельного узла, при этом для расчетов использовался популярный программный комплекс ANSYS [8,9].

Принятая твердотельная модель разбивалась на элементы конечно-элементной сетки с помощью специальных алгоритмов с использованием встроенного в программу сеткоразбивателя (порядка 40 тысяч элементов для каждой модели), в результате чего была создана математическая модель каждого шпинделя (рис.8).

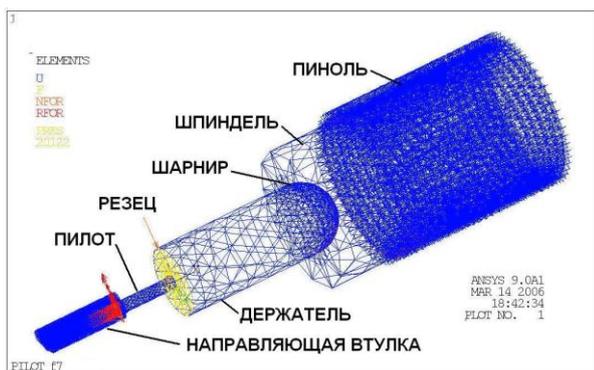


Рис.8. Расчетная схема (математическая модель) шпиндельной системы шарнирного типа

Далее, после отладки всех процессов, был проведен сам вычислительный эксперимент, в процессе которого было получено решение – напряженно-деформированное состояние элементов конструкции станков обеих схем, а именно, шпинделя и направляющего пилота.

Сравнение жесткости (податливости) различных конструктивных схем станков

Результаты моделирования деформации шпинделей в обоих конструктивных схемах представлены в виде так называемых *контурных диаграмм*, при этом масштаб деформаций для большей наглядности (лучшей визуализации деформаций) выбран 2000:1 в обоих случаях.

На диаграммах также хорошо видно, что при диаметре пилота 7 мм податливость (отжатие резца) в жесткой схеме без шарнира (0,0033мм) примерно в четыре с половиной раза меньше, чем податливость в схеме с шаровым шарниром (0,0149мм).

Физический смысл разницы (рис.9) объясняется тем, что в жесткой схеме жесткость во многом обеспечивается толстым шпинделем, а в шарнирной схеме, в основном, тонким пилотом.



Рис.9. Сравнение напряженно-деформированного состояния шпиндельных систем при диаметре пилота 7 мм (масштаб деформаций 2000:1) показывает увеличенную в 4,5 раза податливость шарнирной схемы

Очевидно, тонкий пилот не может противостоять усилию от резца так, как это делает мощный шпиндель. В результате жесткая система воспринимает боковую нагрузку (нормальную силу) шпинделем с небольшой степенью опоры на пилот – шпиндель в жесткой схеме работает как балка, имеющая жесткую заделку с одной стороны с опорой на тонкий пилот с другой (рис.10).

У шарнирной схемы шарнир практически полностью развязывает держатель от шпинделя. Тогда какой бы ни был шпиндель мощный, и где бы он ни был закреплен, держатель с резцом, опертый, с одной стороны, на шарнир, а с другой – на тонкий пилот, при боковой нагрузке просто повернется в шарнире, резко загрузив и деформировав пилот. В таком случае шпиндель останется практически ненагруженным, в то время как нагрузки на пилот (и его деформации) резко возрастут. Такая особенность конструкции при диаметре пилота 7 мм и привела к такой значительной разнице деформации в зоне расположения резца по сравнению с жесткой схемой.

Исследование областей применения различных конструктивных схем станков

Учитывая найденный характер и причины деформаций, необходимо рассмотреть, что будет происходить при уменьшении и увеличении диаметра пилота (стержня клапана).

Очевидно, при уменьшении диаметра пилота разница в жесткости конструкций может еще больше увеличиться. К примеру, некоторые производители декларируют отличную работу своих станков до размера пилота в 4 мм. Такое утверждение теперь может быть легко проверено с помощью моделирования.

Действительно, если перейти к модели с уменьшенным до 4 мм диаметром пилота, то в жесткой схеме можно видеть вполне обнадеживающую картину – деформации изменились очень незначительно, они выросли всего лишь на 15% – с 3,3 мкм (рис.9) до 3,8 мкм.

Этот результат говорит об универсальности жесткой схемы, т.е. пригодности ее для любых размеров клапанов и седел, и полностью подтверждает первоначальные предположения о том, что в жесткой схеме жесткость задает мощный шпиндель, а пилот играет лишь вспомогательную роль.

Совершенно обратная картина обнаружилась в шарнирной схеме. Поскольку здесь вся жесткость оказалась сосредоточена в самом пилоте, при уменьшении его диаметра с 7 мм до 4 мм деформации от заданной боковой нагрузки возросли с 0,0149 мм до 0,117 мм, т.е. в почти в 8 раз. В итоге разница в податливости (жесткости) шарнирной и жесткой схем выросла еще более чем в пять раз и достигла 30.



Рис.10. Жесткая шпиндельная система (слева) и характер ее деформации (справа)

Такая значительная деформация (податливость) свидетельствуют о фактической неэффективности применения шарнирных шпиндельных систем для обработки седел головок цилиндров с малым диаметром стержня клапана. Данную особенность шарнирной схемы можно проиллюстрировать так: при исходной несоосности седла и резца усилие резания по окружности вращения резца будет циклически изменяться, в результате чего чрезмерная податливость схемы может привести к невозможности исправить несоосность и другие дефекты седла.

В результате резец в станке шарнирного типа будет преимущественно выглаживать седла, а устранение несоосности рабочей фаски седла относительно направляющей втулки и исправление погрешности предварительной обработки седла при производстве или неравномерного износа при ремонте станут возможными, главным образом, лишь путем длительной обработки.

Однако при увеличении диаметра пилота разница в жесткости (податливости) схем быстро уменьшается, и при диаметре стержня клапана свыше 9-10 мм практически становится незначительной (рис.11). Это означает, что в области больших диаметров стержня клапана (а это большие и/или старые двигатели) шарнирные шпиндельные системы вполне работоспособны и могут выполнять необходимые производственные и/или ремонтные задачи (рис.12).

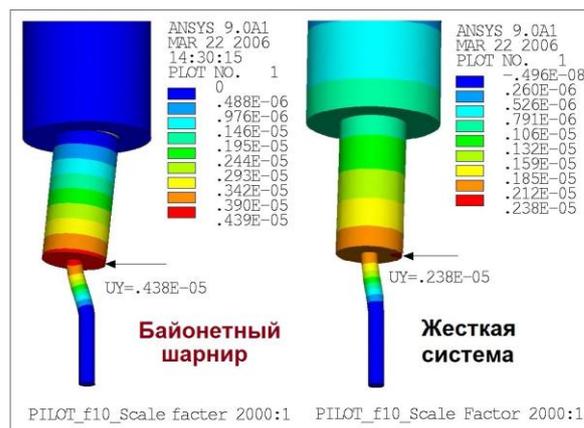


Рис.11. При диаметре пилота 10 мм и более разница в жесткости (податливости) шпиндельных систем становится незначительной

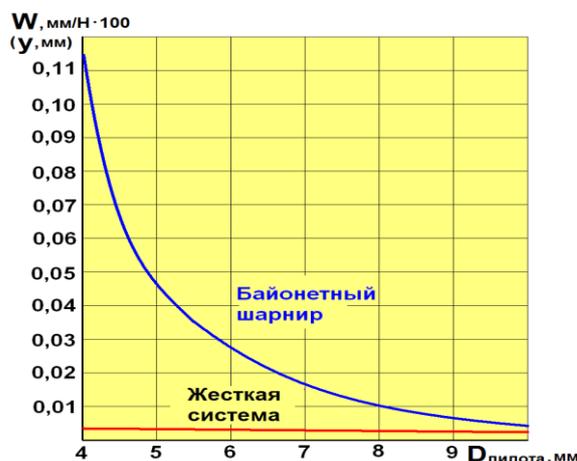


Рис.12. Сравнение податливости шпиндельной системы от диаметра пилота (стержня клапана) для различных конструктивных схем станков для обработки седел позволяет четко установить область их применения

Заключение

Выполненное исследование известных конструктивных схем станков для обработки седел в головках цилиндров ДВС – жесткой и шарнирной, показывает, что чем меньше диаметр направляющего пилота (стержня клапана), тем больше шарнирная схема станка уступает жесткой схеме. Согласно результатам моделирования напряженно-деформированного состояния шпиндельной системы, жесткая конструктивная схема обладает одинаково высокой жесткостью и точностью во всем диапазоне размеров клапанов и седел. Напротив, шарнирная схема фактически оказывается малоэффективной для обработки седел клапанов у двигателей с малым диаметром стержня клапана (менее 7 мм) и может эффективно применяться только при

больших диаметрах стержня клапана, 9-10 мм и более.

Полученный результат определяет области применения станков данного типа: станки жесткой схемы обладают универсальностью во всем диапазоне областей возможного применения, в то время как станки шарнирной схемы целесообразно применять для обработки седел клапанов у больших дизелей, а также старых двигателей, выпущенных 20-40 и более лет назад.

Список литературы:

1. Проников А.С., Борисов Е.И., Бушуев В.В. и др. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Том 2, часть 1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков [Текст]. Справочник-учебник. В 3-х томах / Под. общ. ред. А.С.Проникова. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана: Машиностроение, 1995. - 371 с. 2. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков [Текст] / Д.Н.Решетов, В.Т.Портман. - М.: Машиностроение, 1986. - 336 с. 3. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей [Текст] / А.Э.Хрулев. - М.: Изд-во "За Рулем", 1998. - 480 с. 4. Петрищев И., Хрулев А. Ремонт головок блока цилиндров: цена несоосности, ч.1 [Текст] / И.Петрищев, А.Хрулев // Автомобиль и сервис. - 2005. - №12. - С. 16-21. 5. Хрулев А., Петрищев И. Мнение все то же [Текст] / А.Хрулев, И.Петрищев // Правильный автосервис. - 2006. - №12. - С.42-45. 6. Хрулев А., Петрищев И., Грузинский С. "Пластиковые" станки или Насколько серьезен вопрос выбора станочного оборудования [Текст] / А.Хрулев, И.Петрищев, С.Грузинский // Автомобиль и

сервис. - 2008. - №12. - С. 10-13. Сегерлинг Л. Применение метода конечных элементов [Текст] / Л.Сегерлинг. - М.: "Мир", 1979. - 392 с. 8. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах [Текст] / Под общей редакцией Д.Г.Красковского. - М.: Изд-во "КомпьютерПресс", 2002. - 224 с. 9. ANSYS. Theory Reference. Release 5.6 / Edited by Peter Kohnke, Ph.D. - ANSYS, Inc., Southpointe 275 Technology Drive, Canonsburg, PA 15317, 1999. - 1286 p.

Bibliography (transliterated):

1. Pronikov, A.S., Borisov, E.I., Bushuev, V.V. (1995), Designing of Machine Tools and Machine Tool Systems. Volume 2, Part 1: Calculation and Designing of Machine Units and Elements. Handbook-Tutorial [Proektirovanie metallorejuschikh stankov i stanochykh system. Tom 2, chast 1. Raschet i konstruirovaniye uzlov i elementov stankov. Spravochnik-uchebnik], MGTU im. N.E.Baumana, Mashinostroenie, Moscow, 371 p. 2. Reshetov, D.N., Portman, V.T. (1986) Precision of cutting machines [Tochnost metallorejuschikh stankov], Mashinostroenie, Moscow, 336 p. 3. Khrulev, A.E. (1998), Repair of foreign cars engines [Remont dvigatelei zarubejnykh avtomobilei], Izdatelstvo Za Rulem, Moscow, 480 p. 4. Petrishev, I., Khrulev, A. (2005), Cylinder heads repair: price of misalignment, Part 1 [Remont головок блока цилиндров: цена несоосности, chast 1], Avtomobil i service, No.12, pp. 16-21. 5. Khrulev, A., Petrishev, I. (2006), Opinion remains the same [Mnenie vse to je], Pravilnyi avtoservice, No.12, pp. 42-45. 6. Khrulev, A., Petrishev, I., Gruzinskiy, S. (2008), "Plasticine" machines or How serious is a matter of choosing of the machine tools ["Plastilinovie" stanki ili Naskolko seriozen vopros vibora stanochnogo oborudovaniya?], Avtomobil i service, No.12, pp. 10-13. 7. Segerling, L. (1979), Applied Finite Element Analysis [Primenenie metoda konechnikh elementov], Mir, Moscow, 392 p. 8. Basov, K.A. (2002), ANSYS in Examples and Tasks [ANSYS v primerakh i zadachakh], ComputerPress, Moscow, 224 p. 9. ANSYS. Theory Reference. Release 5.6 / Edited by Peter Kohnke, Ph.D. - ANSYS, Inc., Southpointe 275 Technology Drive, Canonsburg, PA 15317, 1999. - 1286 p.

Поступила в редакцию 01.06.2016 г.

Хрулев Александр Эдуардович - канд. техн. наук, ст. науч. сотрудник, руководитель Бюро моторной экспертизы Специализированного моторного центра "АБ-Инжиниринг", член Палаты судебных экспертов, Москва, РФ, email: ab@ab-engine.ru.

Грузинский Семен Вячеславович - инженер-конструктор Специализированного моторного центра "АБ-Инжиниринг", Москва, РФ, email: abconst-net@mail.ru.

Кочуренко Юрий Вильевич - руководитель Центра механической обработки "АБ-Инжиниринг", Одесса, Украина, email: osuma@mail.ru.

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ І ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ ОБЛАДНАННЯ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ОБРОБКИ КЛАПАННИХ СІДЕЛ У ГОЛОВКАХ ЦИЛІНДРІВ ДВЗ

А.Е. Хрулев, С.В. Грузинський, Ю.В. Кочуренко

Наведено загальний підхід при виборі обладнання для обробки клапанних сідел у головках циліндрів ДВЗ, у тому числі, для дрібносерійного, дослідного виробництва та ремонту. Виконано чисельне моделювання напружено-деформованого стану шпиндельних вузлів для різних конструктивних схем, закладених в основу спеціалізованих верстатів для обробки сідел основних світових виробників обладнання даного типу. За результатами моделювання встановлені області застосування різних типів верстатів залежно від розмірів оброблюваних сідел, що дозволяє дати практичні рекомендації щодо вибору обладнання для вирішення конкретних виробничих завдань.

APPLICATION OF NUMERICAL SIMULATION AND COMPARATIVE ANALYSIS OF THE MACHINE ARRANGEMENTS TO INCREASING THE ACCURACY OF ICE CYLINDER HEAD VALVE SEATS MACHINING

A.E. Khrulev, S.V. Gruzinskiy, Y.V. Kochurenko

The article provides a general approach to choosing equipment for machining cylinder head valve seats of ICE including short-run, experimental manufacturing and repair. The authors have carried out numerical simulation of stress-strain state of spindle units for various machine arrangements put in the base of specialized machines for valve seats machining manufactured by the main world brands of this equipment type. The results of simulation aid in determining the fields of application for different types of machines depending on the sizes of seats to be machined, which allows giving practical recommendations regarding the choice of equipment for solving specific production tasks.

Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, Т.П. Белоусова

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ ПОДХОДОВ К ПРОБЛЕМЕ СОЗДАНИЯ СУДОВЫХ МАЛОБОРОТНЫХ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Отмечаемое последние годы повышение цен на нефтяное топливо и ужесточение экологических требований, заставили производителей судовых малооборотных двигателей сосредоточить свои усилия на разработке газодизельных двигателей на базе уже существующих моделей судовых дизелей. При этом наметилось два принципиально различных подхода к решению данной проблемы. Фирмой MAN создана и прошла успешные испытания система с прямой подачей газа в камеру сгорания под высоким давлением. Альтернативный подход с подачей газа в рабочее пространство двигателя под низким давлением разработала фирма Wärtsilä. Анализу этих подходов посвящена данная статья.

Введение

Постоянный рост цен на нефть и топлива, получаемые из нее, а также ужесточение требований, связанных с экологическими показателями судовых двигателей, заставляют все большее число производителей искать альтернативные решения, связанные как с поиском новых топлив, так и способов их использования в судовых дизелях [1].

В качестве наиболее перспективных топлив, позволяющих одновременно снизить и стоимость перевозок, и количество вредных выбросов, являются газовые топлива различного происхождения.

Наиболее перспективным газовым топливом (ГТ) сегодня считается природный газ.

Применение природного газа позволяет существенно сократить количество вредных выбросов в сравнении с топливами нефтяного происхождения – полностью исключить выбросы серы, кардинально (на 90 %) снизить выбросы оксидов азота (NO_x) и существенно (на 30 %) снизить выбросы твердых частиц и диоксида углерода (CO₂) [2]. К другим преимуществам ГТ можно отнести отсутствие жидких фракций, что исключает разжижение масла в зоне работы поршневых колец, а практически полное отсутствие зольности приводит к улучшению условий смазки и повышению срока службы циркуляционного масла. В результате ресурс двигателей, работающих на газе, может быть увеличен в 1,3...1,5 раза, во столько же снижены затраты на обслуживание и ремонт.

Первоначально вопрос использования природного газа в качестве моторного топлива на флоте встал для судов-газовозов. Накопление опыта их эксплуатации позволило расширить область применения ГТ в двигателях судов других типов. Сегодня использование сжиженного природного газа рассматривается как перспективное направление для судов – контейнеровозов, пассажирских, автобусов, паромов и т.д. [2, 3].

Специфические условия работы судов наложили свои отпечатки на развитие топливных систем судовых двигателей, работающих на газе. В первую очередь это связано с необходимостью сохранить возможность работы двигателя на жидких

топливах, которая возникает всякий раз, когда судно движется в балласте. Кроме того, в зависимости от вида груза, условий плавания и времени, состав газов, используемых в СЭУ, может существенно изменяться. Топливная система должна адекватно реагировать на такие изменения и обеспечивать работу двигателей на номинальных режимах.

Исходя из этого, основная масса судовых двигателей создается сегодня двухтопливными (dual-fuel (DF)), то есть способными работать на газовом, жидком топливе или на обоих топливах сразу в различных пропорциях [1-7].

К организации рабочего процесса в DF-двигателях при работе на газе существует два принципиально различных подхода – использование внешнего и внутреннего смесеобразования. При этом в обоих случаях воспламенение газозооушной смеси осуществляется от электрической искры или небольшой порции жидкого топлива, впрыснутого в рабочий цилиндр [1-7].

Анализ состояния проблемы перевода малооборотных двигателей на природный газ

Изначально задача использования природного газа в судовых двигателях была решена для четырехтактных двигателей, в которых преимущественно использовалось внешнее смесеобразование в комбинации с запальным зажиганием [1].

В двухтактных двигателях организовать внешнее смесеобразование достаточно сложно, так как перед поступлением в рабочий цилиндр воздух заполняет подпоршневую полость, имеющую достаточно большой объем. Наличие большого количества газозооушной смеси увеличивает опасность взрыва и серьезность его последствий. Поэтому в современных двухтактных двигателях используется внутреннее смесеобразование, при котором газовое топливо подается в рабочий цилиндр после закрытия газораспределительных органов.

К внутреннему смесеобразованию существует два основных подхода:

- газ подается в рабочий цилиндр сразу после закрытия выпускного клапана в начальной стадии такта сжатия под относительно небольшим давлением, благодаря чему такие системы получили

название систем питания низкого давления;

- газ подается в камеру сгорания вместе с запальным топливом в конце такта сжатия под высоким давлением, поэтому такие системы получили название систем питания высокого давления или прямого впрыска газа (Direct Injected Gas (GD)).

В настоящее время, к опытной эксплуатации двухтактных малооборотных двигателей с системами низкого давления приступила фирма Wärtsilä, создавшая для продвижения данных технологий дочернюю компанию Winterthur Gas and Diesel Ltd.

Системами высокого давления оборудуются малооборотные газодизельные двигатели фирмы MAN, которые используются в качестве главных, не только на газовозах, но и на других типах судов. В этом же направлении ведет разработки японская фирма Mitsubishi, которая на базе дизелей серии UEC создает собственный вариант малооборотного DF-двигателя, получившего индекс UEC-LSGi.

Пути решения проблемы

Разработка и внедрение систем низкого давления. После анализа различных концепций создания газодизельного малооборотного двигателя, проведенных фирмой Winterthur Gas and Diesel Ltd. в 2011 году, было принято решение развивать технологию подачи ГТ в двигатель под низким давлением. Первые исследования были выполнены на испытательной базе в итальянском городе Триесте в 2013 году. Для работы на ГТ в качестве основного был переоборудован дизель RT-flex50DF. Жидкое топливо (ЖТ) использовалось в качестве резервного. При этом на ГТ двигатель должен был работать по циклу, близкому к теоретическому циклу Отто.

Начиная с 2013 года, фирма Wärtsilä провела полномасштабные испытания газодизельного двигателя. Эти разработки явились продолжением работ фирмы Sulzer по созданию в 70-х годах прошлого столетия газодизельных двигателей низкого давления на базе дизелей серий RD и RNMD. Кроме того фирма располагала опытом создания газодизельных двигателей с подачей газа под высоким давлением. Так в 1986 году фирмой Sulzer совместно с фирмой Diesel United была сконструирована и испытана система высокого давления подачи газа для двигателя RTA84. На тот момент эти технологии оказались невостребованные, и только с ростом цен на нефтепродукты и ужесточением экологических требований к судовым дизелям вновь пробудился интерес к использованию в них ГТ.

Разработанная для двухтопливного малооборотного двигателя технология подачи газа под низким давлением рассчитана на сжигание обедненной топливовоздушной смеси [2]. Газ подается в цилиндр после того как все органы газообмена оказываются закрытыми но давление остается еще срав-

нительно низким. На практике клапана для подачи газа устанавливаются на некоторой высоте от продувочных окон, чтобы обеспечить необходимое время на заполнение цилиндра газом.

Поступление газового топлива на такте сжатия позволяет подавать его в цилиндры под относительно низким давлением 1,0...1,6 МПа.

В процессе сжатия в двигателе газ хорошо перемешивается с воздухом и воспламеняется с помощью запальной порции топлива. При этом ее величина во всем диапазоне нагрузок не превышает 1% от цикловой подачи ЖТ на номинальном режиме. По сравнению с ЖТ использование данной технологии позволяет снизить образование NO_x на 90%, что объясняется более равномерным распределением температур по камере сгорания. Это, в свою очередь, позволяет выполнять требования Международной морской организации (International Maritime Organization) IMO Tier-III по выбросам NO_x без какой либо последующей обработки отработавших газов после двигателя.

Для обеспечения двухтопливности двигатель оборудуется тремя независимыми друг от друга системами топливоподачи, каждая из которых может управляться электронным микропроцессорным модулем по отдельной программе в зависимости от используемого топлива и режима работы.

Для подачи резервного жидкого топлива используется штатная топливная система аккумуляторного типа, характерная для всех двигателей серии RT-flex. При этом двигатель сохраняет способность работать на тяжелых сортах топлива во всем диапазоне нагрузочно-скоростных режимов.

Подача запального топлива осуществляется отдельной аккумуляторной системой малой производительности (рис. 1). Такое решение позволяет получить устойчивую подачу малых порций топлива с возможностью гибкого регулирования режима работы системы запального зажигания.

Для улучшения условий воспламенения обедненной газо-воздушной смеси на каждом цилиндре устанавливаются два запальных модуля, состоящих из вихрекамеры с установленной в ней форсункой подачи запального топлива (рис. 2).

В качестве запального используется легкое дизельное топливо, однако рассматривается возможность применения тяжелого топлива (HFO) на котором двигатель работает как на резервном.

Внутренняя полость вихрекамеры соединяется с камерой сгорания с помощью тангенциального канала. Наличие вихрекамеры способствует хорошему перемешиванию воздуха с топливом и эффективному самовоспламенению. При этом плазменные струи выбрасываются в камеру сгорания, эффективно поджигая бедную газо-воздушную смесь.

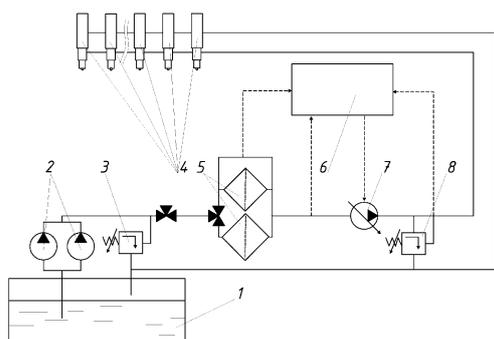


Рис. 1. Схема аккумуляторной системы запального зажигания газодизельного двигателя RT-flexDF: 1 – цистерна запального топлива; 2 – подкачивающие насосы; 3 – перепускной клапан линии низкого давления; 4 – форсунки; 5 – фильтры тонкой очистки; 6 – электронный блок управления; 7 – топливный насос высокого давления; 8 – перепускной клапан линии высокого давления; — гидравлические линии; - - - - линии управления

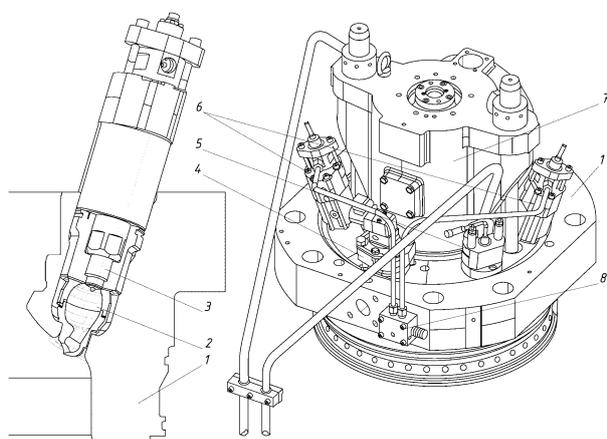


Рис. 2. Модуль запального зажигания газозадушенной смеси газодизельного двигателя RT-flexDF и его установка на крышке цилиндра: 1 – крышка цилиндра; 2 – вихрекамера; 3 – форсунка подачи запального топлива; 4 – воздушный клапан; 5 – форсунка подачи резервного жидкого топлива; 6 – запальный модуль; 7 – корпус выпускного клапана; 8 – коллектор подвода запального топлива

Распределение плазменных струй по объему камеры сгорания способствует более равномерному сгоранию газозадушенной смеси без локальных очагов высоких температур, что позволяет снизить уровень содержания в продуктах сгорания NO_x .

Форкамера выполнена из жаростойкой стали в виде двух отдельных вкладышей и по наружной поверхности охлаждается водой, подводимой из контура охлаждения крышки цилиндра.

При работе двигателя на жидком топливе, для предотвращения коксования распылителей запальных форсунок, они продолжают работать в режиме минимальной устойчивой подачи. Давление в аккумуляторе системы впрыска запального топлива

поддерживается на уровне 120 МПа. Для предотвращения попадания топлива на элементы двигателя в случае повреждения линий высокого давления, трубопроводы помещены в защитную оболочку.

Подача ГТ в цилиндры двигателя осуществляется с помощью двух газовых клапанов, которые устанавливаются напротив друг друга на высоте примерно 1/3 хода поршня. Крепятся клапана к рубашке блока цилиндров и через отверстия во втулке подают газ в рабочий цилиндр (рис. 3).

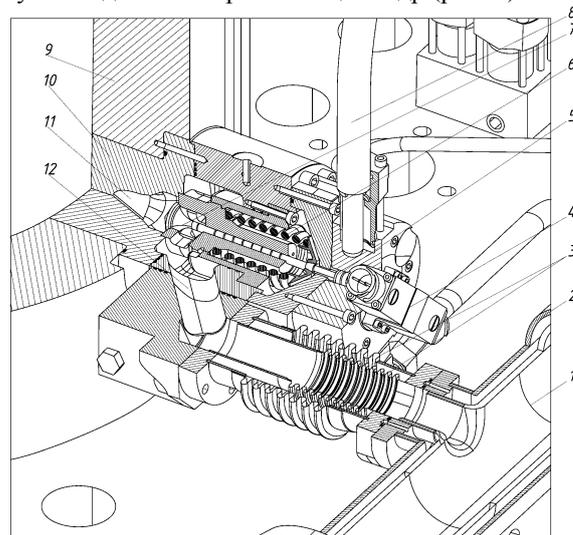


Рис. 3. Установка газового клапана на втулке цилиндра двигателя RT-flex50DF: 1 – газовая магистраль; 2 – внешняя оболочка; 3 – внешний и внутренний сильфон; 4 – электромагнитный клапан управления; 5 – гидравлический поршень привода клапана; 6 – пружина закрытия клапана; 7 – газовый клапан; 8 – гидравлическая магистраль привода клапана; 9 – втулка цилиндра; 10 – корпус газового клапана; 11 – канал подвода ГТ в рабочий цилиндр; 12 – канал подвода ГТ к газовому клапану

Открытие клапана осуществляется с помощью гидравлического поршня, а закрытие и удержание – за счет цилиндрической пружины. Масло для привода газового клапана отбирается из системы привода выпускного клапана, что значительно упрощает конструкцию системы. Управление потоками масла в системе привода газового клапана осуществляется с помощью бистабильного электромагнитного клапана, который используется в двигателях RT-flex для управления топливоподачей.

Сигнал на клапан управления поступает с микропроцессорного модуля управления двигателем.

Клапан оснащен датчиком перемещения, через который осуществляется обратная связь с блоком управления. В случае зависания клапана, блок управления автоматически прекращает подачу газа и переводит двигатель на ЖТ.

Подвод газа к клапанам осуществляется через

двустенные сильфоны от газовых магистралей, проложенных с двух сторон двигателя.

Все магистрали так же выполнены двустенными, а пространство между стенками используется для сбора просочившегося газа. Это пространство постоянно вентилируется, а на выходе вентиляционной системы установлены газовые датчики, которые в случае обнаружения утечки газа передают на блок управления сигнал на аварийную остановку двигателя или на перевод его на ЖТ. С целью безопасности все газопроводы обвязки двигателя сделаны из нержавеющей стали.

Работа двигателя на газе позволяет получить на выходном фланце мощность на уровне 80% от номинальной мощности базового дизеля (рис. 4).

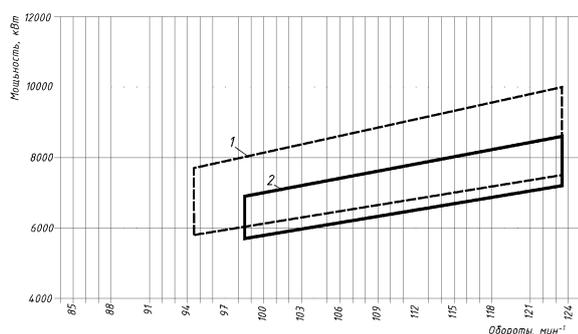


Рис. 4. Области рекомендуемых режимов работы двигателей RT-flex50B на жидком топливе (1) и RT-flex50DF на газовом (2)

При необходимости получения более высоких мощностей двигатель переводится на ЖТ. В целях безопасности пуск и остановка так же производится на ЖТ. Следует отметить, что получаемая на ГТ мощность соответствует основному эксплуатационному режиму большинства судовых двигателей.

Основным фактором ограничения мощности является возможность появления детонационного сгорания, возникновению которого способствует достаточно высокая степень сжатия, необходимая для работы двигателя на ЖТ. С целью предотвращения детонации, состав обедненной газозооушной смеси необходимо поддерживать в достаточно узком диапазоне, что приводит к снижению энергетического потенциала заряда. Кроме того, это не позволяет быстро увеличивать мощность двигателя резким увеличением подачи газа, так как может привести к пропускам воспламенения. Снижение нагрузки так же не должно сопровождаться резким уменьшением подачи газа, так как это приведет к детонационному сгоранию.

Таким образом, двигатели с подачей газового топлива на такте сжатия отличаются замедленной реакцией на изменение нагрузки. Переход с режима на режим должен осуществляться постепенно с задержками на промежуточных режимах для стабилизации состава газозооушной смеси.

Продолжительное сжатие газозооушной

смеси, сопровождающееся ростом ее температуры, делает рабочий процесс чрезвычайно чувствительным к температуре воздуха на входе в двигатель.

Исходя из приведенных выше особенностей, для работы двигателя на номинальной мощности, метановое число газа не должно быть меньше 80, при снижении мощности, оно может быть уменьшено до 60...67 единиц.

На каждом цилиндре двигателя установлены датчики детонации, которые передают сигнал на электронный блок управления, который в случае обнаружения детонации снижает нагрузку на двигатель или переводит его на ЖТ. Переход с одного вида топлива на другой может осуществляться без остановки двигателя на мощностях до 80% от номинальной. Кроме того, как перспективное направление, рассматривается комбинированная работа систем питания жидкого и ГТ топлива. При этом часть энергии в цилиндре выделяется за счет сжигания ГТ, подаваемом в количестве необходимом для обеспечения бездетонационного сжатия, а недостающую часть энергии получают путем впрыска в камеру сгорания жидкого топлива.

Чтобы предотвратить взрывы газозооушной смеси в выпускном ресивере вследствие пропусков зажигания, двигатель оборудуется датчиками давления в рабочем цилиндре. К пропускам зажигания или к неэффективному сгоранию ГТ могут привести неисправности в системе запального воспламенения.

Предусмотрена так же возможность контролировать попадание ГТ в подпоршневое пространство, причиной которого может быть неплотное закрытие или повреждение клапанов подачи газа. Кроме того, некоторая часть ГТ постоянно будет просачиваться в подпоршневую полость через зазоры поршневых колец.

Неполное сгорание ГТ, в силу названных причин приводит к попаданию незначительной части метана в отработавшие газы. Следует отметить, что в настоящее время нет действующих ограничений на выбросы метана судовыми двигателями, однако необходимо иметь ввиду, что вклад метана в возникновение парникового эффекта в 20...25 раз выше чем CO₂. В целом выбросы метана в атмосферу энергетической установкой судна не превышают 0,3%, а общее количество выбрасываемых парниковых газов на 20...30% ниже, чем у двигателей, работающих на жидком топливе.

В настоящее время фирма Wärtsilä наладила выпуск нового поколения двухтопливных малооборотных двухтактных двигателей на базе дизелей серии X. К таким двигателям относятся W-X62DF, W-X72DF, W-X82 и W-X92. В целом разработанная технология ориентирована как на создание новых двигателей, так и на модернизацию

уже находящихся в эксплуатации. По оценкам фирмы стоимость переоборудования составит 20...25% от первоначальной стоимости двигателя.

Разработка и внедрение систем высокого давления ведется на протяжении последних лет крупнейшим производителем судовых малооборотных двигателей – фирмой MAN.

В качестве базовых моделей для газодизельных двигателей используются двухтактные малооборотные дизели серий MC и ME. Модернизированные под газодизельный процесс, двигатели получили индекс GI (Gas Injector). При этом на двигателях с механическим управлением (MC) устанавливается дополнительно электронная система управления процессом подачи газа, а на двигателях с электронным управлением (ME) функции регулирования возлагаются на штатную систему управления.

Для работы на жидком топливе и для запального впрыска используется штатная топливная система. Это упрощает конструкцию, но не позволяет значительно сократить расход жидкого топлива на запальное зажигание, доля которого, для данного типа двигателей, составляет 5...8 %.

Отчасти вопрос значительного снижения затрат топлива на запальное зажигание для двигателей LNG-танкеров не стоит так остро, поскольку практика эксплуатации показывает, что на номинальном режиме количество испарений способно только на 80...90% перекрыть потребности двигателя в топливе. При движении в балласте доля испарения может составлять 40...50%. Поэтому топливная система должна иметь возможность автоматически замещать недостающее ГТ жидким в любом соотношении. Кроме того, теплотворная способность газа, поступающего в двигатель, может изменяться. В начале газы содержат большое количество азота, который, имея более низкую температуру кипения ($-195,75^{\circ}\text{C}$), и испаряется первым. Поэтому для данного типа газодизельных ДВС рассматривается два режима:

- при постоянной подаче запального топлива, когда на режиме пуска и малых нагрузок двигатель работает на жидком топливе (MDO, MGO, HFO). Начиная с 25%-ой нагрузки устанавливается постоянная запальная подача, а необходимая мощность регулируется путем изменения количества газа, подаваемого в цилиндр;

- при использовании всего располагаемого газа, когда на малых и средних нагрузках двигатель работает на жидком топливе. На высоких нагрузках весь испарившийся газ поступает в цилиндры, а необходимая мощность регулируется путем изменения цикловой подачи жидкого топлива.

Переход с одного вида топлива на другой, как и переход с режима на режим, осуществляется автоматически без снижения мощности во всем диа-

пазоне нагрузок двигателя. Оборудование для подачи ГТ под высоким давлением включает в себя компрессоры, теплообменные аппараты, систему подвода ГТ к рабочим цилиндрам, модули управления подачей газа и газовые форсунки.

Все газопроводы на двигателе выполняются цельносварными и только в местах присоединения трубок, отводящих ГТ на блоки управления подачей, используются фланцевые соединения, необходимые для обслуживания элементов газовой системы. Конструкция трубопроводов спроектирована таким образом, чтобы компенсировать тепловые расширения при нагреве двигателя. Все трубы газовой системы рассчитаны на давление, превышающее рабочее на 50%, и помещаются в защитные оболочки, способные выдержать давление, возникающее при разрыве основной магистрали. Внутреннее пространство между оболочкой и трубопроводом соединяется с системой принудительной вентиляции, которая обеспечивает примерно 30-кратную смену воздуха в час. К вентилируемому относятся и полости, прилегающие к основным элементам топливной системы, в которых может возникнуть утечка газа. В остальных мерах безопасности такие же, как и в рассмотренных ранее установках низкого давления. Фрагмент газовой магистрали представлен на рис. 5.

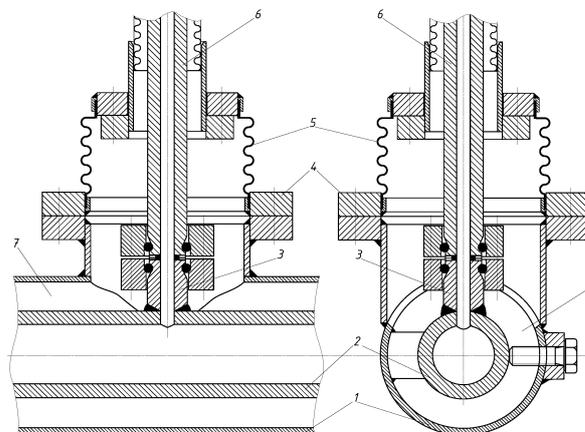


Рис. 5. Фрагмент газовой магистрали газодизельного двигателя серии ME-GI: 1 – защитная оболочка; 2 – газовая магистраль; 3 – присоединительный штуцер; 4 – соединительный фланец; 5 – защитная гофрированная оболочка; 6 – трубки отвода газа к блоку управления подачей; 7 – вентилируемое пространство

Для повышения безопасности эксплуатации двигателей в составе энергетической установки предусмотрена система инертных газов, которая позволяет под давлением 0,4...0,8 МПа продуть как всю систему подачи ГТ, так и ее отдельные элементы. Такая очистка является обязательной процедурой при переходе на ЖТ или при повреждении какого-либо из участков системы газоснабжения.

Подача газа в камеру сгорания осуществляется сразу после того, как в цилиндр подана и воспламенилась запальная порция ЖТ. Таким образом, достигается высокая степень выгорания топлива и предотвращается опасность пропуска зажигания, а так же попадания газа через зазоры поршневых колец в подпоршневое пространство.

Все элементы управления подачей газа сконструированы в одном модуле, который включает: газовый аккумулятор, главный отсечной клапан с гидравлическим приводом, клапана продувки системы инертным газом, клапана управления гидроприводом форсунок (рис. 6).

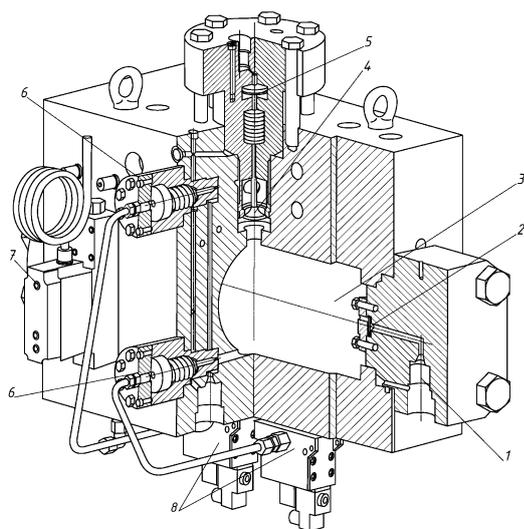


Рис. 6. Модуль управления подачей газа двигателя серии ME-GI: 1 – узел ввода ГТ; 2 – обратный клапан; 3 – полость аккумулятора давления; 4 – главный отсечной клапан; 5 – поршень привода главного отсечного клапана; 6 – клапан продувки инертным газом; 7 – блок управления главным отсечным клапаном; 8 – блок управления клапаном продувки инертным газом

Сам модуль крепится к крышке цилиндра, которая имеет внутренние сверления для подвода газа от модуля управления к газовым форсункам, установленным в крышке цилиндра рядом с форсунками для впрыска жидкого топлива.

Газовое топливо из подводящей магистрали через обратный клапан поступает в аккумулятор давления, выполненный как полость в корпусе модуля. Емкость аккумулятора эквивалентна примерно 20 цикловым подачам газа на номинальной нагрузке.

Наличие аккумулятора в блоке управления служит для уменьшения падения давления в процессе впрыска топлива. Стабильное давление необходимо, чтобы система управления могла правильно определить время открытия клапана, которым и задается величина цикловой подачи.

При отсутствии управляющего сигнала на блок управления главным отсечным клапаном по-

следний закрыт и газ не поступает к газовым форсункам. При поступлении электрического сигнала с блока управления двигателем на блок управления главным отсечным клапаном его золотник перемещается и подает управляющее масло на механизм гидропривода главного отсечного клапана. Клапан открывается, и газ поступает к форсункам, игольчатые клапана которых на этот момент остаются закрытыми. Заполняя каналы между модулем и форсунками, газ воздействует на датчик давления. Информация о фактическом давлении, полученная с датчика, поступает на блок управления двигателем и используется при вычислении необходимого времени открытия форсунки. На основании полученной информации блок управления формирует сигнал, подаваемый на блок управления гидроприводом форсунок. Под действием сигнала золотник блока перемещается и подает управляющее масло на привод форсунок. Открываясь, форсунки производят подачу газа в камеру сгорания двигателя.

После снятия управляющего сигнала с блока управления гидроприводом форсунок золотник, перемещаясь, переключает масло из контура гидропривода на слив, клапана форсунок закрываются. Снятие сигнала с блока управления главным отсечным клапаном приводит к его закрытию, и система возвращается в исходное состояние.

В рассмотренной схеме подачи газа в рабочий цилиндр применено двухступенчатое подключение – сначала через главный отсечной клапан, а затем через клапана форсунок. Такое решение позволяет повысить уровень безопасности эксплуатации, а в случае необходимости, очистить поврежденные полости, продув их через специальные клапана инертными газами.

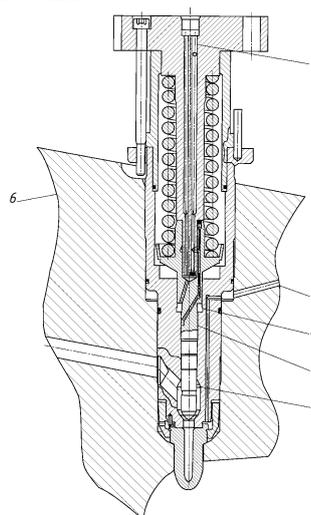


Рис. 7. Газовая форсунка двигателей ME-GI: 1 – канал подвода управляющего масла; 2 – вентиляционный канал; 3 – полость гидравлического управления игольчатым клапаном; 4 – игольчатый клапан; 5 – газовая полость; 6 – крышка цилиндра

Общее устройство газовой форсунки представлено на рис. 7. Устанавливаются газовые форсунки по две на цилиндр в специальных колодцах в крышке цилиндра, расположенных в непосредственной близости от форсунок жидкого топлива. Газ подводится к форсунке через сверления в крышке цилиндров и поступает к запорному конусу игольчатого клапана через отверстия в ее корпусе.

Для предотвращения утечек газа между корпусом форсунки и крышкой цилиндра устанавливаются уплотнительные кольца. Полости, расположенные за пределами уплотнений, соединяются с общей вентиляционной системой.

В закрытом состоянии игольчатый клапан удерживается за счет усилия пружины, действующей на тарелку, выполненную с ним как одно целое. В нижней части игольчатого клапана имеется

бурт, прецизионно подогнанный к корпусу, выполняющий роль гидравлического поршня. По каналам в направляющей и в теле игольчатого клапана масло от модуля управления подачей поступает в кольцевую полость под буртом, заставляя игольчатый клапан открываться. Для предотвращения просачивания газа между игольчатым клапаном и корпусом в зазор между ними постоянно подается уплотняющее масло под давлением на 0,2...0,3 МПа выше, чем давление газа перед распылителем. Уплотняющее масло поступает по системе каналов в кольцевую проточку на теле игольчатого клапана.

В таблице 1 приведены основные особенности, связанные с конструкцией, организацией рабочего процесса и эксплуатацией газодизельных двигателей, оборудованных системами низкого и высокого давления.

Таблица 1 – Сравнение систем низкого и высокого давления

Особенности конструкции и организации рабочего процесса	Низкого давления	Высокого давления
Мощность на газовом топливе	80% от $N_e^{ЖТ}$	100% от $N_e^{ЖТ}$
Чувствительность к качеству газа (метановое число)	не ниже 80	нет
Чувствительность к температуре воздуха на входе	есть	нет
Доля запального топлива	≈ 1%	3...5%
Наличие отдельной системы запального впрыска	Есть	Нет
Возможность использования НФО как запального	В перспективе	Да
Возможность использования НФО как резервного	Да	Да
Возможность работы на двух топливах одновременно (кроме запального)	Нет/В перспективе	Да
Смесеобразование	С перемешиванием	Без перемешивания
Давление подводимого газового топлива	1,6 МПа	30,0 МПа
Максимальное давление цикла	Возрастает	Без изменений
Возникновение детонации при изменении нагрузки	Возможно	Нет
Вероятность пропуска воспламенения	Есть	Нет
Вероятность взрыва в подпоршневом пространстве	Есть	Нет
Вероятность взрыва в выпускном ресивере	Есть	Нет
Вероятность утечек газа в машинное отделение	Низкая	Высокая
Эффективный КПД на газовом топливе	Без изменений	Возрастает
Эффективный КПД на жидком топливе	Снижается	Без изменений
Соответствие нормам выбросов IMO по NO_x	Tier III	Tier II
Выбросы CO_2 с отработавшими газами г/(кВт·ч)	485,7	452,4
Выбросы метана с отработавшими газами г/(кВт·ч)	3...6	≈ 0,5
GWP (потенциал глобального потепления в эквиваленте CO_2) от ЖТ	На ниже 10%	На ниже 23%
Возможность перехода с одного топлива на другое под нагрузкой	До 80% от $N_e^{ЖТ}$	Без ограничений
Реакция двигателя на изменение нагрузки	Замедленная	Без изменений

Заключение

На сегодня существует два принципиально разных подхода к организации работы малооборотных двигателей на ГТ, каждый из которых имеет свои преимущества и недостатки.

Преимущества систем низкого давления:

- хорошее перемешивание газо-воздушной смеси в ходе процесса сжатия;
- использование минимальной порции запального топлива для поджога газо-воздушной смеси;
- подача газ в рабочий цилиндр под относительно низким давлением, что позволяет снизить вероятность утечек, упростить топливную систему,

повысить безопасность ее использования;

- для подачи ГТ можно использовать более дешевые и надежные винтовые или центробежные компрессоры.

Недостатки систем низкого давления:

- возможность возникновения детонации и, как следствие, более высокие требования к качеству ГТ;
- неизбежное просачивание газо-воздушной смеси через поршневые кольца в подпоршневое пространство на такте сжатия, а так же вероятность попадания газа в подпоршневое пространство в случае повреждения газового клапана;

- ограничения по мощности двигателя при работе на ГТ на уровне 80% от номинала, замедленная реакция на изменение нагрузки.

Преимущество систем прямого впрыска:

- при подаче ГТ непосредственно в камеру сгорания можно полностью исключить возникновение детонации, поэтому, отсутствуют какие либо ограничения по мощности двигателя при работе на ГТ, да и требования к качеству ГТ менее жесткие;

- исключено попадание ГТ в подпоршневое пространство;

Недостатки систем прямого впрыска:

- использование газа под высоким давлением усложняет топливную систему, повышает требования к ее безопасности;

- большой расход жидкого топлива на запальное зажигание газо-воздушной смеси;

- для сжатия природного газа необходимо использование многоступенчатых компрессоров, что повышает энергетические затраты установки.

Очевидно, что оба подхода к организации рабочего процесса в газодизельных двигателях имеют свои преимущества, которые для определенного типа установок могут оказаться решающими, а развитие конструкций позволит избавиться от большинства присущих на сегодня недостатков.

В этой связи, очевидно, что в обозримом будущем оба направления будут развиваться параллельно. Несмотря на существенные отличия в подходах наличие альтернативных решений дает возможность заказчику выбрать систему, наиболее

удовлетворяющую его требованиям.

Список литературы:

1. Rolsted H. *MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges* [Текст]. / Rolsted H. // Korea: MAN Diesel & Turbo SE, 2010. – 86 p. 2. ME-GI – Dual Fuel Done Right [Текст]. MAN Diesel, ME-GI, SNAME NY, 2013. – 73 p. 3. ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas [Текст]. Denmark, Copenhagen: MAN Diesel & Turbo. 2012. – 36 p. 4. Wettstein R. *The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine* [Текст]. / Wettstein R. // AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov 2014. – 31 p. 5. Wärtsilä 2-stroke dual fuel technology [Текст]. CIMAC NMA norge annual meeting 22.01.2014. – 32 p. 6. Ott M. *X-DF low-pressure dual-fuel engine technology* [Текст]. WinGD low-speed engines Licensees, Conference 2015. – 7 p. 7. Nylund I., *Low pressure at low speed. Marine / In Detail. Dual-Fuel Technology* [Текст]. / Nylund I./ Wärtsilä. 2014. – 6 p.

Список литературы:

1. Rolsted H. (2010), *MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges*, Korea: MAN Diesel & Turbo SE, 86 p. 2. ME-GI – Dual Fuel Done Right. (2013) MAN Diesel, ME-GI, SNAME NY, 73 p. 3. ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas, (2012). Denmark, Copenhagen: MAN Diesel & Turbo, 36 p. 4. Wettstein R. (2014) *The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine*, AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov, 31 p. 5. CIMAC NMA (22.01.2014), *Wärtsilä 2-stroke dual fuel technology*, Norse annual meeting, 32 p. 6. Ott M. (2015), *X-DF low-pressure dual-fuel engine technology*, WinGD low-speed engines Licensees, Conference – 7 p. 7. Nylund I. (2014), *Low pressure at low speed. Marine In Detail. Dual-Fuel Technology*, Wärtsilä, 6 p.

Поступила в редакцию 30.05.2016

Белоусов Евгений Викторович – канд. техн. наук, доц., декан факультета судовой энергетики Херсонская государственная морская академия, Украина, ewbelousov@yandex.ua

Савчук Владимир Петрович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Эксплуатация судовых энергетических установок», Херсонская государственная морская академия, Украина, postsavchuk@gmail.com

Белоусова Татьяна Петровна – старший преподаватель кафедры «Высшей математики», Херсонский национальный технический университет, Украина, tbelousova@yandex.ua

ANALYSIS OF CONTEMPORARY APPROACHES TO THE CREATION OF GAS-DIESEL SHIP LOW-SPEED ENGINES

E.V. Belousov, V.P. Savchuk, T.P. Belousova

The observed increase in recent years in the price of fuel derived from petroleum, and tightening environmental regulations have forced manufacturers of marine low-speed engines to focus its efforts on the development of gas diesel engine options on the basis of existing models of marine diesel engines. At the same time there has been two fundamentally different approaches to solving this problem. MAN Company established and successfully tested system with direct injection of gas into the combustion chamber under high pressure. An alternative approach is to feed gas into the working space of the engine under low pressure developed by Wärtsilä. Analysis of these approaches and the focus of this article.

АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ПІДХОДІВ ДО ПРОБЛЕМИ СТВОРЕННЯ СУДНОВИХ МАЛООБЕРТОВИХ ГАЗОДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Є.В. Білоусов, В.П. Савчук, Т.П. Білоусова

Відмічуване останні роки підвищення цін на нафтове паливо і посилення екологічних вимог змусили виробників суднових малооборотних двигунів зосередити свої зусилля на розробці варіантів газодизельних двигунів на базі вже існуючих моделей суднових дизелів. При цьому намітилося два принципово різних підходи до вирішення даної проблеми. Фірмою MAN створена і пройшла успішні випробування система з прямою подачею газу в камеру згорання під високим тиском. Альтернативний підхід з подачею газу в робочий простір двигуна під низьким тиском розробила фірма Wärtsilä. Аналізу цих підходів присвячена ця стаття.

А.В. Грицюк

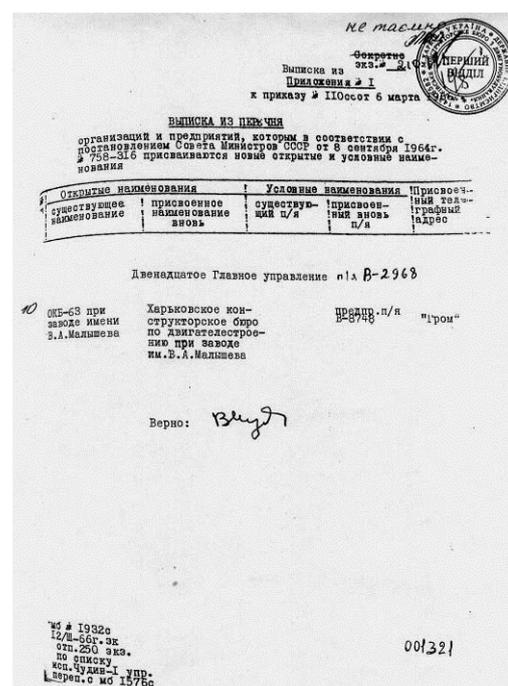
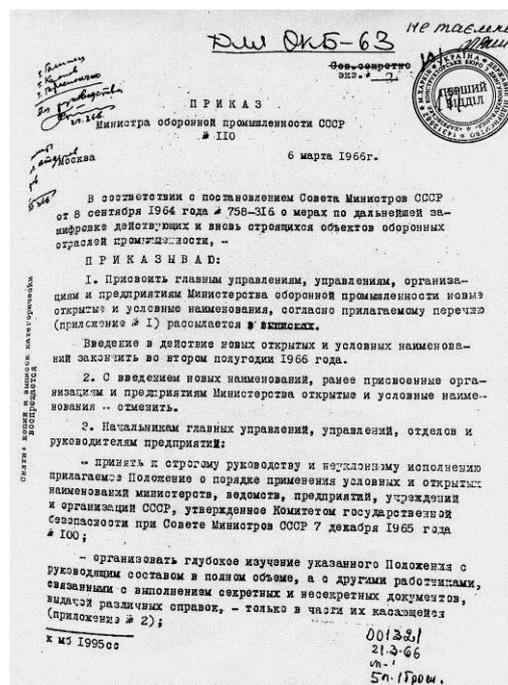
СОЗДАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ БАЗЫ ХАРЬКОВСКОГО КОНСТРУКТОРСКОГО БЮРО ПО ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЮ

Представлена документальная информация по истории создания экспериментальной базы Государственного предприятия «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению» (ХКБД). Показана первостепенная роль испытательного оборудования экспериментальной базы в обеспечении эффективной работы исследовательского направления КБ. Отмечен вклад каждого из руководителей исследовательского направления в сохранение и приумножение научно-технического потенциала ХКБД. Посвящается 50-летию юбилею имени «ХКБД».

Далеко не часто в истории предприятий двигателестроения Украины случаются торжественные события. Таким событием в текущем году должен и вполне мог бы стать 50 – летний юбилей теплорешного Государственного предприятия «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению» (ХКБД).

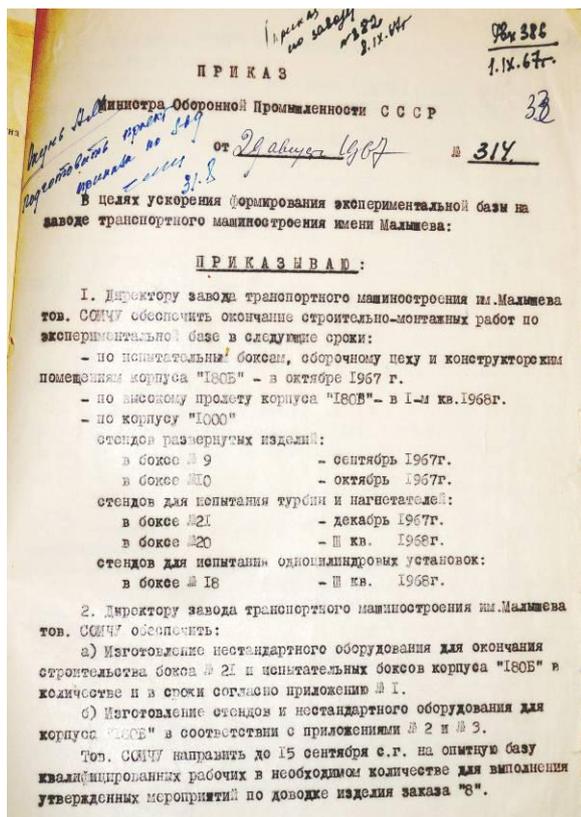
В своей публикации [1] автор этой статьи дал обещание установить дату рождения имени одного из передовых дизельных КБ Советского Союза, а в последующем Украины. Именно этому событию выпала незаслуженная участь быть искаженным в нескольких историко-технических публикациях [2,3], что в определенной степени затруднило поиск истины. Нет особой необходимости рассказывать читателю о кропотливой работе с архивами. Пришлось ознакомиться с документами во всех подразделениях ХКБД, Завода им. В.А. Малышева и Национального архивного фонда, чтобы в Государственном архиве Харьковской области найти и за истечением давности лет рассекретить некогда совершенно секретный приказ Министерства оборонной промышленности СССР №110 от 06.03.1966 года. Скан-копии первого листа приказа и выписки из приложения №1 к этому приказу (приведены по тексту) поставили окончательную точку в «белом пятне» истории ХКБД, и произошло это в ноябре 2015 года, т.е. за четыре месяца до исторического события, с передачей всех материалов в ГК «Укроборонпром». Но имеем то, что имеем, 6 марта 2016 – дата 50-летия имени некогда прославленного КБ прошла незаметно.

Возвращаясь к теме статьи и осознавая, что не замечается только то, что очень хочется не заметить, хотелось бы отметить основное. Наряду со становлением коллектива талантливых конструкторов, исследователей и технологов, развиваться, крепнуть и создавать конструкции, опережающие время [4,5], ХКБД помогли совпавшее со временем рождением имени представившие последующие возможности в прекрасном оснащении исследовательских подразделений экспериментальной базой.



Имея более чем 42-х летний трудовой стаж и непрерывный контакт с экспериментальной базой ХКБД, хочется, как можно более объективно, осветить её историю с момента рождения и до сегодняшнего дня, т.е. её реальное состояние на 01 июля 2016 года.

Моментом рождения экспериментальной базы ГП «ХКБД» по праву можно считать приказ Министра оборонной промышленности СССР от 29 августа 1967 года №314 и последовавший за ним приказ директора завода транспортного машиностроения им. В.А. Малышева Олега Владиславовича Соича от 8 сентября 1967 года №382. Согласно скан-копии первого листа приказа Министра (приведена по тексту) экспериментальная база ХКБД сосредоточилась в испытательных боксах и в боксах №9, 10, 18, 20 и 21 корпуса серийного производства «1000» (в последующем «300С») и в боксах №1 (многопливный стенд) и №3 (стенд МТО) корпуса «181С». Строительно-монтажные работы по вводу в строй экспериментальной базы велись с 1967 по 1969 год.



Экспериментальная база вводится в состав и становится фундаментом исследовательского направления конструкторского бюро. Исследовательское направление возглавляет заместитель главного, а в последующем генерального, конструктора по научно-исследовательской работе. За 50-летнюю историю ХКБД их было четыре. Все

они выпускники Харьковского политехнического института (в последующем НТУ «ХПИ»). Два кандидата и один доктор технических наук.

Первым заместителем главного конструктора по научно-исследовательской работе был Пашкин Олег Леонидович, назначенный на эту должность 18 апреля 1966 года. О.Л. Пашкин возглавлял исследовательское направление с 1966 по 1969 гг. За этот период в эксплуатацию было введено 48 единиц опытного оборудования. Именно О.Л. Пашкину досталась тяжёлая участь закладки фундамента и возведение поистине «каменных стен» экспериментальной базы ХКБД. Позже он был назначен главным инженером и до выхода на заслуженный отдых возглавлял производственное направление.

После О.Л. Пашкина заместителями главного конструктора по научно-исследовательской работе назначались исключительно кандидаты технических наук, знающие цену экспериментальным исследованиям для познания сути, возникающих в двигателе проблем.

10 февраля 1969 года заместителем главного конструктора по НИР назначен Власенко Игорь Павлович. Он возглавлял направление во времена доводки двигателя 5ТДФ на фоне общего стремительного роста производства отечественных ДВС. С целью ускорения доводки двигателя 5ТДФ, при прочих благоприятных условиях, под руководством И.П. Власенко создано около 50-ти методик ускоренных испытаний отдельных узлов и двигателя в целом, что позволяло в 5 - 10 раз сократить время воспроизведения дефекта и быстро отработать мероприятия по его устранению. Реализация этих методик потребовала разработки, изготовления и ввода в эксплуатацию значительного количества нестандартного и покупного оборудования для модернизации существующих и изготовления новых стендов. Создаётся новый сектор по разработке оригинального испытательного оборудования, экспериментальная база усиливается двумя мобильными переносными стендами для отработки конструктивных мероприятий по обеспечению пуска двигателя 5ТДФ, а под его длительные испытания вводятся в строй моторные стенды в боксах №16 и 17 серийного корпуса "1000". В боксе №19 того же корпуса прописывается исследовательский островок одноцилиндровых отсеков танкового дизеля.

Игорь Павлович значительно усиливает работу по профессиональной подготовке кадрового состава исследователей и повышению их квалификации. В период его руководства сотрудниками КБ без отрыва от производства защищаются семь кандидатских диссертаций. Одну из них защищает

Ю.С. Бородин, который и становится приемником И.П. Власенко.

Бородин Юрий Семёнович принимает «эстафетную палочку» заместителя главного конструктора по НИР 9 сентября 1985 года - в «жаркую пору» постановки на производство танкового дизеля 6ТД-1 [3]. Необходимость освоения в кратчайшие сроки танкового двигателя мощностью 1000 л.с., при существующем жёстком графике изготовления серийного дизеля 5ТДФ, потребовала максимального подключения производственной и экспериментальной баз ХКБД к освоению выпуска нового двигателя. Автор данной статьи на примере личного участия в процессе внедрения в серийное производство в 2010 - 2013 гг. дизеля 3ТД-3А для бронированной машины БТР-4Е не понаслышке знает, какую огромную роль в таких процессах играют исследовательские подразделения ХКБД. От входного контроля новых комплектующих до проведения обкаточных, регулировочных и приёмосдаточных испытаний вновь изготавливаемых узлов и дизеля в целом.

Вплоть до 2000 года параллельно сопровождению серийного производства идёт разработка танкового дизеля третьего поколения [4], под испытания опытных образцов которого не единожды переделывается стендовое оборудование в боксе №9 корпуса 300С агрегатного завода. Под аналогичные цели обеспечения пуска дизеля со сверхнизкой степенью сжатия разрабатывается и изготавливается третий перекатный стенд.

В период руководства НИР Бородиным Ю.С. защищает докторскую диссертацию Генеральный конструктор Николай Карпович Рязанцев, а работающая семья кандидатов технических наук вырастает ещё на 9 человек. Юрием Семёновичем протаптывается дорога в реестр научных организаций Украины, которая сопровождается ежегодной подготовкой статей во Всеукраинский научно-технический журнал «Двигатели внутреннего сгорания» с последующим участием в работах Международных конгрессов двигателестроителей в Украине.

В 1990 году кандидатом технических наук становится и автор этой статьи, возглавивший исследовательское направление 30 апреля 2004 года. При этом в условиях уже просматривающегося дефицита высококвалифицированных универсальных кадров Грицюк А.В. остался руководителем работ по малолитражным двигателям [5], усилив исследовательское направление двумя конструкторскими подразделениями. Новые неординарные решения были продиктованы «украинскими реалиями» отсутствия потребности в создании двигателей для бронетанковой техники. Разрабатывать нужно было уже не то, что соответствует специа-

лизации ХКБД, а то, что необходимо, и может отвечать мировому уровню, и чем можно в последствии гордиться. При этом на выживание необходимы финансовые ресурсы.

Как в такой ситуации работать предприятиям, которые ранее никогда самовольно круг своих задач не определяли? Входя в государственный реестр научных организаций, которым предоставляется государственная поддержка, ХКБД в отличие от академической и вузовской науки, которых опекали государственные ведомства, оказалось один на один с отечественным законодательством, работая в том же режиме, что и промышленные, а даже торговые предприятия. В этих условиях экспериментальная база, сохраняя и развивая имеющийся научно-технический потенциал, занималась всем: выполнением международных научно-технических проектов НТЦУ, разработкой и реализацией Государственной программы развития производства отечественных малолитражных дизелей, инновационными и инвестиционными проектами, Государственным оборонным заказом. Девять комплектов конструкторской документации изделий, разработанных исследовательским направлением, получили литеру «О», а семь из них доведены до высшей литеры процесса разработки - «О₁». Этому успеху способствовала разработка и введение в строй пяти стендов: для малолитражных двигателей в одно-, двух-, трех-, и четырехцилиндровом исполнении; электроагрегатов; энергоагрегатов и жидкостных нагревателей проточного типа. Три введенных в эксплуатацию стенда приняты комиссией и в 2015 году введены в основные средства предприятия, достойно пополнив арсенал экспериментальной базы. Стенды были расположены в просторном боксе №5 корпуса «181С».

Экзамен состоятельности принятой стратегии выживания экспериментальная база успешно сдала в 2010-2013 годах, сделав эффективный, и можно сказать определяющий, вклад в уже упомянутый процесс постановки на серийное производство дизеля 3ТД-3А.

Топливная система высокого давления, регулятор, гаситель крутильных колебаний, маховик, входной контроль всех электротехнических изделий, обкатка и регулировка компрессора и турбины, обкатка и приёмосдаточные испытания дизеля в целом – вот далеко не полный перечень задач, решаемых серийным производством агрегатного завода с помощью экспериментальной базы ГП «ХКБД». При этом под испытания дизеля 3ТД-3А модернизируется стенд в боксе №17 корпуса «300С» и создаётся новый стенд в боксе №4 корпуса «181С».

На фотографиях рис. 1-4, сделанных 12 мая 2016 года, запечатлены фрагменты и фирменная

табличка оборудования стенда прочностных испытаний в процессе проведения, до настоящего времени закрепленной за ХКБД, работы по разгону крыльчатки серийного компрессора дизеля 6ТД-2Е.

Данный стенд введен в строй вышеприведенными приказами 1967 года (№214 и №382) и бла-



Рис. 1. Общий вид стенда для разгонных испытаний

гополучно эксплуатируется до настоящего времени наряду с современным приобретением экспериментальной базы - стендом Ст655С6 (рис. 5 и 6), на котором в настоящее время проводят обкаточные и приёмо-сдаточные испытания дизелей 2ДТАЭ Оборонного заказа.



Рис. 2. Фирменная табличка стенда для разгонных испытаний



Рис. 3. Стенд для разгона крыльчатки компрессора дизеля 6ТД-2Е



Рис. 4. Двухмашинный агрегат электропитания стенда для разгонных испытаний



Рис. 5. Общий вид стенда Ст655С6 для испытаний малолитражных дизелей серий 1ДТА и 2ДТА

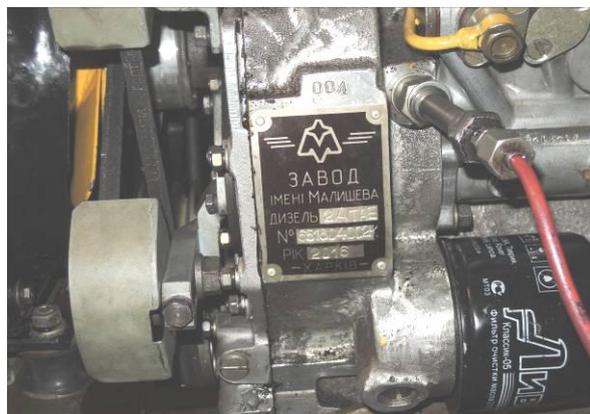


Рис. 6. Дизель 2ДТАЭ на стенде Ст655С6 при проведении приёмо-сдаточных испытаний в июне 2016 года

С 2004 года восстановилась, прерванная после распада СССР, подготовка и защита диссертаций сотрудниками ХКБД. На 01 июля 2016 года защищены без отрыва от производства одна докторская и три кандидатских диссертации. Впервые в истории ученые ХКБД стали участниками престижных всемирных конференций в области дизелестроения [1].

Таким образом, создание мощной экспериментальной базы с основательным испытательным оборудованием сделали исследовательское направление наиболее значимой и неувязимой частью сложнейшего организма по имени «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению». И сегодня, когда возвращается заинтересованность государства к продукции оборонного комплекса, экспериментальная база ХКБД способна организовать тот направленный поток воздушного заряда, который, используя сохранённый и вновь созданный научно-технический потенциалы, надует паруса и поведёт к новым горизонтам некогда всемогущее КБ по двигателестроению.

Список литературы:

1. Грицюк А.В. Выпускники ТМ факультета Харьковского Политеха в Харьковском конструкторском бюро по двигателестроению / А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – № 1. – С. 85–89. 2. История двигателестроения на ХПЗ - Заводе имени Малышева 1911 - 2001 г.г.: Историко-технические очерки о двигателях и

их создателях / А.В. Быстриченко, Е.И. Добровольский, А.П. Дроботенко и др.; под ред. к.т.н. М.М. Будённого. - Харьков: «Митець», ГП «Завод им. Малышева», 2001. - 480 с. 3. Рязанцев Н.К. Моторы и судьбы. О времени и о себе: Воспоминания Генерального конструктора по созданию двигателей для бронетанковой техники / Н.К. Рязанцев. - Харьков: ХНАДУ, 2009. - 272 с. 4. Алёхин С.А. Опередившие время / С.А. Алёхин, А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. - 2011. - №1. С.25-28. 5. Грицюк А.В. Новое направление в дизелестроении Украины/ А.В. Грицюк, И.В. Парсаданов, А.А. Мотора // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – № 1. – С. 48–53.

Bibliography (transliterated):

1. Gritsyuk A.V.(2015). The graduates of Transport Mechanical engineering faculty at Kharkiv Polytechnic Institute in the Kharkiv engine design bureau [Vypuskniki TM fakul'teta Khar'kovskogo Politekha v Khar'kovskom konstruktorskom byuro po dvigatelistroeniyu], Dvigateli vnutrennego sgoraniya. no1. pp. 85–89. 2. Bystrichenko A.V., Dobrovol'skii E.I., Drobotenko A.P. i dr.; pod red. k.t.n. Budennogo M.M. (2001), History of engine building on KPZ - Malyshev Plant 1911 - 2001 year.: history-technical sketches about engines and their developers [Istoriya dvigatelestroeniya na KhPZ - Zavode imeni Malysheva 1911 - 2001 g.g.: Istoriko-tekhnicheskie ocherki o dvigatelyakh i ikh sozdatelyakh] Kharkiv: «Mitets'», GP «Zavod im. Malysheva» 480 p. 3. Ryazantsev N.K. (2009), Motors and destinies. About time and about itself: memories of the General designer on making engines for armoured vehicles [Motory i sud'by. O vremeni i o sebe: Vospominaniya General'nogo konstruktora po sozdaniyu dvigatelei dlya bronetankovoi tekhniki], Kharkiv, KhNADU, 272p. 4. Alekhin S.A., Gritsyuk A.V. (2011), Anticipating time [Operedivshie vremena], Dvigateli vnutrennego sgoraniya. no 1. pp.25-28. 5. Gritsyuk A.V., Parsadanov I.V., Motora A.A.(2011), A recent trend in engine building of Ukraine [Novoe napravlenie v dizelestroenii Ukrainy], Dvigateli vnutrennego sgoraniya. no 1. pp 48–53.

Поступила в редакцию 29.05.2016 г.

Грицюк Александр Васильевич – докт. техн. наук, с.н.с., заместитель генерального конструктора по НИР - главный конструктор Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: dthkbd@ukr.net.

ІСТОРІЯ СТВОРЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ БАЗИ ХАРКІВСЬКОГО КОНСТРУКТОРСЬКОГО БЮРО З ДВИГУНОБУДУВАННЯ

О.В. Грицюк

Репрезентовано документальну інформацію з історії створення експериментальної бази цього конструкторського бюро. Показано першорядну роль випробувального устаткування експериментальної бази в забезпеченні ефективної роботи всього дослідницького напрямку КБ. Відзначено внесок кожного з керівників дослідницького напрямку в збереження і примноження науково-технічного потенціалу ХКБД. Присвячується 50-річному ювілею найменування «ХКБД».

HISTORY OF CREATING OF EXPERIMENTAL BASE OF KHARKIV ENGINE DESIGN BUREAU

A. V. Gritsyuk

Documentary information on history of the creation experimental base of the design bureau is presented. The primary role of experimental base of test equipment in ensuring the efficient operation of all research unit of the design bureau is shown. Contribution of each of the heads of the research unit in preserving and increasing the scientific and technical potential KEDB is noted. Dedicated to the 50th anniversary of the name «KEDB».

Главный конструктор от Бога

Главному конструктору среднеоборотных двигателей ГП «Завод имени В.А. Малышева», Заслуженному деятелю науки и техники Украины, доктору технических наук, профессору, Зайончковскому Валентину Николаевичу посвящается. Валентин Николаевич был необычайно яркой, многосторонней, неординарной, творческой личностью. Поэтому редколлегия журнала и предлагает читателю неординарную структуру материала о нем, включающую воспоминания сподвижника по производственной и конструкторской деятельности, коллеги по педагогической работе в НТУ «Харьковский политехнический институт» и фрагмент его собственных мемуаров.

В.И. Стебленко,

начальник КБ спец. дизель-электрических агрегатов в 1980-2005 г.г., выпускник ХПИ 1958г, лауреат премии Совета Министров в области науки и техники

Валентин Николаевич – потомственный «малышевец». Его отец Николай Викторович с 1915 по 1918 год работал молотобойцем в кузнечном цехе ХПЗ, потом учился, снова пришел на ХПЗ. Работал начальником табельно-нормировочного бюро завода, в 1937 году по ложным обвинениям был репрессирован и расстрелян как «враг народа».



После семилетки Валентин пошел учиться в Харьковский механический техникум, выпускники которого в большинстве направлялись на ХПЗ. Затем срочная служба в танковых войсках и завершение учебы техникуме. В 1956 году Валентин Николаевич был распределен на завод им. В.А. Малышева, (бывший ХПЗ). Отдел кадров направил молодого специалиста в сектор агрегатов наддува

дизельно-конструкторского отдела 60Д (в последующем отдел 66, КБСД). В конструкторском отделе он работал последовательно на всех должностях согласно штатному расписанию, предусмотренных для конструкторов.

Сразу же поступил на вечернее отделение ХПИ по специальности «Локомотивостроение», где в то же время под руководством заведующего кафедрой проф. С.М. Куценко перестраивалось обучение с паровозного на тепловозное направление с углубленным изучением ДВС.



Первая самостоятельная работа начинающего конструктора – патрубок подвода газа к турбокомпрессору двигателя 9Д100 с разработкой кронштейна для установки турбокомпрессоров – была выполнена так, что не требовала подготовки производства.

В 1956 – 1957 годах на заводе наращивалось серийное производство тепловозов новой конструкции ТЭЗ с дизель-генератором (ДГ) типа 2Д100 мощностью 1500 кВт. При этом в эксплуатации стали проявляться дефекты, которые не отмечались при стендовых и пробеговых испытаниях.

В частности, поступали сведения о поломке верхнего коленчатого вала как следствие заклинивания роторов приводной объемной воздуходувки типа Рут. Анализ разрушенных деталей показал, что вероятной причиной аварий может быть ослабление крепления синхронизирующих шестерен роторов. Для устранения поломок поступили предложения опытных конструкторов. Однако, после защиты предложений Главный конструктор Б.Н. Струнге принял к разработке вариант молодого специалиста, согласно которому гайка крепления шестерен стопорилась винтами с плоской головкой (грибком и «левой» резьбой, которые вворачиваются в центральное отверстие в торце вала ротора и дополнительно фиксировались винтом малого диаметра).



Данная конструкция стала результатом творческого подхода В.Н. Зайончковского к решению практической задачи с учетом технологичности и надежности. Дефект, приведший к аварии, был устранен и в дальнейшем не проявлялся. Конструкторское решение признано рационализаторским (первое для автора).

Когда создавался специальный ДГ 15Д100М мощностью 1600 кВт при синхронной частоте вращения 750 мин^{-1} на базе тепловозного ДГ 10Д100

мощностью 2200 кВт при 850 мин^{-1} с двухступенчатой системой наддува, экспериментально и расчетом было определено, что требования ТЗ могут быть выполнены только заменой приводной центробежной воздуходувки нагнетателем объемного типа Рут, как у ДГ 2Д100, блок которого отличается от ДГ 10Д100. Поэтому на опытном образце ДГ 15Д100М воздухоохладители (ВО) были закреплены с двух сторон на блоке между турбокомпрессорами и Рут, что отразилось на снижении эффективности охлаждения наддувочного воздуха. В 1960-х г.г., будучи ведущим инженером по ДГ типа Д70 – функционально руководителем разработок модификаций – Валентин Николаевич внес новаторское предложение по установке ВО после воздуходувки Рут ДГ 15Д100М, которое не нашло поддержки у опытных специалистов. Тогда автор на макете ДГ 2Д100 продемонстрировал возможность поместить (встроить) ВО в герметичные со стороны картера ниши, выполненные в блоке с двух сторон, используя свободное пространство картера. Скептицизм некоторых специалистов был опровергнут группой разработчиков-новаторов во главе с В.Н. Зайончковским. Были внесены существенные изменения в блок дизеля, разработаны ВО оригинальной конструкции, патрубки. Эта новаторская разработка была признана изобретением (первым для Зайончковского В.Н., Стебленко В.И., Велемчика С.А.) и реализована на ДГ 15Д100, который создавался в 1969 – 1970 гг. В результате было достигнуто более глубокое охлаждение наддувочного воздуха, снижен удельный эффективный расход топлива на $4 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$.

В конце 60-х годов двигатель Д70, разрабатываемый на заводе, как внедрение результатов научных исследований кафедры ДВС ХПИ под руководством д.т.н. профессора Глаголева Н.Н., не имел по топливной экономичности себе равных. Зарубежные дизелестроительные фирмы достигли таких показателей где-то в конце 80-х годов.

Участвуя в проектировании, изготовлении и испытаниях двигателей Д70А и Д70Б, 2Д70, 6 Д70, 12 Д70, 3Д70, 5Д70, Валентин Николаевич решал задачи по ведущим узлам воздухообеспечения, переделкам, выпускным системам.

Спроектированная им импульсная система наддува для двигателя 12Д70 показала в эксплуатации лучший на 20% среднеэксплуатационный расход топлива по сравнению с двигателем 2Д100, а в то время ученые ХИИТа подсчитали, что 5% экономия топлива в эксплуатации окупает стоимость тепловоза за срок эксплуатации.

В 1974 году Валентин Николаевич был переведен в ХКБД и назначен начальником отдела но-

вого проектирования. Была поставлена задача создания четырехтактного танкового двигателя, над которой Валентин Николаевич успешно работал.

В 1977 году В.Н. Зайончковский был назначен главным конструктором – начальником отдела 66. Нужно отметить, что без опыта, полученного в ХКБД, вхождение в должность главного конструктора могло существенно затянуться, так как условия работы коллектива существенно отличались, в основном ответственностью за порученную работу, надо было привить эту черту в отделе 66. В ХКБД вместе с цехом в то время было 1300 работающих, а в 66 отделе всего 340.

Валентин Николаевич в своей деятельности руководствовался базовым принципом, что главный конструктор это понятие коллективное, каждый должен чувствовать себя за чертежной доской главным конструктором, но принятие решений и ответственность за ГК. В сложившемся творческом коллективе, каким является конструкторский отдел или бюро, важна авторитетная иерархия, которая создается иногда годами. В конструкторском отделе продолжали работать три бывших главных конструктора Б.Н. Струнге, Н.П. Синенко и Л.Л. Голинец и новому Главному вскоре удалось наладить работу так, когда все конструкторские решения принимались как результат продуктивного консенсуса.



Основная работа коллектива конструкторов и исследователей была направлена на повышение технического уровня по показателям надежности и экономичности двигателя 10Д100. Для получения знака качества были разработаны мероприятия, конструктивные решения, проведены испытания и началось производство двигателей 10Д100М, 10Д100М1, 10Д100М2, 10Д100М1А.

В 1983 году по предложению МПС о возобновлении производства двигателей 2Д100, решением 3-х министров завод был освобожден от заданий по Д70 (105 спец. станков и вся изготовленная оснастка для серийного производства была списана). Но за заводом оставили тематику ОКР, обеспечение производства дизель-агрегатов 5Д70 – уникального двигателя для Министерства обороны. За его внедрение В.Н. Зайончковскому была присвоена государственная премия СССР.

На приведенных примерах разного времени и направлений работ показан инициативный, новаторский и целеустремленный подход Валентина Николаевича к решению конструкторских задач. Диапазон его таланта конструктора и творческих научно-технических интересов весьма широк.

Будучи Главным конструктором завода и Конструкторского бюро среднеоборотных двигателей – администратором, видным ученым и действующим конструктором одновременно, д.т.н., проф. В.Н. Зайончковский держал под контролем всю многогранную творческую деятельность конструкторов и исследователей, не вмешиваясь, без необходимости, в ход работ. Ставил задачи, помогал выбирать направления их решения, вел проработки конструкций, определял размеры, объемы и формы деталей для выпуска рабочих чертежей. В его кабинете чертежная доска не простаивала без дела, каждый день на ней проступали черты новых узлов, размерных цепей, габаритов. Он считал важным соблюдение в творческом коллективе авторитетной иерархии специалистов по уровню компетенции, которая создается многими годами и достижениями. Он полностью доверял ведущим разработчикам по специализации. Вот некоторые: Галян В.Н.- по динамике и прочности, Веремчук С.А., Бобов Е.Ф.- по остову двигателей, Раскин В.Г., Заславский Е.Г.- по электрооборудованию и автоматизации, Тараканов С.Н., Рузов В.А.- по регуляторам частоты вращения, Стебленко В.Н., Новикова Т.А.- по спец. дизель-электрическим агрегатам, Гринберг Ф.Г., Эпштейн А.С.- по инженерным расчетам и ННР, Слюсарев Н.И., Черноморец В.Н.- по испытаниям и наладке ДГ и др. Доверие означало и большую ответственность за выполнение плановых заданий, инициативных разработок, за работы с

заказчиками, проектантами объектов применения ДГ и в командировках на места применения, осуществляя авторский надзор.

Валентин Николаевич плодотворно совмещал работу на Заводе им. Малышева с научной и педагогической деятельностью.

Кандидатскую диссертацию В.Н. Зайончковский защитил в 1987 году, под давлением остепененных сотрудников, так как выполненный им анализ и выводы из проведенных исследований были полнее и конкретнее их предложений. При защите было отмечено, что объем представленных работ был бы достаточен на 3 - 4 диссертации, поэтому он продолжил научные исследования и в 1990 году подготовил докторскую диссертацию, которая была успешно защищена.

В. Г. Маслієв

професор кафедри електричного транспорту
и тепловозобудування НТУ «ХПІ»,
доктор техн. наук, професор

Як завідувач кафедри на той час, я запросив Валентина Миколайовича прочитати курс лекцій студентам на кафедрі локомотивобудування стосовно сучасних проблем дизелебудування тому, що знав його як відомого фахівця із дизелебудування, доктора технічних наук, Головного конструктора з середньо-оберткових двигунів внутрішнього згоряння, які призначені, перш за все, для тепловозів, та завзятого винахідника.

Ще у період навчання у ХПІ на кафедрі локомотивобудування Валентин Миколайович зарекомендував себе як відмінник навчання, творчий, веселий студент, а згодом на виробництві – цілеспрямований конструктор.

Особливо важливо для мене було те, що всі, хто із ним спілкувався, вважали Валентина Миколайовича вельми цікавою, іскряною, доброю, внутрішньо обдарованою людиною, яка все, що мала, щедро віддає людям.

Це спонукало мене до того, щоб запропонувати Валентину Миколайовичу подовжити викладання курсу лекцій по теорії та практики створення економічних та надійних дизелів, та вивченню надскладних проблем сумісної роботи дизеля із різноманітними типами передач потужності тепловозів, що вкрай важливо для майбутніх фахівців-тепловозобудівників.

Як сумісник, Валентин Миколайович мав можливість читати лекції виключно по суботам, що викликало у мене певні сумніви щодо відвідування його лекцій нашими сучасними студентами, які зазвичай десь працюють, щоб заробити собі гроші на їжу і не тільки.

Але вже за кілька тижнів я побачив, що на його лекції приходять більшість студентів академічних груп. На питання до них, у чому секрет такого інтересу, вони дуже схвально відкликалися на методу викладання лекційного матеріалу, насиченість лекцій яскравими прикладами та щільним контактом Валентина Миколайовича із аудиторією. Це спонукало студентів до співпраці із ним та до ретельного вивчення матеріалу лекцій.

Нажаль, Валентина Миколайовича вже немає із нами, але ми продовжуємо вчитися у нього гуманному відношенню до колег та студентів, вмінню аналізувати минулі та сучасні питання життя і досягнення технологій.

В.Н. Зайончковский

фрагмент из мемуаров

«Всякая бюрократия являет собой замаскированный бардак. И в работе немецкой оккупационной военно-административной машины беспорядка было не меньше, чем где бы то ни было.

Впервые мы столкнулись с этим, когда моя мама Анна Ивановна Тарасевич решила поехать в Полтавскую область на менку. Наиболее удобно было ехать по железной дороге, но предварительно надо было получить разрешение на проезд. В 11 часов утра мы пришли на привокзальную площадь, заняли очередь. Очередь – человек сто, запускали в здание управления Южной железной дороги по десять просителей. К хвосту подошел представительный мужчина с портфелем и предложил: «Я могу помочь получить аусвайсы в течение получаса для десяти человек, для этого сдавайте по 10 марок. С кем-нибудь из вас мы пойдем в кафе, купим пирожных для переводчиц на завтрак и я вынесу разрешения». Мама сразу согласилась, отдала документы и деньги, а когда набралось десять желающих, один из потенциальных пассажиров пошел с посредником, и вскоре принес взяткодателем необходимые проездные аусвайсы. Любую дверь всегда можно было открыть бумажным ключом.

Примеров подобного «немецкого порядка» множество, но наиболее яркий случай произошел с Борисом Михайловичем Соколовым, потомственным пролетарием и нашим соседом. Во время второй оккупации Харькова (15 марта – 23 августа 1943 г.) в самом начале улицы Плехановской некий Яшка-армянин открыл магазин-кафе, был там прилавок и несколько столиков. Мы, пацаны, любили туда приходит посмотреть (денег естественно не было) на разные диковины - пирожные, колбаса, хлеб. Однажды заходим, сидит за столом Борис Михайлович, курит, перед ним – стакан шнапса,

напротив – немецкий фельд-жандарм с дугообразной бляхой на цепи. Жандарм передвинул стакан и поставил возле себя, а Борис Михайлович докурил, взял стакан и выпил. Немец начал на него кричать, Борис Михайлович - ему в морду, мы испугались и дали из магазина ходу. Через несколько минут Яшка-армянин и фельд-жандарм вывели Бориса Михайловича на улицу, немец остановил машину, и залез с нашим соседом в кузов.

Только после войны, когда мы с приятелем вечером чистили в мастерской велосипедные детали от ржавчины (Борис Михайлович их никелировал, собирал велосипед, продавал, а нам давал на кино и мороженое), мы узнали, чем кончилась эта

история. Машина остановилась у здания городского гестапо на улице Совнаркомовской (до войны там было НКВД, после войны – МГБ, КГБ и СБУ). Немец завел Соколова в вестибюль, а там, у внутренней двери стоял автоматчик, жандарм приказал что-то часовому и вышел, а тут пришла смена караула, старый часовой, ничего не сказав, ушел, а наш сосед сделал вид, что хочет зайти внутрь здания. Новый страж, вполне естественно, стал кричать и преградил автоматом путь. «Я, говорит Борис Михайлович, махнул рукой, вышел, и пошел себе спокойно домой». Так на одну жертву немецких фашистов в Харькове стало меньше».



**Выдающемуся ученому, специалисту в области рабочих процессов и автоматического регулирования дизелей
СТАНИСЛАВУ АРКАДЬЕВИЧУ ЕРОЩЕНКОВУ –
80 ЛЕТ!**

С.А. Ерошченков родился 23 июля 1936 года. В 1959 году окончил Харьковский политехнический институт по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». Работал инженером-исследователем на Ярославском моторном заводе, в конструкторском бюро ОГК по двигателестроению ПО «Завод им. В.А. Малышева».

С 1964 года аспирант, старший инженер, старший научный сотрудник кафедры «Теплотехника» Харьковского института железнодорожного транспорта. В 1968 году защитил кандидатскую диссертацию, в 1989 г. – докторскую диссертацию на тему «Улучшение топливной экономичности и эксплуатационных характеристик транспортных двигателей путем выбора рациональных конструктивных параметров и совершенствования систем регулирования». С 1991 более 20 лет возглавлял кафедру «Теплотехника и тепловые двигатели», успешно совмещая административную, преподавательскую и научную деятельность. Основная тематика научных работ связана с повышением технико-экономических показателей, эксплуатационной экономичности и решение экологических проблем эксплуатации железнодорожного транспорта. Все эти годы был членом специализированного ученого совета и редколлегии нашего журнала. С. А. Ерошченков подготовил 2-х докторов и шесть кандидатов технических наук, автор около 150 научных публикаций.

Уважаемый Станислав Аркадьевич, примите наши искренние поздравления с юбилеем, пожелания успехов, счастья, здоровья. Мы Вас ценим, уважаем и любим.



**АЛЕКСАНДРУ ВАСИЛЬЕВИЧУ ГРИЦЮКУ
60 ЛЕТ!**

1 апреля 2016 года исполнилось 60 лет Александру Васильевичу Грицюку заместителю генерального конструктора по научно-исследовательской работе - главному конструктору ГП "ХКБД", доктору технических наук

А.В. Грицюк родился в городе Лозовая Харьковской области. В 1979 году закончил с отличием Харьковский политехнический институт по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" и был направлен в ХКБД при заводе им. В.О. Малышева, где и работает по настоящее время. Прошел путь от инженера-исследователя до главного конструктора.

С 1985 года по 1989 год без отрыва от производства закончил аспирантуру при МВТУ им. Н.Э. Баумана. Занимался очень актуальной и важной задачей холодного пуска танкового двигателя, и в 1990 году успешно защитил кандидатскую диссертацию.

С 2004 года – заместитель генерального конструктора по научно-исследовательской работе – главный конструктор Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению". Внес большой вклад в сохранение и развитие научно-исследовательской базы конструкторского бюро.

А.В. Грицюк является одним из инициаторов, научным руководителем и ответственным исполнителем Государственной программы развития производства отечественных малолитражных дизельных двигателей и силовых и энергетических установок для агропромышленного комплекса в 2006 - 2010 годах и инвестиционного проекта «Создание производства отечественного малолитражного автомобильного дизеля мощностью 100 - 175 л.с. двойного назначения (Слобожанский дизель)». В 2010 года защитил докторскую диссертацию «Теоретические основы и практические методы создания высокооборотного малолитражного дизеля многоцелевого назначения». С сентября 2010 года совмещает основную производственную деятельность с преподавательской, является доцентом кафедры ДВС ХНАДУ.

Александр Васильевич член двух специализированных ученых советов по специальности двигатели и энергетические установки – в НТУ "ХПИ" и ХНАДУ. Входит в состав редколлегии нашего журнала. Является автором свыше 75 научных работ. Под его руководством защищена 1 кандидатская диссертация.

Александр Васильевич! Сердечно поздравляем Вас с юбилеем, желаем ему крепкого здоровья, новых достижений и творческих успехов.

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»

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-2, ул. Фрунзе, 21. 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

Підписано до друку 22.08.2016 р. Формат 60x84 1/8 . Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Суг. Віддруковано на ризографі.
Умовн. друк. арк. 12,72. Обл.-вид арк. 9,27.
Замовлення № 22/08/16. Наклад 300 прим. Ціна договірна.

Віддруковано ФОП Крамаренко Ю.М.
Свідоцтво про держреєстрацію АБ № 815827
від 22.03.2013 р.