

ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

1'2002

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

А.Ф. Шеховцов, *д. т. н., проф.*

Н.К. Рязанцев, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

А.А. Прохоренко, *к. т. н., доц.*

У.А. Абдулгасис, *д. т. н., проф.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *к. т. н., доц.*

Ю.С. Бородин, *к. т. н., доц.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

К.Е. Долганов, *д. т. н., проф.*

В.Г. Дьяченко, *д. т. н., проф.*

Я.С. Егоров, *д. т. н., проф.*

С.В. Епифанов, *д. т. н., проф.*

С.А. Ерощенко, *д. т. н., проф.*

В.Н. Зайончковский, *д. т. н., проф.*

А.И. Крайнюк, *д. т. н., проф.*

А.П. Кудряш, *д. т. н., проф.*

А.С. Купенко, *д. т. н., проф.*

В.И. Мороз, *д. т. н., проф.*

И.В. Парсаданов, *к. т. н., доц.*

В.И. Пелепейченко, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., доц.*

Е.Л. Пиротти, *д. т. н., проф.*

А.Н. Пойда, *д. т. н., проф.*

М.Г. Сандомирский, *к. т. н., проф.*

А.П. Строков, *д. т. н., проф.*

И.И. Тимченко, *к. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

А.В. Белогуб, С.В. Епифанов

Седьмой международный Конгресс

двигателестроителей 3

И.В. Парсаданов

Нормирование выбросов вредных веществ дизелей

грузовых автомобилей и сельскохозяйственных машин

в Украине 4

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В ДВС

А.Л. Григорьев

Анализ условия устойчивости движения обратного

клапана топливного насоса дизеля 8

З.Х. Керимов

Определение показателей турбулентности при

математическом моделировании трехмерного потока

газа в цилиндре поршневого двигателя 13

В.Д. Савицкий

Разработка комплекса мероприятий по

предотвращению нарушений рабочего процесса

водородного ДВС 19

А.П. Марченко, А.П. Строков, А.Ф. Минак, А.А. Осетров,

О.Ю. Линьков

Токсичность отработавших газов дизеля при

использовании топлив растительного происхождения .. 22

Ю.С. Бородин, П.Я. Перерва, Ю.П. Долгополов,

В.З. Бычков, Г.А. Щербаков, Г.В. Щербаненко

Улучшение экологических показателей двухтактного

форсированного дизеля за счет интенсификации

процесса топливоподачи 25

А.П. Кудряш, К.Р. Умеренкова, В.С. Маринин,

А.А. Кайдалов

Универсальный метод расчета теплофизических

свойств альтернативных топлив для двигателей 28

В.А. Корогодский, С.В. Обозный

Экспериментальные исследования дисперсности

распыливания бензина клапанной форсункой 33

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21

Кафедра ДВС

Тел. (0572)400-848, 400-314

E-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

Ф.И. Абрамчук, А.И. Юрченко, А.Н. Балабко

Влияние гидродинамики и характеристик масла на теплоотдачу при циркуляционном охлаждении поршней 35

Н.К. Рязанцев, П.Е. Куницын, А.П. Гриненко, А.И. Петренко, А.Н. Дороженко

Выбор конструкции маслосбрасывающего кольца с целью снижения расхода масла на угар применительно к транспортным двухтактным дизелям типа 6ТД 37

А.В. Гогайзель

Диагностика устойчивости работоспособных состояний смазывающей среды двигателя 39

О.И. Савинов, В.Г. Дьяченко

Методика расчета процесса наполнения полости над толкателем топливного насоса НВП – 1М 44

Ф.И. Абрамчук, С.А. Кочетов

Профилирование боковой поверхности поршней ДВС 46

Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов, Г.И. Быбыч, Л.И. Стремоухов

К определению запаса устойчивой работы центробежного компрессора наддува транспортного дизеля . 49

Ю.О. Анімов

Розрахунково-експериментальний аналіз шляхів поліпшення тягових характеристик високофорсованого двотактного транспортного двигуна 51

Н.К. Рязанцев, А.Б. Богаевский, А.В. Басов, Л.Б. Синельникова

Улучшение технико-экономических показателей силового агрегата дизель-поезда на основе применения микропроцессорной системы управления 55

А.Ф.Шеховцов, В.О. Пильов, М.В. Прокопенко, Л.П. Шевченко

Чисельна оцінка бажаності конструкцій поршнів швидкохідних дизелів 58

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

Ю.С. Бородин, А.В. Грицюк, Д.В. Демиденко, В.Г. Кондратенко

Выявление критических узлов трения, определяющих момент сопротивления автотракторного дизеля при его пуске 60

П.Е. Куницын, Н.А. Шевченко, Д.Ю. Бородин, В.Н. Холодный

Пути повышения надежности работы цилиндро-поршневой группы транспортного двухтактного дизельного двигателя типа 6ТД в условиях внезапных остановок 64

С.А. Сапрыкин, А.А. Гарагуль

Вибрационная диагностика поршневого двигателя 66

РЕФЕРАТЫ ОПУБЛИКОВАННЫХ СТАТЕЙ 71

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2002, №1. – 78 с.

Сборник научных и научно-практических статей по вопросам усовершенствования конструкций, эксплуатации и расчетов двигателей внутреннего сгорания.

Издается по решению Ученого совета НТУ “ХПИ” протокол № 11 от 6.12.2002 г.

ISBN 966-593-279-9

ISBN 966-593-280-2

УДК 621.43

*А.В. Белозуб, канд. техн. наук, С.В. Епифанов, д-р техн. наук***СЕДЬМОЙ МЕЖДУНАРОДНЫЙ КОНГРЕСС ДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЕЙ**

В продолжение традиций Всесоюзных научно-технических конференций ежегодно, начиная с 1996 года, в сентябре, на базе спортивно-оздоровительного лагеря “Икар”, проводятся международные Конгрессы двигателестроителей. Организаторы – Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “Харьковский авиационный институт”, АОЗТ “Украинские моторы” и Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”, г. Харьков.

Их важной особенностью является объединение интересов специалистов в области поршневых и газотурбинных двигателей.

Популярность этих форумов растет. Так в 1996 году на 1-м Конгрессе присутствовали всего 23 участника – из них 3 доктора и 8 кандидатов наук. Труды Конгресса были опубликованы на 30 страницах в сборнике, напечатанном на матричном принтере. Нынешний же 7-й Конгресс (12 – 17 сентября 2002 г.) собрал 188 специалистов, представляющих 74 организации Украины, России и Беларуси. Представлены своими аспирантами и страны дальнего зарубежья – Вьетнам, Китай, Иордания и Палестина. Среди участников 29 докторов и 64 кандидата наук. Труды конгресса изданы с высоким качеством в трех сборниках научных трудов ХАИ “Авиационно-космическая техника и технология” (вып. 30, 31 и 34) общим объемом 926 страниц.

Проведены заседания секций: “Общие вопросы, теория и рабочие процессы”, “Конструкция и прочность”, “Системы автоматического управления”, “Диагностика”, “Технология” и “Испытания”. Постоянно ведется поиск наилучших организационных форм. На последнем Конгрессе опробована схема, по которой, в пределах объявленных секций, специальные вопросы ГТД и поршневых ДВС были заслушаны на разных заседаниях, а общие проблемы, присущие обоим типам двигателей, рассмотрены на совместных заседаниях. Этот опыт большинством участников оценен положительно. На будущее высказывались новые предложения, в частности, идея объединения в одной секции конструкторского и технологического направлений.

Участники Конгресса отметили, что наряду с докладами чисто научной направленности все еще представляются доклады, посвященные решению практических задач двигателестроения. Увеличилась доля работ, в которых решаются вопросы технологии, материаловедения и автоматизированного синтеза конструкций. Много внимания уделяется использованию и модернизации известных пакетов прикладных программ – как графических, так и рас-

четных, условия лицензионного использования которых ужесточились.

Заслуживают внимания, содержащиеся в докладах новые факты. Так, например, известная моторостроительная фирма “Мотор-Сич” (г. Запорожье), традиционно производящая ГТД, начала инвестировать проекты по созданию собственных конструкций поршневых двигателей малой и средней мощности. В ОАО ХК “Коломенский завод” достигнуты впечатляющие результаты в создании многоцелевого высокофорсированного дизеля типа Д49, обладающего современными параметрами и показателями.

Интересными как в научном, так и в прикладном плане были практически все сообщения. В разделах, посвященных поршневым ДВС, можно отметить серию докладов по проектированию и оптимизации конструкций тонкостенных поршней (АОЗТ “Украинские моторы”), работы по моделированию согласованных температурных полей элементов ЦПГ (МГУ им. Н.Э. Баумана), серию статей по развитию танкового двухтактного двигателя 6ДН 12/2×12 (ХКБД, г. Харьков), разработку комплексного критерия топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ХПИ и ГСКБД, г. Харьков), результаты математического моделирования локальных процессов воспламенения и горения топлива в дизеле (ГМТУ, Санкт-Петербург). А.Ф. Вуль (г. Донецк) сопроводил свой доклад демонстрацией элементов кривошипно-ползунного механизма, созданного им автомобильного дизеля схемы Баландина.

На пленарном заседании направленность большинства сообщений, посвященных ГТД, определили доклады Е.Н. Каблова и Е.Р. Голубовского о перспективных авиационных материалах и доклад А.Н. Петухова (ЦИАМ) о проблемах конструкционной прочности в авиационных двигателях. По результатам секционных заседаний можно отметить, например, выполненную в ЗМКБ “Прогресс” (г. Запорожье) работу по выбору метода установления ресурсов авиационных ГТД, доказанные Л.Б. Гецовым (ГТУ, Санкт-Петербург) преимущества использования деформационного критерия разрушения для определения долговечности деталей ГТД, разработанный в г. Казани (КПП “Авиамотор” и КГУ) инженерный метод прогнозирования прочности и долговечности дисков турбомашин, предложенные ХАИ и ЗМКБ “Прогресс” алгоритмы мониторинга температурного и напряженного состояния деталей ГТД, пример удачного использования системы ANSYS в НПО “Сатурн” (г. Рыбинск) при разработке методики расчетного нормирования механических повреждений лопаток компрессоров ГТД, представленную

ЦИАМ разработку малоэмиссионной камеры сгорания с факельной стабилизацией горения для ГТУ нового поколения, освещенные В.В. Кулалаевым (ХАИ) тенденции развития газодинамических теплогенераторов для систем оптического подавления электронных комплексов самонаведения.

Большой интерес представили работы ФГУП ОКБ “Факел” (г. Калининград), ГKB “Южное” (г. Днепропетровск) и ХАИ в области электрореактивных двигателей.

На секции “Испытания” наибольший интерес вызвали сообщения авторов из АО “Ленинградский Металлический завод”, посвященное экспериментальному определению вибрационного состояния рабочих лопаток турбомашин, и совместные работы ФГУП “Салют” (г. Москва) и НТЦ “Термоконтроль” (г. Харьков) по использованию тепловизионного метода активного неразрушающего контроля охла-

даемых лопаток турбин.

Благодаря относительно невысокой стоимости пребывания на Конгрессе возможность участвовать в нем получило большое число молодых исследователей, которым организаторы предоставили преимущественное право выступлений на заседаниях секций.

Весьма полезным и приятным было общение участников Конгресса с видными учеными и специалистами. Не претендуя на полноту списка, можно назвать их имена: Н.В. Белан, Б.Д. Билека, Ю.С. Воробьев, Л.Б. Гецов, С.А. Дмитриев, В.Г. Дьяченко, А.П. Зиньковский, С.Р. Игнатович, А.Я. Качан, П.П. Лепихин, А.П. Марченко, А.Н. Петухов, В.А. Рыбков, Н.Н. Салов, Д.Ф. Симбирский, А.П. Строков, Ю.А. Трубников, А.П. Тунаков, А.В. Фишгойт, Е.Ф. Фурмаков, Н.Д. Чайнов и другие.

УДК 621.436.068

И.В. Парсаданов, канд. техн. наук

НОРМИРОВАНИЕ ВЫБРОСОВ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ДИЗЕЛЕЙ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН В УКРАИНЕ

Одним из основных направлений повышения технического уровня ДВС в последние десятилетия является снижение выбросов вредных веществ (ВВ) с отработавшими газами. Это связано с активизацией деятельности по сохранению динамического равновесия биосферы нашей планеты, новыми данными о влиянии токсичных выбросов на организм человека и окружающую среду и значительным увеличением выпуска различных машин с ДВС.

Снижение выбросов ВВ с отработавшими газами осуществляется введением законодательных ограничений и внедрением мероприятий, обеспечивающих эти ограничения. Нормирование токсичных выбросов ДВС производится как с позиций эффективности защиты окружающей среды, так и с учетом состояния экономики конкретной страны, уровня ее промышленного развития, условий организации эксплуатации и технического обслуживания.

Законодательные ограничения на регламентируемые ВВ устанавливаются нормативной документацией (национальными и международными стандартами), в которых также приводятся требования и положения, относящиеся к условиям проведения испытаний, области применения и сроку действия стандарта, средствам измерений, правилам обработки результатов испытаний и характеристике применяемого топлива.

Рассмотрим особенности нормативной доку-

ментации, предназначенной для дизелей грузового автотранспорта и сельскохозяйственных машин, причем ограничимся стандартами, действующими в Украине и разработанными ЕЭК ООН, вероятность введения в действие которых в Украине в ближайшее время весьма велика. Нормы выбросов ВВ и основные сведения о нормативной документации для указанных дизелей приведены в табл. 1.

К нормируемым токсичным компонентам дизелей грузовых автомобилей и сельскохозяйственных машин в соответствии с действующей в Украине документацией, относятся оксид углерода (СО), суммарные углеводороды (C_nH_m), оксиды азота (NO_x). Кроме этих компонентов Правила ЕЭК ООН регламентируют выбросы твердых частиц (РМ). Другим существенным отличием Правил ЕЭК ООН от стандартов, действующих в Украине, являются более жесткие нормативы на выбросы ВВ. Для введения в Украине европейских норм необходимо комплексное решение ряда проблем, связанных с повышением технического уровня двигателей и их комплектующих, улучшением характеристик дизельного топлива и смазочных масел, обеспечением необходимым измерительным оборудованием и др.

Нормы токсичных компонентов устанавливаются в удельных значениях массового выброса каждого ВВ за цикл испытаний, отнесенного к приведенной мощности в единицу времени. Измерение

концентрации газообразных ВВ в отработавших газах, согласно нормативной документации, проводят с помощью быстродействующих газоанализаторов непрерывного действия. Результаты измерений фиксируются в млн^{-1} или в %. Масса твердых частиц

определяется на каждом режиме или за цикл испытаний в полнопоточных или неполнопоточных туннелях с последующим взвешиванием специальных фильтров.

Таблица 1. Нормы выбросов и основные сведения о нормативной документации по методам определения вредных веществ с отработавшими газами дизелей грузовых автомобилей и сельскохозяйственных машин

№ № п/п	Обозначение и наименование документа	Цикл испытаний	Удельные выбросы вредных веществ, г/(кВт·ч)				Год введения в действие
			NO _x	CO	C _n H _m	PM	
1	ОСТ-37.001.234-81. Дизели автомобильные. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы измерений.	13- режимный цикл	18,35	9,5	3,4	–	1982
2	ГОСТ 17.2.2.05-97. Нормы и методы определения выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизелей, тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин.	13- режимный цикл ECE – R49	18,0	10,0	3,0	–	1999
3	Правила ЕЭК ООН № 49-02. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения двигателей с воспламенением от сжатия и автотранспортных средств, оснащенных двигателями с воспламенением от сжатия в отношении выделения ими загрязняющих веществ	13-режимный цикл ECE–R49	7,0	4,0	1,1	0,15	1996-EURO II
		13- режимный цикл ESC	5,0	2,1	0,66	0,1	2000-EURO III
			3,5	1,5	0,46	0,02	2005-EURO IV
			2,0	1,5	0,25	0,02	2008-EURO V
4	Правила ЕЭК ООН № 96. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения двигателей с воспламенением от сжатия мощностью ≥ 130 кВт для установки на сельскохозяйственных и лесных тракторах в отношении выброса загрязняющих веществ этими двигателями	8-режимный цикл ISO-8178-4	9,2	5,0	1,3	0,54	1998
			6,0	3,5	1,0	0,2	2000

Дизели грузовых автомобилей и сельскохозяйственных машин при оценке выбросов ВВ испытываются на стенде, оборудованном нагружающим устройством и средствами измерений для контроля испытаний и сбора данных, необходимых для обработки результатов испытаний. Выбросы определяют при последовательной работе дизеля на установившихся режимах. Каждому режиму соответствует свой коэффициент весоности, который характеризует вклад данного режима в загрязнение окружающей среды при эксплуатации дизеля.

На рис. 1 показаны режимы и соответствующие им коэффициенты весоности (в процентах) для испытательных циклов дизелей грузовых автомобилей и сельскохозяйственных машин.

Определение удельных выбросов ВВ для дизелей сельскохозяйственных машин по ГОСТ 17.2.2.05-97 проводится в полном соответствии с Правилами ЕЭК ООН № 49.02, которые применяются для дизелей грузового автотранспорта. Оба этих

нормативных документа предусматривают испытания дизеля по тринадцатирежимному циклу на одинаковых режимах при равных коэффициентах весоности для каждого режима.

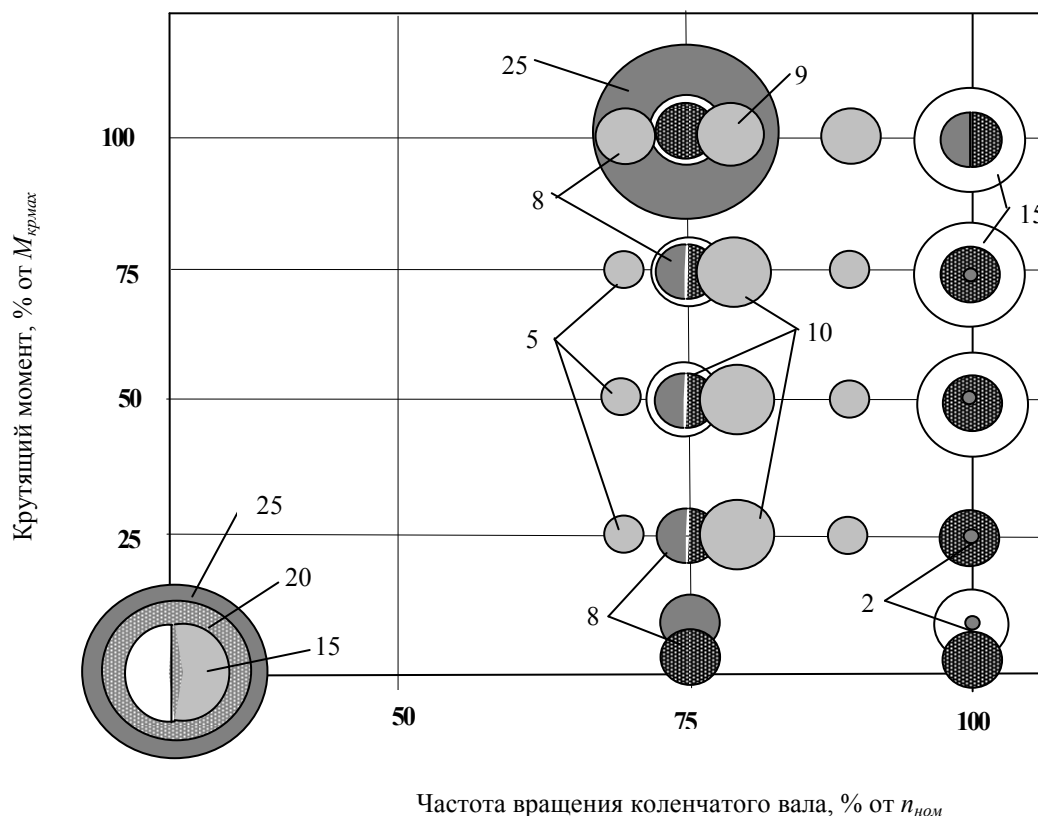
В свою очередь для дизелей сельскохозяйственных машин Правилами ЕЭК ООН № 96 предусмотрены испытания по восьмیرهжимному циклу, в котором режимы испытаний и коэффициенты весоности каждого режима устанавливаются в соответствии со стандартом ISO-8174-4.

ОСТ 37.001.234-81 предусматривает определение выбросов ВВ отработавшими газами дизеля по тринадцатирежимному циклу, однако отличается режимами испытаний и коэффициентами весоности режимов. Кроме этого в указанном ОСТе имеются особенности в методе расчета удельных выбросов ВВ.

С 2000 года для оценки выбросов ВВ дизелей грузовых автомобилей введен испытательный цикл ESC (европейский стационарный испытательный

цикл). Цикл ESC в большей степени учитывает реальные условия эксплуатации дизелей грузовых автомобилей. Цикл включает двенадцать режимов работы дизеля с нагрузкой и режим холостого хода при минимальной частоте вращения коленчатого вала. С нагрузкой дизель испытывается при четырех уровнях крутящего момента и при трех уровнях – с частотами вращения коленчатого вала, смещенными в сто-

рону более низких частот вращения. В сравнении с ранее действующим циклом по Правилам ЕЭК ООН № 49 изменены и коэффициенты весомости. Циклом ESC предусматриваются также испытания дизеля на трех дополнительных контрольных режимах, которые не принимаются во внимание при расчете удельных выбросов ВВ.



● – Правила 49.02, ГОСТ 17.2.2.05-; ○ – Правила 49 ESC; ○ – Правила 96; ● – ОСТ 37.001.234-81.

Рис. 1. Режимы испытаний и соответствующие им значения коэффициентов весомости для испытательных циклов дизелей грузовых автомобилей и сельскохозяйственных машин

В связи с имеющимися различиями между нормативными документами в выборе режимов испытаний и их количества, коэффициентов весомости режимов и в методах расчета концентрации ВВ представляет интерес оценка влияния этих различий на показатели дизеля. На приведенной диаграмме (рис. 2) показано как изменяются относительные значения удельных выбросов вредных веществ для дизеля СМД-31 (6ЧН12/14) при испытаниях и расчетах по различным методикам. Сравнения удельных выбросов проведено относительно значений, определенных по Правилам ЕЭК ООН № 49.02 и ГОСТ 17.2.2.05-97.

Наиболее существенными являются значения удельных выбросов оксида углерода и суммарных

углеводородов, определенные по методике ОСТ 37.001.234-81. Это объясняется различием в выборе коэффициентов весомости, что существенно снижает приведенную мощность дизеля, и в коэффициентах приведения, что, в свою очередь, приводит к некоторому увеличению значений массового выброса этих вредных веществ на каждом из режимов.

Важное значение при оценке показателей дизелей грузовых автомобилей на соответствие европейским нормам имеет сравнение циклов испытаний по Правилам 49 и ESC. Из диаграммы видим, что при испытании дизеля по циклу ESC возрастает почти на 10% удельный выброс оксидов азота за счет включения в цикл режимов работы дизеля с полной нагрузкой при частоте вращения коленчатого вала

ниже 0,75 номинального значения. В тоже время удельные выбросы твердых частиц, определенные при испытании по циклу ESC, ниже почти на 30%, в основном, за счет снижения коэффициента весо-
мсти на режиме максимального крутящего момента.

Удельные выбросы ВВ, определенные по ме-

тодике ГОСТ 17.2.2.05-97 Правил ЕЭК ООН № 96, близки к значениям, определенным по методике Правил ЕЭК ООН № 96 за исключением выброса оксида углерода, приведенный выброс которого снижается свыше 20 за счет более высокого коэф-
фициента весо-мсти режима холостого хода.

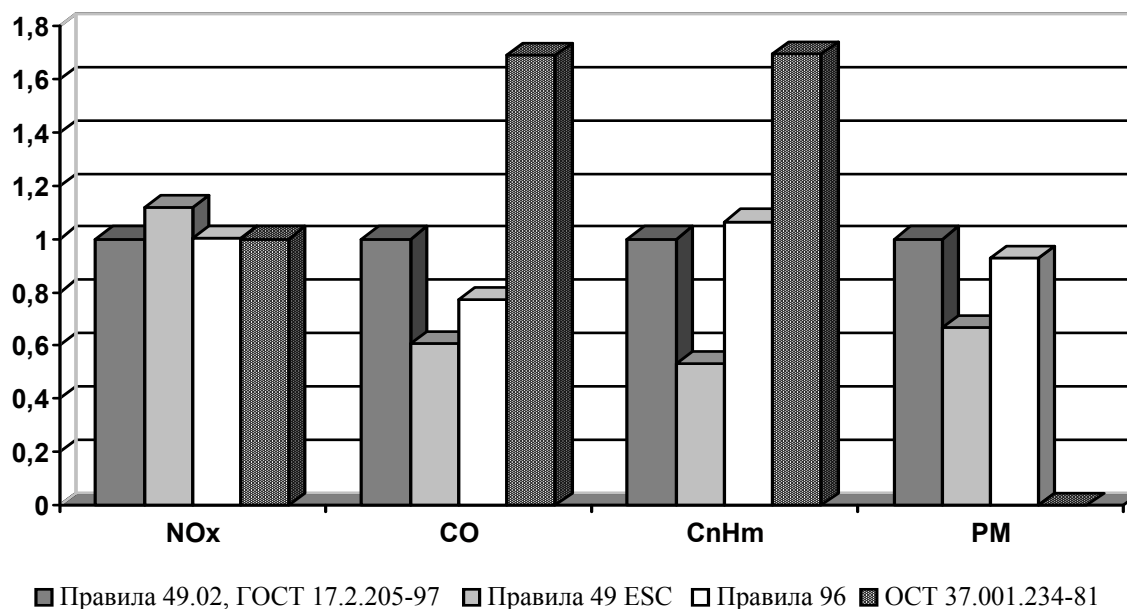


Рис. 2. Диаграмма относительного изменения значений удельных выбросов вредных веществ, определенных по различным методам

Проведенный анализ показывает, что удельные выбросы вредных веществ дизелей грузовых автомобилей и сельскохозяйственных машин, определенные по Правилам ЕЭК ООН и стандартам, действующим в Украине, имеют отличия, что является дополнительным фактором, не позволяющим проводить объективную оценку уровня токсичности отечественных и зарубежных дизелей.

В настоящее время специалистами обсуждается проблема применения в Украине Правил ЕЭК ООН или разработке на их основе ДСТУ. Это направление представляется рациональным, однако, для установления конкретных норм и динамики их ужесточения необходим всесторонний учет всех технических и экономических факторов.

УДК 621.436

А.Л. Григорьев, канд. техн. наук

АНАЛИЗ УСЛОВИЯ УСТОЙЧИВОСТИ
ТОПЛИВНОГО НАСОСА ДИЗЕЛЯ

Экспериментальное исследование топливной системы, снабженной обратным клапаном.

В работе [1] было показано, что за счет установки в топливную систему высокооборотного дизеля модулятора импульсов давления (рис.1) удастся не только значительно увеличить давления впрыскивания, но и существенно снизить максимальные давления топлива в полости насоса. При этом, поскольку использование модулятора все равно требует изменения конструкции нагнетательного клапана, представляется целесообразным установить в топливном насосе дополнительный (обратный) клапан и обеспечить за счет него значительное остаточное давление $p_{ост} = 15...20$ МПа. Одновременно с этим на 15...20 МПа должно быть увеличено давление $p_{ф.0}$ начала подъема иглы форсунки, для чего был запланирован переход на прогрессивные конструкции распылителей с диаметром иглы 5 или 4 мм. Такое решение позволило бы получить дополнительное увеличение максимальных давлений впрыскивания на 15...20 МПа (то есть до 95...100 МПа) при допустимом уровне максимальных давлений топлива в насосе 60...70 МПа.

Заметим, что к концу впрыскивания под плунжером модулятора остается значительный объем топлива q_m , величина которого для высокооборотных дизелей соизмерима с номинальной цикловой подачей. Это обстоятельство создает необходи-

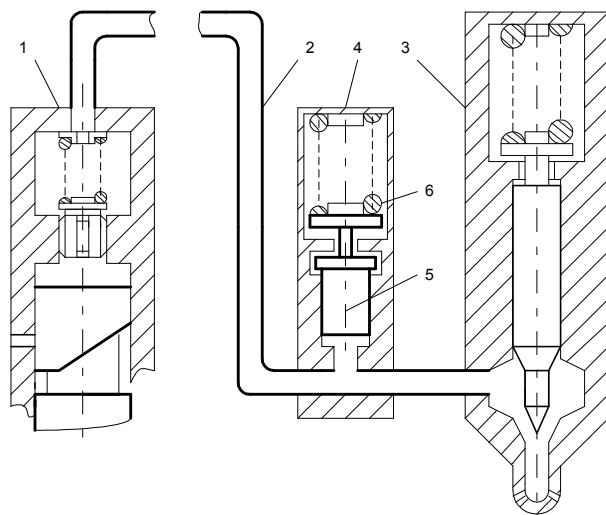


РИС. 1. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СХЕМА
ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ С МОДУЛЯТОРОМ
ИМПУЛЬСОВ ДАВЛЕНИЯ: 1 - ТОПЛИВНЫЙ
НАСОС; 2 - ТРУБОПРОВОД; 3 - ФОРСУНКА; 4 -

ДВИЖЕНИЯ ОБРАТНОГО КЛАПАНА

мые предпосылки для стабилизации остаточного давления на проектном уровне, определяемом параметрами обратного клапана.

Для проверки этой возможности на Ярославском заводе дизельной аппаратуры (ЯЗДА), где выполнялись договорные работы по исследованию топливных систем с модуляторами импульсов давления, была выполнена модернизация серийного нагнетательного клапана, которая сводилась к трем моментам:

- новый клапан не имел разгружающего пояса;
- по оси клапана просверлен канал диаметром 1 мм, в верхней своей части снабженный дросселем диаметром 0,5 мм;
- на верхнюю часть клапана установлен корпус обратного клапана (рис.2), запорный элемент которого имел форму шарика диаметром 1,5 мм, сопрягаемого с конической поверхностью; угол $2 \cdot \phi$ при вершине конуса - 90° .

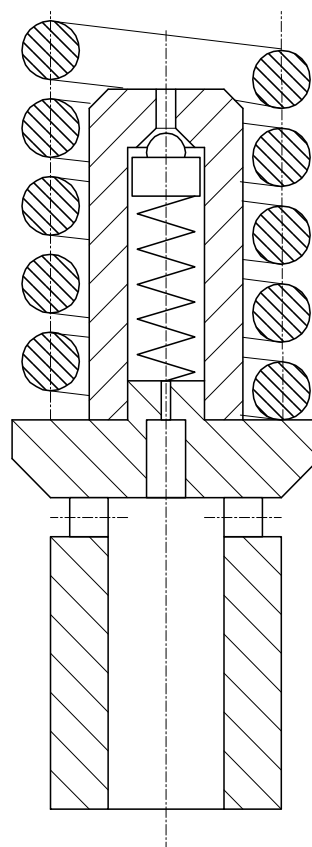


РИС. 2. КЛАПАН ДВОЙНОГО
ДЕЙСТВИЯ КОНСТРУКЦИИ ЯЗДА

Пружина обратного клапана обеспечивала проектное значение для давления $p_{обр}$ начала открытия обратного клапана 15 МПа. В новом опытном образце модулятора были установлены две пружины (рис. 3), которые обеспечивали давление $P_{м.0}$ начала перемещения плунжера модулятора на уровне 19...20 МПа. До начала испытаний значения давления $p_{обр}$ и $P_{м.0}$, а также герметичность обратного клапана и гидравлическая плотность прецизионных зазоров модулятора и форсунки, были проконтролированы (в статике) при помощи прессовочного стенда.

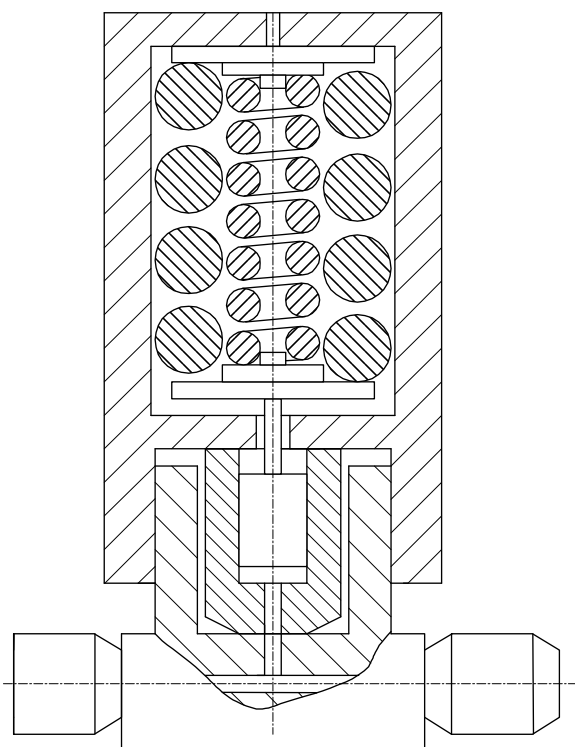


Рис. 3. Модулятор импульсов давления конструкции ЯЗДА

Однако экспериментальное исследование новой топливной системы, проведенное на безмоторном стенде лаборатории ЯЗДА при использовании измерительного комплекса фирмы AVL, показало, что обратный клапан указанной конструкции не обеспечивает проектное значение остаточного давления (рис.4). После окончания впрыскивания наблюдалось монотонное падение остаточного давления с уровня 15 МПа до уровня 0,1...0,05 МПа. В результате этого новая топливная система не смогла обеспечить ожидаемое дополнительное увеличение интенсивности впрыскивания.

Динамический анализ насоса, снабженного обратным клапаном.

В [2], где анализировалась конструкция фор-

сунки с гидравлическим запирающим иглы, указывалось на то, что динамическая неустойчивость может служить причиной неудовлетворительной работы гидромеханических узлов дизельной топливной аппаратуры. В ходе проведения динамического анализа топливного насоса [3] было обнаружено, что при открытии нагнетательного клапана два комплексно сопряженных решения частотного уравнения имеют положительную вещественную часть, и это означает, что данный узел попадает в зону динамической неустойчивости. Правда, если нагнетательный клапан имеет разгружающий пояс, то он буквально проскакивает через эту зону, практически не замечая ее. Но если клапан не имеет такого пояса и/или вынужден длительное время работать в зоне сверхмалых расходов топлива (как, например, обратный клапан), то динамическая неустойчивость может создать серьезные проблемы.

Во-первых, этот клапан не сможет обеспечить проектную величину остаточного давления топлива и ликвидировать его колебания от цикла к циклу и по цилиндрам, то есть не выполнит своего функционального назначения.

Во-вторых, длительная динамическая неустойчивость усложняет адекватное математическое моделирование объекта. Его параметры не будут жестко связаны с начальными условиями задачи, и это не описывается общепринятой (детерминированной) математической моделью гидромеханического узла, приведенной, например, в [4].

Для уменьшения колебаний давления в большинстве известных схем до и/или после обратного клапана устанавливаются дроссели. Гидравлическая схема, используемая при динамическом анализе обратного клапана, показана на рис.5а.

Уравнение для собственных частот λ имеет вид (смотри работу [1]):

$$\Psi(\lambda, q_{1,2}, q_{3,4}, q_{4,0}) = \det[A - \lambda \cdot D] = 0, \quad (1)$$

$$\text{где } D = \text{diag}(\alpha \cdot V_1; \alpha \cdot V_2; \alpha \cdot V_3; \alpha \cdot V_4; m_k; 1);$$

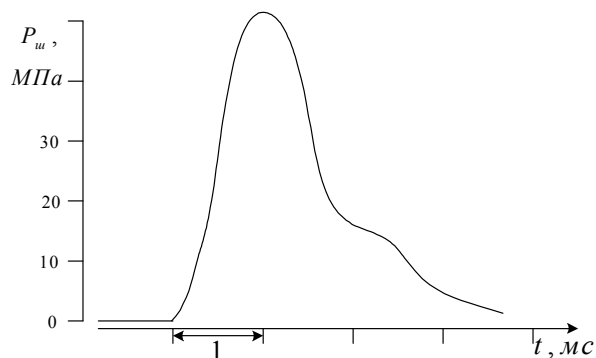


Рис. 4. Экспериментальная кривая изменения давления топлива в штуцере насоса при использовании в топливной системе дизеля КамАЗ-7405 клапана двойного действия и модулятора импульсов давления

$$A = \begin{bmatrix} -q_f - q_{1,2} & q_{1,2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ q_{1,2} & -q_{1,2} - q & q & 0 & -f_k & -d \\ 0 & q & -q - q_{3,4} & q_{3,4} & f_k & d \\ 0 & 0 & q_{3,4} & -q_{3,4} - q_{4,0} & 0 & 0 \\ 0 & f_k & -f_k & 0 & -z & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix};$$

$$q_{4,0} = \mu f_{4,0} \cdot \sqrt{1/(2 \cdot \rho \cdot |p_4 - p_0|)};$$

$$q = \mu f_k(h_k) \cdot \sqrt{1/(2 \cdot \rho \cdot |p_2 - p_3|)}; q_f = f_T / (a \rho);$$

$$q_{1,2} = \mu f_{1,2} \cdot \sqrt{1/(2 \cdot \rho \cdot |p_1 - p_2|)};$$

$$q_{3,4} = \mu f_{3,4} \cdot \sqrt{1/(2 \cdot \rho \cdot |p_3 - p_4|)};$$

$$d = d \mu f_k(h_k) / dh_k \cdot s(p_2 - p_3);$$

$$s(\Delta p) = \sqrt{2 \cdot |\Delta p|} \cdot \text{sign}(\Delta p); z = z_k \cdot T_{np,k} / 2;$$

$$T_{np,k} = 2 \cdot \sqrt{z_{np} / m_{np}}$$

α, ρ, a - коэффициент сжимаемости, плотность топлива и скорость звука в нем; h_k, f_k - подъем клапана и площадь его сечения; z_{np}, m_{np} - коэффициент жесткости и масса движущихся витков пружины обратного клапана [5].

Частотное уравнение (1) имеет шестой поряд-

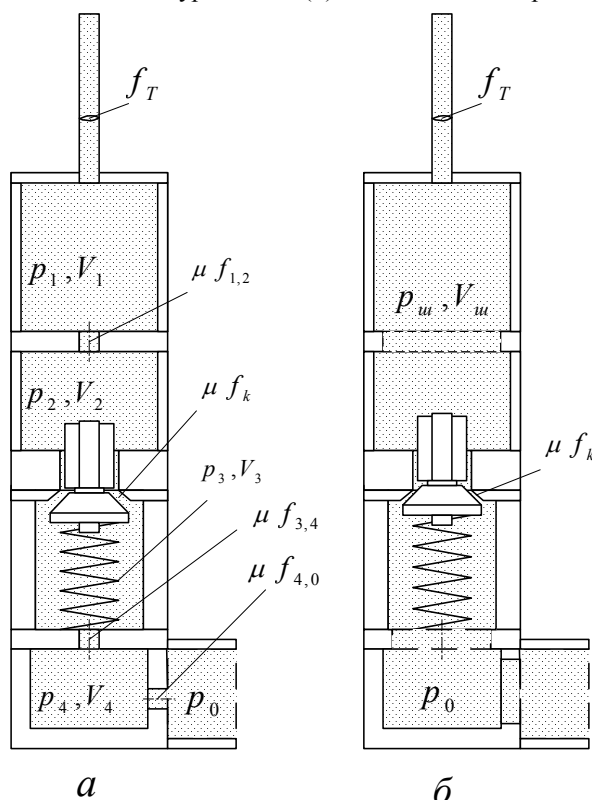


РИС. 5. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СХЕМА ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ТОПЛИВНОГО НАСОСА ПРИ СУЩЕСТВЕННЫХ (А) И МАЛЫХ (Б) ПОДЪЕМАХ ОБРАТНОГО КЛАПАНА

док и довольно громоздкие формулы для коэффициентов. Однако, используя свойства определителей, левую часть этого уравнения удалось привести к следующему виду:

$$\Psi(\lambda, q_{1,2}, q_{3,4}, q_{4,0}) = \Psi(\lambda, 0, q_{3,4}, q_{4,0}) - q_{1,2} \cdot \Psi_{1,2}(\lambda, q_{3,4}, q_{4,0}), \quad (2)$$

где функция $\Psi(\lambda, 0, q_{3,4}, q_{4,0})$ отвечает такому изменению этого узла, при котором полости 1 и 2 будут изолированы, а функция $\Psi_{1,2}(\lambda, q_{3,4}, q_{4,0})$ - такому изменению, когда эти полости будут полностью объединены.

Анализ уравнения (1), проведенный с учетом свойства (2), показал, что при возрастании величины $q_{1,2}$ все собственные частоты λ_j перемещаются по комплексной плоскости влево, что приводит к повышению устойчивости. Аналогичное свойство имеет место и для величин $q_{3,4}$ или $q_{4,0}$.

Следовательно, для достижения предельно возможной устойчивости узла все дроссели должны быть убраны, и мы приходим к схеме рис.5б. Заметим, что при малых подъемах клапана перепадом давлений на дросселях можно пренебречь, а полости, расположенные до клапана и после клапана - объединить, и мы во всех случаях приходим к одной и той же схеме, показанной на рис.5б.

Этой схеме отвечает частотное уравнение следующего вида:

$$\begin{vmatrix} -q_f - q - \alpha \cdot V_{ш} \cdot \lambda & -f_k & -d \\ f_k & -z - m_k \cdot \lambda & 0 \\ 0 & 1 & -\lambda \end{vmatrix} = 0,$$

то есть

$$\lambda^3 + \left(\frac{z}{m_k} + \frac{q_f + q}{\alpha \cdot V_{ш}} \right) \cdot \lambda^2 + \frac{z \cdot (q_f + q) + f_k^2}{\alpha \cdot V_{ш} \cdot m_k} \cdot \lambda + \frac{f_k \cdot d}{\alpha \cdot V_{ш} \cdot m_k} = 0. \quad (3)$$

Уравнение (3) имеет отрицательный вещественный корень λ_1 и пару комплексно сопряженных корней $\lambda_{2,3} = x \pm i \cdot y$, где $i = \sqrt{-1}$.

Применяя к этому уравнению критерий Рауса-Гурвица, получаем условие динамической устойчивости

$$d / f_k \leq (1 + z \cdot (q_f + q) / f_k^2) \times ((q_f + q) / (\alpha \cdot V_{ш}) + z / m_k). \quad (4)$$

Для обратного клапана вторые слагаемые скобок значительно меньше первых, и их величиной можно пренебречь. Это создаст для условия устойчивости определённый "запас прочности" и позволит избежать использования в этой теории приближенной модели [5] для расчета силы пружины. Кроме

того, учтем, что условие (4) должно выполняться и в самом конце режима стравливания топлива, когда $q = 0$. В результате условие (4) принимает вид

$$d / f_k < q_f / (\alpha \cdot V_{ш}) . \quad (5)$$

Для шарикового клапана условие (5) эквивалентно неравенству:

$$f_T \cdot d_{шар} \cdot \operatorname{tg} \phi > 4 \cdot \mu \cdot V_{ш} \cdot \sqrt{\alpha \cdot 2 \cdot p_{ост}} , \quad (6)$$

где $d_{шар}$ - диаметр шарика; $\mu = 0,7 \dots 0,9$ - коэффициент расхода.

Для опытного образца обратного клапана это неравенство выполнялось при $p_{ост} < 0,05$ МПа. Поэтому он, не смотря на значительное усилие пружины, закрывается только после того, как давление в штуцерной полости насоса упадет до этого уровня, что и было подтверждено в эксперименте.

Конструкции обратных клапанов, обеспечивающие динамическую устойчивость при высоком остаточном давлении.

Анализ условия (6) показывает, что для обеспечения динамической устойчивости обратного клапана при существенном уровне остаточного давления необходимо значительно (в 5 - 10 раз) увеличивать диаметр шарика, а также увеличить угол при вершине конуса до $120 - 150^\circ$. Однако для такого шарика (и его пружины) в полости насоса нет места, и данная рекомендация на практике реализована быть не может.

Прежде чем окончательно отклонить конструкцию шарикового клапана, необходимо сделать два замечания.

Во-первых, рассмотренная выше модель не учитывает трения, хотя известно, что при закрытии клапана шарик движется в контакте с седлом. Возникает трение между опорой шарика и ее направляющей. Многочисленные удары шарика о седло, возникающие при его колебаниях, приводят к дополнительному рассеиванию механической энергии. Практика показывает, что в результате действия этих демпфирующих факторов вновь изготовленный обратный клапан может некоторое время сохранять динамическую устойчивость, но после приработки он её теряет.

Во-вторых, стравливание лишнего топлива через обратный клапан должно занимать относительно небольшое время - $2 \dots 3$ мс. Поэтому тут важен не сам факт выхода решений $\lambda_{2,3} = x \pm i \cdot y$ частного уравнения (3) в правую полуплоскость (то есть возникновение при $x > 0$ динамической неустойчивости), но величина их вещественной части x . К сожалению, в момент открытия шарикового клапана величина x достигает уровня $5 \dots 10 \text{ мс}^{-1}$, и это приводит к быстрому увеличению амплитуды колебаний.

Для сохранения динамической устойчивости необходимо существенно уменьшить величину про-

изводной $d \mu f_k(h_k) / d h_k$, что противоречит концепции быстрого увеличения площади проходного сечения, принятой для клапанов дизельной топливной аппаратуры.

Этому новому требованию отвечает клапан грибового типа, показанный на рис.6а. Для него условие (5) эквивалентно неравенству

$$\Pi < \Pi^* = f_T \cdot f_k / (V_{ш} \cdot \mu \cdot \cos \phi \cdot \sqrt{\alpha \cdot 2 \cdot p_{ост}}) , \quad (7)$$

где ϕ - угол уплотняющего конуса; Π - суммарная ширина двух каналов на боковой цилиндрической поверхности клапана; $p_{ост}$ - уровень остаточного давления в системе в момент закрытия обратного клапана.

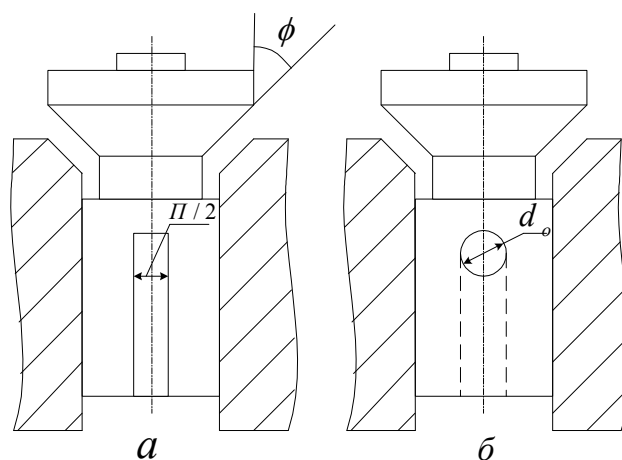


РИС. 6. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ДИНАМИЧЕСКИ УСТОЙЧИВЫХ ОБРАТНЫХ КЛАПАНОВ

Анализ условия (7) показывает, что если выполнить клапан в соответствии с соотношением $\Pi = \pi \cdot d_k$, то остаточное давление, обеспечиваемое таким клапаном, не превысит 0,05 МПа. Для получения давления $p_{ост} \square 3 \dots 5$ МПа суммарная ширина Π поперечного сечения каналов должна составлять $10 \dots 15$ % периметра клапана $\pi \cdot d_k$; только в этом случае обратный клапан сохранит устойчивость вплоть до своего окончательного закрытия.

Заметим, что при таком выполнении клапана проходное сечение μf_k при всех его подъемах остаётся малым, и для стабилизации уровня остаточного давления нет необходимости устанавливать дополнительные дроссели.

Для повышения технологичности обратного клапана продольные каналы целесообразно заменить поперечным отверстием (рис.6б). При определении диаметра d_o этого отверстия должно быть удовлетворено неравенство

$$d \mu f(h_k) / d h_k \leq f_k \cdot \mu f(h_k) / (\alpha \cdot V_{ш} \cdot 2 \cdot p_{ост}) + f_k \cdot f_T / (V_{ш} \cdot \sqrt{\alpha \cdot 2 \cdot p_{ост}}), \quad (8)$$

которое следует из условия (4) при $z = 0$. Для решения этого неравенства мы использовали формулы

$$\mu f = \mu \cdot \cos \phi \cdot (d_0^2 / 4) \cdot (2 \cdot \phi - \sin(2 \cdot \phi)) \text{ и } d \mu f(h_k) / d h_k = \mu \cdot \cos \phi \cdot d_0 \cdot \sin(\phi / 2),$$

где геометрический смысл угла ϕ указан на рис. 7.

Решение неравенства (8) было представлено в параметрическом виде:

$$d_0 \leq d_0^* = [(f_T^2 \cdot f_k / (V_{ш} \cdot (2 \cdot \mu \cdot \cos \phi)^2) / \Psi(\phi))]^{1/3}, \quad (9)$$

где

$$\Psi(\phi) = [\sin^2 \phi + 0.5 \cdot \cos^2 \phi - 2 \cdot \operatorname{ctg} \phi \cdot \phi]^2 / \cos \phi;$$

$$d_0 \cdot f_k / (V_{ш} \cdot \alpha \cdot 2 \cdot p_{ост}) = \Phi(\phi) = \cos \phi / \sin^2 \phi. \quad (10)$$

Чтобы при данном значении параметра ϕ получить максимальное остаточное давление, нужно в условии (9) выбрать $d_0 = d_0^*$, после чего, используя равенство (10), найти это давление $p_{ост}$.

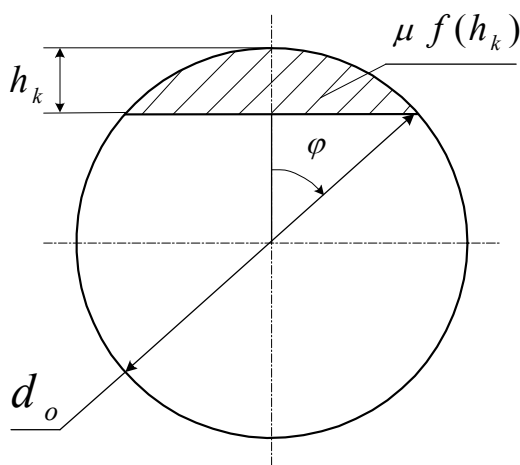


Рис. 7. Геометрический смысл параметра ϕ

При варьировании ϕ удобно пользоваться графиками рис. 8.

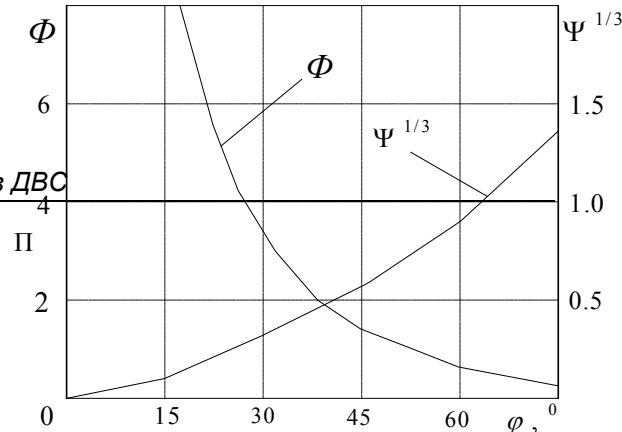


Рис. 8. Графики вспомогательных функций

ри малых значениях параметра ϕ

(которые, как правило, и отвечают существенной величине остаточного давления) вспомогательные функции $\Psi(\phi)$ и $\Phi(\phi)$ могут быть аппроксимированы такими зависимостями:

$$\Psi(\phi) \approx \phi^2 / 6; \quad \Phi(\phi) \approx 4 / \phi^2.$$

Используя эти зависимости, нам удалось исключить из рассмотрения параметр ϕ и получить искомое соотношение:

$$d_0^* = (9/16) \cdot (f_T^2 \cdot f_k^3) / [V_{ш}^3 \cdot (\alpha \cdot p_{ост})^2 \cdot (\mu \cdot \cos \phi)^2].$$

Из этого соотношения, в частности, следует, что для достижения устойчивой работы обратного клапана при уровне остаточного давления 3...5 МПа диаметр d_0 поперечного канала должен для исследованной топливной системы составлять около 1,0 мм, а при 10...15 МПа - около 0,5 мм.

Список литературы:

1. Григорьев А. Л. Разработка методов интенсификации процесса топливоподачи в топливной аппаратуре высокооборотных дизелей: Дис. канд. техн. наук. Харьков, 1988.-352 с.
2. Лышевский А.С., Ляшков В.И. Условия устойчивости работы форсунок с гидравлическим запирающим иглы // Двигатели внутреннего сгорания. Совершенствование топливной аппаратуры. -М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1969. - С.19-23.
3. Григорьев А.Л. Динамический анализ гидромеханических узлов дизельной топливной аппаратуры // Вестник ХГПУ – Вып.124, 2000.- С.27-39.
4. Григорьев А.Л. Универсальный метод динамического расчета гидромеханического узла // Вестник ХГПУ – Вып. 104, 2000.- С.75 - 84.
5. Грунауэр А.А., Тартаковский И.И., Григорьев А.Л. О связи силы пружины с законом ее деформирования // Теория механизмов и машин. – Харьков: Вища школа. – Вып. 39, 1985.- С.7-22.

УДК 621.43.01

З.Х. Керимов, канд. техн. наук

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ТРЕХМЕРНОГО ПОТОКА ГАЗА В ЦИЛИНДРЕ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Одной из важнейших задач, стоящих перед энергомашиностроением на сегодняшний день, является повышение топливной экономичности и снижение токсичности отработавших газов поршневых двигателей, являющихся основным источником энергии средств наземного транспорта. Решение этой задачи, в свою очередь, в значительной степени зависит от совершенства рабочего процесса и, в частности, от процесса смесеобразования в цилиндре двигателей. Поэтому обеспечение надлежащего движения воздушного заряда в цилиндре на тактах впуска и сжатия приобретает важное значение как для двигателей с искровым воспламенением, так и дизельных двигателей. Как свидетельствуют научные публикации в течение последних двух десятилетий, ведущие двигателестроительные и исследовательские центры мира уделяют большое внимание вопросу исследования движения воздушного заряда в цилиндре двигателей внутреннего сгорания (ДВС) как экспериментальным путем, так и с применением методов математического моделирования.

На сегодняшний день доминирующим направлением в области моделирования турбулентных течений, в том числе и в цилиндре поршневых двигателей, являются так называемые k - ε модели, относящиеся к полуэмпирическим моделям турбулентности. Судя по некоторым рассмотренным публикациям, например [1], k - ε модели имеют удовлетворительную адекватность и могут быть применены для моделирования турбулентности и в специфичных условиях в цилиндре ДВС. Согласно другим публикациям, например [2], они недостаточно точно описывают характер течений в условиях развитой турбулентности в замкнутых объемах с учетом сжатия и расширения среды. Несмотря на противоречивые мнения, можно констатировать, что в настоящее время k - ε модели получили наибольшее распространение для описания внутрицилиндровой турбулентности. Однако, несмотря на это, k - ε модели нельзя считать универсальными. Отметим некоторые не-

достатки, присущие всем разновидностям k - ε моделей.

Эмпирические константы, входящие в уравнения k - ε моделей, определены в условиях стационарных турбулентных течений в трубе, к тому же, без учета сжимаемости газа, и поэтому трудно обосновать их пригодность (и постоянство) для расчета нестационарных трехмерных течений с развитой турбулентностью в замкнутых объемах. Кроме того, коэффициенты турбулентного обмена рассчитываются с использованием известной формулы Прандтля-Колмогорова, постоянный коэффициент которой получен для условий равновесной турбулентности, где генерация турбулентности равна ее диссипации. А турбулентность в потоке с сильно выраженной нестационарностью, что имеет место в цилиндре поршневого двигателя, трудно считать равновесной.

Поэтому, несмотря на некоторые успехи в области моделирования сложных турбулентных течений в цилиндре поршневых двигателей с помощью k - ε модели, эту проблему нельзя считать решенной и разработка новых математических моделей турбулентности потока вообще, и в цилиндре ДВС в частности, является актуальной.

В настоящей работе предпринята попытка предложить методику определения показателей турбулентности потока газов в цилиндре ДВС без использования эмпирических зависимостей.

При математическом моделировании турбулентных потоков наиболее сложной задачей является определение коэффициентов турбулентного переноса, в частности, динамического коэффициента турбулентной вязкости, входящего в уравнения Навье-Стокса, и коэффициента турбулентной теплопроводности в уравнении энергии.

Для определения показателей турбулентности газового потока принята теория "пути перемешивания" (или "пути смешения") Л. Прандтля [4],

базирующаяся на гипотезе Буссинеска [4]. Согласно этой гипотезе, отдельный конечный объем газа, называемый моле́м, выделенный в данном “начальном” слое как некоторый индивидуальный объем, перемещается в нормальном к осредненному потоку направлении до тех пор, пока не смешается с некоторым смежным слоем, потеряв свою индивидуальность – отличие в продольной осредненной скорости. Конечный объем во все время перемещения из начального слоя в конечный сохраняет свое отличие в импульсе и только в момент перемешивания мгновенно теряет свою индивидуальность, вызвав, тем самым, в этом конечном слое возмущение в осредненной скорости. Расстояние между начальным и конечным слоями называется “путем перемешивания”.

Согласно теории Прандтля предполагается, что возмущения в осредненной скорости слоя как в продольном, так и в поперечном направлениях (пульсационные составляющие u' в направлении оси x и v' в направлении оси y) пропорциональны длине пути перемешивания l' и градиенту осредненной скорости u в поперечном направлении:

$$u' \sim l' \frac{du}{dy}, \quad v' \sim l' \frac{du}{dy}. \quad (1)$$

Затем, в выражениях (1) знак пропорциональности заменен знаком равенства и после некоторых преобразований получена основная формула теории “пути перемешивания” Прандтля:

$$\mu_t = \rho l^2 \left| \frac{du}{dy} \right|, \quad (2)$$

где ρ – плотность газа; l – осредненная длина “пути перемешивания”.

Получено также выражение для турбулентного коэффициента теплопроводности [4]:

$$\lambda_t = c_p \rho l^2 \left| \frac{du}{dy} \right|. \quad (3)$$

Как видно, формулы (2) и (3), составляющие основу теории Прандтля, получены путем логических рассуждений и на основе принятых гипотез о механизме турбулентности. Кроме того, в выражениях (1) знак пропорциональности заменен знаком равенства (это означает, что если и присутствует коэффициент пропорциональности в этих выражениях, то он близок к единице). Уровень развития теории и методов расчета турбулентности на сегодняшний день таковы, что речь идет не о точном расчете локальных значений коэффициентов турбулентного переноса, а хотя бы определении порядка этих величин. Более того, турбулентность является статистическим (вероятностным) процессом, где присутствуют элементы случайности, показатели которого, по-видимому, не могут быть определены однозначно и точно, а могут быть рассчитаны с осреднением (по пространству и по времени) и с определенной вероятностью.

Единственная, остающаяся неопределенной в формуле Прандтля (2), величина l – длина пути перемешивания не может быть определена в рамках теории Прандтля. Для определения пути перемешивания существует много различных эмпирических и полуэмпирических выражений, в которые входят постоянные эмпирические коэффициенты. Все эти выражения не обладают универсальностью и не могут быть применены при расчете потоков с меняющейся во времени нестандартной конфигурацией.

В настоящей работе сделана попытка получить формулу для определения пути перемешивания в зависимости от показателей осредненного потока. При развитой турбулентности, при достаточно больших числах Рейнольдса в турбулентном потоке присутствуют пульсации с масштабами от самых больших до очень малых [3], т.е. пульсации с широким спектром амплитуд и частот. Крупномасштабные пульсации обладают наибольшими амплитудами, в них и накоплена большая часть кинетической энергии турбулентных пульсаций. Поэтому расчет этих пульсаций с наибольшими амплитудами (а значит, и с наибольшими путями перемешивания) и с наименьшими частотами пульсаций и представляет интерес.

В [3] в результате теоретических исследований делается заключение о том, что частоты наиболее крупномасштабных пульсаций имеют порядок $\frac{u}{l}$, т.е.

$$f \sim \frac{u}{l}, \quad (4)$$

где f – частота пульсаций, u – осредненная скорость потока, l – длина пути перемешивания.

Нами выдвигается гипотеза о том, что при возникновении турбулентности, в потоке газа или жидкости *генерируются турбулентные пульсации с частотами, равными частотам собственных колебаний колебательной системы, состоящей из среды и стенок, ограничивающих поток*, т.к. естественно предположить, что при возникновении автоколебаний в потоке при отсутствии постороннего источника колебаний, колебания будут иметь частоту собственных колебаний системы, что и вызывает турбулентные пульсации в потоке.

В газовой или жидкой среде, ограниченной стенками могут происходить свободные колебания лишь с вполне определенными частотами – частотами собственных колебаний среды в данном объеме. Значения частот собственных колебаний зависят от формы, размеров, объема и свойств среды. Для каждого рассматриваемого объема с газовой средой существует бесконечный ряд возрастающих частот собственных колебаний. По-видимому, именно в результате этого, в потоке с развитой турбулентностью существует спектр турбулентных пульсаций с разными амплитудами – путями перемешивания

(масштабами) и частотами, что подтверждает выдвинутую гипотезу. Кроме того, амплитуда стоячих волн, каковыми являются колебания среды в замкнутом объеме, с приближением к стенкам уменьшается и на поверхности стенок равняется нулю, что согласуется с различными эмпирическими формулами для пути перемешивания, встречающимися в литературе, и также является подтверждением гипотезы.

Спектр частот собственных колебаний газа в сосуде, имеющем форму параллелепипеда, определяется по формуле [4]:

$$\omega_c^2 = c^2 \pi^2 \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} + \frac{p^2}{d^2} \right), \quad (5)$$

где ω_c – круговая частота колебаний ($\omega_c = 2\pi f$), c – скорость распространения звука в среде, a, b, d – длины сторон параллелепипеда, m, n, p – произвольные целые числа.

При $m=n=p=1$ имеем наименьшую частоту собственных колебаний:

$$\omega_c = c\pi \sqrt{\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} + \frac{1}{d^2}}. \quad (6)$$

В выражении (4), заменяя знак пропорциональности знаком равенства (аналогично Прандтлю в выражениях (1)), получим:

$$f = \frac{u}{l}. \quad (7)$$

Приравнявая частоту наиболее крупномасштабных турбулентных пульсаций наименьшей частоте собственных колебаний среды, из выражений (6) и (7) получим длину пути перемешивания для наиболее крупномасштабных турбулентных пульсаций потока в сосуде, имеющем форму параллелепипеда:

$$l = \frac{2u}{c \sqrt{\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} + \frac{1}{d^2}}}. \quad (8)$$

По формуле (8) в зависимости от скорости потока, расстояния до стенок, ограничивающих поток, и скорости звука в среде (которая является результирующим показателем как инерционных, так и упругих свойств среды) может быть определено локальное значение длины пути перемешивания наиболее крупномасштабных турбулентных пульсаций. Для объемов с более сложной формой вместо выражения (5) можно использовать более сложные выражения и получить соответствующие формулы для l .

Подставляя $m=2,3,\dots$; $n=2,3,\dots$; $p=2,3,\dots$ в разных сочетаниях, в принципе, можно получить весь спектр путей перемешивания и частот турбулентных пульсаций. Кроме того, турбулентные колебания, имеющие разные частоты, интерферируя, создадут очень сложную картину, которая и имеет место в реальных турбулентных потоках. Если учесть, что цилиндр и камера сгорания поршневого двигателя имеют сложную форму, то сложный характер колебаний и отражений колебаний от стенок с их интерференцией еще более усложняют процесс и при-

близят к хаотическому. Поэтому ограничимся колебаниями наибольшей амплитуды и наименьшей частоты.

Рассмотрим применение полученной формулы (8) для классического случая, например, для турбулентного потока в плоской трубе между двумя бесконечными плоскостями. В этом случае $a=L$, $b=\infty$, $d=\infty$ (L – расстояние между плоскостями). Тогда из выражения (8) получим:

$$l = \frac{2uL}{c}. \quad (9)$$

Попытаемся, используя выражение (9), получить закон изменения осредненной скорости турбулентного потока в пристенной зоне турбулентности. Известно, что при использовании выражения длины пути перемешивания Прандтля для пристенной турбулентности и интегрировании формулы Прандтля для напряжения турбулентного трения вне вязкого подслоя

$$\tau = \rho l^2 \left(\frac{du}{dy} \right)^2 = \tau_w \quad (10)$$

получается выражение логарифмического закона распределения осредненной скорости в пристенной зоне турбулентности [4] (вне вязкого подслоя):

$$u = \frac{1}{\chi} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \ln y + const, \quad (11)$$

где τ_w – напряжение трения на стенке, χ – постоянное число.

Аналогично интегрируя выражение (10), с учетом зависимости (9), получаем:

$$u = \sqrt{y \frac{c}{L} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}} + const. \quad (12)$$

Таким образом, в рамках предложенной формулы (6) для длины пути перемешивания профиль осредненной скорости потока соответствует не логарифмическому закону, как в выражении (11), а степенному закону “корня квадратного”.

В [4] “пристенная” зона турбулентности делится на внутреннюю и внешнюю подобласти турбулентности и отмечается, что “если в первой зоне вне вязкого подслоя и переходной области осуществляется логарифмический профиль скоростей, то во второй зоне его место занимает степенной профиль скоростей – степенной закон “корня квадратного”

$$u = \frac{2}{\chi} \sqrt{\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx}} \sqrt{y} + const, \quad (13)$$

хорошо подтверждаемый опытами, а впервые на этот закон “половинной степени” обратили внимание Е.Е. Солодкин и И.И. Межиров в 1950 г., что также было опытно подтверждено в работе [7].

На основе проведенного анализа можно сделать вывод о том, что формула, полученная в результате предложенного метода определения пути перемешивания турбулентных пульсаций, соответствует профилю изменения средней скорости потока по

степенному закону “корня квадратного” во внешней подобласти пристенной турбулентности, другими словами, для областей с развитой турбулентностью.

Таким образом, можно утверждать, что формула длины пути перемешивания на основе выдвинутой гипотезы хорошо согласуется с классическими представлениями о характере изменения параметров потока в области развитой турбулентности. Это, в свою очередь, свидетельствует о том, что предложенная гипотеза соответствует сложившимся представлениям о природе турбулентности, связывается с гипотезой Буссинеска и теорией Прандтля и может быть использована для определения длины пути перемешивания в формуле Прандтля и расчета потоков с развитой турбулентностью в замкнутых объемах и трубах.

Определим выражения длины пути перемешивания и коэффициентов турбулентного обмена применительно к трехмерной цилиндрической системе координат r, θ, x . Проекция длины пути перемешивания в направлениях соответствующих координат аналогично выражению (8) будут иметь вид (учитывая, что длина пути перемешивания всегда положительна):

$$\begin{aligned} l_u &= \frac{2|u|}{c\sqrt{\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} + \frac{1}{d^2}}}; \\ l_v &= \frac{2|v|}{c\sqrt{\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} + \frac{1}{d^2}}}; \\ l_w &= \frac{2|w|}{c\sqrt{\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} + \frac{1}{d^2}}}. \end{aligned} \quad (14)$$

Суммарная длина пути перемешивания:

$$l = \sqrt{l_u^2 + l_v^2 + l_w^2}. \quad (15)$$

Коэффициенты турбулентной вязкости в направлении соответствующих координат с учетом трехмерности потока будут:

$$\begin{aligned} \mu_u &= \rho l_u^2 \left(\left| \frac{\partial u}{\partial x} \right| + \left| \frac{\partial u}{r \partial \theta} \right| \right); \\ \mu_v &= \rho l_v^2 \left(\left| \frac{\partial v}{\partial r} \right| + \left| \frac{\partial v}{\partial x} \right| \right); \\ \mu_w &= \rho l_w^2 \left(\left| \frac{\partial w}{\partial r} \right| + \left| \frac{\partial w}{r \partial \theta} \right| \right). \end{aligned} \quad (16)$$

Коэффициенты турбулентной теплопроводности в направлениях соответствующих координат:

$$\begin{aligned} \lambda_u &= c_p \rho l_u^2 \left(\left| \frac{\partial u}{\partial x} \right| + \left| \frac{\partial u}{r \partial \theta} \right| \right); \\ \mu_v &= c_p \rho l_v^2 \left(\left| \frac{\partial v}{\partial r} \right| + \left| \frac{\partial v}{\partial x} \right| \right); \\ \mu_w &= c_p \rho l_w^2 \left(\left| \frac{\partial w}{\partial r} \right| + \left| \frac{\partial w}{r \partial \theta} \right| \right). \end{aligned} \quad (17)$$

Суммарные значения коэффициентов турбулентных вязкости и теплопроводности:

$$\mu_T = \sqrt{\mu_u^2 + \mu_v^2 + \mu_w^2}; \quad (18)$$

$$\lambda_T = \sqrt{\lambda_u^2 + \lambda_v^2 + \lambda_w^2}. \quad (19)$$

Локальные значения расстояний a, b, d зависят от положения расчетной точки в цилиндре. В объеме со сложной конфигурацией, в частности, в объеме цилиндра, они являются расстояниями между соответствующими двумя противоположными стенками в направлении трех взаимно перпендикулярных координатных осей, определенными с переходом через точку пространства, в которой рассчитываются показатели турбулентности.

Относительно формулы (5) можно отметить, что эта формула не учитывает влияние всех особенностей сложной формы камеры сгорания и цилиндра на частоту собственных колебаний газа в сосуде. Получение формулы, учитывающей влияние всех факторов на локальные значения амплитуд колебаний газа в сосуде, является достаточно сложной задачей. Поэтому, ограничиваемся использованной формулой.

На основе рассмотрения анализа как существующих математических моделей потока в цилиндре поршневых двигателей, так и различных уравнений, описывающих неустановившийся турбулентный поток газа вообще, можно сделать вывод о том, что турбулентный поток газа наиболее точно с учетом особенностей потока описывается трехмерными уравнениями Навье-Стокса для сжимаемой среды.

Кроме того, для наиболее полного и точного учета конфигурации потока в цилиндре двигателя и упрощения граничных условий модели уравнения математической модели составлены в трехмерной цилиндрической системе координат r, θ, x .

Уравнение сплошности потока имеет вид:

$$\frac{\partial(r\rho)}{\partial \tau} + \frac{\partial(r\rho u)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial \theta} + \frac{\partial(r\rho w)}{\partial x} = 0. \quad (20)$$

Использованная форма уравнений Навье-Стокса для сжимаемой среды учитывает анизотропность турбулентности, переменность коэффициента турбулентной молекулярной вязкости между отдельными элементарными расчетными объемами пространства и его постоянство в пределах одного элементарного объема [3, 4]:

$$\frac{\partial(r\rho u)}{\partial\tau} + \frac{\partial[r(p+\rho u^2)]}{\partial r} + \frac{\partial(r\rho uv)}{\partial\theta} + \frac{\partial(r\rho uw)}{\partial x} =$$

$$= p + \rho v^2 + (\mu + \mu_u)r \times \left\{ \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial v}{r\partial\theta} + \frac{\partial w}{\partial x} \right] + \right.$$

$$\left. + \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u}{r} \right) + \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 u}{r^2 \partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right] - \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial v}{r\partial\theta} \right\}; \quad (21)$$

$$\frac{\partial(r\rho v)}{\partial\tau} + \frac{\partial(r\rho uv)}{\partial r} + \frac{\partial(p + \rho v^2)}{\partial\theta} + \frac{\partial(r\rho vw)}{\partial x} =$$

$$= -\rho uv + (\mu + \mu_v)r \times \left\{ \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial\theta} \left[\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial v}{r\partial\theta} + \frac{\partial w}{\partial x} \right] + \right.$$

$$\left. + \left[\frac{\partial}{\partial\theta} \left(\frac{v}{r} \right) + \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 v}{r^2 \partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right] + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial u}{r\partial\theta} \right\}; \quad (22)$$

$$\frac{\partial(r\rho w)}{\partial\tau} + \frac{\partial(r\rho uw)}{\partial r} + \frac{\partial(r\rho vw)}{\partial\theta} + \frac{\partial[r(p + \rho w^2)]}{\partial x} =$$

$$= (\mu + \mu_w)r \times \left\{ \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial v}{r\partial\theta} + \frac{\partial w}{\partial x} \right] + \right.$$

$$\left. + \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{w}{r} \right) + \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 w}{r^2 \partial \theta^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right] + \frac{w}{r^2} \right\}. \quad (23)$$

Использованное уравнение энергии учитывает как перенос тепла в результате молекулярной и турбулентной теплопроводностей, так и диссипацию энергии за счет молекулярной и турбулентной вязкостей.

$$\frac{\partial(er)}{\partial\tau} + \frac{\partial[r(i + 0,5q^2)\rho u]}{\partial r} + \frac{\partial[(i + 0,5q^2)\rho v]}{\partial\theta} +$$

$$+ \frac{\partial[r(i + 0,5q^2)\rho w]}{\partial x} = (\lambda + \lambda_T)r \times$$

$$\times \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial T}{\partial r} + \frac{T}{r} \right) + \frac{\partial^2 T}{r^2 \partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] + (\mu + \mu_T)r\Phi, \quad (24)$$

где $e = \rho(c_p T + 0,5q^2)$, $q^2 = u^2 + v^2 + w^2$,
 i – удельная энтальпия газа;

$$i = c_p T,$$

c_p , c_v – удельные теплоемкости газа при постоянном давлении и объеме;

T – температура газа;

u , v , w – проекции вектора скорости потока $\vec{q}$, соответственно, в направлениях r , θ , x , известно что, $\vec{q} = \vec{u} + \vec{v} + \vec{w}$;

e – плотность полной энергии газа (полная энергия единицы объема газа);

μ , μ_T – коэффициенты молекулярной и турбулентной вязкостей;

λ , λ_T – коэффициенты молекулярной и турбулентной теплопроводностей;

τ – время;

Φ – диссипативный член (из-за громоздкости известное выражение не приводится [4]).

Система уравнений (20)-(24) замыкается уравнением состояния идеального газа:

$$p = \rho R_g T.$$

Вышеприведенные уравнения математической модели дополняются граничными условиями. В

частности, для

элементарных

расчетных

объемов,

граничащих с

проходным

сечением впускного

клапана, в уравнения

вводятся

дополнительные

члены, учитывающие

влияние

потока через клапан. В

элементарных

объемах, граничащих со

стенками, учитывается

теплообмен со стенками.

Разработана методика

учета криволинейности

стенок в элементарных

расчетных объемах,

заполняющих объем

камеры сгорания. Дифференциальные

уравнения математической

модели решены конечно-разностным

методом “распада произвольного

разрыва” проф. С.К. Годунова [5].

Допускается, что в начале такта впуска

объем цилиндра заполнен неподвижным

газом, имеющим физические свойства

чистого воздуха и температуру

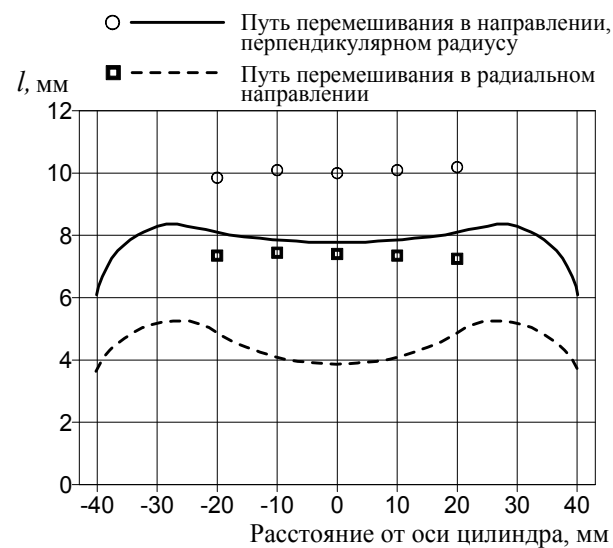


РИС.1. СОПОСТАВЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ПУТИ ПЕРЕМЕШИВАНИЯ (КРИВЫЕ) С ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМИ ДАННЫМИ РАБОТЫ [6] (ТОЧКИ) НА РАССТОЯНИИ 7,1 мм ОТ

потока через клапан. В элементарных расчетных объемах, граничащих со стенками, учитывается теплообмен со стенками. Разработана методика учета криволинейности стенок в элементарных расчетных объемах, заполняющих объем камеры сгорания. Дифференциальные уравнения математической модели решены конечно-разностным методом “распада произвольного разрыва” проф. С.К. Годунова [5].

Допускается, что в начале такта впуска объем цилиндра заполнен неподвижным газом, имеющим физические свойства чистого воздуха и температуру газов в цилиндре в конце такта выпуска.

В результате вычислений, проведенных на компьютере IBM, получаются поля скоростей потока, температур, давлений газа, путей перемешивания и интенсивности турбулентности в цилиндре на тактах впуска и сжатия.

Адекватность методики определения пути перемешивания и моделирования внутрицилиндровых процессов была проверена сопоставлением результатов расчетов с экспериментальными данными, приведенными в работе [6]. Фирмой Ricardo Consulting Engineering в результате обработки экспериментальных данных, полученных методом лазерной доплеровской анемометрии на одноцилиндровом мо-

дельном двигателе Hydra, определен характер изменения пути перемешивания в цилиндре поршневого двигателя.

Коленчатый вал двигателя приводится в движение от постороннего электродвигателя без подачи топлива и вращается с частотой 1200 мин^{-1} . Камера сгорания имеет форму диска, без вытеснителей. При положении поршня в ВМТ расстояние между плоскими поверхностями днища поршня и головки цилиндра составляет 11,1 мм, диаметр цилиндра – 85,7 мм, а ход поршня – 86,0 мм. Расположение впускного канала относительно оси цилиндра – тангенциальное.

В математическую модель были введены данные модельного двигателя Hydra и смоделированы процессы впуска и сжатия. Сопоставление расчетных значений пути перемешивания в вертикальном сечении цилиндра с экспериментальными данными работы [6] приведены на рис. 1. По результатам сопоставления можно считать, что по предлагаемой методике длина пути перемешивания определяется с удовлетворительной точностью, если учесть, что эта величина является статистической величиной, которая может быть рассчитана только с определенной вероятностью и точностью. Кроме того, следует учесть, что экспериментальные значения длины пути перемешивания получаются косвенно, обработкой замеренных параметров турбулентности с использованием методик, которые также являются далеко небесспорными.

Были также смоделированы процессы впуска и сжатия в цилиндре дизельного двигателя Д-120 при частоте вращения коленчатого вала 2000 мин^{-1} . При этом во избежание неоправданного усложнения уравнений математической модели пренебрегается небольшим эксцентриситетом в 5 мм камеры сгорания относительно оси цилиндра. На рис. 2 приводится поле длины пути перемешивания на такте впуска в вертикальном сечении цилиндра, переходящем через ось впускного клапана, а на рис. 3 и 4, соответ-

ственно, поля температур газа и скоростей потока в горизонтальном сечении, переходящем на расстоянии 9,4 мм от днища поршня (изолинии построены с помощью программы Surfer 7.0 компании Golden Software). Как видно из рисунков, характеры изменения представленных параметров потока по сечениям цилиндра соответствуют современным представлениям о протекании рабочего процесса в цилиндре ДВС, что подтверждает адекватность методики расчета и правомерность сделанных допущений.

Таким образом, предложенную методику определения показателей турбулентности потока совместно с трехмерными уравнениями неразрывности, Навье-Стокса и энергии можно использовать для математического моделирования термо- и газодинамических процессов в цилиндре поршневых двигателей.

Список литературы:

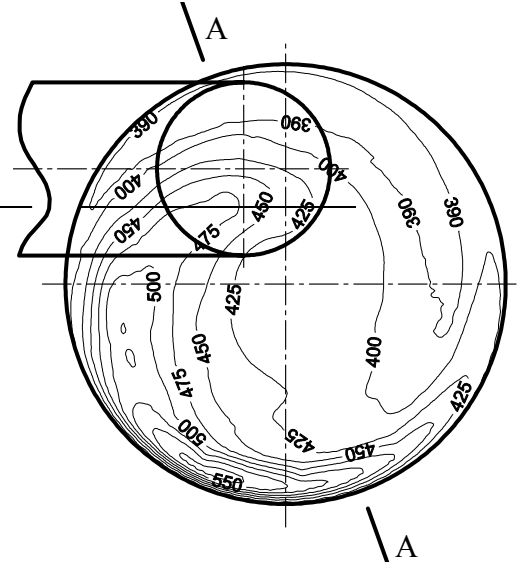


Рис.3. Изолинии температуры газа (в К) в цилиндре дизеля Д-120 при угле поворота коленчатого вала 120° по ходу впуска (в сечении цилиндра В-В на рис.2)

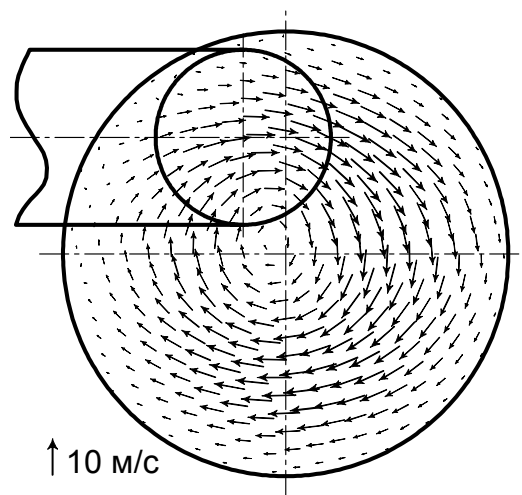


Рис.4. Поле скоростей газа в цилиндре дизеля Д-120 при угле поворота коленчатого вала 120° по ходу впуска (в сечении цилиндра В-В на рис.2)

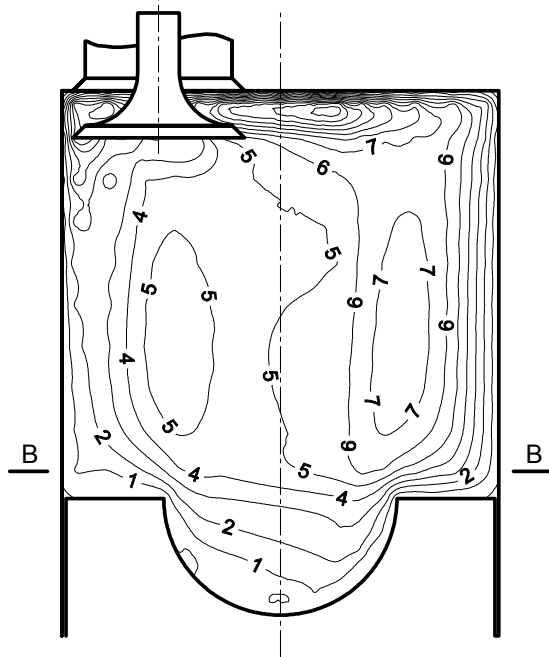


Рис.2. Изолинии суммарного пути перемешивания (в мм) в цилиндре дизеля Д-120 при угле поворота коленчатого вала 120° по ходу впуска (в сечении А-А на рис.3)

1. Березин Р.С., Агапитов О.Н. Математическая модель двумерного осесимметричного турбулентного движения газа в цилиндре двигателя с противоположно движущимися поршнями // Двигателестроение – 1985 – №4. – с 5-6.
2. Дульгер М.В., Злотин Г.Н. Моделирование динамики развития турбулентности в цилиндре двигателя внутреннего сгорания. "Изв. Вузов. Машиностроение.", 1987, №2, с. 65-70.
3. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика. Т VI. Гидродинамика. – М.: Наука. 1986. – 736 с.
4. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука. 1987, – 840с.
5. Численное решение многомерных задач газовой динамики / Годунов С.К., Забродин А.В., Иванов М.Я. – М.: Наука, 1976. – 400 с.
6. Glover A.R., Hundleby G.E., Hadded O. An Investigation into Turbulence in Engines Using Scanning LDA. "SAE Techn. Pap. Ser.", 1988, №880378, 19pp. – Англ.
7. Stratford B.S. An experimental flow with zero skin friction throughout its region of pressure rise. - Journ. Fluid Mech., 1959, v5, part 1, p. 17-35.

УДК 621.433.2

В.Д. Савицкий, инж.

РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА МЕРОПРИЯТИЙ ПО ПРЕДОТВРАЩЕНИЮ НАРУШЕНИЙ РАБОЧЕГО
ПРОЦЕССА ВОДОРОДНОГО ДВС

Реальной альтернативой традиционно применяемым моторным топливам является водород, использование которого позволяет одновременно решить как энергетическую, так и экологическую проблемы автомобильного транспорта. Водород, как топливо для двигателей внутреннего сгорания (ДВС), обладает рядом особенностей, обусловленных его физико-химическими свойствами. Широкие концентрационные пределы и низкая энергия воспламенения, высокая скорость сгорания позволяют по-новому подойти к организации рабочего процесса ДВС, существенно улучшив топливную экономичность и снизив токсичность отработавших газов. В то же время эти свойства водорода ставят создателей водородных двигателей перед необходимостью решения проблемы нарушений рабочего процесса. Стабильность протекания рабочего процесса двигателя, питающегося водородом, нарушают два, как будет показано ниже, взаимосвязанных явления:

- воспламенение свежего заряда на такте впуска, именуемое специалистами обратной вспышкой;
- преждевременное воспламенение топливовоздушной смеси в процессе сжатия, или калильное зажигание.

Обратная вспышка проявляется в виде хорошо прослушиваемых хлопков во впускном коллекторе и практически всегда приводит к остановке двигателя. Исследователи, занятые вопросами создания водородного двигателя, единодушно указывают на то, что это нарушение рабочего процесса является следствием очень низкой энергии воспламенения водородовоздушной смеси, близкой по составу к стехиометрическому [1-4]. Различные гипотезы об источниках воспламенения свежего заряда, такие как наличие в камере сгорания перегретых конструктивных элементов и частиц нагара, пиролиз смазочного масла и другие, не получили убедительного экспериментального подтверждения.

Для выяснения причин обратной вспышки в ИПМаш НАН Украины были проведены экспериментальные исследования этого явления на полноразмерном двигателе ВАЗ и его одноклиндровом модуле [5]. Оснащение двигателя индикаторами давления во впускном тракте, лепестковыми датчиками для регистрации направления распространения волны давления и датчиками угла поворота коленчатого вала позволило зафиксировать момент обратной вспышки, характер ее распространения во впускном коллекторе, выявить зависимость от скоростного режима двигателя. Проведенные исследования дали возможность сделать вывод о том, что причиной обратной вспышки является воспламенение водородовоздушной смеси от горячих остаточных газов в период перекрытия впускного и выпускного клапанов. С экспериментальными исследованиями достаточно хорошо согласуются результаты теоретического расчета по математической модели, базирующейся на кинетическом механизме теплового взрыва водорода в воздухе [5].

Полученные результаты дали основания предполагать, что предупреждение обратной вспышки может быть осуществлено путем предварительного охлаждения остаточных газов, либо путем охлаждения водородовоздушной смеси в процессе впуска, или снижением ее реакционной способности. Практическая реализация этих путей осуществляется одним из следующих способов: рециркуляция отработавших газов, впрыск воды в цилиндр или во впускной коллектор, подача водорода при низких температурах и цикловая подача топлива с запаздыванием относительно момента открытия впускного клапана. Перечисленные способы, оцененные экспериментально, оказались либо малоэффективными, либо требующими для своей реализации применения сложных технических устройств [5].

В качестве альтернативы перечисленным методам предотвращения обратной вспышки был предложен способ работы ДВС [6], при котором водород под давлением, регулируемым в зависимости от режима работы двигателя, подается по трубке во впускной коллектор в зону впускного клапана на некотором расстоянии от него. При закрытом впускном клапане

приток воздуха во впускной коллектор отсутствует, а оставшийся в коллекторе воздух вытесняется поступающим под давлением водородом. Тем самым обеспечивается образование в районе впускного клапана со стороны коллектора зоны со смесью, в которой содержание водорода превышает верхний предел (более 74% по объему) воспламенения водородовоздушных смесей. В результате этого, в начале впуска в цилиндр поступает только богатая водородом невоспламеняющаяся смесь, которая снижает температуру остаточных газов. Последующее заполнение цилиндра и формирование топливовоздушной смеси происходит при температуре газа в цилиндре, не превышающей температуру воспламенения водородовоздушной смеси.

Такой способ борьбы с обратной вспышкой не ухудшает технико-экономические показатели водородного двигателя и не требует для своей реализации сложных технических устройств. Работа конвертированного двигателя по описанному способу обеспечивается заменой штатного впускного коллектора на специальный, основные конструктивные параметры которого могут быть получены из полуэмпирических зависимостей [7]:

$$L = 1,273 \frac{(0,491 \dots 0,631) \cdot V_{\text{мц}} (1 - \frac{\varphi_{\text{вп}}}{720}) (\frac{2}{3} + \frac{1}{3} i) - V_{\text{вп.гол.}}}{D^2}; \quad (1)$$

где L – минимально необходимая длина воздушного патрубка, м;

$V_{\text{мц}}$ – рабочий объем цилиндра, м³;

$\varphi_{\text{вп}}$ – продолжительность фазы впуска, град. п.к.в.;

i – число воздушных патрубков, объединенных в один коллектор;

$V_{\text{вп.гол.}}$ – объем впускного тракта в головке цилиндра, м³;

D – диаметр воздушного патрубка, м;

$$l = \frac{L}{(10 \dots 13)}, \quad (2)$$

где l – расстояние от выходного торца водородоподводящей трубки до присоединительного фланца, м;

$$\frac{D^2}{D_1^2} = 3 \dots 4, \quad (3)$$

где D_1 – диаметр водородоподводящей трубки, м.

Подсчитанные по выражениям (1), (2), (3) и уточненные экспериментально параметры специальных впускных коллекторов для двух типов двигателей приведены в табл.1.

Таблица 1. Определяющие конструктивные параметры специальных впускных коллекторов

Двигатель	L, мм	l, мм	D ₁ , мм
ВАЗ – 2106	300	26	17
УМЗ – 417	320	27,8	19

Эти двигатели и их модификации (ВАЗ-2101, УМЗ-451МП и ЗМЗ – 402) работали на водороде устойчиво, причем во всем диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала и коэффициента избытка воздуха.

В процессе работы по поиску альтернативных способов подавления обратной вспышки была предпринята попытка существенного снижения температуры остаточных газов путем изменения параметров номинального режима водородного двигателя. Для этого были проведены теоретические исследования влияния соотношения между степенью сжатия (ε) и коэф-

фициентом избытка воздуха (α) на основные индикаторные показатели водородного ДВС [8]. Цикл расчетов рабочего процесса предусматривал изменение ε от 6,7 до 15 и α от 1,0 до 1,7. Как показали расчеты для двигателя ВАЗ-2106 (с учетом экспериментальных данных по обратной вспышке), при одновременном повышении степени сжатия и коэффициента избытка воздуха до величин $\varepsilon=11,35$ и $\alpha=1,217$ среднее индикаторное давление остается таким же, как у исходного варианта (при $\varepsilon=8,5$, $\alpha=1,0$). При этом несколько возрастает максимальное давление цикла, но зато повышается индикаторный КПД, снижаются максимальная температура цикла и температура продуктов сгорания. Причем последняя – до величины, при которой обратная вспышка не возникает. Такой подход дает еще один [10], наряду с описанным выше, способ решения проблемы возникновения обратной вспышки в водородном ДВС.

Следует отметить, что существенное увеличение степени сжатия (до $\varepsilon=11,0$ и выше) приводит к необходимости разработки специальной головки цилиндров для водородного двигателя. Но и небольшое увеличение ε , достигнутое доработкой (фрезерованием) штатной головки, приводит к снижению температуры продуктов сгорания и в сочетании с описанным выше способом [6] существенно упрощает задачу подавления обратной вспышки при одновременном улучшении показателей водородного ДВС.

При увеличении степени сжатия приобретает актуальность вопрос о детонационной стойкости водородовоздушных смесей. Допустимая степень сжатия при работе двигателя на смеси водорода с воздухом стехиометрического состава, оцененная разными исследователями, находится в пределах от 4 до 14. Такой разброс результатов можно объяснить отсутствием единой методики оценки этого показателя и попыткой использовать для определения детонационной стойкости водорода шкалу октановых чисел. Так, некоторые исследователи считали началом детонации появление высокочастотных колебаний давления с минимальной амплитудой при отсутствии характерного стука. Мы же за отправную точку при фиксировании детонации взяли начало акустических явлений, которые, в отличие от бензинового двигателя, ощущаются на слух не как звон, а в виде треска, т.е. являются более низкочастотными. При этом, исходя из частоты распространения волны давления в камере сгорания, проявляющейся в виде зубцов на линии давления индикаторной диаграммы, была подсчитана скорость распространения ударной волны, которая составила около 680 м/с. Эта величина значительно ниже скорости ударной волны при детонации, которая, как известно, оценивается величиной 2000...4000 м/с. Таким образом, принимать сгорание водородовоздушной смеси, сопровождающееся колебаниями на линии давления индикаторной диаграммы, за сгорание с детонацией, нет достаточных оснований. Подобное сгорание, вероятно, следует рассматривать как результат высокой скорости распространения фронта пламени. Очевидно, что для получения полной информации о детонационной стойкости водородовоздушных смесей, необходимо провести более глубокие исследования. Нам же удалось обеспечить длительную работу (не менее 10 мин) без слышимых проявлений детонационноподобного сгорания при стехиометрическом соотношении водорода и воздуха в двигателе с достаточно большим диаметром цилиндра (ЗМЗ-402) при степени сжатия, равной 9.

Как отмечалось выше, еще одним серьезным нарушением стабильности протекания рабочего процесса водородного двигателя является преждевременное воспламенение топливовоздушной смеси в процессе сжатия, или калильное зажигание. Это нарушение проявляется при работе двигателя на водородовоздушных смесях, близких по составу к стехиометрическому, и приводит к резкому падению мощности. Затем уже через самое непродолжительное время (не более 1с) во впускном коллекторе появляются обратные вспышки, что является причиной остановки двигателя. Такая взаимосвязь двух нарушений рабочего процесса водо-

родного ДВС объясняется увеличением температуры продуктов сгорания при калильном зажигании, что приводит к воспламенению свежей смеси в период перекрытия клапанов.

Как уже отмечалось, повышение степени сжатия значительно упрощает подавление обратной вспышки из-за снижения температуры продуктов сгорания. Но одновременно с этим растет максимальная температура цикла, вследствие чего в камере сгорания появляются высокотемпературные источники со среднецикловой температурой выше 650...700 °С, способные воспламенить водородовоздушную смесь на линии сжатия. С этим явлением мы столкнулись при первых же попытках увеличения степени сжатия двигателя и, в качестве средства борьбы с ним вначале была выбрана тщательная подготовка камеры сгорания, а именно: устранение царапин, острых кромок и снятие нагара (если двигатель до конвертирования работал на бензине). Эти мероприятия, как и применение холодных свечей, практически не дали положительного эффекта. Первые обнадеживающие результаты были получены при замене свечей зажигания с длиной резьбовой части 19 мм на укороченные (14 мм). В этом случае свеча, находясь в нише, меньше разогревалась в процессе выгорания рабочей смеси, а благодаря низкой энергии и широким концентрационным пределам воспламенения обеспечивалось надежное сгорание бедной водородовоздушной смеси. И уже следующим шагом, который позволил полностью устранить калильное зажигание, явилось использование свечей со стандартной длиной резьбовой части, в которых боковым электродом является корпус свечи при отсутствии конструктивных элементов, выступающих над поверхностью камеры сгорания. В качестве примера можно привести свечи ВU8Н фирмы NGK, которые мы использовали при конвертировании на питание водородом двигателя ЗМЗ-402.

Таким образом, разработанным комплексом мероприятий по предотвращению нарушений рабочего

процесса водородного ДВС предусматривается:

- установка на конвертируемый двигатель специального впускного коллектора, обеспечивающего подавление обратной вспышки;
- увеличение степени сжатия, снижающее требования, предъявляемые к подбору параметров впускного коллектора, и улучшающее эффективность рабочего процесса на номинальном и других режимах эксплуатации двигателя;
- использование свечей зажигания, в которых отсутствуют конструктивные элементы, выступающие над поверхностью камеры сгорания, благодаря чему устраняется калильное зажигание.

Список литературы:

1. Watson H.C., Milkins E.E., Deslandes J.V. Efficiency and emission of a hydrogen or methane fuelled spark-ignition engine // 15th FISITA Congress, Paris, 1974. – paper B.1.9. 2. Furuhashi S., Yamane K. Combustion characteristics of hydrogen-fuelled spark ignition engine // Bul. ISAE. – 1974. – №6. – P. 1-10. 3. Escher W.J.D. Survey and assesment of contemporary US hydrogen – fuelled internal combustion engine projects // 10th Intersoc. Energy Conv. Eng. Conf. – New-York. – 1975. – P. 1143-1155. 4. Furuhashi S., Hiruma M., Enomoto Y. Development of a liquid hydrogen car // 1st World Hydrogen Energy Conf. Proc. – 1976. Vol.3. – P. 6c-27-6c-58. 5. Мищенко А.И., Савицкий В.Д., Байков В.А. Новый способ работы поршневого двигателя с искровым зажиганием на водороде // Вопросы атомной науки и техники. Сер. Атомно-водородная энергетика и технология. – 1987. – Вып.3. – С. 33-37. 6. А.с. 1206458 СССР, МКИ F 02 В 43/08. Способ работы двигателя внутреннего сгорания / Мищенко А.И., Куценко А.С., Савицкий В.Д., Байков В.А., Тихоненко Н.С. – №3772572/25-06; Заявл. 18.07.84; Опубл. 23.01.86, Бюл. №3. – 2с. 7. А.с. 1401958 СССР, МКИ F 02 В 43/08. Четырехтактный двигатель внутреннего сгорания / Мищенко А.И., Байков В.А., Савицкий В.Д. – №4107036/25-06; Заявл. 18.08.86; Опубл. 17.01.88, Бюл. №2. – 3с. 8. Куценко А.С., Савицкий В.Д., Байков В.А. Применение водорода в качестве топлива для поршневых двигателей с искровым зажиганием // Проблемы

машиностроения. – 1998. – Т.1. – №3-4. – С. 141-145. 9. Пат. 2006607 Российской Федерации, МКИ F 02 В 43/08. Способ конвертирования двигателя внутреннего сгорания /Савицкий В.Д., Куценко А.С., Байков В.А., Тихоненко Н.С. – 4707389/06; Заявл. 20.07.89; Оpubл. 30.01.94, Бюл. №2. – 3с.

УДК 622.75

А.П. Марченко, д-р техн. наук, А.П. Строков, д-р техн. наук, А.Ф. Минак, канд. техн. наук, А.А. Осетров, асп., О.Ю. Линьков, асп.

ТОКСИЧНОСТЬ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТОПЛИВ РАСТИТЕЛЬНОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ

В условиях истощения мировых ресурсов нефти и газа актуальным становится поиск альтернативных источников энергии. Еще более актуален этот вопрос для Украины, импортирующей большую часть традиционных видов топлива. Вследствие ряда причин (благоприятные климатические условия, черноземы и др.) для нашей страны большой интерес представляют виды топлива растительного происхождения, такие как этиловый спирт, растительные масла и их эфиры. При анализе общей эффективности использования того или иного альтернативного топлива (АТ) в ДВС большую роль играют вопросы экологии. В статье рассматриваются аспекты, связанные с токсичностью отработавших газов (ОГ) дизеля при использовании смесей рапсового масла (РМ) с дизельным топливом (ДТ), а также этилового эфира рапсового масла (ЭЭРМ).

Кафедра ДВС НТУ «ХПИ» длительное время занимается исследованиями в области

применения различных видов АТ. Кафедрой совместно с ОАО ГСКБД были проведены сравнительные испытания автотракторного дизеля СМД-23 на смесях РМ с ДТ и новом экспериментальном топливе ЭЭРМ. Определение параметров рабочего процесса двигателя осуществлялось измерительными комплексами фирм AVL и Cussons. Для измерения токсичности ОГ дизеля использовались дымомер «Хартридж – МКЗ» и система анализа выхлопных газов «Стандарт-Р7450» фирмы Cussons. Из токсичных веществ исследовались эмиссии продуктов неполного сгорания (оксида углерода СО и сажи), а также оксидов азота NO. Измерения проводились на нагрузочных характеристиках при номинальной частоте $n = 2000$ мин⁻¹ и частоте, соответствующей максимальному крутящему моменту, $n = 1500$ мин⁻¹.

Результаты измерения процентного содержания продуктов неполного сгорания в отработавших газах для различных видов

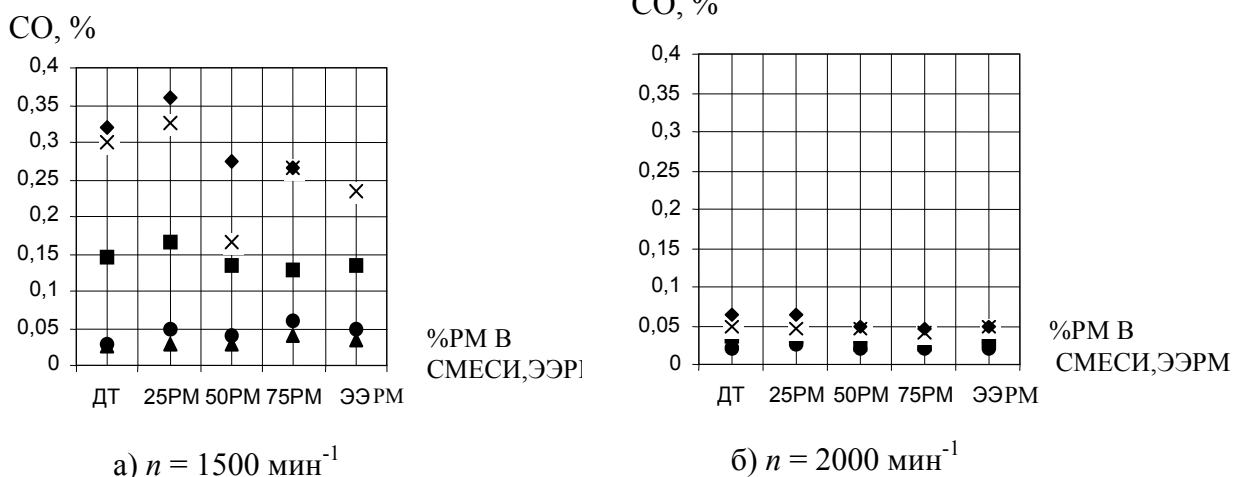


Рис. 1. Влияние состава топливной смеси на выбросы СО двигателем:

▲ - 25% N_e ; ● - 50% N_e ; ■ - 75% N_e ; × - 90% N_e ; ◆ - 100% N_e

топлива представлены на рис. 1, 2.

Видно, что кривые СО и сажи с изменением нагрузки ведут себя практически одинаково. С увеличением содержания РМ в смеси с ДТ выбросы СО и сажи снижаются на большинстве режимов работы двигателя. Небольшое увеличение выхода продуктов неполного сгорания наблюдалось лишь на малых нагрузках – $50\%N_e$ и $25\%N_e$ при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

Наибольшее снижение эмиссий СО и сажи происходит при использовании ЭЭРМ. При этом, как и в случае использования смесей ДТ с РМ, выбросы продуктов неполного сгорания снижаются на режимах больших и средних нагрузок. На режимах малых нагрузок выход СО и сажи либо не изменяется, либо незначительно увеличивается.

Следует отметить значительное увеличение выбросов сажи (до 2 раз) и оксидов углерода СО (до 7 - 9 раз) при снижении частоты вращения с 2000 мин^{-1} до 1500 мин^{-1} для всех рассматриваемых видов топлива.

Анализируя изменение токсичности в ОГ дан-

В целом, для всех режимов, разница в величинах выбросов оксидов азота для различных видов топлива является очень незначительной и находится в пределах погрешности измерительных приборов.

Из рис.3 видно, что условия и процессы образования оксидов азота при различных скоростных режимах работы двигателя

ного двигателя при использовании смесей РМ с ДТ, можно заметить, что кривые NO почти всегда ведут себя обратно кривым СО и сажи (рис. 3). Для большинства режимов с увеличением доли РМ в смеси с ДТ наблюдается небольшое увеличение выбросов оксидов азота и лишь на малых нагрузках ($25\% N_e$) происходит некоторое снижение выхода NO с отработавшими газами.

В отличие от смесевых видов топлива при использовании этилового эфира рапсового масла наблюдается снижение выбросов NO практически на всех режимах по сравнению с дизельным топливом (рис. 3).

отличаются. При снижении частоты вращения уровень показателей NO увеличивается. Причем влияние частоты вращения на образование оксидов азота более значительно для малых нагрузок и менее значительно для больших нагрузок.

Рассмотренное изменение токсичности ОГ дизеля при использовании АТ связано с изменением топливных свойств. Различия в таких свойствах топ-

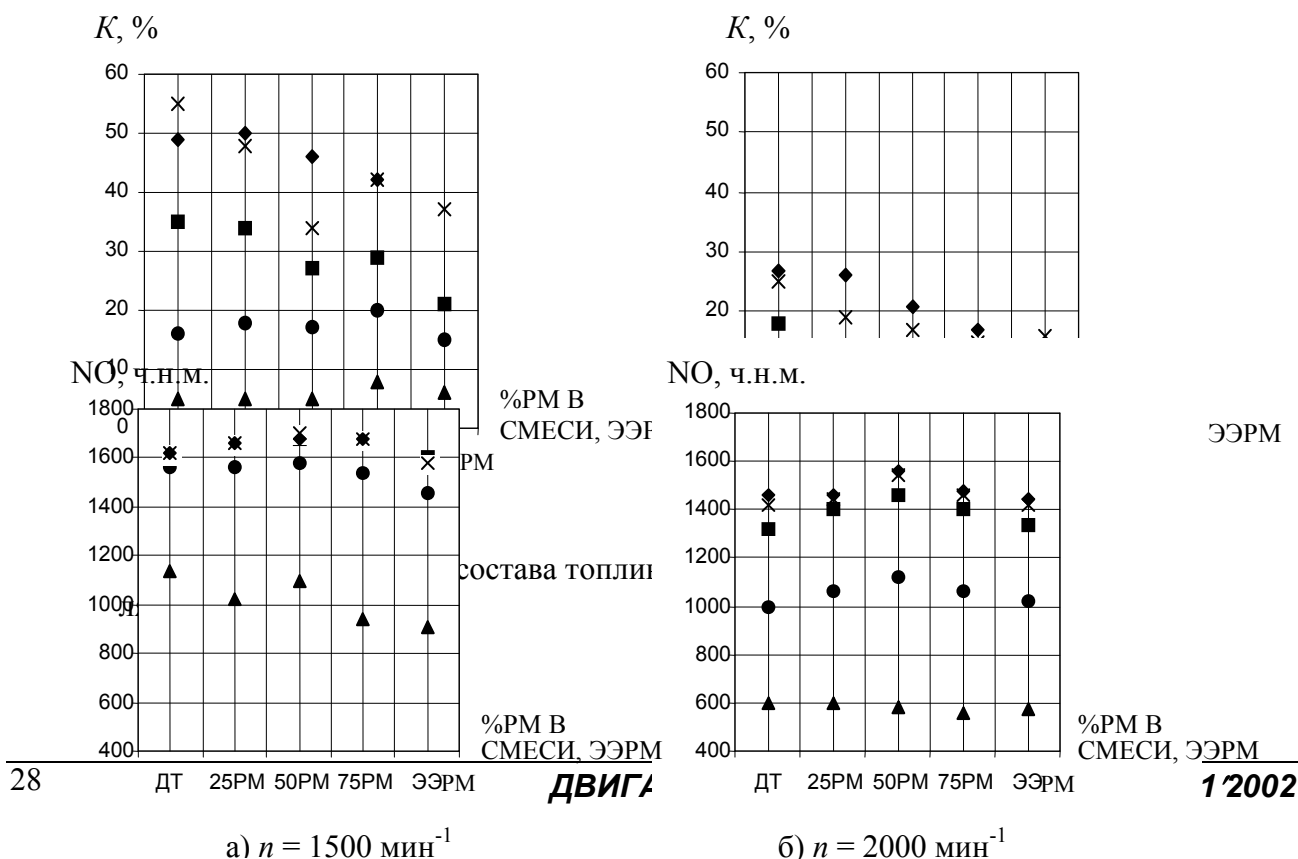


Рис. 3. Влияние состава топливной смеси на выбросы NO двигателя:

▲ - $25\%N_e$; ● - $50\%N_e$; ■ - $75\%N_e$; ✕ - $90\%N_e$; ◆ - $100\%N_e$

лива, как плотность, вязкость, теплота сгорания, испаряемость, температура вспышки и др. приводят к изменениям в протекании рабочего процесса двигателя. Влияние состава топлива на давление и продолжительность впрыска топлива, а также температуры ОГ перед турбиной приведено на рис. 4-6. Эти

данные подтверждают, что при использовании топлива растительного происхождения увеличиваются период задержки воспламенения, давления продолжительности впрыска, ухудшается качество распыливания топлива, изменяются локальные и средние температуры по цилиндру.

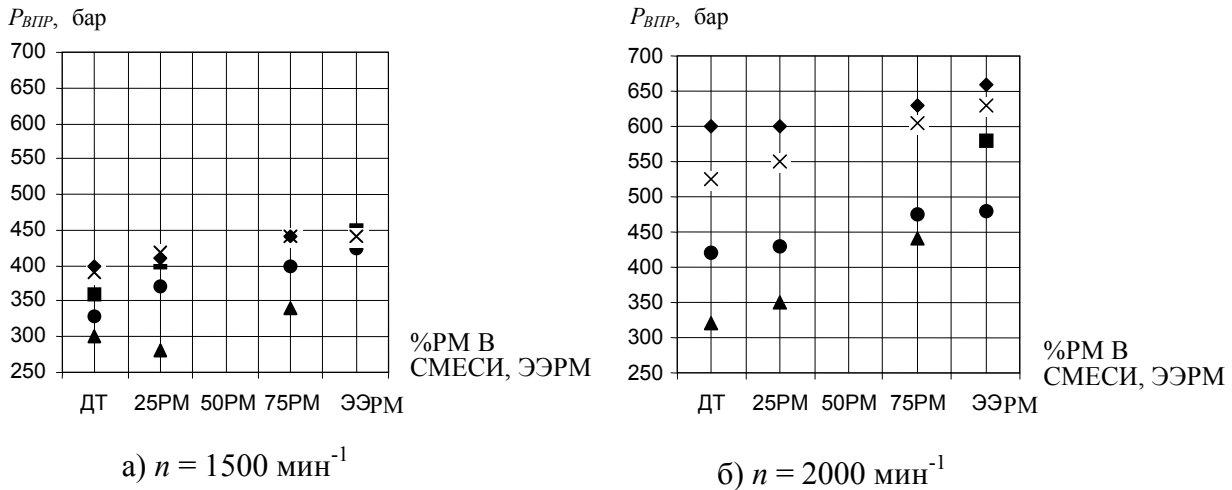


Рис.4. Влияние состава топливной смеси на давление топлива ПЕРЕД ФОРСУНКОЙ:

▲ - 25% N_e ; ● - 50% N_e ; ■ - 75% N_e ; × - 90% N_e ; ◆ - 100% N_e

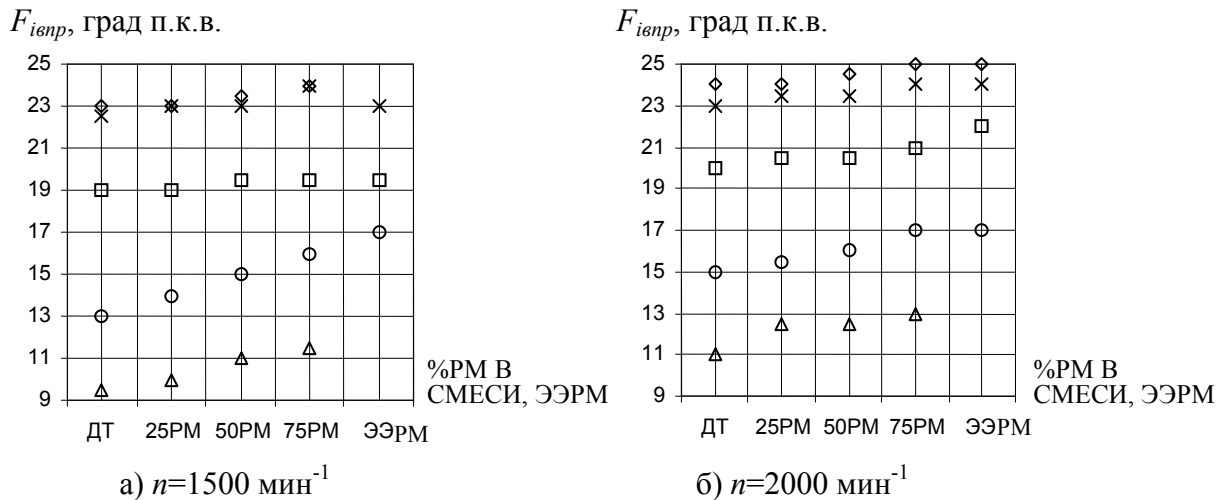


Рис. 5. Влияние состава топлива на продолжительность впрыска:

▲ - 25% N_e ; ● - 50% N_e ; ■ - 75% N_e ; × - 90% N_e ; ◆ - 100% N_e

На основании предварительного анализа полученных данных можно сделать следующие выводы:

1. Использование смесей РМ с ДТ приводит к снижению эмиссий продуктов неполного сгорания на большей части режимов работы двигателя (до 19% для СО и до 20% для сажи). Наибольшее снижение

выбросов СО и сажи происходит в случае применения ЭЭРМ (до 25% для СО и до 33% для сажи).

2. Эмиссии оксидов азота незначительно увеличиваются с ростом доли РМ в смеси с ДТ на режимах средних и высоких нагрузок (до 9%) и снижаются на режимах малых нагрузок (до 18%). При использовании ЭЭРМ выбросы NO снижаются на всех

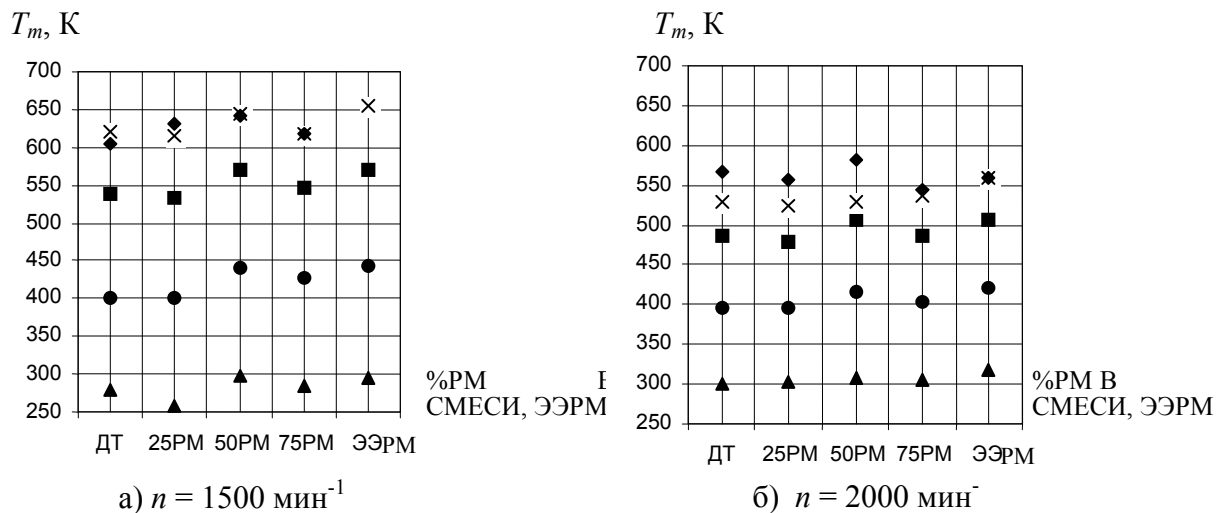


Рис. 6. Влияние состава топлива на температуру отработавших газов двигателя:

▲ - 25% N_e ; ● - 50% N_e ; ■ - 75% N_e ; × - 90% N_e ; ◆ - 100% N_e

режимах (до 23%).

3. Для всех мощностных режимов и рассматриваемых видов топлива с уменьшением частоты вращения происходит увеличение токсичности двигателя.

Для более полного объяснения полученных ре-

зультатов необходимо исследование процесса сгорания как экспериментально, так и с использованием математических моделей. Это и составляет следующий этап наших исследований.

УДК 621.436.068

Ю.С. Бородин, канд. техн. наук, П.Я. Перерва, канд. техн. наук, Ю.П. Долгополов, инж., В.З. Бычков, инж., Г.А. Щербаков, инж., Г.В. Щербаненко, инж.

УЛУЧШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВУХТАКТНОГО ФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ ЗА СЧЕТ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ

ОПЫТ ОТЕЧЕСТВЕННОГО И ЗАРУБЕЖНОГО ДИЗЕЛЕСТРОЕНИЯ СВИДЕТЕЛЬСТВУЕТ О ТОМ, ЧТО УМЕНЬШЕНИЕ ВЫБРОСОВ В АТМОСФЕРУ ТОКСИЧНЫХ КОМПОНЕНТОВ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ НЕРАЗРЫВНО СВЯЗАНО С СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА, В ОРГАНИЗАЦИИ

КОТОРОГО ЗНАЧИТЕЛЬНАЯ РОЛЬ ОТВОДИТСЯ ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ АППАРАТУРЕ. СРЕДИ МНОЖЕСТВ ТОКСИЧНЫХ ВЕЩЕСТВ, СОДЕРЖАЩИХСЯ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ (ОГ) ДИЗЕЛЕЙ, ПО УСЛОВИЯМ ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ЧЕЛОВЕКА И ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ ВЫДЕЛЯЮТ ОКСИДЫ АЗОТА (NO_x), СУММАРНЫЕ УГЛЕВОДОРОДЫ (C_nH_m),

ОКСИДЫ УГЛЕРОДА (CO) И ТВЕРДЫЕ САЖИСТЫЕ ЧАСТИЦЫ (PM). СНИЖЕНИЕ СОДЕРЖАНИЯ ЭТИХ ВЕЩЕСТВ В ОГ НЕПОСРЕДСТВЕННО СВЯЗАНО С РЕГУЛИРОВАНИЕМ И ИНТЕНСИФИКАЦИЕЙ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ. ЭТИ ЖЕ ФАКТОРЫ ОПРЕДЕЛЯЮТ И ТОПЛИВНУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ [1, 2].

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ НОРМ ТОКСИЧНОСТИ ДЛЯ ГРУЗОВЫХ МАШИН В ЕВРОПЕЙСКОМ СООБЩЕСТВЕ СВОДЯТСЯ К ПОВЫШЕНИЮ МАКСИМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ ВПРЫСКА ДО 100 МПА И БОЛЕЕ, УМЕНЬШЕНИЮ ЕГО ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ И ДР. ТАКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТОПЛИВОПОДАЧИ ПРИ СООТВЕТСТВУЮЩЕЙ ОРГАНИЗАЦИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПОЗВОЛЯЮТ ПОЛУЧИТЬ ЗНАЧЕНИЯ РАСХОДА ТОПЛИВА И ВЫБРОСОВ CO , C_xH_y И ЧАСТИЦ PM , ОТВЕЧАЮЩИЕ ЖЕСТКИМ СОВРЕМЕННЫМ ТРЕБОВАНИЯМ.

В СВЯЗИ С ВОЗРОСШИМИ ТРЕБОВАНИЯМИ К ЭКОЛОГИЧЕСКИМ

ПОКАЗАТЕЛЯМ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН ХАРЬКОВСКИМ КОНСТРУКТОРСКИМ БЮРО ПО ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЮ БЫЛИ ПРОВЕДЕНЫ ОПЫТНЫЕ РАБОТЫ НА ДВУХТАКТНОМ ФОРСИРОВАННОМ ДИЗЕЛЬНОМ ДВИГАТЕЛЕ 3ТД (120Х2Х120), ПРЕДНАЗНАЧЕННОМ ДЛЯ ВОЕННО-ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН, ПО ДАЛЬНЕЙШЕМУ УЛУЧШЕНИЮ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ ТОПЛИВА ЗА СЧЕТ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ. БЫЛА РАЗРАБОТАНА ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА С ФОРСУНКАМИ ЗАКРЫТОГО ТИПА ВМЕСТО ФОРСУНОК ПОЛУЗАКРЫТОГО ТИПА, РИС. 1 И 2, ОТЛИЧИТЕЛЬНОЙ ОСОБЕННОСТЬЮ КОТОРОЙ ЯВЛЯЕТСЯ ТО, ЧТО В КАЧЕСТВЕ ЗАПОРНОГО ОРГАНА ПРИМЕНЕНА ИГЛА С ДАВЛЕНИЕМ ОТКРЫТИЯ $P_{\phi}=20$ МПА ВЗАМЕН ШАРИКА С $P_{\phi}=9,5$ МПА. ОБЪЕМ ТОПЛИВНОГО КОЛОДЦА ЗА ЗАПОРНЫМ ОРГАНОМ (ВРЕДНЫЙ ОБЪЕМ) УМЕНЬШЕН БОЛЕЕ, ЧЕМ В 40 РАЗ, ЧТО ИСКЛЮЧАЕТ ВЫТЕКАНИЕ ТОПЛИВА ИЗ СОПЛОВОГО ОТВЕРСТИЯ В ТЕЧЕНИЕ КАЖДОГО ЦИКЛА ПОСЛЕ ПОСАДКИ ИГЛЫ.

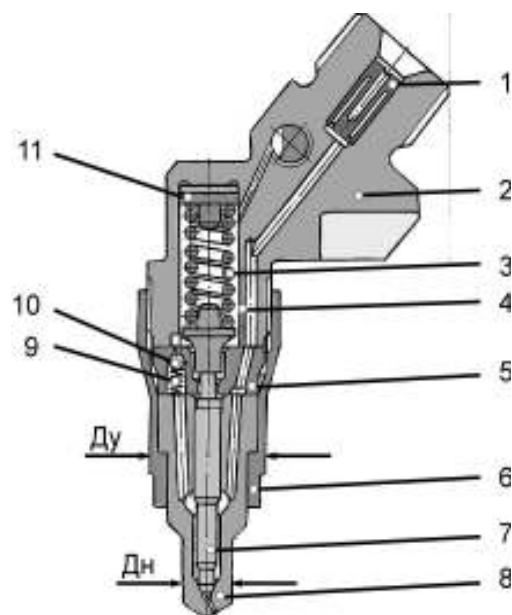
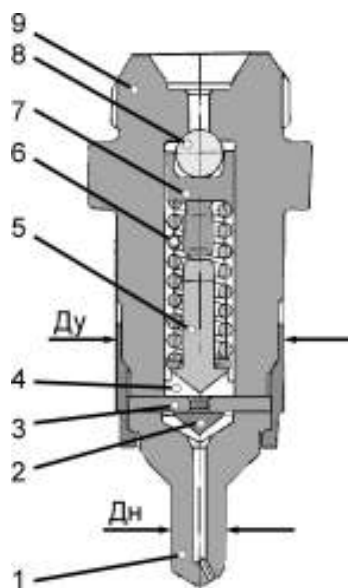


РИС. 1. ФОРСУНКА ПОЛУЗАКРЫТАЯ:
 ДИАМЕТР КЛАПАНА (ШАРИКА), ММ 3,969
 ОБЪЕМ ТОПЛИВА ЗА КЛАПАНОМ, ММ³ 35
 ВЫСОТА, ММ 46
 УСТАНОВОЧНЫЙ ДИАМЕТР, D_y , ММ 15
 ДИАМЕТР НОСИКА, D_n , ММ 5
 1 - РАСПЫЛИТЕЛЬ; 2 - КЛАПАН ОБРАТНЫЙ;
 3 - СЕДЛО КЛАПАНА; 4 - ШАЙБА
 РЕГУЛИРОВОЧНАЯ; 5 - УПОР;
 6 - ПРУЖИНА; 7 - ГРИБОК; 8 - ШАРИК
 (КЛАПАН);
 9 - КОРПУС

РИС. 2. ФОРСУНКА ЗАКРЫТАЯ:
 ДИАМЕТР ИГЛЫ, ММ 3,5
 ОБЪЕМ ТОПЛИВА ЗА КЛАПАНОМ, ММ³ 0,8
 ВЫСОТА, ММ 75
 УСТАНОВОЧНЫЙ ДИАМЕТР, D_y , ММ 15
 ДИАМЕТР НОСИКА, D_n , ММ 6,8
 1 - ФИЛЬТР ЩЕЛЕВОЙ; 2 - КОРПУС; 3 -
 ПРУЖИНА;
 4 - ТАРЕЛКА ПРУЖИНЫ; 5 - ПРОСТАВКА; 6 -
 ГАЙКА;
 7 - ИГЛА; 8 - РАСПЫЛИТЕЛЬ; 9 - ПРУЖИНА; 10 -
 ШАРИК;
 11 - ШАЙБА РЕГУЛИРОВОЧНАЯ

СЛЕДУЕТ ОТМЕТИТЬ, ЧТО В ФОРСУНКЕ ЗАКРЫТОГО ТИПА УМЕНЬШЕН ДИАМЕТР ИГЛЫ ДО 3,5 ММ ПРОТИВ 6 ММ ДЛЯ БОЛЬШИНСТВА СЕРИЙНО ВЫПУСКАЕМЫХ ФОРСУНОК ТАКОГО ТИПА, В РЕЗУЛЬТАТЕ ЧЕГО УМЕНЬШЕНА МАССА ПОДВИЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДО 3,84 Г, Т.Е. МЕНЬШЕ ПРИМЕРНО НА ПОРЯДОК, ЧЕМ, НАПРИМЕР, У ФОРСУНКИ ДВИГАТЕЛЯ ЯМЗ-238. ПРИ ЭТОМ, ПОДИГОЛЬНЫЙ ОБЪЕМ СОСТАВЛЯЕТ 0,6...0,8 ММ³. ПРЕДЛОЖЕННАЯ КОНСТРУКЦИЯ ПОЗВОЛЯЕТ ОБЕСПЕЧИТЬ РЕЗКОСТЬ И ЧЕТКОСТЬ РАБОТЫ ИГЛЫ ФОРСУНКИ. ОТВОД ТОПЛИВА, ПРОСОЧИВШЕГОСЯ ПО ЗАЗОРУ "РАСПЫЛИТЕЛЬ-ИГЛА", ОСУЩЕСТВЛЯЕТСЯ МЕЖДУ ВПРЫСКАМИ ЧЕРЕЗ ОБРАТНЫЙ ШАРИКОВЫЙ КЛАПАН 10, (РИС. 2), ПОДЖАТЫЙ ПРУЖИНОЙ 9 В ПОЛОСТЬ РАСПЫЛИТЕЛЯ, ЧТО ПОЗВОЛЯЕТ УВЕЛИЧИТЬ ДАВЛЕНИЕ НАЧАЛА ПОДЪЕМА ИГЛЫ НА ВЕЛИЧИНУ ОСТАТОЧНОГО ДАВЛЕНИЯ, А ТАКЖЕ УПРОСТИТЬ КОНСТРУКЦИЮ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ [3].

ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ОСЦИЛЛОГРАФИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ ВПРЫСКА, ПРОВЕДЕННОГО НА БЕЗМОТОРНОМ СТЕНДЕ ПРИ $N=2600$ МИН⁻¹, $G_{цикл}=65$ ММ³; $D_c=0,5$ ММ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ, У ОБЕИХ ФОРСУНОК МАКСИМАЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ ВПРЫСКА НАХОДИТСЯ НА ДОСТАТОЧНО ВЫСОКОМ УРОВНЕ $P_{max}=80...100$ МПА, ОДНАКО, С ФОРСУНКАМИ ЗАКРЫТОГО ТИПА УМЕНЬШАЕТСЯ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ ВПРЫСКА НА 2...3 ГРАД. УГЛА ПОВОРОТА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА (П.К.В.), УВЕЛИЧИВАЮТСЯ СКОРОСТИ НАРАСТАНИЯ ДАВЛЕНИЯ В НАЧАЛЬНОЙ ФАЗЕ И ПАДЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В КОНЕЧНОЙ ФАЗЕ ВПРЫСКА; ПОДЪЕМ ИГЛЫ ОСУЩЕСТВЛЯЕТСЯ С ЗАПАЗДЫВАНИЕМ НА 2 ГРАД. П.К.В. ПРИ ЦИКЛОВЫХ ПОДАЧАХ ТОПЛИВА,

СООТВЕТСТВУЮЩИХ ХОЛОСТОМУ ХОДУ $G_{цикл}=10$ ММ³ ПРИ $N=1000$ МИН⁻¹, ДАВЛЕНИЕ ВПРЫСКА У ЗАКРЫТОЙ ФОРСУНКИ БОЛЕЕ, ЧЕМ В 5 РАЗ ВЫШЕ, ЧЕМ У ФОРСУНКИ ПОЛУЗАКРЫТОГО ТИПА.

ТАКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ, КАК ПОКАЗАЛИ СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ НА ДВИГАТЕЛЕ ЗТД МОЩНОСТЬЮ 600 Л.С., ОКАЗЫВАЮТ БЛАГОПРИЯТНОЕ ВЛИЯНИЕ НА ХАРАКТЕР ПРОТЕКАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И СПОСОБСТВУЮТ СУЩЕСТВЕННОМУ СНИЖЕНИЮ ТОКСИЧНЫХ ВЫБРОСОВ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМАХ. ПРИ ЭТОМ ПОЛНОСТЬЮ УСТРАНЯЕТСЯ РАЗЖИЖЕНИЕ КАРТЕРНОГО МАСЛА ТОПЛИВОМ.

ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ С ВАРИАНТАМИ ФОРСУНОК ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ 4X0,5X300 ПРОВОДИЛИСЬ НА РЕЖИМАХ НАГРУЗОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И РЕЖИМАХ ХОЛОСТОГО ХОДА. НА КАЖДОМ РЕЖИМЕ ИЗМЕРЯЛИСЬ И РЕГИСТРИРОВАЛИСЬ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ, А ТАКЖЕ ЗНАЧЕНИЯ ОБЪЕМНЫХ КОНЦЕНТРАЦИЙ (МЛН⁻¹) СО, C₃H₈ И NO_x В ПРОДУКТАХ СГОРАНИЯ ЗА ТУРБИНОЙ С ПОМОЩЬЮ ГАЗОАНАЛИЗАТОРОВ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ ГИАМ-24 И КЛЕН-22. ОПТИЧЕСКУЮ ПЛОТНОСТЬ ДЫМА (K_d) ИЗМЕРЯЛИ С ПОМОЩЬЮ ДЫМОМЕРА ЛМСИ-90.

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ ПОКАЗАЛИ, ЧТО ПРИМЕНЕНИЕ НА ДВИГАТЕЛЕ ЗТД ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ С МАЛОГАБАРИТНЫМИ ФОРСУНКАМИ ЗАКРЫТОГО ТИПА ПОЗВОЛЯЕТ СНИЗИТЬ РАСХОД ТОПЛИВА НА РЕЖИМАХ ХОЛОСТОГО ХОДА, УЛУЧШИТЬ ТОПЛИВНУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ПРИ РАБОТЕ ПОД НАГРУЗКОЙ, УМЕНЬШИТЬ ВЫБРОСЫ ТОКСИЧНЫХ КОМПОНЕНТОВ ПРОДУКТОВ

СГОРАНИЯ НА ВСЕХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМАХ.

ТАК, ПРИ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОМ УГЛЕ ОПЕРЕЖЕНИЯ ВПРЫСКА ТОПЛИВА НА 2 ГРАД. П.К.В. МЕНЬШЕМ, ЧЕМ В СЛУЧАЕ ПРИМЕНЕНИЯ ФОРСУНОК ПОЛУЗАКРЫТОГО ТИПА, УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА СНИЗИЛСЯ НА 4...8 Г/Э.Л.С. Ч В ЗАВИСИМОСТИ ОТ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ДОПУСТИМЫХ ЗНАЧЕНИЯХ

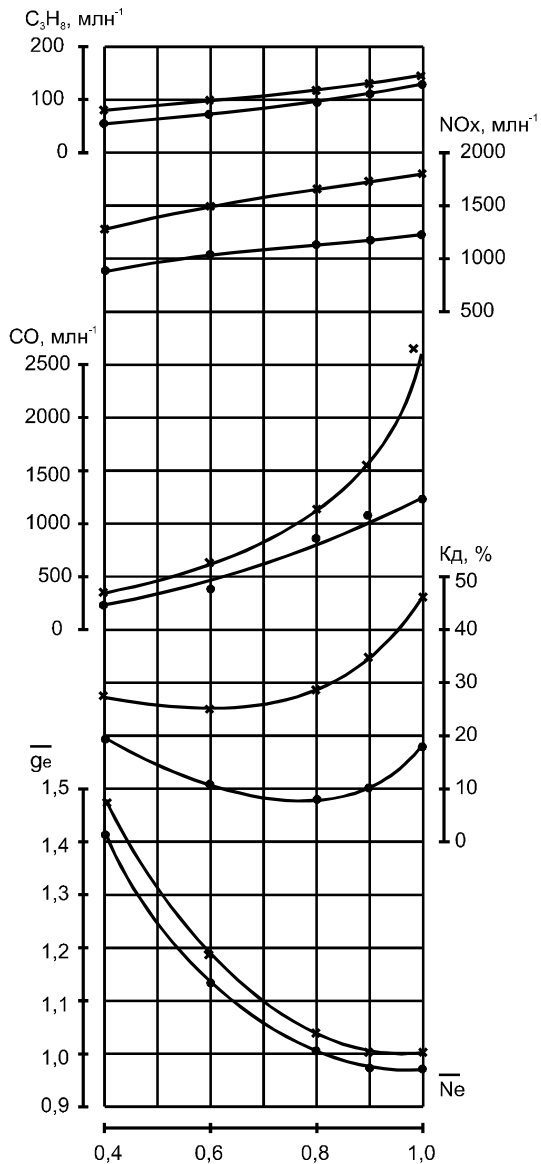


РИС. 3. ЗАВИСИМОСТЬ УДЕЛЬНОГО РАСХОДА ТОПЛИВА, ПЛОТНОСТИ ДЫМА И ОБЪЕМНЫХ КОНЦЕНТРАЦИЙ ТОКСИЧНЫХ КОМПОНЕНТОВ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ В СОСТАВЕ ОГ ДВИГАТЕЛЯ ЗТД ОТ НАГРУЗКИ НА РЕЖИМЕ НОМИНАЛЬНОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА $N=2500$ МИН⁻¹:

—●— - ТА С ЗАКРЫТЫМИ ФОРСУНКАМИ;
—×— - ТА С ПОЛУЗАКРЫТЫМИ

МАКСИМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ СГОРАНИЯ В ЦИЛИНДРАХ $P_z \leq 13,5$ МПА.

НА ВСЕХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМАХ УМЕНЬШИЛИСЬ СОДЕРЖАНИЕ В ОГ CO , C_3H_8 , NO_x , А ТАКЖЕ ВЫБРОСЫ РМ. СНИЖЕНИЕ СОДЕРЖАНИЯ В ОГ ОКСИДОВ АЗОТА ДОСТИГНУТО ЗА СЧЕТ МЕНЬШЕГО УГЛА ПРЕДВАРЕНИЯ ВПРЫСКА ТОПЛИВА, РИС. 3.

ФОРСУНКАМИ

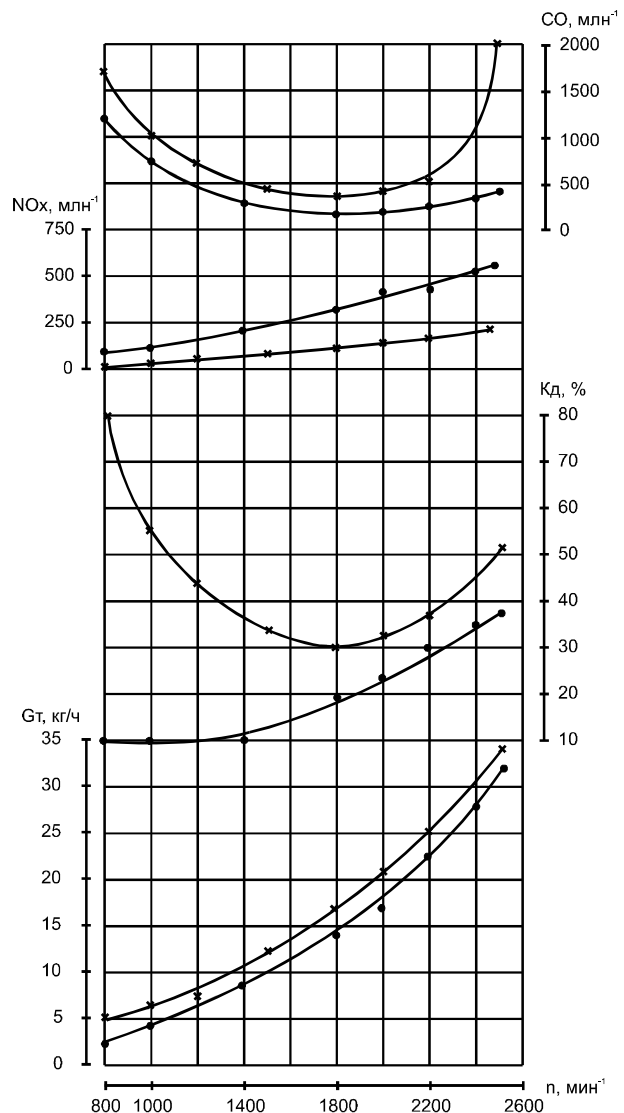


РИС. 4. ЗАВИСИМОСТЬ ПЛОТНОСТИ ДЫМА, СОДЕРЖАНИЯ ОКСИДИ УГЛЕРОДА И ОКСИДОВ АЗОТА В ОГ И РАСХОДА ТОПЛИВА ОТ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА РЕЖИМАХ ХОЛОСТОГО ХОДА:

—●— - ТА С ЗАКРЫТЫМИ ФОРСУНКАМИ;
—×— - ТА С ПОЛУЗАКРЫТЫМИ

- ТА С ПОЛУЗАКРЫТЫМИ
ФОРСУНКАМИ

УВЕЛИЧЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ВПРЫСКА И УЛУЧШЕНИЕ КАЧЕСТВА РАСПЫЛА ТОПЛИВА НА РЕЖИМАХ ХОЛОСТОГО ХОДА ПОЗВОЛИЛО ИНТЕНСИФИЦИРОВАТЬ ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ, ВСЛЕДСТВИЕ ЧЕГО РАСХОД ТОПЛИВА СНИЗИЛСЯ ПРИМЕРНО НА 2 КГ/Ч ВО ВСЕМ ДИАПАЗОНЕ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ, УМЕНЬШИЛИСЬ ВЫБРОСЫ СО И ЗНАЧЕНИЯ ОПТИЧЕСКОЙ ПЛОТНОСТИ ДЫМА; НА РЕЖИМАХ ЧАСТОТ 800...1000 МИН⁻¹ ОПТИЧЕСКАЯ ПЛОТНОСТЬ ДЫМА СНИЗИЛАСЬ В 8 РАЗ (РИС. 4).

ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ПРОВЕДЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ УДЕЛЬНЫЕ ВЫБРОСЫ ТОКСИЧНЫХ КОМПОНЕНТОВ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ, ОПРЕДЕЛЕННЫЕ НА РЕЖИМАХ 13-СТУПЕНЧАТОГО ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ЦИКЛА, СОСТАВИЛИ (Г/Э.Л.С.·Ч):

$$G_{CO}=7,4;$$

$$G_{NOx}=13,4;$$

$$G_{CH}=1,5.$$

ОПТИЧЕСКАЯ ПЛОТНОСТЬ ДЫМА ОГ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМАХ НЕ

ПРЕВЫШАЕТ 34% ($K_d=0,96 \text{ М}^{-1}$). ПРИВЕДЕННЫЕ ДАННЫЕ СВИДЕТЕЛЬСТВУЮТ О ТОМ, ЧТО ДВУХТАКТНЫЙ ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫЙ ДИЗЕЛЬНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ ЗТД, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫЙ ДЛЯ ВОЕННО-ГУСЕНИЧНЫХ И КОЛЕСНЫХ МАШИН, ПО ТОКСИЧНОСТИ И ДЫМНОСТИ ВЫПУСКНЫХ ГАЗОВ НАХОДИТСЯ НА УРОВНЕ ТРЕБОВАНИЙ, РЕГЛАМЕНТИРУЕМЫХ ОСТ 37.001.234-81 И ГОСТ 17.2.2.01-84.

Список литературы:

1. В.А. Лиханов, А.М. Сайкин, Снижение токсичности автотркторных дизелей, М., ВО "Агропроиздат", 1991 г. 2. И.В. Парсаданов, Г.В. Прудников, А.А. Коколев, Влияние топливоподачи на токсичность выбросов отработавших газов автократкорного дизеля, *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр. Гос.аэро-косм.ун-та, Харьков: ХАИ, 2000, вып.19., с.179-183.* 3. В.Е. Горбаневский, Ю.П. Долгополов и др. Беспрецизионные клапанные форсунки, Киев, "Вища школа", 1987 г.

УДК 530.17+536.7+541.8(11)

А.П. Кудряш, д-р техн. наук, К.Р. Умеренкова, инж., В.С. Маринин, д-р техн. наук, А.А. Кайдалов, инж.

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

С целью экономии углеводородного топлива, а также для снижения вредных выбросов автотранспортными средствами в последние годы все больше внимания уделяется использованию альтернативных топлив (АТ) (природный газ, биогаз, шахтный метан, водород и др.). Кроме технических трудностей, имеются и до сих пор не решенные научные проблемы. К ним в первую очередь относится зависимость качества ра-

бочего процесса (КПД) от теплофизических свойств используемых газообразных топлив.

До настоящего времени теплофизические свойства, прежде всего теплосодержание, аппроксимируются эмпирическими зависимостями на основе использования экспериментальных данных. В связи с тем, что рабочее тело в процессе смесеобразования и сгорания в двигателе проходит через широкий диапазон температур и давлений, весь диапазон параметров состояний приходится разбивать на несколько

участков. На каждом из них теплофизические свойства описываются отличными друг от друга кривыми, что крайне неудобно для использования и приводит к существенным погрешностям. Поэтому назрела необходимость в разработке универсального метода определения теплофизических свойств АТ в широком диапазоне параметров, который позволил бы отказаться от использования эмпирических коэффициентов.

Начальным этапом расчетов теплофизических свойств N -компонентной смеси является определение ее плотности ρ (молярного объема v_m). При заданных температуре T , давлении p и наборе концентраций $\{x_\alpha\}$, $\alpha = 1, 2, \dots, N-1$ значения v_m определяются в однофазной области из уравнения

$$p_m(v_m, T, \{x_\alpha\}) - p = 0, \quad (1)$$

а в области двухфазных, например парожидкостных (L – V) равновесий, – из решения системы уравнений

$$\begin{cases} p_m(v_m^L, T, \{x_\alpha^L\}) - p = 0; \\ p_m(v_m^V, T, \{x_\alpha^V\}) - p = 0; \\ \mu_1(v_m^L, T, \{x_\alpha^L\}) - \mu_1(v_m^V, T, \{x_\alpha^V\}) = 0; \\ \dots\dots\dots \\ \mu_N(v_m^L, T, \{x_\alpha^L\}) - \mu_N(v_m^V, T, \{x_\alpha^V\}) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

где давление p_m и химические потенциалы компонентов μ_i , $i = 1, 2, \dots, N$ определены уравнениями модифицированной теории возмущений (МТВ) [1]. Система (2) является основной при решении задачи о фазовых равновесиях смеси. Для двухфазной N -компонентной закрытой системы молярные объемы сосуществующих фаз и их равновесные составы (по $N-1$ концентрации для L - и V -фаз) согласно правилу фаз однозначно определяются давлением и $N-2$ концентрациями компонентов в какой-либо из фаз. В частности, для бинарной системы составы полностью определяются значениями T , p . Для открытой системы составы фаз и газосодержание определяются значениями T , p и $N-1$ концентрациями $\{x_\alpha\}$ исходной (гомогенной) смеси, а уравнения (2) при этом дополняются уравнениями материального баланса для фаз системы и распределения компонентов смеси между фазами.

Рассмотрим N -компонентную смесь при заданных температуре T , давлении p и исходном составе $\{x_i^0\}$ (наборе исходных молярных концентраций). Для исходной смеси, очевидно,

$$\sum_{i=1}^N x_i^0 = 1. \quad (3)$$

Задача состоит в определении при данных T , p и $\{x_i^0\}$ фазового состояния (жидкость, газ или двухфазная система жидкость + пар), составов и термодинамических свойств сосуществующих фаз, которые образовались из исходной смеси. В однофазной области (жидкость, газ, флюидное состояние) определяются термодинамические свойства смеси исходного состава. При этом плотность определяется из равенства давления смеси заданному давлению. В двухфазной области равновесия жидкость–пар (L – V) необходимо вместе с плотностями L - и V -фаз определить составы $\{x_i^L\}$, $\{x_i^V\}$ этих фаз и газосодержание n^V (молярную долю паровой фазы в двухфазной смеси), т.е. всего $2N+3$ параметра. Таким образом, система уравнений, описывающая равновесие фаз, кроме очевидных условий равенства давлений в фазах заданному давлению, равенства химических потенциалов μ_i всех N компонентов L - и V -фаз и уравнений, аналогичных (3), для наборов $\{x_i^L\}$ и $\{x_i^V\}$, должна также содержать $N-1$ уравнение материального баланса [2], связывающих n^V и концентрации (в фазах и в исходной смеси):

$$n^V(x_i^V - x_i^L) = x_i^0 - x_i^L, i = 1, \dots, N. \quad (4)$$

Дополняя такими уравнениями систему (2), получим формальную систему $2N+3$ уравнений для указанных выше параметров [1].

Существование постоянных связей (4) с дополнительными условиями (3) позволяет сократить число неизвестных параметров

$$x_i^V = [x_i^0 - (1 - n^V)x_i^L] / n^V, i = 1, \dots, N. \quad (5)$$

В случаях $n^V = 0$ и $n^V = 1$ решения не рассматриваются. Таким образом, плотно-

сти и составы сосуществующих L - и V -фаз определяются из решения системы $N+3$ уравнений

$$\begin{cases} p(T, \rho^L, \{x_i^L\}) - p = 0; \\ p(T, \rho^V, \{x_i^V\}) - p = 0; \\ \mu_i(T, \rho^L, \{x_i^L\}) - \mu_i(T, \rho^V, \{x_i^V\}) = 0, i = 1, \dots, N; \\ \sum_{i=1}^N x_i^L = \sum_{i=1}^N x_i^V \end{cases} \quad (6)$$

для $N+3$ параметров $(\rho^L, \rho^V, \{x_i^L\}, \{x_i^V\}, n^V)$ с дополнительным условием (3). В системе (6) символом x_i^V обозначают не дополнительные неизвестные, а вспомогательные выражения согласно (5). Из этих выражений и определяются (после решения рабочей системы) концентрации $\{x_i^V\}$, дополняя найденный набор $N+3$ параметров до полного $(2N+3)$ -набора.

При решении рабочей системы нелинейных уравнений (6) используется набор исходных данных: список компонентов смеси, концентрации компонентов смеси, температуры, давления. Задача определения плотности смеси решается последовательно – путем определения начальных значений параметров состояния смеси, идентификации фазовых состояний смеси и определения минимума функции шаговым методом. После определения составов фаз смеси и их плотностей свойства этих фаз определяются на основе выражений МТВ [1].

При решении системы уравнений (6) необходимо предварительно определить $\rho_{(0)}^L, \rho_{(0)}^V, x_{i(0)}^L, x_{i(0)}^V, n_{(0)}^V$ – начальные значения $2N+3$ параметров, разумно приближенные к решениям этой системы. Введем вспомогательные параметры – константы фазовых равновесий K_i :

$$K_i = x_i^V / x_i^L, i = 1, \dots, N. \quad (7)$$

Тогда уравнения материального баланса (4) примут вид

$$x_i^L = x_i^0 / [1 + n^V (K_i - 1)], i = 1, \dots, N \quad (8)$$

или, в альтернативной форме,

$$x_i^V = K_i x_i^L = K_i x_i^0 / [1 + n^V (K_i - 1)], i = 1, \dots, N. \quad (9)$$

Подставив выражения (8) и (9) в последнее уравнение системы (6), получим:

$$f(n^V) \equiv \sum_{i=1}^N \frac{x_i^0 (K_i - 1)}{n^V (K_i - 1) + 1} = 0. \quad (10)$$

Если известен набор $\{K_i\}$, уравнение (10) однозначно определяет один параметр (n^V) и, кроме того, функция $f(n^V)$ является основной при идентификации фазовых состояний. Начальные приближения $\{K_{i(0)}\}$ для $\{K_i\}$ определяют согласно (10) начальное значение газосодержания $n_{(0)}^V$. В качестве таких приближений [2, 3] можно использовать простейшие выражения:

$$K_{i(0)} = p_i^s / p, \quad (11)$$

где p_i^s – давление насыщенного пара i -го компонента смеси.

Значения $\{p_i^s\}$ при заданной температуре T можно определить из решения системы уравнений для равновесия фаз ($L-V$) чистых компонентов. Однако поскольку некоторые из компонентов могут находиться в смесях при температурах выше своих индивидуальных критических температур, удобнее использовать для $p_i^s(T)$ аналитические выражения, например, достаточно простое и надежное уравнение Питцера в представлении Ли-Кеслера:

$$p_i^s = \begin{cases} P_{ci} \exp \left[A_s + B_s / T_{ri} + C \ln T_{ri} + D_s T_{ri}^6 + \right. \\ \left. + \omega_i (E_s + F_s / T_{ri} + G_s \ln T_{ri} + H_s T_{ri}^6) \right], T_{ri} \leq 1; \\ P_{ci} [1 + (5,824 + 4,83 \omega_i) (T_{ri} - 1)], T_{ri} > 1, \end{cases} \quad (12)$$

где $T_{ri} = T / T_{ci}$ – приведенная температура; T_{ci} – критическая температура i -го компонента; P_{ci} – критическое давление i -го компонента; коэффициенты $A_s, \dots, H_s$ и ацентрические факторы компонентов ω_i приведены в работе [4].

В закритической области температур $T_r > 1$ нами применено линейное продолжение уравнения Питцера (последняя строка в (12)), дающее приемлемые результаты.

Выражения (11) и (12) определяют набор начальных значений констант фазовых равновесий $\{K_{i(0)}\}$. Далее последовательность определения начальных значений параметров состояния смеси такова:

1) определяется начальное значение газосодержания $n_{(0)}^V$ из решения уравнения (10) с использованием начальных значений констант ФР $\{K_{i(0)}\}$;

2) определяются начальные значения концентраций в L - и V -фазах $\{x_{i(0)}^L\}, \{x_{i(0)}^V\}$ по уравнениям (8) и (9) с использованием значений $n_{(0)}^V$ и $\{K_{i(0)}\}$;

3) определяются начальные значения плотностей L - и V -фаз $\rho_{(0)}^L, \rho_{(0)}^V$ из уравнений, аналогичных первым двум уравнениям системы (6):

$$p(T, \rho_{(0)}^L, \{x_{i(0)}^L\}) - p = 0; \quad (13)$$

$$p(T, \rho_{(0)}^V, \{x_{i(0)}^V\}) - p = 0 \quad (14)$$

с использованием начальных значений $\{x_{i(0)}^L\}, \{x_{i(0)}^V\}$.

При этом нулевым приближением $(\rho_{(00)}^L, \rho_{(00)}^V)$ для $\rho_{(0)}^L$ и $\rho_{(0)}^V$ в уравнениях (13) и (14) служат выражения, соответствующие: для жидкости – состоянию плотной упаковки, для пара – состоянию идеального газа.

После определения начальных значений параметров состояния смеси система нелинейных алгебраических уравнений (6) подготовлена к решению. Определение набора $2N + 3$ параметров состояния двухфазной системы проводится модифицированным методом Ньютона. Решение, однако, существенно упрощается, если идентификация фазовых состояний (газ, жидкость, двухфазная система жидкость–пар) проводится уже на раннем этапе – совместно с определением начальных значений параметров состояния и дополняется верификацией после расчета фазовых равновесий.

Анализ функции $f(n^V)$, определенной согласно (10), показывает, что существование равновесия фаз соответствует изменению знака функции $f(n^V)$ в пределах отрезка $0 \leq n^V \leq 1$. В этом случае решается система (6). Если на этом отрезке знак $f(n^V)$ не меняется, т.е. условие $f(0) \cdot f(1) < 0$ не выполняется, то уравнение (10) не имеет там решения. Условие $f(0) \cdot f(1) \geq 0$ соответствует

однофазной (гомогенной) области состояний; для жидкого состояния исходной смеси $\{x_i^0\}$ достаточным является условие $f(0) \leq 0$, для газообразного – условие $f(1) \geq 0$. В этих случаях решаются уравнения (13) и (14) для определения плотности исходной смеси в однофазной области с набором концентраций $\{x_i^0\}$. Знак $f(n^V)$ анализируется уже после определения набора начальных значений констант $\{K_{i(0)}\}$ и, соответственно, начальных значений функции $f(n^V)$ в точках 0 и 1: $f_{(0)}(0)$ и $f_{(0)}(1)$. В случае существования фазового равновесия после решения системы (6) указанная процедура повторяется на базе найденных наборов $\{x_i^L\}, \{x_i^V\}$ и, соответственно, $\{K_i\}$: анализируется знак произведения $f(0) \cdot f(1)$ и т.д.

Возможности метода МТВ по исследованию фазовых равновесий и теплофизических свойств, реализованного в виде компьютерных программ, демонстрируют результаты для бинарных и многокомпонентных смесей. Получен обширный комплекс результатов для фазовых диаграмм и наборов термодинамических свойств, хорошо согласующихся с экспериментом в пересекающихся диапазонах состояний и прогнозирующих эти данные в рабочих диапазонах метода:

- 1) жидкое состояние – давления от линий парожидкостного равновесия до 1000 МПа или до линий кристаллизации, температура от тройной точки до критической точки;
- 2) газообразное (флюидное) состояние – давления от 0 до 1000 МПа, температура до 5000 К или до температур термического разложения (пиролиза) компонентов.

Наиболее сложной для описания и сравнительно мало исследованной экспериментально является область жидкого состояния смесей, которой уделялось основное внимание. В работе [5] изложены результаты, полученные для бинарных смесей. По изложенной выше методике нами получены также данные о термодинамиче-

ских свойствах ряда многокомпонентных смесей: природного газа (ПГ), а также газового конденсата, биогаза, шахтного газа и др. В табл. 1 приведены свойства жидких

многокомпонентных смесей, близких по составу к ПГ основных месторождений СНГ, в равновесии с паровой фазой (составы смесей даны в табл. 2).

Таблица 1. Термодинамические свойства ПГ-смесей в равновесии с паровой фазой

№ смеси	ρ_m ,	$-v^E$,	$-H_m$,	H^E ,	S_m ,	C_{pm} ,	$\alpha_m \cdot 10^3$,	$\beta_{Tm} \cdot 10^3$,
	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\frac{\text{см}^3}{\text{моль}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{моль}}$	$\frac{\text{Дж}}{\text{моль}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{К}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{К}}$	1/К	1/МПа
$T = 105 \text{ K}$								
CH ₄	431,37	—	308,60	—	4,729	3,254	2,882	1,976
1	446,75	0,221	306,06	31,90	4,709	3,122	2,861	1,900
2	446,76	0,218	313,43	26,96	4,692	3,080	2,811	1,838
3	451,20	0,237	305,28	42,49	4,689	3,085	2,854	1,882
4	449,37	0,250	306,96	36,64	4,696	3,093	2,845	1,875
5	451,19	0,233	312,59	37,49	4,673	3,044	2,804	1,821
6	449,35	0,245	314,27	31,57	4,680	3,053	2,796	1,814
7	453,80	0,266	306,18	47,20	4,676	3,056	2,838	1,858
8	453,76	0,259	313,44	42,06	4,660	3,017	2,789	1,799
9	449,78	0,262	308,51	36,36	4,693	3,082	2,837	1,861
10	454,22	0,278	307,71	46,89	4,674	3,045	2,830	1,844
11	452,37	0,290	309,39	41,00	4,681	3,054	2,822	1,837
12	456,79	0,304	308,60	51,49	4,661	3,081	2,814	1,821
$T = 112 \text{ K}$								
CH ₄	422,07	—	285,46	—	4,942	3,368	3,344	2,236
1	437,19	0,277	283,72	27,43	4,914	3,240	3,292	2,148
2	437,38	0,255	291,32	19,32	4,895	3,213	3,228	2,074
3	441,57	0,295	283,18	36,90	4,892	3,207	3,280	2,128
4	439,82	0,309	284,82	30,72	4,899	3,212	3,268	2,119
5	441,74	0,271	290,72	28,75	4,873	3,181	3,217	2,055
6	439,98	0,284	292,36	22,56	4,881	3,186	3,205	2,047
7	444,19	0,326	284,27	40,19	4,877	3,179	3,256	2,099
8	444,32	0,299	291,75	32,00	4,859	3,154	3,194	2,09
9	440,25	0,322	286,42	29,80	4,896	3,206	3,256	2,102
10	444,61	0,339	285,86	39,24	4,875	3,174	3,245	2,083
11	442,84	0,352	287,49	33,05	4,882	3,178	3,233	2,075
12	447,20	0,368	286,92	42,50	4,860	3,147	3,222	2,056
$T = 120 \text{ K}$								
CH ₄	410,27	—	257,62	—	5,181	3,573	3,769	2,619
1	425,23	0,470	256,87	18,00	5,145	3,435	3,688	2,515
2	425,66	0,370	264,64	10,48	5,124	3,419	3,609	2,422
3	429,54	0,491	256,58	26,78	5,121	3,404	3,673	2,491
4	427,90	0,507	258,21	20,05	5,128	3,406	3,656	2,479
5	429,94	0,388	264,29	19,24	5,100	3,388	3,594	2,399
6	428,29	0,404	265,91	12,56	5,108	3,390	3,578	2,388
7	432,19	0,527	257,91	28,85	5,104	3,375	3,641	2,455
8	432,56	0,421	265,55	21,35	5,084	3,360	3,564	2,366
9	428,34	0,522	259,83	18,77	5,125	3,403	3,641	2,459

10	432,63	0,542	259,52	27,54	5,101	3,373	3,626	2,435
11	430,98	0,558	261,13	20,84	5,109	3,375	3,610	2,424
12	434,25	0,576	260,81	29,64	5,085	3,345	3,596	2,401

В табл. 1 ρ_m – плотность, H_m – энтальпия, S_m – энтропия, C_{pm} – изобарная теплоемкость, α_m – коэффициент теплового расширения, β_m – коэффициент изотермического сжатия. Отметим, что средняя погрешность описания плотности АТ составляет,

как и для чистых компонентов, около 0,1 %. Аналогичные результаты (погрешности расчетов на уровне обычных экспериментальных ошибок) получены и для набора основных термодинамических характеристик.

Таблица 2. Составы ПГ-смесей

№ смеси	Мольные доли компонентов, %				
	C ₁	C ₂	C ₃	N ₂	CO ₂
1	95	3	–	2	–
2	95	4	–	1	–
3	94,5	3	–	2	0,5
4	94,5	3	0,5	2	–
5	94,5	4	–	1	0,5
6	94,5	4	0,5	1	–
7	94	3	0,5	2	0,5
8	94	4	0,5	1	0,5
9	94	4	–	2	–
10	93,5	4	–	2	0,5
11	93,5	4	0,5	2	–
12	93	4	0,5	2	0,5

Эти результаты показывают, что в целом описание свойств смесей может быть успешно проведено в рамках предложенного метода. По всему набору свойств этот метод имеет значительные преимущества перед существующими модельными и эмпирическими схемами. Это, в частности, минимальное число исходных данных, необходимое для расчетов; отсутствие подгоночных параметров и эмпирических корреляций; адекватность статистико-механической модели, лежащей в основе метода, и, тем самым, надежное определение термодинамических особенностей систем; применимость для обширного класса

веществ и их смесей; работоспособность в широких областях состояний; погрешности расчетов на уровне экспериментальных ошибок.

Разработанный метод оперативного и надежного определения термодинамических свойств многокомпонентных смесей позволяет исключить проведение дорогостоящих и длительных экспериментальных исследований, что дает значительный экономический эффект. Оценки показали, что применение данного метода как составной части программы расчета рабочего процесса двигателей, работающих на альтернативных

топливах, позволяет на 4–5 % повысить точность расчетов основных характеристик, в частности КПД.

Список литературы:

1. Маринин В.С. Теплофизика альтернативных энергоносителей. - Харьков : Форт, 1999. - 212 с. 2. Гуревич Г.Р., Брусиловский А.И. Справочное пособие по расчету фазового состояния и свойств газокон-

денсатных смесей. - М.: Недра, 1984. - 264 с. 3. Уэйлес С. Фазовые равновесия в химической технологии: В 2-х ч. - М.: Мир, 1989. - 304 с. (ч.1), 360 с. (ч.2). 4. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей. - Л.: Химия, 1982. - 592 с. 5. Кудряш А.П., Маринин В.С. Теплофизические свойства альтернативных энергоносителей // Пробл. машиностроения. - 1998. - Т. 1, № 1. - С. 132-138.

УДК 621.43 – 421.001.24

В.А. Корогодский, инж., С.В. Обозный, инж.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИСПЕРСНОСТИ РАСПЫЛИВАНИЯ БЕНЗИНА КЛАПАННОЙ ФОРСУНКОЙ

Применение непосредственного впрыска топлива в двигателе с искровым зажиганием позволяет организовать процесс объемно-пленочного смесеобразования с достаточно глубоким расслоением топливно-воздушного разряда по объему камеры сгорания (КС). При объемно-пленочном смесеобразовании не предъявляются столь высокие требования к дисперсности распыливания топлива, как при объемном смесеобразовании, т.е. возможно применять пониженную интенсивность впрыска при пониженном давлении топлива перед форсункой. В данной работе экспериментально выполнена оценка распыливания топлива при этих условиях.

Количественная оценка и закономерности распыливания бензина определены применительно к двухтактному одноцилиндровому двигателю ДН-4М с рабочим объемом $V_h=460 \text{ см}^3$, с топливным насосом высокого давления с манжетным уплотнением

плунжера производства Харьковского машиностроительного завода “ФЭД” и клапанной форсункой. Профиль кулачкового вала – симметричный тангенциальный, высота подъема толкателя $h=1,2 \text{ мм}$, продолжительность впрыска при максимальном давлении впрыска $P_{впр}=2,0 \text{ МПа}$. Диаметр плунжера $d_n=8 \text{ мм}$. Максимальная скорость движения плунжера $C_n=3,5 \text{ м/с}$ [1]. Частота вращения вала топливного насоса составляла $n=1000, 3000 \text{ и } 4500 \text{ мин}^{-1}$. Цикловая подача соответствовала максимальному, среднему и минимальному значениям, топливо – бензину А-76. Впрыск топлива осуществлялся на стеклянные пластины, покрытые слоем керосиновой копоти и тонким слоем окиси магния. Пластины устанавливались перпендикулярно оси топливного факела на расстоянии $L=150 \text{ мм}$ от распылителя форсунки. Отпечатки капель на поверхности пластины фотографировались.

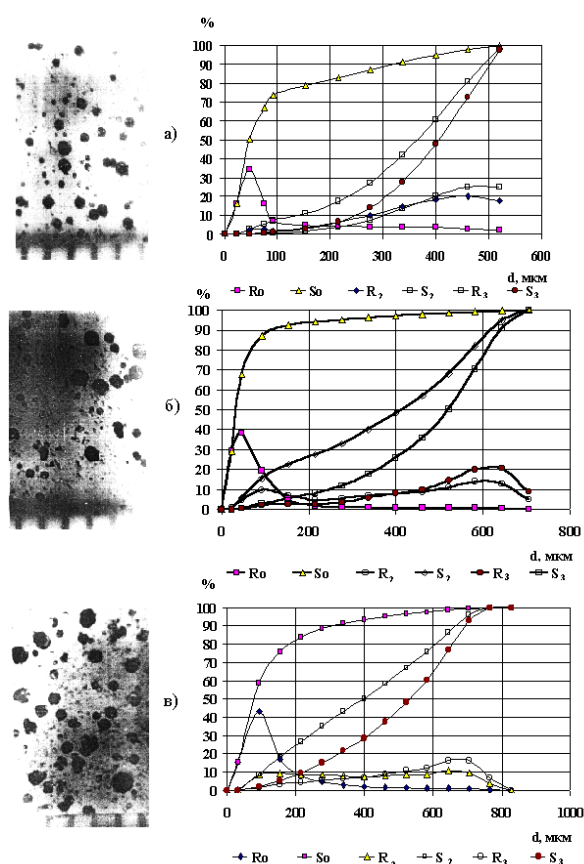


Рис. 1. Характеристики распыливания бензина А-76 клапанной форсункой при $n=1000 \text{ мин}^{-1}$: а) $g_{\text{в}}=8.82 \text{ мг/цикл}$; б) $g_{\text{в}}=14.7$

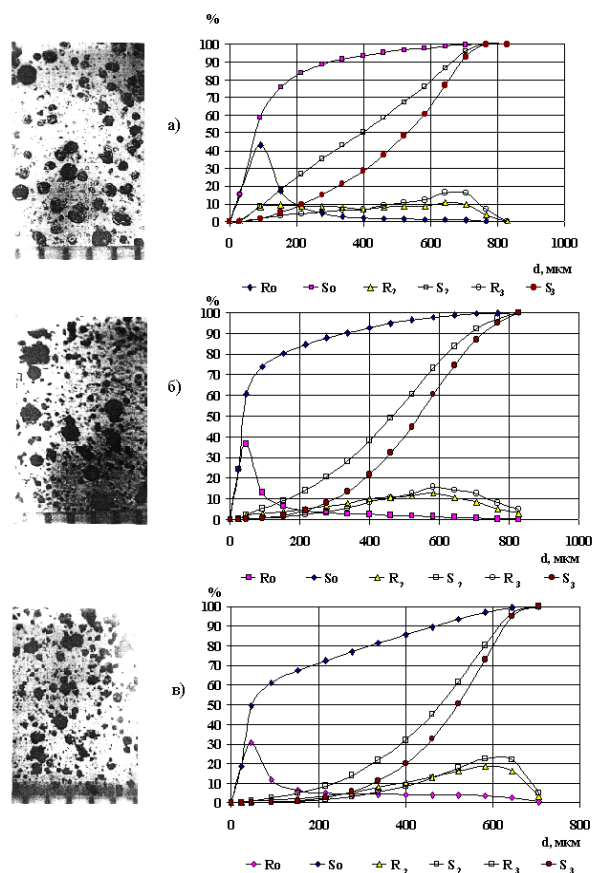


Рис. 2. Характеристики распыливания бензина А-76 клапанной форсункой при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$: а) $g_{\text{в}}=8.09 \text{ мг/цикл}$; б) $g_{\text{в}}=14.7$

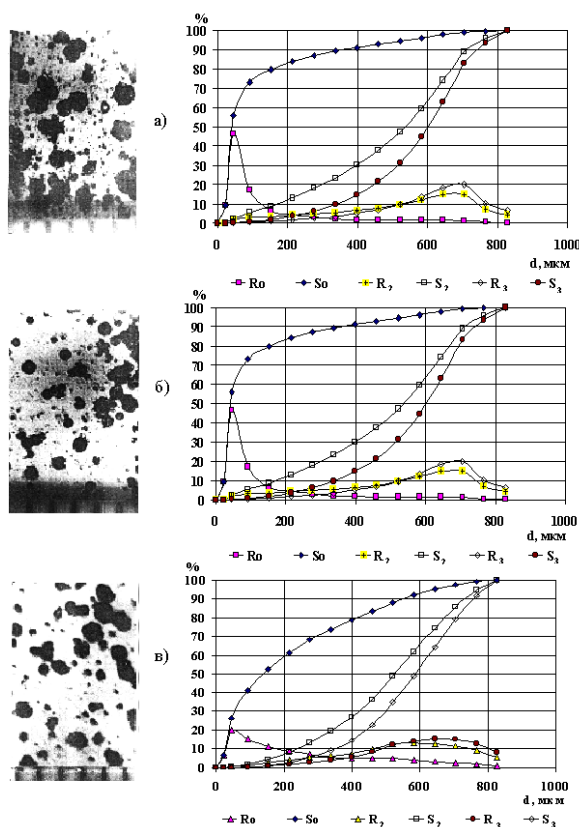


Рис. 3. Характеристики распыливания бензина А-76 клапанной форсункой при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$. а) $\alpha = 7 \text{ гл/мм}^2$; б) $\alpha = 10 \text{ гл/мм}^2$; в) $\alpha = 15 \text{ гл/мм}^2$

В зависимости от размеров капель и их количества на характерном отпечатке строились относительные частотные кривые по количеству R_0 , поверхности R_2 , объему R_3 и относительные суммарные кривые, соответственно по количеству S_0 , поверхности S_2 и объему S_3 (рис. 1-3). Частотные характеристики описываются дифференциальными законами, а суммарные – интегральными законами распределения количества капель, их площади и объема в зависимости от диаметра. Определение и построение характеристик распыливания проводилось по методу А.С. Лышевского [2].

Пользуясь данными о количествах капель и их поверхности, определялся средний диаметр капель по Заутеру (D_{32}).

На рис. 1 – 3 представлены фотографии отпечатков капель и результаты анализа дисперсности распыливания бензина при $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ и давлении впрыска $P_{впр}=2,0 \text{ МПа}$ с различной

цикловой подачей. Максимальное относительное количество капель R_0

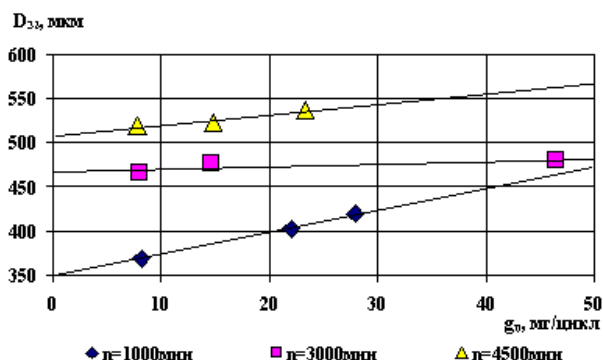


РИС. 4. ЗАВИСИМОСТЬ ИЗМЕНЕНИЯ СРЕДНЕГО ДИАМЕТРА КАПЕЛЬ ОТ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ШИПОВОЙ ПОДАЧИ. Максимальное относительное количество капель R_0 соответствует диаметрам капель от 60 до 90 мкм. С увеличением цикловой подачи количество капель в этом диапазоне уменьшается и возрастает количество капель большего диаметра. Максимальная поверхность капель R_2 и максимальный объем R_3 соответствует размерам капель от 500 до 700 мкм.

Максимальные значения относительного количества капель R_0 при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ также находятся в интервале изменения диаметров капель от 60 до 90 мкм. С увеличением цикловой подачи их процентное содержание в этом диапазоне диаметров капель уменьшается и возрастает их количество с увеличенным диаметром. Максимальные значения площади и объема капель находятся в диапазоне диаметра капель от 600 до 700 мкм.

При $n=4500 \text{ мин}^{-1}$ максимальное количество капель имеют размеры около 90 мкм. Наибольшая площадь поверхности и объем капель приходится на капли с диаметром $d_k \approx 700 \text{ мкм}$. С увеличением цикловой подачи топлива снижается количество, площадь и объем капель с $d_k=90 \text{ мкм}$.

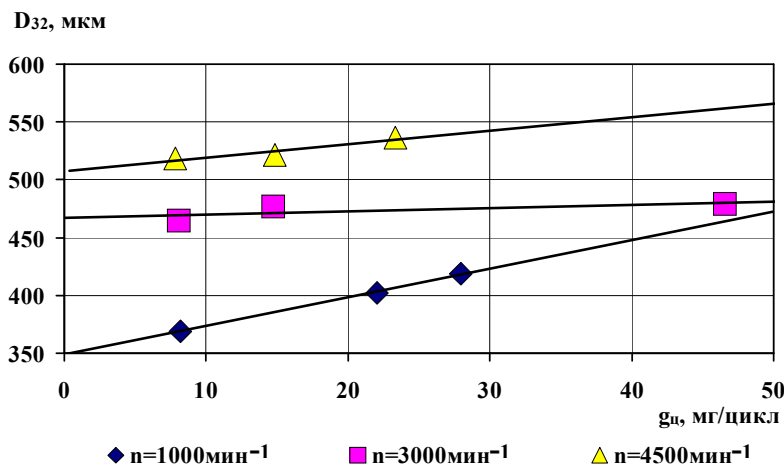
Средний диаметр капель D_{32} возрастает как с увеличением цикловой подачи, так и с увеличением частоты вращения (рис.4). Это можно объяснить

низким давлением впрыска в среду без противодействия.

Представленные данные показывают, что при использовании клапанных форсунок имеет место в основном пленочное смесеобразование и глубина расслоения топливно-воздушной смеси, которые будут зависеть от формы поверхности КС, угла между осью факела распыливания и поверхностью, аэродинамики потоков воздуха в КС к концу такта сжатия.

Список литературы:

1. Савинов О.И. Выбор основных параметров системы питания одноцилиндрового двухтактного двигателя с непосредственным впрыском топлива // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2001. – Вип. 2. – С. 44-51.
2. Лышевский А.С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками. – М.: Машигиз, 1963. – 179с.



УДК 621.436-242-713.2.001.5

Ф.И. Абрамчук, д-р техн. наук, А.И. Юрченко, инж., А.Н. Балабко, инж.

ВЛИЯНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ХАРАКТЕРИСТИК МАСЛА НА ТЕПЛООТДАЧУ ПРИ ЦИРКУЛЯЦИОННОМ ОХЛАЖДЕНИИ ПОРШНЕЙ

Одним из направлений повышения эффективности двигателей внутреннего сгорания является их форсирование по литровой мощности. Это связано с повышением теплонапряженности деталей камеры сгорания, в частности поршней. Для обеспечения надежной работы поршней в условиях высоких термических нагрузок широко применяется охлаждение их маслом. При масляном охлаждении поршней с внутренними охлаждающими каналами обычно применяют подачу масла из форсунки, неподвижно установленной в картере дизеля. Основным преимуществом такого способа подачи масла является возможность автоматического регулирования режима охлаждения поршней в зависимости от режима работы двигателя, что способствует улучшению экологических и экономических показателей работы двигателя. Введение авторегулирования охлаждения поршней наиболее целесообразно для двигателей, которые значительную часть времени работают на неноминальных режимах и холостом ходу.

При проектировании поршней высокофорсированных дизелей ставится задача определения теплоотдачи в полости охлаждения. Причем коэффициент теплоотдачи от стенок полости в масло зависит от многих гидродинамических параметров и от характеристик масла.

Для исследования рассмотрены три сорта масла, их характеристики приведены в табл. 1.

Таблица 1. Характеристики масел

Масло	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\nu \times 10^6, \text{м}^2/\text{с}$
М-8 ДМ	70	890	19

	80	890	14
	90	890	10,5
	100	890	8
	110	890	6
М-10 ДМ	70	905	27
	80	905	19
	90	905	16
	100	905	10
	110	905	6
ВТ-301	70	1055,2	14,2
	80	1045,2	11,9
	90	1035,2	10,1
	100	1025,2	8,7
	110	1015,1	7,6

На примере дизеля 4ЧН12/14 ($n=2000 \text{ мин}^{-1}$) с циркуляционным охлаждением поршня проведены расчеты характеристик подачи масла из

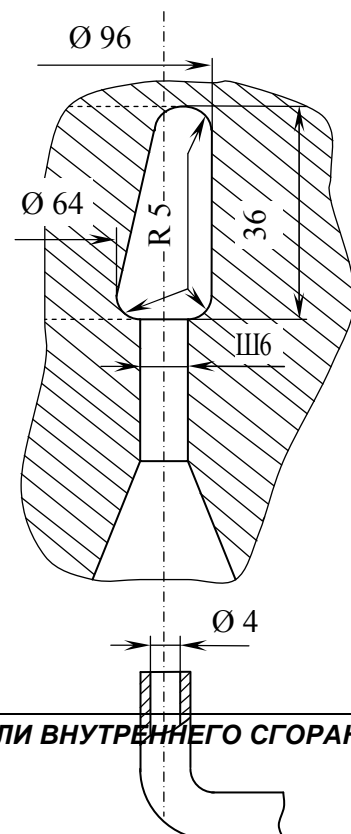


Рис. 1. Геометрические размеры полости охлаждения поршня

неподвижной форсунки, установленной в нижней части блока цилиндров. Геометрические размеры полости охлаждения и каналов приведены на рис.1.

Скорость подачи масла из форсунки v_m определялась по зависимости

$$v_m = \frac{\sqrt{2 \cdot (p_m - p_0)}}{\rho}, \quad (1)$$

где p_m – давление масла в магистрали;

p_0 – атмосферное давление;

ρ – плотность масла.

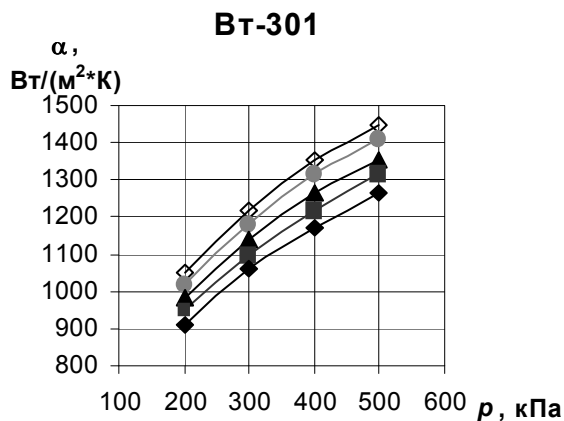
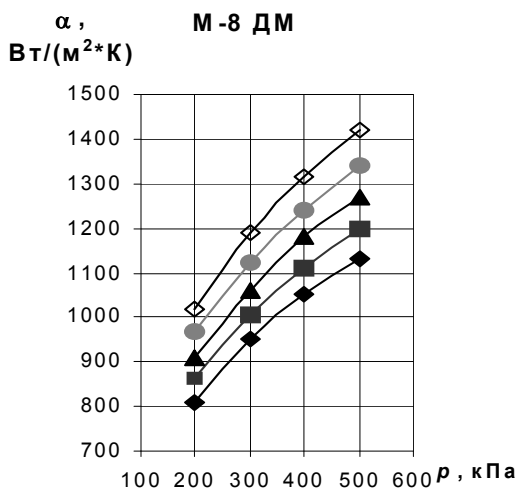
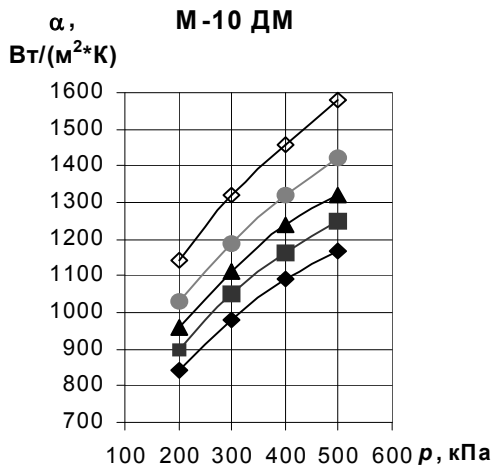
Объемный расход масла через форсунку равен

$$V = \frac{\pi \cdot d_{\phi}^2}{4} \cdot v_m, \quad (2)$$

где d_{ϕ} – диаметр канала форсунки.

Расход масла через поршень определялся по эмпирической формуле [1]

$$V_m = 1,25 \cdot \frac{d_{\phi}^3 \cdot p_m^{0,56} \cdot v_m^{0,2}}{S^{0,76} \cdot (\rho \cdot l_k)^{0,56} \cdot n^{0,31}}, \quad (3)$$



—◇— $t=110\text{ }^{\circ}\text{C}$ —●— $t=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ —▲— $t=90\text{ }^{\circ}\text{C}$
 —■— $t=80\text{ }^{\circ}\text{C}$ —◆— $t=70\text{ }^{\circ}\text{C}$

РИС. 2. ЗАВИСИМОСТИ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОТДАЧИ В ПОЛОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЯ ОТ ДАВЛЕНИЯ И ТЕМПЕРАТУРЫ МАСЛА В МАГИСТРАЛИ

где d_s – эквивалентный диаметр сливных

каналов;

S – ход поршня;

l_n – длина сливного и наполнительного каналов.

Коэффициент подачи масла

$$K_n = \frac{V_M}{V}$$

при изменении давления масла $p_M=0,2\ldots 0,5$ МПа изменялся в пределах от 0,28 до 0,4, что хорошо согласуется с экспериментальными данными [2].

Значения коэффициента теплоотдачи определялись по зависимости [3]

$$\alpha_M = 26 \cdot \frac{V'^{0,5} \cdot P^{0,5}}{v^{0,2} \cdot f}, \quad (4)$$

где V'_M – объемный расход масла через полость охлаждения, л/мин;

v – вязкость масла;

f – площадь поперечного сечения масляного канала в поршне;

P – смоченный поперечного сечения периметр масляного канала.

Результаты расчетов приведены на рис. 2. Видно, что коэффициент теплоотдачи α_M растет с увеличением давления масла через увеличение объемного расхода масла в полости охлаждения (зависимость (4)), а при увеличении температуры – через уменьшение его вязкости. Таким образом, в эксплуатации при износе деталей следует ожидать падение давления масла, что приведет к уменьшению его расхода и уменьшению коэффициента теплоотдачи.

Как видно из рис. 2, применение масла М-10 ДМ позволяет повысить коэффициент теплоотдачи в области высоких температур на 10...12 %.

Полученные данные показывают, что характеристики масла и гидродинамические пара-

метры полости охлаждения поршня оказывают значительное влияние на коэффициент теплопередачи от стенок полости охлаждения к маслу.

Список литературы:

1. Розенблит Г.Б., Савенко В.В. *Определение гидродинамических условий теплообмена при инерционном охлаждении поршней / Двигателе-*

строение. – 1988. – № 2. – С. 48-51. 2. Розенблит Г.Б., Савенко В.В., Левит А.Г. Гидродинамические особенности подачи масла из неподвижной форсунки в охлаждаемый поршень / Двигателестроение. – 1984. – № 12. – С. 16-18. 3. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.

УДК 621.436-242.3

Н.К. Рязанцев, д-р техн. наук, П.Е. Куницын, канд. техн. наук, А.П. Гриненко, инж., А.И. Петренко, инж., А.Н. Дороженко, инж.

Выбор конструкции маслосбрасывающего кольца с целью снижения расхода масла на угар применительно к транспортным двухтактным дизелям типа 6ТД

В ХАРЬКОВСКОМ КОНСТРУКТОРСКОМ БЮРО ПО ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЮ ПРОВЕДЕНЫ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЕ РАБОТЫ, НАПРАВЛЕННЫЕ НА СНИЖЕНИЕ РАСХОДА МАСЛА НА "УГАР" В ДВУХТАКТНЫХ

ДЕФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ТИПА 6ТД. ИССЛЕДОВАНИЮ ПОДВЕРГЛИСЬ МАСЛОСБРАСЫВАЮЩИЕ КОЛЬЦА (МСК) ЧЕТЫРЕХ КОНСТРУКЦИЙ:

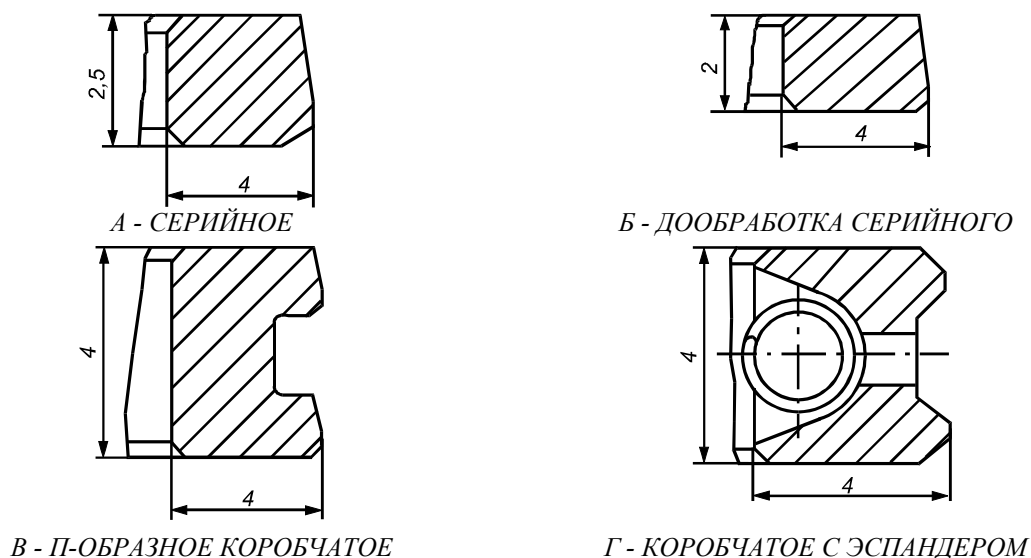


РИС. 1. КОНСТРУКЦИЯ МАСЛОСБРАСЫВАЮЩИХ КОЛЕЦ

БЫЛО ПРЕДУСМОТРЕНО ПРОВЕДЕНИЕ РАБОТ ПО ТРЕМ НАПРАВЛЕНИЯМ:

- РАСЧЁТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОСЕВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ КОЛЕЦ ПО УГЛУ ПОВОРОТА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА;

- ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕЦ В ЦИЛИНДРЕ НА СПЕЦИАЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ;

- ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНСТРУКТОРСКИХ МЕРОПРИЯТИЙ ПО МСК НА ОДНОЦИЛИНДРОВОЙ УСТАНОВКЕ (ОЦУ).

В ОСНОВУ МЕТОДИКИ РАСЧЁТА ОСЕВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ МСК ПОЛОЖЕНЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ, ПОЛУЧЕННЫЕ В РЕЗУЛЬТАТЕ АНАЛИЗА ДАННЫХ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЙ ГАЗА И ТЕМПЕРАТУРЫ ЭЛЕМЕНТОВ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ.

РАСЧЕТ СИЛЫ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПОРШНЯ И КОЛЬЦА (СИЛА P_N) ВЫПОЛНЕН ДЛЯ РАБОЧИХ ЗНАЧЕНИЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА $N=2200, 1500, 800 \text{ МИН}^{-1}$, ПО РЕЗУЛЬТАТАМ КОТОРОГО ПОСТРОЕНЫ

ЗАВИСИМОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ СИЛЫ P_N ПО УГЛУ ПОВОРОТА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА φ (РИС. 2). ИЗ РИСУНКА ВИДНО, ЧТО НА РЕЖИМЕ $N=800 \text{ МИН}^{-1}$ В РАЙОНЕ НИЖНЕЙ МЁРТВОЙ ТОЧКИ (НМТ) КОЛЬЦО НАХОДИТСЯ В НЕСТАБИЛЬНОМ СОСТОЯНИИ ($P_N \approx 0$), ЧТО СПОСОБСТВУЕТ РАЗВИТИЮ ОСЕВЫХ ВИБРАЦИЙ И, КАК СЛЕДСТВИЕ, УХУДШЕНИЮ СЪЁМА МАСЛА С ЗЕРКАЛА ЦИЛИНДРА. ПОСТАНОВКА БОЛЕЕ МАССИВНОГО КОЛЬЦА ПРИВОДИТ К ОТОДВИГАНИЮ ФАЗЫ "ЗАВИСАНИЯ" КОЛЬЦА ОТ НМТ, ЧТО ДОЛЖНО УЛУЧШИТЬ ЕГО РАБОТУ.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ МСК ПРОВОДИЛИСЬ НА СПЕЦИАЛЬНО РАЗРАБОТАННОЙ УСТАНОВКЕ, ПОЗВОЛЯЮЩЕЙ РЕГИСТРИРОВАТЬ РАДИАЛЬНЫЕ И ОСЕВЫЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КОЛЕЦ В ДИАПАЗОНЕ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА $800...1500 \text{ МИН}^{-1}$.

УСТАНОВЛЕНО, ЧТО НА РЕЖИМЕ $N=800 \text{ МИН}^{-1}$ СЕРИЙНОЕ МСК СОВЕРШАЕТ РАДИАЛЬНЫЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ, СВИДЕТЕЛЬСТВУЮЩИЕ О ЕГО ОТРЫВЕ ОТ

ЗЕРКАЛА ЦИЛИНДРА, И ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ОСЕВЫЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ МЕЖДУ ПЕРЕКЛАДКАМИ ПОРШНЯ, ЧТО СВИДЕТЕЛЬСТВУЕТ О ЕГО ВИБРАЦИИ В ОСЕВОМ НАПРАВЛЕНИИ. ПРИ ИСПЫТАНИЯХ КОЛЕЦ ПО ВАРИАНТУ В И Г ЭТИ ЯВЛЕНИЯ УДАЁТСЯ ИЗБЕЖАТЬ (РИС. 3).

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ
ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ

КОНСТРУКТОРСКИХ МЕРОПРИЯТИЙ ПО МСК НА ОДНОЦИЛИНДРОВОЙ УСТАНОВКЕ ПРЕДУСМАТРИВАЛИ ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА МАСЛА НА “УГАР”, А ТАКЖЕ ОЦЕНКУ ВЫБРОСА МАСЛА ИЗ ВЫХЛОПНОГО ПАТРУБКА С ПРОДУКТАМИ ВЫПУСКА, ХАРАКТЕРИЗУЮЩЕГО КАЧЕСТВО СЪЁМА МАСЛА С ЗЕРКАЛА ЦИЛИНДРА.

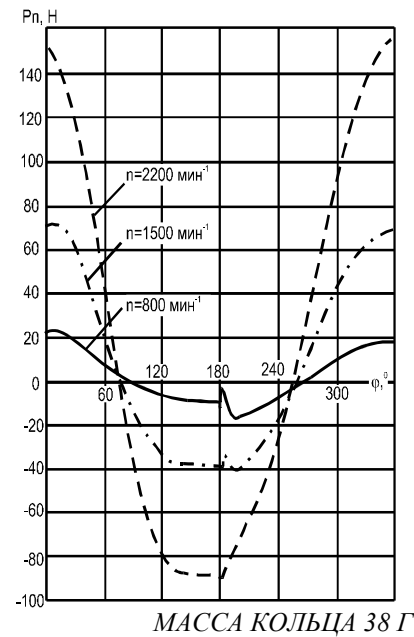
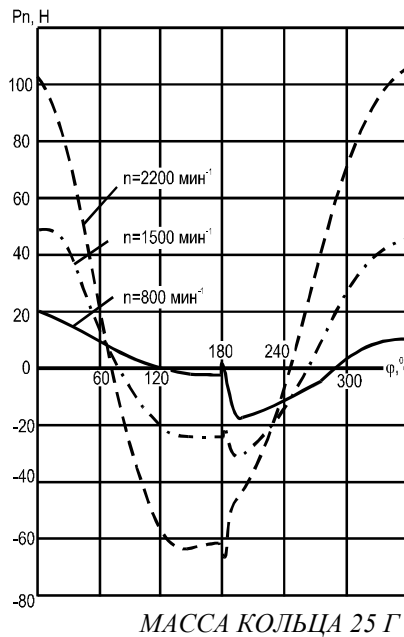


РИС. 2. ГРАФИКИ ИЗМЕНЕНИЯ СИЛЫ P_N

ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИЗМЕРЕНИЙ БЫЛИ ПОСТРОЕНЫ ЗАВИСИМОСТИ, ПРЕДСТАВЛЕННЫЕ НА РИС. 4, ОТКУДА ВИДНО, ЧТО НАИБОЛЬШИЙ РАСХОД МАСЛА ПОЛУЧЕН ДЛЯ ЭСПАНДЕРНОГО КОЛЬЦА, ЧТО ОБЪЯСНЯЕТСЯ ЕГО КОНСТРУКТИВНОЙ ОСОБЕННОСТЬЮ - СКРЕБКОВЫЕ ЧАСТИ КОЛЬЦА НАПРАВЛЕННЫ В РАЗНЫЕ СТОРОНЫ (РИС. 1Г). МСК ВЫСОТОЙ 2 ММ (РИС. 1Б) ИМЕЛИ В ДВА РАЗА БОЛЬШОЙ УРОВЕНЬ

УДЕЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ ПО СРАВНЕНИЮ С СЕРИЙНЫМИ КОЛЬЦАМИ, ЧЕМ И ОБЪЯСНЯЕТСЯ СНИЖЕНИЕ РАСХОДА МАСЛА. НАИЛУЧШИЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ПОЛУЧЕНЫ С ПОБОРАЗНЫМ МСК (РИС. 1В). ПРИ РАВНЫХ УРОВНЯХ УДЕЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ РАСХОД МАСЛА НА “УГАР” СНИЗИЛСЯ В 2...3 РАЗА ПО СРАВНЕНИЮ С СЕРИЙНЫМ КОЛЬЦОМ, А ВЫБРОС МАСЛА ИЗ ВЫХЛОПНОГО ПАТРУБКА СУЩЕСТВЕННО СНИЗИЛСЯ.

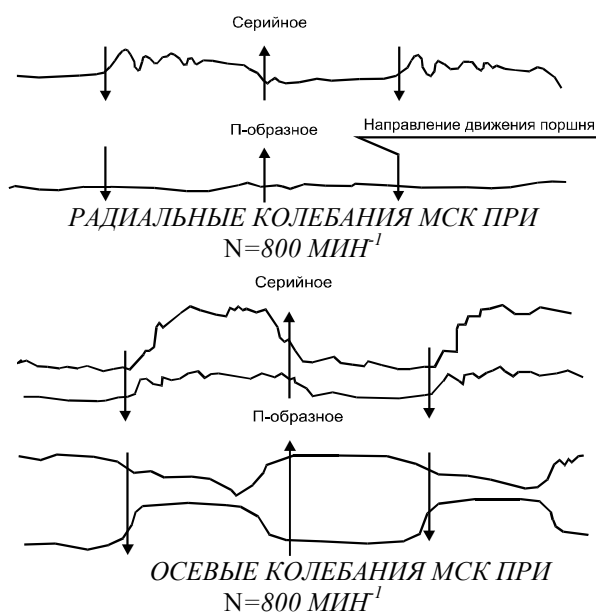


РИС. 3. ОСЦИЛЛОГРАММЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ КОЛЕЦ

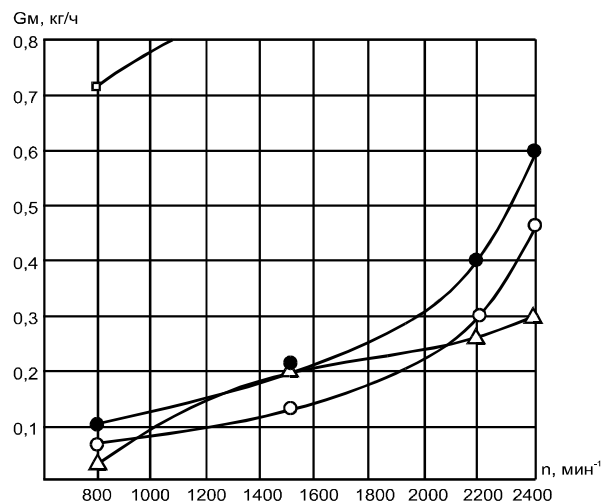


РИС. 4. ЗАВИСИМОСТЬ РАСХОДА МАСЛА НА УГАР НА ОДНОЦИЛИНДРОВОЙ УСТАНОВКЕ С РАЗЛИЧНЫМИ ВАРИАНТАМИ МСК:

- – СЕРИЙНОЕ КОЛЬЦО;
- – ДООБРАБОТАННОЕ КОЛЬЦО;
- ▲ – П-ОБРАЗНОЕ КОРОМЫШЕЧНОЕ;
- – КОРОМЫШЕЧНОЕ С ЭСПАНДЕРОМ

ДИАГНОСТИКА УСТОЙЧИВОСТИ РАБОТОСПОСОБНЫХ СОСТОЯНИЙ СМАЗЫВАЮЩЕЙ СРЕДЫ ДВИГАТЕЛЯ

Исследование механизма действия присадок на устойчивость работоспособного состояния смазывающей среды автомобильных агрегатов в экстремальных условиях использования является актуальной, но исключительно сложной задачей. Необходимость ее решения, как никогда, стимулируется привлекательностью создания и практического использования на работающем двигателе системы, измеряющей степень старения моторного масла, что позволит по результатам замеров осуществлять его смену в наиболее рациональные сроки. Однако непрерывное совершенствование бортовых средств диагностики настоятельно требует разработки принципиально новых систем управления – кибернетических, реализующих модельные принципы обеспечения работоспособности смазывающей среды двигателя. Следует подчеркнуть, что практическая эффективность существующих бортовых систем контроля пока низка из-за отсутствия возможности распознавания ранних стадий развития и оперативного предупреждения аварийного повреждения основных деталей дорогостоящих агрегатов. Анализ выполненных исследований подтвердил отсутствие модели, позволяющей вычислять, прогнозировать и управлять устойчивостью работоспособных состояний смазочной среды двигателя в эксплуатации.

Моделирование процессов, протекающих при работе масла в механизмах двигателя, ведется в двух направлениях:

– **МОДЕЛИРОВАНИЕ ХИМИЧЕСКИХ РЕАКЦИЙ МЕЖДУ ПРИСАДКАМИ И ПРОДУКТАМИ ПРЕВРАЩЕНИЯ СМАЗКИ, А ТАКЖЕ ПРИСАДКОЙ И ТРУЩИМИСЯ ПОВЕРХНОСТЯМИ ДЕТАЛЕЙ С ЦЕЛЬЮ ИЗУЧЕНИЯ МЕХАНИЗМА ДЕЙСТВИЯ ЕЕ**

АНТИОКИСЛИТЕЛЬНЫХ И ПРОТИВОИЗНОСНЫХ СВОЙСТВ;

– создание специальных приборов и устройств, в которых моделируются условия работы реальных двигателей и их механизмов для изучения действия моющих и противоизносных присадок.

В работах нового, быстро развивающегося направления, изучается связь между структурой, физико-химическими свойствами и эффективностью действия присадок для поддержания и сохранения устойчивости работоспособного состояния смазывающей среды двигателя. Это должно позволить увеличить сроки смены масла до 30 тыс. км без наступления катастрофического изнашивания кулачков, деталей цилиндро-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма. Уже накоплен определенный опыт изучения механизмов действия различного типа присадок, имеются значительные результаты в этой области, позволяющие в той или иной степени прогнозировать направленный синтез эффективных присадок. Трудность задачи сохранения устойчивости работоспособных состояний смазывающей среды, как открытой системы, заключается в том, что такие состояния далеки от термодинамического равновесия.

В соответствии с концепцией Гленсдорфа-Пригожина [1] это явление в классической термодинамике трактуется как процесс разрушения и возникновения структур, трансформирующихся во времени через переходное состояние – точку бифуркации [2]. В рамках термодинамического представления свойствами структурной приспособляемости помимо металла обладает масло: в нем образуются вторичные структуры, проявляющие повышенную антифрикционную и противоизносную способность. Этот эффект в значительной степени усиливается в присутствии ПАВ, представляющих собой соединения различного состава и строения.

Эти соединения активно влияют на процесс формирования “третьего тела”, приводя к разупорядочению его структуры. При смазывании контактирующих тел диспергированными маслами образуются по-

лимолекулярные поверхностные слои, которые термодинамически недостаточно устойчивы. Диспергированные в масле твердые частицы способствуют появлению дефектов в кристаллической структуре металла, что приводит к снижению коэффициента трения и износу контактирующих поверхностей.

Систематизация данных об изнашивании в присутствии химически активной смазочной среды на основе термодинамических представлений позволяет перейти к диагностическим исследованиям процесса поведения смазывающей среды для прогнозирования устойчивости работоспособных состояний. В среде протекают процессы двух типов: разрушение структуры при состоянии, близком к равновесному; возникновение структуры при состоянии системы, далеком от такового. Наряду с этим различают: равновесные структуры – как следствие конкуренции между беспорядком и организацией; диссипативные структуры, возникающие в результате обмена энергией и веществом с окружающей средой – как новое состояние вещества, далекое от равновесного. В свою очередь, диссипацию можно рассматривать как сверхкритическое состояние системы. Будем различать пассивные и активные диссипативные структуры. Первые, появляющиеся в условиях энтропии роста, характерны для систем, взаимосвязанных с окружающей средой, например, в паре трения; вторые – для систем, содержащих источник внутренней накачки, например в двигателях. Необходимым условием нормализации трения и поверхностного разрушения считается такое динамическое равновесие процессов активирования и пассивации, при котором эффективная энергия активирования находится в пределах значений энергии, необходимой для образования вторичных структур. При этом условии реализуется принцип самоорганизации, что позволяет рассматривать энтропийно-энергетическую модель процессов структурной приспособляемости и устойчивости работоспособного состояния смазы-

вающей среды как алгоритм математического описания процесса аппаратом теории катастроф [2]. Предметом изучения теории катастроф является определение качественных изменений в системе уравнений, описывающих объект исследования при изменении его параметров. Такой подход позволяет с единых методологических позиций рассматривать все процессы в двигателе и открывает новые перспективы использования достижений неравновесной термодинамики для диагностирования ранних стадий развития опасных повреждений деталей. При этом описание объекта исследования дается в виде системы дифференциальных или интегро-дифференциальных уравнений. Компьютерным моделированием устанавливаются особые точки функций, описывающие поведение системы. Под особыми точками понимаются точки функций, в которых наступает потеря структурной устойчивости (например, работоспособного состояния) или определяются особенности отображений этих функций, называемые “катастрофами”.

С целью моделирования процесса поведения смазывающей среды и исследования причин изменения ее работоспособности можно представить в виде единой динамической системы всю совокупность внешних и внутренних воздействий в ней уравнениями

$$F_i \left(\Psi_j; C_\alpha; t; \frac{d\Psi_j}{dt}; \frac{d^2\Psi_j}{dt^2}; \dots; x_i; \frac{\partial\Psi_j}{\partial x_i}; \frac{\partial^2\Psi_j}{\partial x_i \partial x_m}; \dots; f(dx) \right) = 0$$

$$1 \leq i \leq n; \quad 1 \leq \alpha \leq k; \quad m \leq N,$$

(1)

где x_i, t , – соответственно пространственные и временные координаты; C_α – структурные константы, называемые управляющими, которые могут качественно влиять на свойства решений $\Psi_1(t, x, C_\alpha), \Psi_2(t, x, C_\alpha)$, описывающих переменные состояния динамической системы.

Введением определенных допущений сложные динамические системы можно свести к более простым автономным, для которых уравнение (1) не содержит простран-

венных производных, не зависит от пространственных координат и может быть представлено функцией

$F_i = \frac{\partial \Psi}{\partial t} - f_i(\Psi_j; C_\alpha) = 0$, где f_i полностью не зависят от времени.

В других случаях системы (1) сводятся к градиентным системам, для которых f_i могут быть заданы антиградиентом по отношению к Ψ_j некоторой потенциальной функции U :

$$f_i = \frac{\partial V(\Psi_j; C_\alpha)}{\partial \Psi_j} \quad (2)$$

Изложенное позволяет представлять качественные состояния любой системы как и смазывающей среды двигателя в виде семи элементарных катастроф (складки, сборки, ласточкина хвоста, бабочки, гиперболической, эллиптической и параболической отбилики), для каждой из которых в [2] приведены условия возникновения.

Для нахождения уравнений, описывающих сложный процесс деградации работоспособности смазывающей среды, целесообразнее использовать термодинамические эволюционные модели. При таком подходе снижение или потеря работоспособности смазывающей среды может трактоваться как потеря термодинамического равновесия системы. Общая энергия такой системы $W_0 = W_k + W_n$ определяется суммой кинетической W_k и потенциальной W_n энергий:

$W_k = \frac{1}{2} \cdot M_{ij} \cdot \dot{x}_i \cdot \dot{x}_j$ - квадратичная форма от обобщенных скоростей $\dot{x}_i$;

$W_n = V(x, C)$ - потенциальная функция от переменных x состояния C и управляющих параметров.

Для статистической консервативной системы $W_k = 0$; $W_n = V(x, C)$ условия равновесия, устойчивости и ее потери запишутся соответственно: $\Delta V = 0$; $V_{ij} \approx M_k^n$, $k = 0$, $\det V_{ij} = 0$. Поэтому теория катастроф позволяет все-

тоспособного состояния смазывающей среды двигателя.

Модель процесса изменения состояния смазывающей среды двигателя [3] отражает основную схему взаимодействий в системе конкурентных взаимодействий присадок с продуктами износа.

Примем массу продуктов износа M_{II} в качестве основной переменной, характеризующей состояние смазывающей среды в процессе снижения ее работоспособности. M_{II} зависит от наработки и конкретных характеристик условий работы двигателя, прежде всего от поступления присадок в масло и от степени развития в нем механизма избирательного переноса. Из двух основных видов присадочных веществ – соединений щелочи и йода лимитирует развитие изнашивания лишь один (согласно принципу Либиха): если в масле, например, отношение концентрации общей щелочи к концентрации общего йода 10:1 или выше, то лимитирующим элементом является йод (для силовых агрегатов характерен этот случай). Поэтому в модели под присадочными веществами понимаются соединения йода. Запас присадок Π в масле:

$$\Pi = \Pi_w + \Pi_m + \Pi_p, \quad (3)$$

где Π_w – общее количество присадок в масле, Π_m – в доливках масла, Π_p – в фильтре-дозаторе. Предельно упрощая круговорот присадочных веществ в смазывающей среде двигателя, рассматриваем его лишь как обмен между блоками Π_w , Π_m , Π_p . Запас присадок в масле меняется со значительно меньшей скоростью, чем масса продуктов износа M_{II} ; естественно считать его медленной переменной.

Скорость прироста массы присадок предполагается пропорциональной количеству присадочных веществ в масле, а расходование – пропорциональным M_{II}^2 [5]. Уравнение динамики процесса изменения работоспособности масла имеет вид

$$\frac{dM_{II}}{dt} = \max \{ c \Pi_w M_{II} - \gamma M_{II}^2, -\gamma M_{II}^2 \}, \quad (4)$$

где c , γ – некоторые постоянные. Имеем из (2): $\Pi_w = \Pi + \Pi_m + \Pi_p$; $\Pi_p = c_p \cdot \Pi$, где постоянная c_p – это концентрация йода в фильтр-дозаторе; $\Pi_m = c_{\max} \cdot V(\Pi) \cdot M$, где M – масса присадочных веществ, $c_{\max}$ – максимальная концентрация йода в них, а непрерывная функция запаса присадок $V(\Pi)$ описывает насыщение их йодом. $V(\Pi)$ выбирается так, что $\Pi_m \leq \Pi$, $V(0) = 0$, $V(\Pi) \rightarrow 1$ при $\Pi \rightarrow \infty$;

$\frac{dV}{d\Pi} \geq 0$; $\frac{d^2V}{d\Pi^2} \leq 0$ при всех $\Pi \geq 0$. M запишем в виде $M = m S_m$, где m – это плотность массы погруженных в масло присадок ($г/м^2$), а S_m – площадь распространения их. Последняя, естественно, зависит от чистоты масла $S_m = SW(M_{II})$, где S – предельно возможная в данном двигателе площадь распространения приса-

док (определяется геометрией деталей и характеристиками системы смазки). Функция $W(M_H)$ описывает изменение занимаемой присадками площади в результате развития процесса избирательного переноса и соответствующего изменения чистоты масла. Для этой функции предполагается, что $W(0)=1$, $W(M_H) \rightarrow 0$ при $\Pi \rightarrow \infty$;

$$\frac{dW}{dM_H} < 0, \quad \frac{d^2W}{dM_H^2} > 0$$

для всех $M_H \geq 0$. С учетом выписанных соотношений уравнение динамики изнашивания (4) принимает вид:

$$\frac{dM_H}{dt} = \max \{ cM_H (\Pi - c_f \Pi - c_m S V W(M_H)), -\gamma M_H^2 \}, \quad (5)$$

где $c_m = mc_{\max}$, $c_f = c_p + \gamma/c$. Это уравнение учитывает как преимущество присадок в конкурентной борьбе с изнашиванием за присадочные вещества, так и подавление продуктами износа их действия.

По отношению к предельной площади распространения присадок S масса продуктов износа M_H – также быстрая переменная. Поэтому можно считать, что M_H всегда находится в некотором состоянии равновесия $M_0(\Pi, S)$, зависящем от конкретных значений параметров Π и S . Состояние равновесия $M_0(\Pi, S)$ является решением уравнения $\frac{dM_H}{dt} = 0$; в трехмерном пространстве с осями Π, S, M_H это уравнение задает некоторую поверхность точек равновесия Γ (рис.1). Пусть теперь Π и S медленно изменяются. В этом случае точка M_0 , характеризующая состояние смазывающей среды двигателя, перемещается по поверхности Γ . Физический смысл имеет часть этой поверхности, расположенная в области $\Pi \geq 0, S \geq 0, M_H \geq 0$ [4].

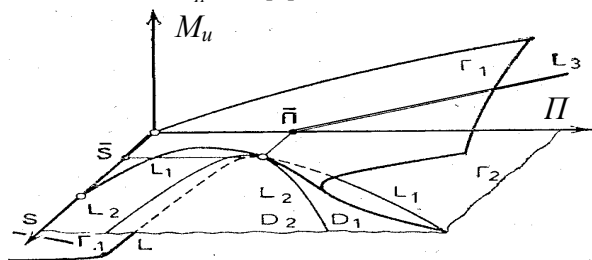


Рис.1. Поверхность точек равновесия $\Gamma = \Gamma_1 \cup \Gamma_2$ работоспособных состояний

Из определяющего Γ уравнения $F(\Pi, S, M_H) = cM_H (\Pi - c_f M_H - c_m S V W) = 0$ видно, что Γ состоит из двух компонент: $\Gamma = \Gamma_1 \cup \Gamma_2$, где Γ_1 – поверхность, задаваемая в пространстве (Π, S, M_H) соотношением:

$$f(\Pi, S, M_H) = \Pi - c_f M_H - c_m S V W = 0, \quad (6)$$

а Γ_2 – это плоскость $M_H = 0$ (любые Π и S). Уравнение линии пересечения L_1 поверхностей Γ_1 и Γ_2 находится из (4), в котором положено $M_H = 0$:

$$S = \frac{\Pi}{c_m V}. \quad (7)$$

Можно доказать, что в рассматриваемом случае плоскость $M_H = 0$ разделяется на две области D_1 и D_2 : над каждой внутренней точкой области D_1 лежит по две точки поверхности Γ_1 , а над внутренними точками области D_2 не лежит ни одной точки поверхности Γ_1 . Над каждой точкой граничной линии $L_2 = D_1 \cap D_2$ лежит по одной точке поверхности Γ_1 . Эта поверхность как бы образует двулистную складку над областью D_1 (рис. 1). Уравнение линии L_2 (проекция на Γ_2 , лежащей на Γ_1 линии складки L) получается исключением M_H из системы уравнений:

$$\begin{cases} f(\Pi, S, M_H) = 0 \\ \frac{df}{dM_H}(\Pi, S, M_H) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

где $f(\Pi, S, M_H)$, берется из уравнения (6). Полученное уравнение имеет вид $S = g(\Pi)$, где $g(\Pi)$ – некоторая функция. При этом можно доказать, что $g(\Pi) \geq \frac{\Pi}{c_m V}$, т.е., что кривая L_1 лежит в области D_1 . Аналогично уравнение линии L_3 – проекции линии складки L на плоскость $S = 0$ получается исключением S из той же системы (8) и имеет вид:

$$\Pi = c_f \left(M_H - W \left/ \frac{dW}{dM_H} \right. \right). \quad (9)$$

Из этого уравнения следует, что существует единственная точка пересечения

$$(\bar{\Pi}, \bar{S}) = \left(-c_f \left/ \frac{dW}{dM_H} \right|_{M_H=0}, g(\bar{\Pi}) \right) \text{ линии складки } L$$

с плоскостью Γ_2 . Часть линии складки располагается в области $\Pi < 0$ (рис. 1). Далее мы предполагаем, что функции V, W выбраны таким образом, что $\bar{\Pi} > \Pi_{\min}$, где $\Pi_{\min}$ точка минимума функции

$$S = \frac{\Pi}{c_m V}, \quad \Pi \in [0, \infty].$$

Поверхность Γ содержит как устойчивые, так и не устойчивые состояния равновесия. Исследование устойчивости показывает, что плоскость Γ_2 разделяется линией L_1 на две области: при $S > \frac{\Pi}{c_m V}$ точки

ки Γ_2 устойчивы, при $S < \frac{\Pi}{c_m V}$ – неустойчивы. Точки поверхности Γ_1 устойчивы при $\Pi < c_p \left(M_H - W \left/ \frac{dW}{dM_H} \right. \right)$ (верхний лист складки) и неустойчивы в противном случае. На рис. 2 изображены области устойчивости на Γ_1 и Γ_2 . Стрелками показано направление векторного поля $\frac{dM_H}{dt}$ в раз-

личных областях пространства (Π, S, M_H) . Часть $H_1 H_2 H_3$ поверхности Γ_1 , а также область D_3 в плоскости Γ_2 , ограниченная линией L_1 и осями Π и S , состоят из неустойчивых точек.

Рассмотрим поведение гомеостата работоспособного состояния системы при постоянном S и медленно меняющемся Π . Пусть точка $G = (\Pi, S, M_H)$, отражающая состояние системы, находится на Γ_2 в устойчивой ее области, $G = G_0 = (\Pi_0, S_0, M_0)$. Пусть $S_0 > \bar{S}$. Если Π будет медленно увеличиваться, что соответствует накоплению в смазке продуктов износа, то G будет двигаться в плоскости Γ_2 параллельно оси Π . При этом, как следует из уравнения (7), траектория движения обязательно пересечет в некоторой точке G_1 линию L_1 (при значении $\Pi = \Pi_1$) и, выйдя из области устойчивости, попадет в область D_3 . Поскольку реальная система не может оставаться в состоянии неустойчивого равновесия, то точка G быстро по сравнению с изменением Π перейдет в новое устойчивое состояние равновесия G_2 , находящееся на верхнем листке складки Γ_1 ("вспышка" массы продуктов износа из-за низкой активности избирательного переноса их). Существование точки G_2 вытекает из того, что $D_3 \subset D_1$. Если $(\tilde{\Pi}, \tilde{S}) \in D_3$, то $c_m \tilde{S} V(\tilde{\Pi}) < \tilde{\Pi}$, т.е. $c_m \tilde{S} V(\tilde{\Pi}) = \varepsilon \tilde{\Pi}$ для некоторого $\varepsilon \in (0, 1)$. Для непрерывной функции

$$\begin{aligned} \varphi(M_H) &= \Pi - c_f M_H - c_m \tilde{S} V(\tilde{\Pi}) W(M_H) = \\ &= \tilde{\Pi} (1 - \varepsilon W(M_H)) - c_f M_H \end{aligned}$$

имеем $\varphi(0) = \Pi(1 - \varepsilon) > 0$, $\varphi(M_H) < 0$ при достаточно больших M_H , следовательно, существует $\tilde{M}_H > 0$ такое, что $\varphi(\tilde{M}_H) = 0$. Последнее равенство означает, что $(\tilde{\Pi}, \tilde{S}, M_H) \in \Gamma_1$, т.е. $(\tilde{\Pi}, \tilde{S}) \in D_1$. Движение точки G по верхнему листу складки соответствует значительной массе продуктов износа и невысокой активности противоизносного процесса, т.е. неисправным состояниям системы (работоспособность смазывающей среды непрерывно снижается). Если теперь начать уменьшать запас присадок Π (т.е. не пополнять их поступление в масло), то G будет двигаться по верхнему листу Γ_1 , пока не дойдет до линии складки L в некоторой точке G_3 , после чего скачком переместится в новое устойчивое состояние равновесия G_4 , лежащее на плоскости Γ_2 . Этот переход системы из неисправного состояния в работоспособное происходит при значении $\Pi = \Pi_3$. Поскольку $\Pi_3 \neq \Pi_1$ (что следует из включения $D_3 \subset D_1$), возникает петля гистерезиса $G_1 G_2 G_3 G_4$ (рис. 2).

Рассмотрим правдоподобные и практически важные зависимости:

$$V(\Pi) = \frac{\Pi}{\Pi + \xi}, \quad W(M_H) = e^{-\alpha \cdot M_H}, \quad (10)$$

где α, ξ - постоянные. Уравнения для L_1, L_2, L_3 принимают следующий вид:

$$S = \frac{1}{c_m} (\Pi + \xi), \quad (11)$$

$$S = \frac{c_f}{\alpha c_m} \left(1 + \frac{\xi}{\Pi} \right) \cdot e^{\frac{\alpha}{c_f} \Pi^{-1}}, \quad (12)$$

$$\Pi = c_f \left(M_H + \frac{1}{\alpha} \right). \quad (13)$$

Координаты общей точки L_1 и L_2 ; $(\bar{\Pi}, \bar{S}) = \left(\frac{c_f}{\alpha}, \frac{\alpha + c_f}{\alpha \cdot c_m} \right)$. Критический запас присадок Π_1 , при котором происходит скачок массы продуктов износа, в этом случае линейно зависит от S :

$$\Pi_1 = c_m S - \xi, \quad (14)$$

поэтому S представляет собой величину, определяющую устойчивость смазывающей среды двигателя нагрузкам. Величина скачка M_H при переходе в неработоспособное состояние определяется из формулы (6) с учетом (10), (11). Величина Π_3 , при которой среда выходит из неработоспособного состояния, определяется из (12). Таким образом, соотношения (10) - (14) могут быть использованы для прогноза состояния смазывающей среды двигателя при изменении нагрузки на агрегат в ту или иную сторону.

Аналогично и в общем случае S характеризует "предел устойчивости" работоспособного состояния смазывающей среды к эксплуатационным нагрузкам (для прогноза используются уравнения (7) - (9)). Отсюда вытекает возможность применения модели для целей мониторинга взаимодействия силовых агрегатов с окружающей средой. Определив максимально допустимую нагрузку на систему из уравнения (5), можно судить о степени близости системы к критическому состоянию ("вспышке" массы продуктов износа). Тем самым, в модели подтверждается достаточность наблюдения для этих целей за переменной Π [5].

Использование предлагаемой модели в целях мониторинга предопределяет ее дальнейшую конкретизацию и верификацию. Работа с моделью требует определения, подбора для данного масла зависимостей $V(\Pi)$ и $W(M_H)$; в соотношениях (10) это сводится к определению констант α и ξ . Кроме того необходимо определить для заданной марки масла и конкретной модели двигателя Π и S .

Предлагаемая модель раскрывает характер действия механизма устойчивости работоспособности смазывающей среды двигателя и позволяет прак-

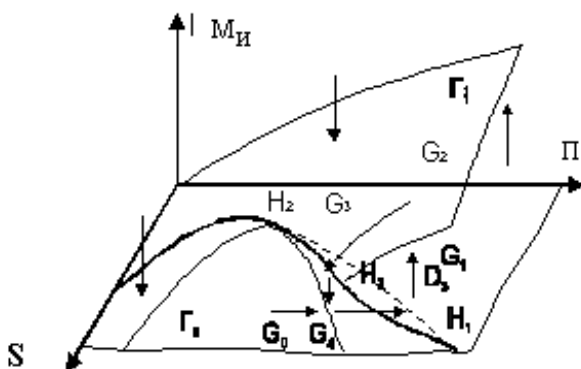


Рис. 2. Области устойчивости на по-

тически реализовать гомеостатические принципы управления. Поддержание потенциала работоспособности среды обеспечивается путем стабилизации физико-химических свойств моторного масла и восстановления потерь от износа, а также их предотвращения за счет образования защитных пленок на сопряженных деталях двигателя. С этой целью разработан фильтр-дозированный пакет, создающий постоянно действующий трибохимический режим в смазочной системе. Фильтр-дозированный пакет содержит щелочной реагент, фильтр-дозатор йода и наполнитель (алюминий)[5].

При работе двигателя циркулирующее в системе масло после очистки поступает в контактную камеру и взаимодействует со щелочным реагентом и наполнителем. Образовавшиеся мелкодисперсные частицы на основе олова и частично гидрооксида алюминия и алюмината натрия вместе с маслом через дополнительный фильтрующий элемент поступают в фильтр-дозатор йода. Взаимодействуя с йодом, частицы переходят в молекулярное состояние и преобразуют свойства модификаторов трения. На трущихся поверхностях они образуют защитные антифрикционные металлоорганические пленки, восстанавливая потери от износа. Металлические мелкодисперсные продукты износа также попадают с маслом в фильтр-дозатор йода, вступают с ним в химическое взаимодействие, приобретая свойства модификаторов трения и восстанавливая износ пар трения. Углеродистые отложения, поступающие в масло из камеры сгорания двигателя, диспергируются щелочным реагентом, активизируются йодом и

образуют с маслом стойкий коллоид, что улучшает смазочные свойства масла. Часть йода, постоянно растворяясь в масле, предварительно обработанном щелочным реагентом, оказывает ингибирующее действие на процесс окисления масла.

Выводы

С помощью модели практически реализуется управление с использованием гомеостатических принципов (самоорганизация и саморегуляция устойчивости), а в перспективе становится реальным создание бортовых систем прогнозирования и обеспечения работоспособного состояния смазывающей среды двигателя.

Список литературы:

1. Гленсдорф П., Пригожин И. Термодинамическая теория структуры, устойчивости и флуктуаций. - М., Мир, 1973. - 280 с.
2. Томпсон Дис М.Т. Неустойчивости и катастрофы в науке и технике: - М., Мир, 1985. - 254 с.
3. Гогайзель А.В. Математическая модель снижения и потери работоспособности системы смазки двигателя / Вестник ХНАДУ. - Харьков: РИО ХНАДУ, 2001, Вып. 15-16. - с. 43-45
4. Гогайзель А.В. Информационно-энергетические модели управления работоспособностью автотранспортных средств / Автомобильный транспорт. Сб. науч. трудов. - Харьков: Изд. ХНАДУ, 2001, вып. 7-8. - с. 163-165.
5. Гогайзель А.В., Кравченко А.П. Оперативное управление работоспособностью автотранспортных средств / Научное пособие. - Луганск: Изд. СНУ, 2000. - 128 с.

О.И. Савинов, инж., В.Г. Дьяченко, д-р техн. наук

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРОЦЕССА НАПОЛНЕНИЯ ПОЛОСТИ НАД ТОЛКАТЕЛЕМ ТОПЛИВНОГО НАСОСА НВП – 1М

Конструкция топливного насоса с манжетным уплотнением плунжера, совмещающего в одном корпусе секции низкого и высокого давлений, по организации рабочих процессов в полостях отличается рядом особенностей [1, 2, 3]. Определяющими по характеристикам топливоподачи являются процессы в полости над толкателем и в полости наполнения плунжера. Исходя из особенностей процессов в полости наполнения насоса низкого давления 3 (полости над толкателем) (рис.1), предложена методика оценки параметров каналов и клапанов на впуске.

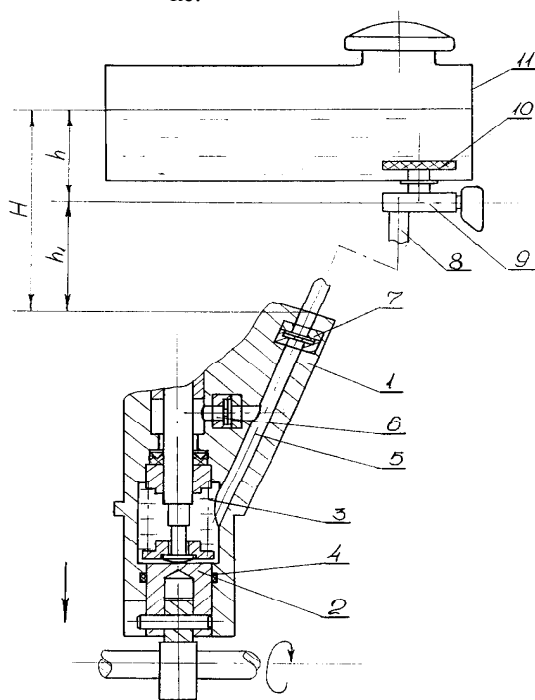


Рис. 1. Схема системы низкого давления топливного насоса: 1-корпус; 2-толкатель; 3-полость пружины; 4-уплотнительное кольцо; 5-канал подвода топлива; 6-перепускной лепестковый клапан; 7-впускной лепестковый клапан; 8-подводящая топливная магистраль; 9-кран; 10-фильтр; 11-топливный бак; h – уровень топлива; h_1 – превышение топливного бака над топливным насосом; H – высота столба топлива ($H=h+h_1$)

Предлагаемая методика позволяет определить объем топлива, поступающего в полость насоса в зависимости от частоты вращения кулачкового вала и гидравлических сопротивлений подводящей магистрали. Условно расчет заполнения полости над толкателем можно разбить на 2 этапа:

- при перемещении толкателя от ВМТ к НМТ;

– при нахождении толкателя в НМТ.

На первом этапе изменение давления в полости насоса низкого давления за бесконечно малый промежуток времени

$$dP_{n.m.} = \frac{1}{\alpha \cdot V_{n.m.}} (dQ_{Tex} - dV_{n.m.}), \quad (1)$$

где α – объемный коэффициент сжатия топлива; $V_{n.m.}$ – объем полости толкателя; dQ_{Tex} – элементарный объем поступающего топлива;

$dV_{n.m.}$ – элементарное изменение объема полости над толкателем, обусловленное перемещением толкателя за время dt .

Элементарное изменение объема поступающего топлива

$$dQ_{Tex} = \mu_{n.m.} \cdot S_{вп.кл.} \cdot U_T \cdot \frac{d\varphi}{6n}, \quad (2)$$

где $\mu_{n.m.}$ – коэффициент расхода подводящей магистрали; $S_{вп.кл.}$ – площадь проходного сечения впускного клапана; U_T – скорость топлива; $d\varphi$ – угол поворота кулачкового вала за время dt ; n – частота вращения кулачкового вала.

Скорость топлива в расчетном поперечном сечении подводящего канала в предположении установившегося течения

$$U_T = \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho_T}}, \quad (3)$$

где ΔP – перепад давления ($\Delta P = P_0 + \rho_T gH - P_{n.m.}$); ρ_T – плотность топлива; P_0 – атмосферное давление; H – высота столба топлива над штуцером подвода топливного насоса; $P_{n.m.}$ – давление в полости толкателя.

Давление в полости толкателя в конце расчетного промежутка времени (при условии, что $P_{n.m.}$ больше или равно давлению насыщенных паров $P_{нас.пар.}$)

$$P_{n.m.(i+1)} = P_{n.m.(i)} + dP_{n.m.(i+1)} \quad (4)$$

Если давление в полости толкателя при расчете меньше давления насыщенных паров, принимается, что давление в полости толкателя равно давлению насыщенных паров.

Элементарное изменение объема полости над толкателем

$$dV_{n.m.} = (F_m - F_{пл.}) dh, \quad (5)$$

где F_m - площадь поперечного сечения толкателя; $F_{пл.}$ - площадь поперечного сечения плунжера; dh - перемещение толкателя за время dt .

На втором этапе - после остановки толкателя в НМТ - изменение давления в полости за расчетный промежуток времени

$$dP_{n.m.(i)} = \frac{kP_{n.m.(i)}}{Q_{тол.нар.(i)}} dQ_{Тex(i)} \quad (6)$$

где k - показатель адиабаты паров топлива; $Q_{тол.нар.(i)}$ - суммарный объем топливных паров на i -ом шаге расчета; $dQ_{Тex(i)}$ - элементарный объем топлива, входящий на i -ом шаге расчета.

Объем паров топлива

$$Q_{тол.нар.(i)} = (F_m - F_{пл.})h - \sum_{i=1}^{i=n} Q_{Тex(i)}, \quad (7)$$

где $\sum_{i=1}^{i=n} Q_{Тex(i)}$ - суммарный объем топлива, поступивший к расчетному промежутку времени $i = 1 \dots n$.

Проверка адекватности предлагаемой модели расчета процессов заполнения полости над толкателем с действительными процессами выполнена применительно к топливному насосу с симметричным тангенциальным кулачком по скоростной характеристике (рис.2) и при изменении температуры топлива в пределах 24–32°C (рис.3). Предварительно экспериментально определялось давление насыщенных паров бензина в зависимости от температуры и коэффициенты расхода подводящей магистрали.

Замер давления насыщенных паров топлива производился с использованием бомбы Рейда в диапазоне температур от 20 до 38°C (ГОСТ 1756 - 52).

При снятии скоростных характеристик определялись количество подаваемого топлива и его температура при частоте вращения кулачкового вала $n = 1000 - 5000 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 2 и 3). Погрешность расчета при определении производительности насоса в зависимости от температуры топлива при частоте вращения кулачкового вала $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ не превышает 4,4%. При расчете производительности топливного насоса в зависимости от частоты вращения кулачкового вала (скоростная характеристика) погрешность расчетных данных не превышает 10% в диапазоне частот вращения кулачкового вала $n = 1000 - 3500 \text{ мин}^{-1}$. С увеличением частоты вращения кулачкового вала погрешность расчета возрастает и тем больше, чем выше частота вращения, что обусловлено нестационарным характером течения топлива в подводящей магистрали.

Представленная методика позволила произвести предварительный выбор проходных сечений канала и клапана подводящей магистрали топливного насоса с манжетным уплотнением плунжера, объе-

диняющего в одном корпусе секции высокого и низкого давлений.

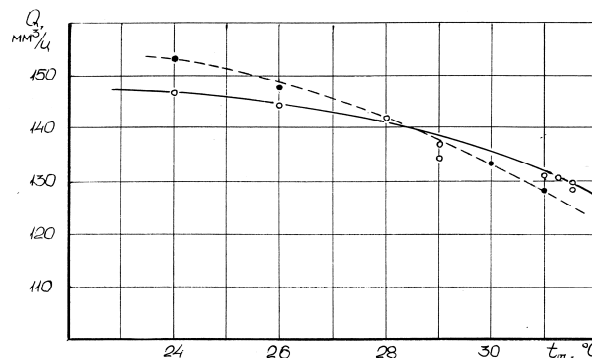


Рис. 2. Зависимость производительности насоса низкого давления от температуры топлива при частоте вращения кулачкового вала $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ (● — расчет; ○ — эксперимент)

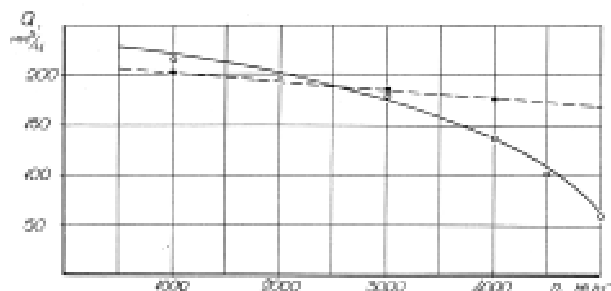


Рис. 3. Зависимость производительности насоса низкого давления от частоты вращения кулачкового вала: (● — расчет; ○ — эксперимент)

Список литературы:

1. Савинов О.И. Топливная аппаратура для одноцилиндровых двигателей с искровым зажиганием // ДВС: Вестник Харьковского Государственного Политехнического Университета. Сборник научных трудов. Выпуск 59. – Харьков, ХГПУ, 1999. – с. 53 - 58.
2. Савинов О.И. Выбор основных параметров системы питания одноцилиндрового двухтактного двигателя с непосредственным впрыском топлива. // Вестник Национального Технического Университета "ХПИ". Тематический сборник научных трудов "Двигатели внутреннего сгорания". Харьков, НТУ "ХПИ" - 2001. – с.51 - 60.
3. Система впрыскивания топлива двигателю внутреннего сгорания. Патент РФ 2068110, МКИ 6F02M 41/00, 37/14, 37/18. Савинов О.И., Молчанов П.Н., Владимирский А.И., Бобровский А.В., Найда В.А., Семененко Н.А., Дьяченко В.Г., Мотлохов А.В., Амосов С.В. – Опубл. 20.10.96., Бюл. 29.

УДК 621.436-242-713.2.001.5

Ф.И. Абрамчук, д-р техн. наук, С.А. Кочетов, асп.

ПРОФИЛИРОВАНИЕ БОКОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЕЙ ДВС

К поршням современных ДВС постоянно повышаются требования по долговечности. Одной из составляющих этого критерия является надежная работа поршня и гильзы цилиндра как пары трения, которая в большей мере определяется геометрией контактируемых поверхностей.

В настоящее время, на фирмах – производителях поршней, задача профилирования боковой поверхности поршня (БПП) решается при проектировании новых конструкций и при усовершенствовании имеющихся. При этом преследуется основная цель – исключение задира поршня на всех режимах работы ДВС.

Распространенным методом нахождения оптимального профиля БПП является его экспериментальная доводка на стенде и на “развернутых” двигателях. Но получаемый, таким образом, положительный результат не решает важной теоретической задачи – определение взаимосвязи формы БПП с форсировкой двигателя. Как следствие, невозможно рассчитать профиль на стадии технического проекта и более эффективно прогнозировать технико-экономические показатели ДВС. Поэтому новые методы получения профиля БПП полностью востребованы.

Один из общих методов профилирования поршня предложен в работе [1]. Он базируется на решении задачи теплопроводности вдоль юбки поршня, которое имеет вид:

$$t - t_z = \frac{ch K_m (1 - \varepsilon)}{ch K_m} (t_g - t_z),$$

$$\text{где } \varepsilon = \frac{z}{L}, K_m = \frac{L}{\sqrt{\delta_m s \lambda / \lambda_m}} = \operatorname{arch} \frac{t_g - t_n}{t_n - t_n},$$

t – температура юбки поршня, t_z – средняя температура гильзы, t_g – температура юбки поршня в верхней части, t_n – тем-

пература юбки поршня в нижней части, L – длина юбки, z – текущая координата по оси поршня от верхней части юбки, δ_m – толщина масляной пленки, s – толщина стенки юбки, λ – коэффициент теплопроводности материала юбки, λ_m – коэффициент теплопроводности масляной пленки.

Наиболее точное, по мнению авторов, значение K_m дает разность температур, которая и является основным параметром при профилировании. Но температура юбки поршня не отслеживает его динамику деформации за рабочий ход, которая влияет на изменение площади контакта с цилиндром и определяет удельное давление на БПП.

Поэтому предлагается метод, в котором формы БПП взаимосвязаны с деформацией поршня под действием температуры и газовых сил, что позволяет проводить оптимизацию форм БПП при заданной форсировке ДВС.

Метод апробировался на поршнях тепловозных дизелей ЧН 26/27 производства ГП “Завод имени Малышева” и, в частности, на составном поршне (стальная головка + чугунная юбка) (рис.1).

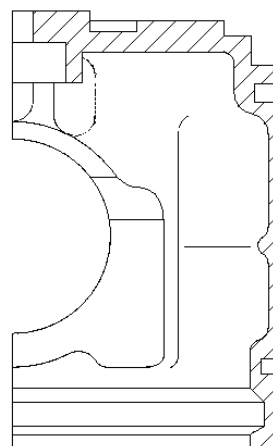


Рис. 1. Чугунная юбка составного поршня

Допустим, что указанная конструкция поршня существует только на уровне технического проекта.

На рис.2 показано положение поршня в цилиндре. Площадь контакта s определяется пересечением эквидистанты поверхности цилиндра с поверхностью поршня. При этом s зависит от эффективной толщины масляной пленки $\delta_{эф}$ и характеризуется геометрическими параметрами y_m и z_m . Решение задачи деформированного состояния методом конечных элементов при заданных, в первом приближении, силовых и температурных граничных условиях.

Оперативно и с допустимой точностью позволяют рассчитать трехмерную модель такие программные продукты, как ANSYS, Design Space и т.д. На этой стадии выявляется зависимость деформации юбки поршня от давления в цилиндре и результирующей температуры. Для рассматриваемой конструкции верхняя часть юбки остается цилиндрической, а в нижней части овалируется на 40мкм при давлении вспышки 14 МПа.

Решение контактной задачи в геометрической постановке.

На данном этапе, форма БПП образуется эллиптическими линиями уровня, у которых малая и большая оси определяются наклонами образующих рабочей поверхности и холодильника при рабочем ходе поршня (результаты предыдущего расчета).

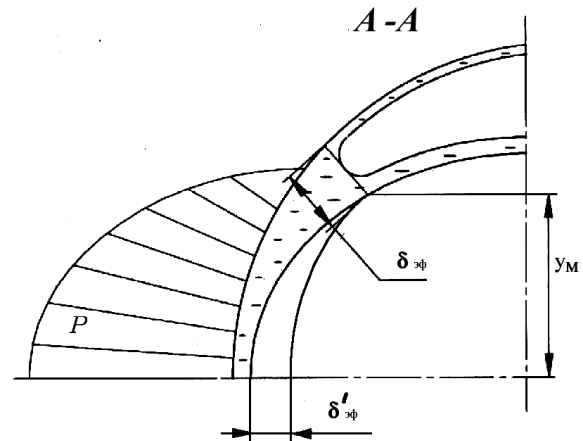
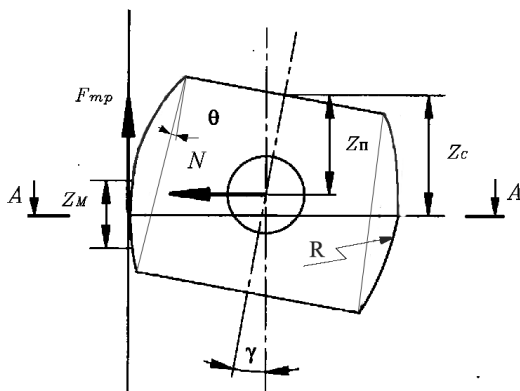


Рис. 2. Положение поршня в цилиндре

Для нахождения $\delta_{эф}$ необходимо определить характер процесса трения. Он будет различен для поршней с нижним маслосъемным кольцом и без него, а также зависеть от состояния контактирующих поверхностей. Поверхность рассматриваемого поршня покрывается твердой смазкой ВАП (MoS_2) [2] толщиной 15...20 мкм. Перед покрытием поверхность поршня подвергается дробеструйной обработке с образованием шероховатости 20...25 мкм. Опыт эксплуатации поршней с данным покрытием на тепловозных дизелях производства ГП “Завод имени Малышева” и Коломенского завода (РФ) показывает, что стабилизация процесса изнашивания наступает при срабатываемости толщины покрытия на 50...60%. Учитывая вышесказанное, для поршней с эффективным нижним маслосъемным кольцом будет присутствовать только сухое и граничное трение, а положение эквидистанты определится значением $\delta'_{эф}=7...10\text{мкм}$. Для поршней без нижнего маслосъемного кольца можно говорить о присутствии еще и жидкостного трения на периферии области контакта. Это справедливо и для рассматриваемого случая, где нижнее маслосъемное кольцо выполняет, в основном, маслораспределительную функцию.

Сила трения в области контакта будет характеризоваться осредненным коэффициентом трения f , и его нахождение определяет экспериментальную часть метода.

Испытания образцов материала рассматриваемого поршня осуществлялись на машине трения СМТ-1 по схеме ролик – колодочка (рис.3). Ролик изготовлен из чугуна, применяемого для изготовления гильз цилиндров, а колодочка - из материала поршня. Процесс трения исследовался при условиях,

соответствующих всем участкам рабочего хода поршня. Определено, что на большей его части значение $f = 0,02 \pm 10\%$, т.е. соответствует условиям граничного и полужидкостного трения. Так для принятого режима трения справедливо уравнение из гидродинамической теории смазки:

$$\delta_{эф} = \frac{s \cdot \eta \cdot v}{N \cdot f_{эф}},$$

где N – нормальное усилие на рабочую БПП, η – динамическая вязкость масла, v – скорость движения поршня.

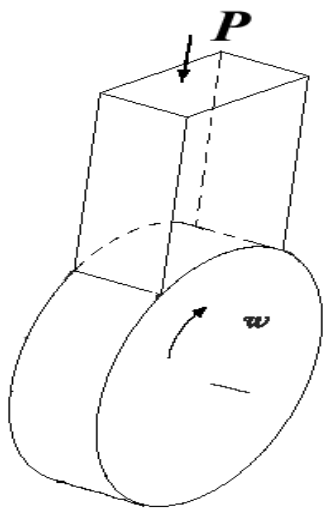


Рис. 3. Схема испытания образца поршня

Принимая во внимание отношение коэффициентов трения при жидкостном и полужидкостном трении равное, 7...10 запишем следующее эмпирическое уравнение для $\delta_{эф}$

$$\delta_{эф} = \frac{f / f_{эф} \cdot (7...10)}{N \cdot f} + \delta'_{эф} \quad (1)$$

В первом приближении, для решения предлагается использовать именно равенство (1).

При движении поршня по гильзе, угол его наклона определяется из условия равенства момента силы трения относительно оси поршневого пальца и момента боковой силы N относительно “центра тяжести” площади контакта поршня и гильзы (рис.2).

$$N(z_n - z_c) = 0,5 D f, \quad (2)$$

где D – диаметр поршня.

Таким образом, совместное решение уравнений (1) и (2) позволяет получить ряд зависимостей для выбора формы БПП. Для рассматриваемой конструкции они представлены на рис.4 – 6. Так, радиус кривизны профиля рабочей поверхности поршня $R=100000$ мм обеспечивает допустимое максимальное давление 4,37 МПа. Угол наклона хорды $\theta = 0,02^\circ$ (положительный угол смещает максимальный диаметр поршня ниже оси поршневого пальца, а отрицательный – выше оси) обеспечивает равномерную эпюру распределения давления P по БПП и приемлемое изменение угла наклона оси поршня к оси цилиндра γ .

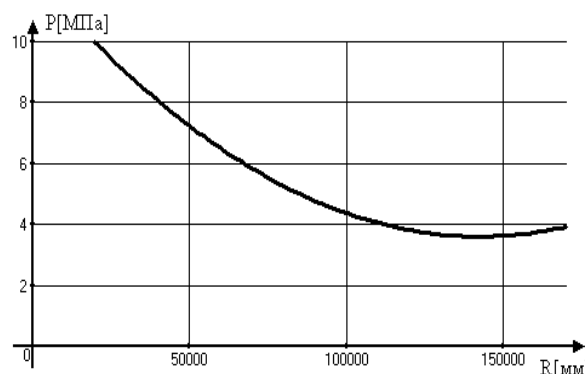


Рис. 4. Зависимость максимального удельного давления на рабочую БПП от радиуса кривизны профиля

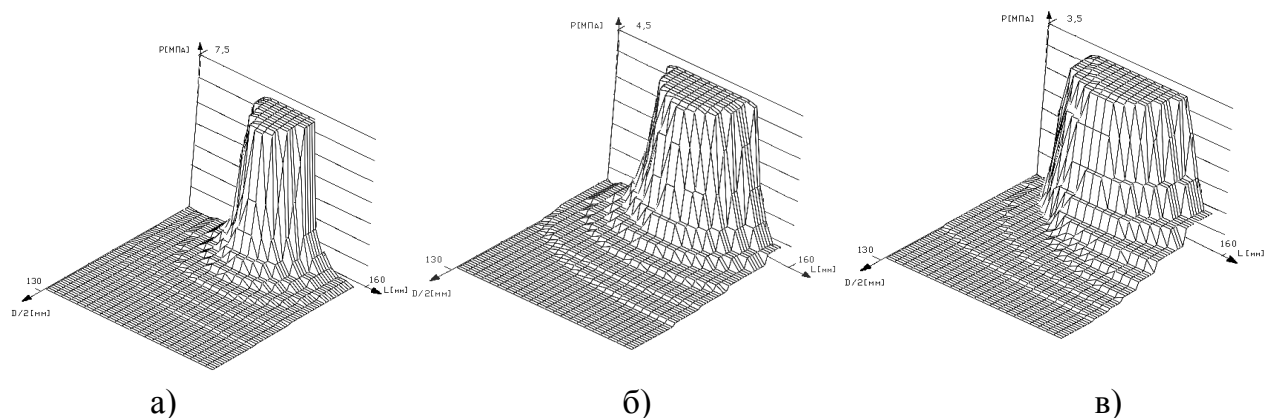


Рис. 5. Эпюры удельного давления на рабочую БПП при заданной кривизне профиля:
а) $R=50000$ мм; б) $R=100000$ мм; в) $R=150000$ мм

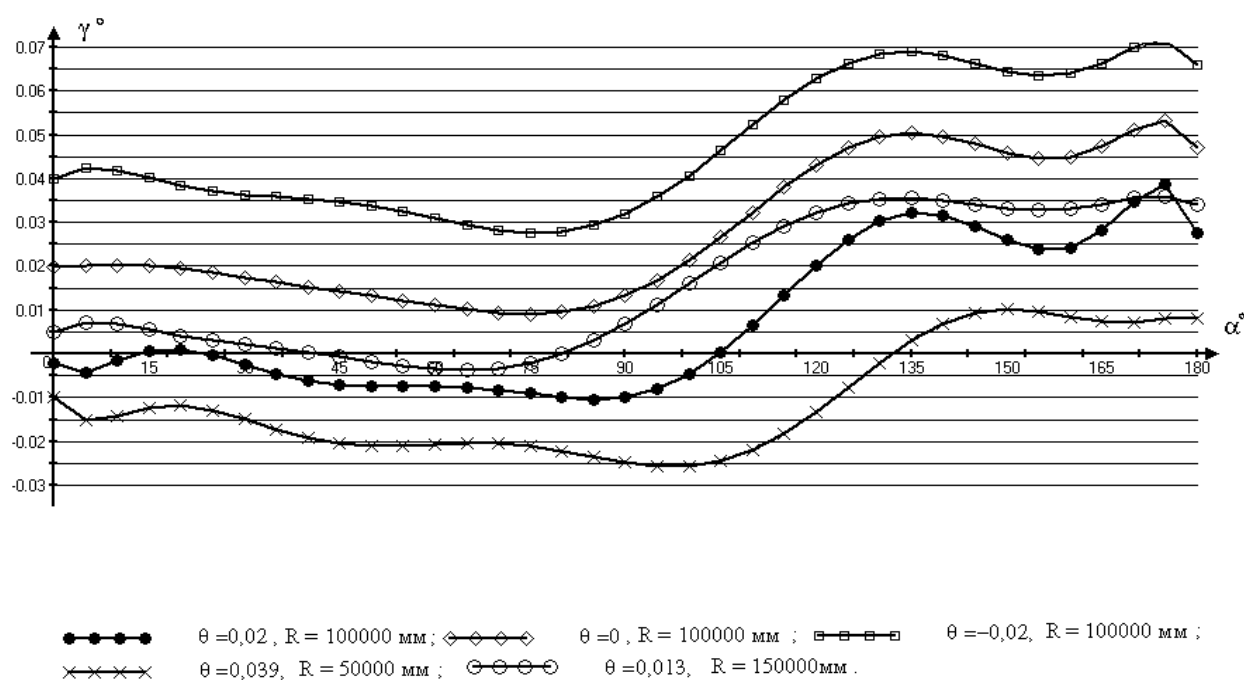


Рис. 6. Зависимость угла наклона оси поршня γ от угла поворота коленчатого вала α , при рабочем ходе поршня

Расчет, уточняющий профиль БПП.

По выбранному профилю поршня в горячем состоянии находится профиль в холодном состоянии по методике [1] и корректируется трехмерная модель. В контактной задаче уже оперируем не аппроксимированной эллиптическими функциями БПП, а поверхностью поршня, заданной массивом точек, полученным из расчета деформированного состояния конечно-элементной модели.

Таким образом, предложенный метод позволяет проанализировать варианты рабочей поверхности поршня, обеспечивающие заданную задиростойкость при определенных уровнях форсировки. Метод оста-

ся “открытым” в плане использования уточненных эмпирических зависимостей для коэффициента трения. Все этапы расчета реализованы на базе известных программных продуктов - Design Space и MatCad, что делает предложенную выше методику профилирования БПП доступной и удобной в использовании.

Список литературы:

1. Профилирование юбок поршней. Кол.авт., М., «Машиностроение», 1973, 88с. 2. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн.2. Под ред. И.В. Крагельского и В. В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 358с., ил.

УДК 621.436.052

Н.К. Рязанцев, д-р техн. наук, Ю.А. Анимов, канд. техн. наук, Г.И. Быбыч, инж., Л.И. Стремоухов, инж.

К определению запаса устойчивой работы центробежного компрессора наддува транспортного дизеля

Одним из основных требований, предъявляемых к компрессору системы наддува транспортного дизеля, является обеспечение его устойчивой работы на всех эксплуатационных режимах. Для сокращения трудозатрат и времени на создание нового двигателя анализ взаимного расположения расходной (гидравлической) характеристики дизеля и границы помпажа компрессора следует проводить на стадии проектирования. Такое аналитическое исследование можно провести с помощью следующей методики.

На рис. 1 на поле характеристик компрессора $\pi_k = f(G_{np}, U_{np})$ изображена расходная характеристика дизеля (AB) с крайними точками: (A) - режим номинальной мощности ($N_{ен}$) и (B) - режим максимального крутящего момента ($M_{кр макс}$).

Для прогнозирования запаса устойчивости компрессора на этих режимах внешней характеристики дизеля необходимо знать закон протекания границы помпажа компрессора. На основе проведенного анализа характеристик большого количества отечественных и зарубежных одноступенчатых центробежных компрессоров автором [1] показано, что в большом диапазоне изменения окружной скорости рабочего колеса $\bar{U}_2 = 0,7...1,0$, присущем работе компрессора с механической связью с дизелем, и, тем более, при свободном турбокомпрессоре, относительное изменение расхода воздуха вдоль границы неустойчивой работы определяется уравнением:

$$\bar{G}_{np} = \frac{G_{np}}{G_{np_0}} = \left(\frac{0,37 + \pi_K^{\frac{K-1}{K}}}{0,37 + \pi_{K_0}^{\frac{K-1}{K}}} \right)^{2,22} \cdot \sqrt{\frac{\pi_K^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\pi_{K_0}^{\frac{K-1}{K}} - 1}}. \quad (1)$$

При определении запаса устойчивости обычно применяют выражение [2]:

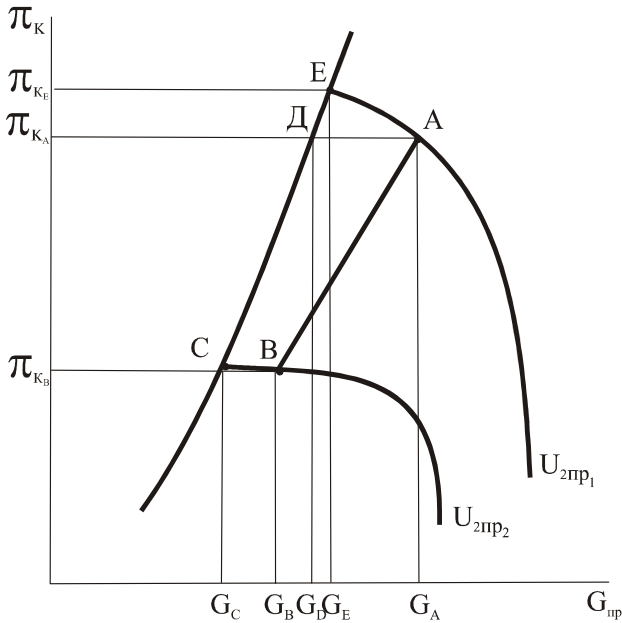


Рис 1. К определению условий совместной работы двигателя и компрессора

$$K_y = \left(\frac{\frac{\pi_{K_A}}{G_{np_A}}}{\frac{\pi_{K_P}}{G_{np_P}}} \right) - 1. \quad (2)$$

где индексы n и p относятся к параметрам соответственно на границе помпажа и в рабочей точке.

На режиме $M_{кр\ max}$ напорно-расходная характеристика компрессора $\pi_K = f(G_{np})$ чаще всего имеет пологий вид, так что π_{K_n} и π_{K_p} незначительно отличаются друг от друга. В этом случае:

$$K_y = \frac{G_{np_n}}{G_{np_p}} - 1. \quad (3)$$

На режиме $N_{ен}$ у высокофорсированных дизелей, работающих с $\pi_K=3,0...4,0$, характеристики компрессора $\pi_K = f(G_{np})$ протекают более круто, в связи с чем на этом режиме работы может иметь место существенное различие в величинах π_{K_n} и π_{K_p} .

Можно показать, что и при высоком наддуве значения K_y , вычисленные по формулам (2) и (3) отличаются незначительно друг от друга даже при 10%-ном превышении π_{K_n} над π_{K_p} . Действительно, рассматривая на рисунке взаимное расположение рабочей точки А и границы помпажа компрессора, можно записать отношение запасов устойчивости, определенных по выражениям (2) и (3), в следующем виде:

$$\frac{K_{y(2)} + 1}{K_{y(3)} + 1} = \frac{\pi_{K_E} \cdot G_{np_A} \cdot G_{np_D}}{G_{np_E} \cdot \pi_{K_A} \cdot G_{np_A}} = \frac{\pi_{K_E} \cdot G_{np_A}}{\pi_{K_A} \cdot G_{np_E}}. \quad (4)$$

Используя уравнение (1), и учитывая, что $\pi_{K_d} = \pi_{K_A}$ выражение (4) запишется так:

$$\frac{K_{y(2)} + 1}{K_{y(3)} + 1} = \frac{\pi_{K_E}}{\pi_{K_A}} \left(\frac{0,37 + \pi_{K_A}^{\frac{K-1}{K}}}{0,37 + \pi_{K_E}^{\frac{K-1}{K}}} \right)^{2,22} \cdot \sqrt{\frac{\pi_{K_A}^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\pi_{K_E}^{\frac{K-1}{K}} - 1}}. \quad (5)$$

Расчеты по формуле (5) показывают, что при $\pi_{K_A} = 3,0$ при 5%-ном отличии π_{K_E} от π_{K_A} , т.е. $\frac{\pi_{K_E}}{\pi_{K_A}} = 1,05$ отношение $\frac{K_{y(2)} + 1}{K_{y(3)} + 1} = 0,9995$, а при $\pi_{K_A} = 4,0$ - 0,9983.

При 10%-ном отличии π_{K_E} от π_{K_A} и при $\pi_{K_A} = 3,0$ это отношение равно 1,0007, а при $\pi_{K_A} = 4,0$ - 1,0041.

Учитывая небольшое отличие в величинах K_y , определенных по выражениям (2) и (3), для упрощения исследований при анализе устойчивости компрессора в системе наддува дизеля можно пользоваться выражением (3).

Тогда, как следует из рисунка, отношение запасов устойчивости на режимах $N_{ен}$ и $M_{кр max}$ равно:

$$\frac{K_{y_N} + 1}{K_{y_M} + 1} = \frac{\frac{G_A}{G_D} - 1}{\frac{G_B}{G_C} - 1} \quad (6)$$

или

$$\frac{K_{y_N} + 1}{K_{y_M} + 1} = \frac{G_A \cdot G_C}{G_D \cdot G_B}. \quad (7)$$

С учетом (1)

$$\frac{K_{y_N} + 1}{K_{y_M} + 1} = \frac{G_A}{G_B} \left(\frac{0,37 + \pi_{K_A}^{\frac{K-1}{K}}}{0,37 + \pi_{K_E}^{\frac{K-1}{K}}} \right)^{2,22} \cdot \sqrt{\frac{\pi_{K_A}^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\pi_{K_E}^{\frac{K-1}{K}} - 1}}. \quad (8)$$

В том случае, если при известных из расчета рабочего процесса дизеля параметрах наддува получится $\frac{K_{y_N} + 1}{K_{y_M} + 1} \leq 1$, то назначение минимального запаса устойчивости компрессора следует осуществлять по режиму $N_{ен}$, а при $\frac{K_{y_N} + 1}{K_{y_M} + 1} > 1$ - по режиму $M_{кр max}$.

В первом случае минимально необходимый рабочий диапазон характеристик компрессора по расходу воздуха $\Delta G_{min} = \frac{G_p - G_n}{G_n}$ на номинальном режиме работы дизеля будет определяться запасом устойчивости, назначаемым проектантом для этого режима, т.е.:

$$\Delta G_{min} \geq K_{y_N}. \quad (9)$$

Во втором случае минимально необходимый рабочий диапазон характеристик компрессора на номинальном режиме будет зависеть уже от величины запаса устойчивости, назначенной проектантом для режима $M_{кр max}$ и будет определяться следующим выражением:

$$\Delta G_{min} \geq (K_{y_M} + 1) = \frac{G_A}{G_B} \left(\frac{0,37 + \pi_{K_B}^{\frac{K-1}{K}}}{0,37 + \pi_{K_A}^{\frac{K-1}{K}}} \right)^{2,22} \cdot \sqrt{\frac{\pi_{K_B}^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\pi_{K_A}^{\frac{K-1}{K}} - 1}}. \quad (10)$$

Таким образом, изложенная методика расчётного исследования запаса устойчивости

центробежного компрессора в системе наддува транспортного дизеля может быть использована при анализе взаимного расположения границы помпажа компрессора и гидравлической характеристики дизеля.

Список литературы:

1. Анимов Ю.А. Граница устойчивости работы центро-бежного компрессора для наддува ДВС//Двигателестроение.-1981.-№4.-с.28-30. 2. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие Б.П. Байков, В.Г. Бардуков, П.В. Иванов, Р.С. Дейч.-Л.//Машиностроение.-1975.-20с.

ПРОФИЛИРОВАНИЕ БОКОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЕЙ ДВС

К поршням современных ДВС постоянно повышаются требования по долговечности. Одной из составляющих этого критерия является надежная работа поршня и гильзы цилиндра как пары трения, которая в большей мере определяется геометрией контактируемых поверхностей.

В настоящее время, на фирмах – производителях поршней, задача профилирования боковой поверхности поршня (БПП) решается при проектировании новых конструкций и при усовершенствовании имеющихся. При этом преследуется основная цель – исключение задира поршня на всех режимах работы ДВС.

Распространенным методом нахождения оптимального профиля БПП является его экспериментальная доводка на стенде и на “развернутых” двигателях. Но получаемый, таким образом, положительный результат не решает важной теоретической задачи – определение взаимосвязи формы БПП с форсировкой двигателя. Как следствие, невозможно рассчитать профиль на стадии технического проекта и более эффективно прогнозировать технико-экономические показатели ДВС. Поэтому новые методы получения профиля БПП полностью востребованы.

Один из общих методов профилирования поршня предложен в работе [1]. Он базируется на решении задачи теплопроводности вдоль юбки поршня, которое имеет вид:

$$t - t_z = \frac{ch}{ch} \frac{K_m}{K_m} (1 - \varepsilon) (t_g - t_z),$$

$$\text{где } \varepsilon = \frac{z}{L}, K_m = \frac{L}{\sqrt{\delta_m s \lambda / \lambda_m}} = \text{arch} \frac{t_g - t_n}{t_n - t_z},$$

t – температура юбки поршня, t_z – средняя температура гильзы, t_g – температура юбки поршня в верхней части, t_n – температура юбки поршня в нижней части, L – длина юбки, z – текущая координата по оси

поршня от верхней части юбки, δ_m – толщина масляной пленки, s – толщина стенки юбки, λ – коэффициент теплопроводности материала юбки, λ_m – коэффициент теплопроводности масляной пленки.

Наиболее точное, по мнению авторов, значение K_m дает разность температур, которая и является основным параметром при профилировании. Но температура юбки поршня не отслеживает его динамику деформации за рабочий ход, которая влияет на изменение площади контакта с цилиндром и определяет удельное давление на БПП.

Поэтому предлагается метод, в котором формы БПП взаимосвязаны с деформацией поршня под действием температуры и газовых сил, что позволяет проводить оптимизацию форм БПП при заданной форсировке ДВС.

Метод апробировался на поршнях тепловозных дизелей ЧН 26/27 производства ГП “Завод имени Малышева” и, в частности, на составном поршне (стальная головка + чугунная юбка) (рис.1).

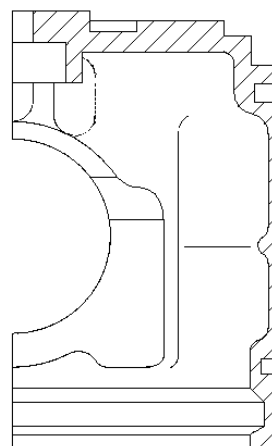


Рис. 1. Чугунная юбка составного поршня

Допустим, что указанная конструкция поршня существует только на уровне технического проекта.

На рис.2 показано положение поршня в цилиндре. Площадь контакта s определяется пересечением эквидистанты поверхности цилиндра с поверхностью поршня. При этом s зависит от эффективной толщины масляной пленки $\delta_{эф}$ и характеризуется геометрическими параметрами y_m и z_m . Решение задачи деформированного состояния методом конечных элементов при заданных, в первом приближении, силовых и температурных граничных условиях.

Оперативно и с допустимой точностью позволяют рассчитать трехмерную модель такие программные продукты, как ANSYS, Design Space и т.д. На этой стадии выявляется зависимость деформации юбки поршня от давления в цилиндре и результирующей температуры. Для рассматриваемой конструкции верхняя часть юбки остается цилиндрической, а в нижней части овалируется на 40мкм при давлении вспышки 14 МПа.

Решение контактной задачи в геометрической постановке.

На данном этапе, форма БПП образуется эллиптическими линиями уровня, у которых малая и большая оси определяются наклонами образующих рабочей поверхности и холодильника при рабочем ходе поршня (результаты предыдущего расчета).

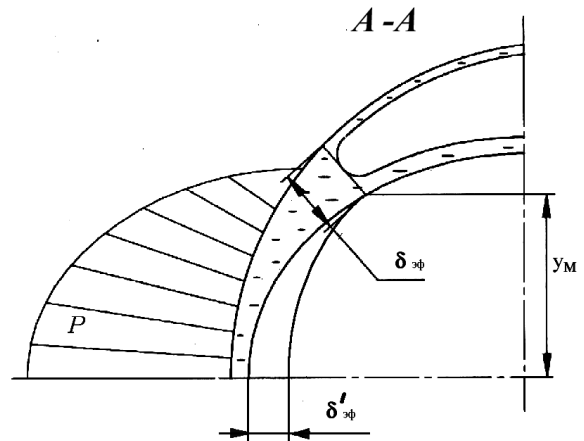
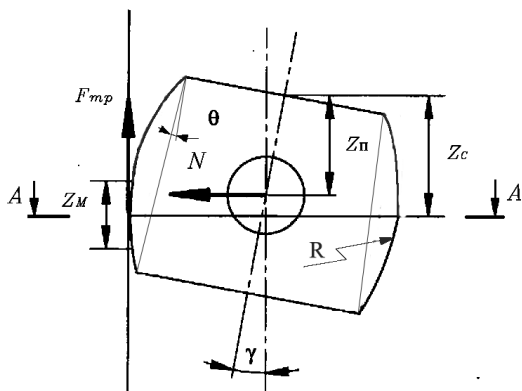


Рис. 2. Положение поршня в цилиндре

Для нахождения $\delta_{эф}$ необходимо определить характер процесса трения. Он будет различен для поршней с нижним маслосъемным кольцом и без него, а также зависеть от состояния контактирующих поверхностей. Поверхность рассматриваемого поршня покрывается твердой смазкой ВАП (MoS_2) [2] толщиной 15...20 мкм. Перед покрытием поверхность поршня подвергается дробеструйной обработке с образованием шероховатости 20...25 мкм. Опыт эксплуатации поршней с данным покрытием на тепловозных дизелях производства ГП “Завод имени Малышева” и Коломенского завода (РФ) показывает, что стабилизация процесса изнашивания наступает при срабатываемости толщины покрытия на 50...60%. Учитывая вышесказанное, для поршней с эффективным нижним маслосъемным кольцом будет присутствовать только сухое и граничное трение, а положение эквидистанты определится значением $\delta'_{эф}=7...10\text{мкм}$. Для поршней без нижнего маслосъемного кольца можно говорить о присутствии еще и жидкостного трения на периферии области контакта. Это справедливо и для рассматриваемого случая, где нижнее маслосъемное кольцо выполняет, в основном, маслораспределительную функцию.

Сила трения в области контакта будет характеризоваться осредненным коэффициентом трения f , и его нахождение определяет экспериментальную часть метода.

Испытания образцов материала рассматриваемого поршня осуществлялись на машине трения СМТ-1 по схеме ролик – колодочка (рис.3). Ролик изготовлен из чугуна, применяемого для изготовления гильз цилиндров, а колодочка - из материала поршня. Процесс трения исследовался при условиях,

соответствующих всем участкам рабочего хода поршня. Определено, что на большей его части значение $f = 0,02 \pm 10\%$, т.е. соответствует условиям граничного и полужидкостного трения. Так для принятого режима трения справедливо уравнение из гидродинамической теории смазки:

$$\delta_{эф} = \frac{s \cdot \eta \cdot v}{N \cdot f_{эф}},$$

где N – нормальное усилие на рабочую БПП, η – динамическая вязкость масла, v – скорость движения поршня.

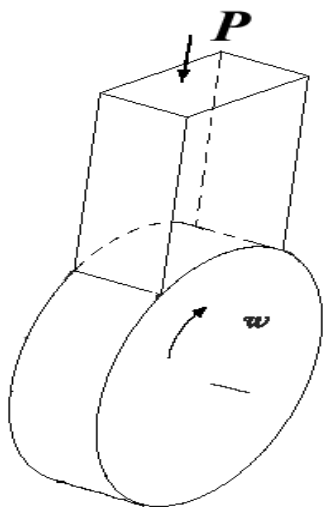


Рис. 3. Схема испытания образца поршня

Принимая во внимание отношение коэффициентов трения при жидкостном и полужидкостном трении равное, 7...10 запишем следующее эмпирическое уравнение для $\delta_{эф}$

$$\delta_{эф} = \frac{f/f_{эф} \cdot (7...10)}{N \cdot f} + \delta'_{эф} \quad (1)$$

В первом приближении, для решения предлагается использовать именно равенство (1).

При движении поршня по гильзе, угол его наклона определяется из условия равенства момента силы трения относительно оси поршневого пальца и момента боковой силы N относительно “центра тяжести” площади контакта поршня и гильзы (рис.2).

$$N(z_n - z_c) = 0,5 D f, \quad (2)$$

где D – диаметр поршня.

Таким образом, совместное решение уравнений (1) и (2) позволяет получить ряд зависимостей для выбора формы БПП. Для рассматриваемой конструкции они представлены на рис.4 – 6. Так, радиус кривизны профиля рабочей поверхности поршня $R=100000$ мм обеспечивает допустимое максимальное давление 4,37 МПа. Угол наклона хорды $\theta = 0,02^\circ$ (положительный угол смещает максимальный диаметр поршня ниже оси поршневого пальца, а отрицательный – выше оси) обеспечивает равномерную эпюру распределения давления P по БПП и приемлемое изменение угла наклона оси поршня к оси цилиндра γ .

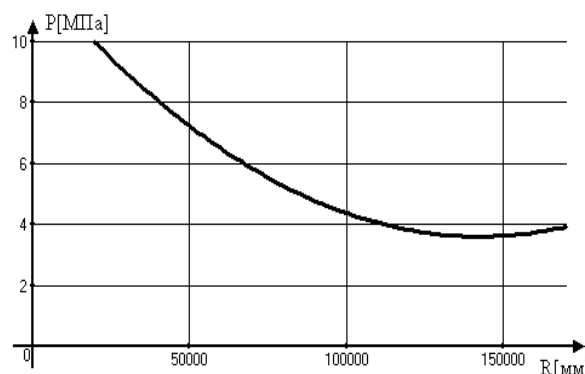


Рис. 4. Зависимость максимального удельного давления на рабочую БПП от радиуса кривизны профиля

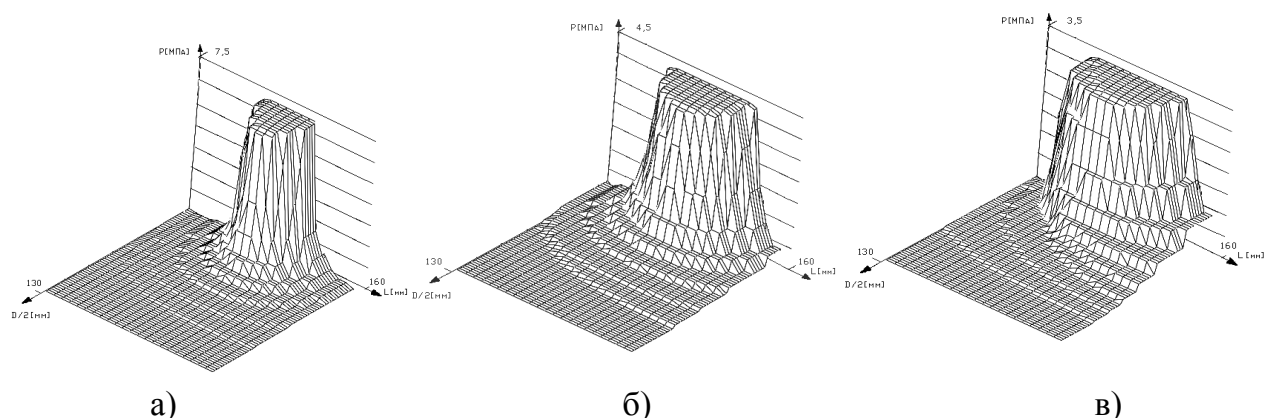


Рис. 5. Эпюры удельного давления на рабочую БПП при заданной кривизне профиля:
а) $R=50000$ мм; б) $R=100000$ мм; в) $R=150000$ мм

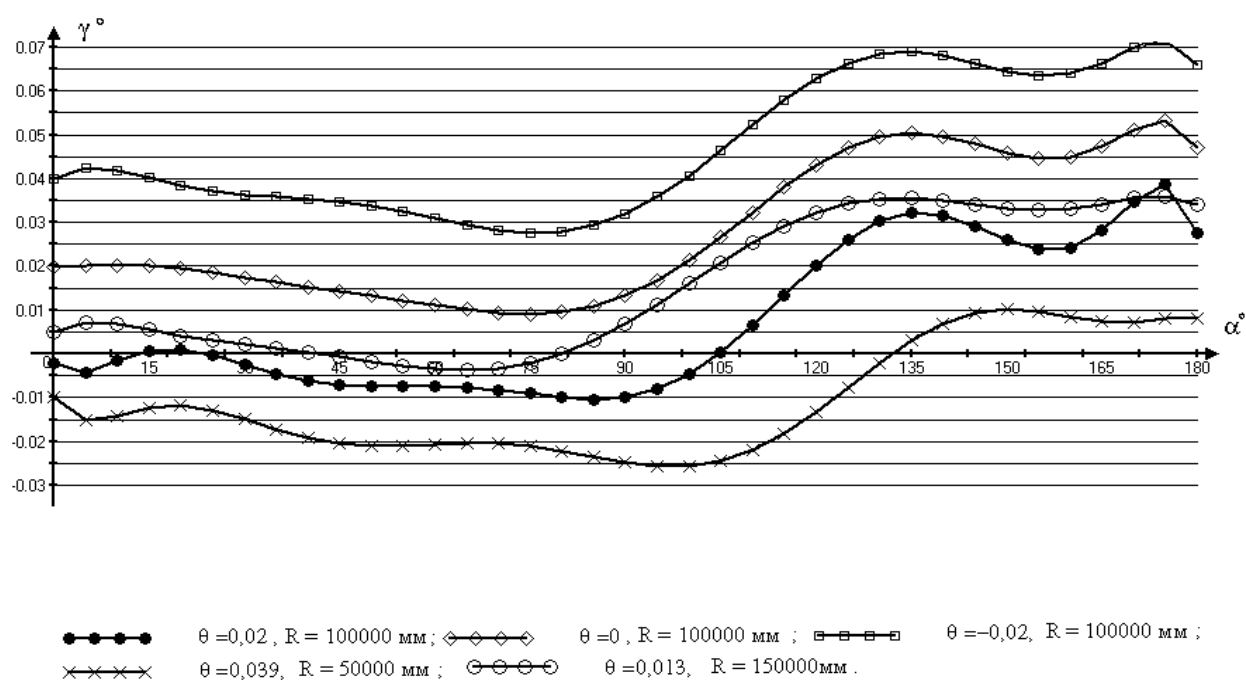


Рис. 6. Зависимость угла наклона оси поршня γ от угла поворота коленчатого вала α , при рабочем ходе поршня

Расчет, уточняющий профиль БПП.

По выбранному профилю поршня в горячем состоянии находится профиль в холодном состоянии по методике [1] и корректируется трехмерная модель. В контактной задаче уже оперируем не аппроксимированной эллиптическими функциями БПП, а поверхностью поршня, заданной массивом точек, полученным из расчета деформированного состояния конечно-элементной модели.

Таким образом, предложенный метод позволяет проанализировать варианты рабочей поверхности поршня, обеспечивающие заданную задиростойкость при определенных уровнях форсировки. Метод оста-

ся “открытым” в плане использования уточненных эмпирических зависимостей для коэффициента трения. Все этапы расчета реализованы на базе известных программных продуктов - Design Space и MatCad, что делает предложенную выше методику профилирования БПП доступной и удобной в использовании.

Список литературы:

1. Профилирование юбок поршней. Кол.авт., М., «Машиностроение», 1973, 88с. 2. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн.2. Под ред. И.В. Крагельского и В. В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 358с., ил.

УДК 621.436.052

Н.К. Рязанцев, д-р техн. наук, Ю.А. Анимов, канд. техн. наук, Г.И. Быбыч, инж., Л.И. Стремоухов, инж.

К определению запаса устойчивой работы центробежного компрессора наддува транспортного дизеля

Одним из основных требований, предъявляемых к компрессору системы наддува транспортного дизеля, является обеспечение его устойчивой работы на всех эксплуатационных режимах. Для сокращения трудозатрат и времени на создание нового двигателя анализ взаимного расположения расходной (гидравлической) характеристики дизеля и границы помпажа компрессора следует проводить на стадии проектирования. Такое аналитическое исследование можно провести с помощью следующей методики.

На рис. 1 на поле характеристик компрессора $\pi_K = f(G_{np}, U_{np})$ изображена расходная характеристика дизеля (AB) с крайними точками: (A) - режим номинальной мощности ($N_{ен}$) и (B) - режим максимального крутящего момента ($M_{кр макс}$).

Для прогнозирования запаса устойчивости компрессора на этих режимах внешней характеристики дизеля необходимо знать закон протекания границы помпажа компрессора. На основе проведенного анализа характеристик большого количества отечественных и зарубежных одноступенчатых центробежных компрессоров автором [1] показано, что в большом диапазоне изменения окружной скорости рабочего колеса $\bar{U}_2 = 0,7...1,0$, присущем работе компрессора с механической связью с дизелем, и, тем более, при свободном турбокомпрессоре, относительное изменение расхода воздуха вдоль границы неустойчивой работы определяется уравнением:

$$\bar{G}_{np} = \frac{G_{np}}{G_{np0}} = \left(\frac{0,37 + \pi_K^{\frac{K-1}{K}}}{0,37 + \pi_{K_0}^{\frac{K-1}{K}}} \right)^{2,22} \cdot \sqrt{\frac{\pi_K^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\pi_{K_0}^{\frac{K-1}{K}} - 1}}. \quad (1)$$

При определении запаса устойчивости обычно применяют выражение [2]:

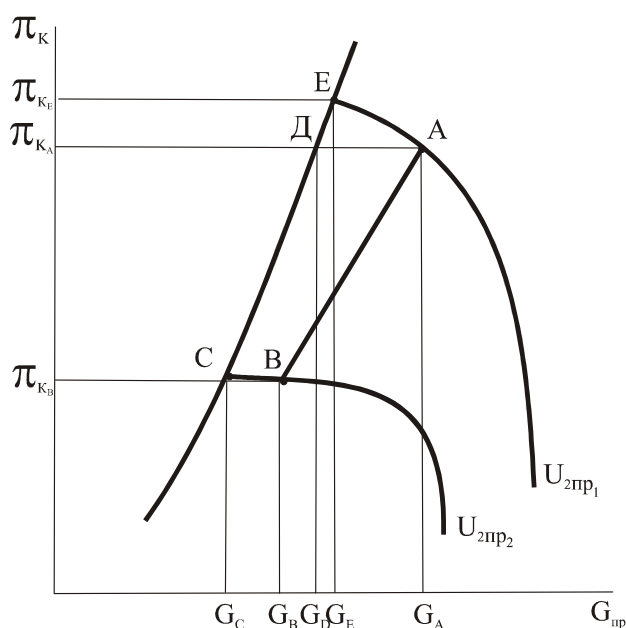


Рис 1. К определению условий совместной работы двигателя и компрессора

$$K_y = \left(\frac{\pi_{K_a}}{\frac{G_{np_a}}{\pi_{K_p}}} \right) - 1. \quad (2)$$

где индексы n и p относятся к параметрам соответственно на границе помпажа и в рабочей точке.

На режиме $M_{кр макс}$ напорно-расходная характеристика компрессора $\pi_K = f(G_{np})$ чаще все-

го имеет пологий вид, так что π_{Kn} и π_{Kp} незначительно отличаются друг от друга. В этом случае:

$$K_y = \frac{G_{npn}}{G_{npp}} - 1. \quad (3)$$

На режиме N_{en} у высокофорсированных дизелей, работающих с $\pi_K=3,0 \dots 4,0$, характеристики компрессора $\pi_K = f(G_{np})$ протекают более круто, в связи с чем на этом режиме работы может иметь место существенное различие в величинах π_{Kn} и π_{Kp} .

Можно показать, что и при высоком наддуве значения K_y , вычисленные по формулам (2) и (3) отличаются незначительно друг от друга даже при 10%-ном превышении π_{Kn} над π_{Kp} . Действительно, рассматривая на рисунке взаимное расположение рабочей точки А и границы помпажа компрессора, можно записать отношение запасов устойчивости, определенных по выражениям (2) и (3), в следующем виде:

$$\frac{K_{y(2)} + 1}{K_{y(3)} + 1} = \frac{\pi_{KE} \cdot G_{npA} \cdot G_{npD}}{G_{npe} \cdot \pi_{KA} \cdot G_{npA}} = \frac{\pi_{KE} \cdot G_{npA}}{\pi_{KA} \cdot G_{npe}}. \quad (4)$$

Используя уравнение (1), и учитывая, что $\pi_{Kd} = \pi_{KA}$ выражение (4) запишется так:

$$\frac{K_{y(2)} + 1}{K_{y(3)} + 1} = \frac{\pi_{KE}}{\pi_{KA}} \left(\frac{0,37 + \pi_{KA}^{\frac{K-1}{K}}}{0,37 + \pi_{KE}^{\frac{K-1}{K}}} \right)^{2,22} \cdot \sqrt{\frac{\pi_{KA}^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\pi_{KE}^{\frac{K-1}{K}} - 1}}. \quad (5)$$

Расчеты по формуле (5) показывают, что при $\pi_{KA}=3,0$ при 5%-ном отличии π_{KE} от π_{KA} , т.е. $\frac{\pi_{KE}}{\pi_{KA}}=1,05$ отношение $\frac{K_{y(2)} + 1}{K_{y(3)} + 1} = 0,9995$, а при $\pi_{KA}=4,0$ - 0,9983.

При 10%-ном отличии π_{KE} от π_{KA} и при $\pi_{KA}=3,0$ это отношение равно 1,0007, а при $\pi_{KA}=4,0$ - 1,0041.

Учитывая небольшое отличие в величинах K_y , определенных по выражениям (2) и (3), для упрощения исследований при анализе устойчивости компрессора в системе наддува дизеля можно пользоваться выражением (3).

Тогда, как следует из рисунка, отношение запасов устойчивости на режимах N_{en} и $M_{кр\max}$ равно:

$$\frac{K_{yN}}{K_{yM}} = \frac{\frac{G_A}{G_D} - 1}{\frac{G_B}{G_C} - 1} \quad (6)$$

или

$$\frac{K_{yN} + 1}{K_{yM} + 1} = \frac{G_A \cdot G_C}{G_D \cdot G_B}. \quad (7)$$

С учетом (1)

$$\frac{K_{yN} + 1}{K_{yM} + 1} = \frac{G_A}{G_B} \left(\frac{0,37 + \pi_{KA}^{\frac{K-1}{K}}}{0,37 + \pi_{KE}^{\frac{K-1}{K}}} \right)^{2,22} \cdot \sqrt{\frac{\pi_{KA}^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\pi_{KE}^{\frac{K-1}{K}} - 1}}. \quad (8)$$

В том случае, если при известных из расчета рабочего процесса дизеля параметрах наддува получится $\frac{K_{yN}}{K_{yM}} \leq 1$, то назначение минимального запаса устойчивости компрессора

следует осуществлять по режиму $N_{ен}$, а при $\frac{K_{y_N} + 1}{K_{y_M} + 1} > 1$ - по режиму $M_{кр max}$.

В первом случае минимально необходимый рабочий диапазон характеристик компрессора по расходу воздуха $\Delta G_{min} = \frac{G_p - G_n}{G_n}$ на номинальном режиме работы дизеля будет определяться запасом устойчивости, назначаемым проектантом для этого режима, т.е.:

$$\Delta G_{min} \geq K_{y_N}. \quad (9)$$

Во втором случае минимально необходимый рабочий диапазон характеристик компрессора на номинальном режиме будет зависеть уже от величины запаса устойчивости, назначенной проектантом для режима $M_{кр max}$ и будет определяться следующим выражением:

$$\Delta G_{min} \geq (K_{y_M} + 1) = \frac{G_A}{G_B} \left(\frac{0,37 + \pi_{K_B}^{\frac{K-1}{K}}}{0,37 + \pi_{K_A}^{\frac{K-1}{K}}} \right)^{2,22} \sqrt{\frac{\pi_{K_B}^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\pi_{K_A}^{\frac{K-1}{K}} - 1}} - 1. \quad (10)$$

Таким образом, изложенная методика расчётного исследования запаса устойчивости центробежного компрессора в системе наддува транспортного дизеля может быть использована при анализе взаимного расположения границы помпажа компрессора и гидравлической характеристики дизеля.

Список литературы:

1. Анимов Ю.А. Граница устойчивости работы центро-бежного компрессора для наддува ДВС//Двигателестроение.-1981.-№4.-с.28-30. 2. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие Б.П. Байков, В.Г. Бардуков, П.В. Иванов, Р.С. Дейч.-Л.//Машиностроение.-1975.-20с.

Ю.О. Анімов, канд. техн. наук

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ПОЛІПШЕННЯ ТЯГОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИСОКО-ФОРСОВАНОГО ДВОТАКТНОГО ТРАНСПОРТНОГО ДВИГУНА

Поліпшення тягових якостей транспортного дизеля, що характеризується коефіцієнтом пристосованості (K_m) і діапазоном робочих частот обертання колінчастого вала (K_n), є однією з важливих проблем дизелебудування. Особливо це стосується високооборотних і високофорсованих двотактних турбопоршневих двигунів 5ТДФ, 6ТД, 3ТД і різних їх модифікацій, що використовуються у наземних транспортних машинах спеціального призначення.

Загальним для цих двигунів є застосування механічного приводу агрегатів турбонаддуву, при якому відцентровий компресор і осьова турбіна, які розміщені по різних торцях блоку циліндрів і з'єднані між собою ресорним приводом, з'єднані також через механічну передачу у вигляді підвищувального шестеренного редуктора з колінчастими валами двигуна. Для стислості таку схему наддуву надалі будемо називати умовно механічним турбонаддувом.

Такий наддув, необхідний для забезпечення примусової продувки і наповнення циліндрів свіжим зарядом, додає двигуну такі прогресивні характеристики, як підвищення прискмистості, збільшення гальмової потужності, поліпшення якості робочого процесу й екологічних показників на перехідних режимах, а транспортній машині - високі динамічні

якості, підвищення маневреності. Але поряд з цим, через різке зниження тиску наддуву і, відповідно, витрати повітря, зі зменшення частоти обертання колінчастого вала механічний турбонаддув обмежує діапазон робочих частот обертання двигуна і його пристосовність.

Це обмеження обумовлене підвищенням теплонапруженості деталей циліндро-поршневої групи, зокрема складеного поршня двигунів типу ТД, корпус якого виготовляється з алюмінієвого сплаву АК4-1, і також термічною міцністю елементів газопускного тракту - колекторів і турбіни. Тому в зазначених двотактних транспортних двигунах коефіцієнт пристосованості не перевищує 1,17...1,2, а діапазон робочих частот обертання - 1,37.

На рис. 1 приведені значення критерію А.К. Костіна, що побічно характеризує теплонапруженість поршня, визначені за результатами експериментальних досліджень високофорсованого двотактного транспортного двигуна 6ТД-2, який працює з $K_m=1,19$ та $K_n=1,37$. Видно, що на всіх режимах зовнішньої характеристики критерій теплонапруженості поршня дорівнює 10...11. Ця величина q_n , як підтвердив досвід експлуатації зазначеного двигуна, ще забезпечує необхідний ресурс його роботи.

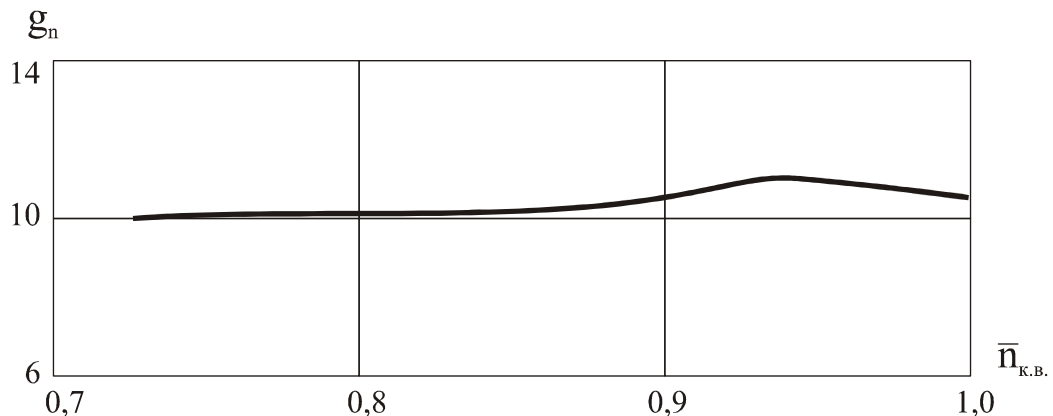


Рис. 1. Зміна критерію теплонапруженості поршня q_n по зовнішній характеристиці двигуна 6ТД-2

Використовуючи критерій А.К. Костіна, можна проаналізувати можливі шляхи підвищення K_m та K_n без збільшення теплонапруженості поршня. Згідно [1] цей критерій теплонапруженості записується у вигляді:

$$q_n = b \cdot C_m^{0,5} \left(\frac{D}{P_K} \right)^{0,38} \cdot (P_e g_e 10^{-3} \frac{T_K}{T_0})^{0,88}, \quad (1)$$

де b - коефіцієнт, що дорівнює для двотактних двигунів 10,202;

P_K та T_K - тиск повітря в МПа і температура в К перед впускними вікнами циліндра;

C_m - середня швидкість поршня, м/с;
 D - діаметр циліндра, м;
 P_e - середній ефективний тиск, МПа;
 g_e - питома витрата палива, г/кВт·год;
 T_0 - температура повітря при нормальних умовах ($T_0 = 293K$).

Коефіцієнт пристосовності двигуна дорівнює:

$$K_m = \frac{N_{eM} \cdot n_H}{N_{eH} \cdot n_M}, \quad (2)$$

де індексами "H" та "M" позначаються параметри відповідно режимів номінальної потужності і максимального крутного моменту.

Ефективна потужність двигуна на режимі $M_{кр\max}$ дорівнює [2]:

$$N_{eM} = k \cdot j \cdot \frac{V_h \cdot \gamma_{KM} \cdot \eta_{vM}}{\alpha_M} n_M \cdot \eta_{eM}, \quad (\text{кВт}), \quad (3)$$

де $K=0,02448$, а $j=2$ - коефіцієнт частоти циклів;

V_h - робочий об'єм циліндрів, л;

γ_K - щільність повітря, кг/м³;

η_v - коефіцієнт наповнення;

η_e - ефективний ККД двигуна;

α - коефіцієнт надлишку повітря;

n - частота обертання, хв.⁻¹.

Щільність повітря дорівнює:

$$\gamma_{KM} = \frac{9,81 \cdot 10^5 P_{KM}}{RT_{KM}},$$

де P_K - тиск у повітряному ресивері, МПа.

Отже,

$$N_{eM} = 1,668 \cdot 10^2 \cdot \frac{V_h}{T_{KM}} \cdot \frac{P_{KM} \cdot \eta_{vM}}{\alpha_M} n_M \cdot \eta_{eM}. \quad (4)$$

Виразимо $\frac{P_{KM} \cdot \eta_{vM}}{\alpha_M}$ через критерій теплонапруженості, для цього середній ефективний тиск у формулі (1) запишемо, як

$$P_{eM} = \frac{62,38 \cdot N_{eM}}{V_h \cdot n_M} \quad (\text{МПа}). \quad (5)$$

З оглядом на (4) формула (5) прийме вигляд

$$P_{eM} = \frac{10,405 \cdot 10^3}{T_{KM}} \cdot \frac{P_{KM} \cdot \eta_{vM}}{\alpha_M} \cdot \eta_{eM}.$$

Останній співмножник у дужках у критерії А.К. Костіна буде дорівнювати:

$$P_{eM} \cdot g_{eM} \cdot 10^{-3} \frac{T_{KM}}{293} = 0,0355 \frac{P_{KM} \cdot \eta_{vM}}{\alpha_M} \cdot g_{eM} \eta_{eM}.$$

При теплотворній здатності дизельного палива $H_u=42947,5$ кДж/кг добуток $g_{eM} \times \eta_{eM}$ дорівнює 83,85 г/кВт·год [2].

Отже,

$$P_{eM} \cdot g_{eM} \cdot 10^{-3} \frac{T_{KM}}{293} = 2,976 \frac{P_{KM} \cdot \eta_{vM}}{\alpha_M}.$$

Таким чином, з (1) випливає, що

$$\frac{P_{KM} \cdot \eta_{vM}}{\alpha_M} = 0,2896 \left[\frac{q_{nM}}{b \cdot C_{mM}^{0,5} \left(\frac{D}{P_{KM}} \right)^{0,38}} \right]^{1,13636}. \quad (6)$$

Підставивши (6) у (4), одержимо:

$$N_{eM} = 48,3 \cdot V_h \cdot \frac{n_M \cdot \eta_{eM}}{T_{KM}} \cdot \left[\frac{q_{nM}}{b \cdot C_{mM}^{0,5} \left(\frac{D}{P_{KM}} \right)^{0,38}} \right]^{1,13636}. \quad (7)$$

а коефіцієнт пристосовності буде дорівнювати:

$$K_m = 48,3 \cdot \frac{n_H}{N_{eM}} \cdot V_h \cdot \frac{\eta_{eM}}{T_{KM}} \cdot \left[\frac{q_{nM}}{b \cdot C_{mM}^{0,5} \left(\frac{D}{P_{KM}} \right)^{0,38}} \right]^{1,13636}. \quad (8)$$

При незмінних n_H , N_{eM} і q_{nM} збільшення K_m щодо якогось вихідного значення, що позначається індексом "0", дорівнює:

$$\overline{K_m} = \frac{K_m}{K_{m0}} \cdot \frac{\eta_{eM}}{\overline{T_{KM}}} \cdot \left[\frac{(\overline{P_{KM}})^{0,38}}{(\overline{n_M})^{0,5}} \right]^{1,13636}. \quad (9)$$

Відносна зміна деяких параметрів, що входять у рівняння (9), можна записати в такий спосіб:

$$\overline{T_{KM}} = \frac{T_{KM}}{T_{KM0}} = \frac{1 + \frac{\pi_{KM}^K - 1}{\eta_K}}{1 + \frac{\pi_{KM0}^K - 1}{\eta_{K0}}},$$

де π_K та η_K - відповідно ступінь підвищення тиску повітря в компресорі і ККД компресора.

Вважаючи незначним відмінність η_K від η_{K0} , відносна зміна T_{KM} буде дорівнювати:

$$\overline{T_{KM}} = \frac{\pi_{KM}^{\frac{K-1}{K}} - 1 + \eta_{K0}}{\pi_{K0}^{\frac{K-1}{K}} - 1 + \eta_{K0}}.$$

Відносну зміну тиску наддувочного повітря можна записати, як:

$$\overline{P_{KM}} = \frac{P_{KM}}{P_{KM0}} = \frac{\pi_{KM} \cdot P_{aM}}{\pi_{KM0} \cdot P_{aM0}},$$

де P_a - тиск повітря на вході в компресор.

При малому опорі повітро-підвідної системи чи при відносно невеликій зміні π_{KM} можна вважати, що

$$\overline{P_{KM}} \approx \overline{\pi_{KM}}.$$

Таким чином, відносне збільшення коефіцієнту пристосовності двигуна можна описати рівнянням

$$\bar{K}_m = \frac{\eta_{eM} (\pi_{K_M}^{\frac{K-1}{K}} - 1 + \eta_{K_0})}{\pi_{K_0}^{\frac{K-1}{K}} - 1 + \eta_{K_0}} \cdot (\pi_{K_M})^{0,4318} \cdot (\bar{K}_n)^{0,5682}. \quad (10)$$

Розглянемо, як впливає на $\bar{K}_m$ зміна π_{K_M} і K_n , вважаючи незмінною величину η_{eM} . Прийнемо $\eta_{K_0}=0,8$, тому що у згаданих раніше двотактних транспортних двигунів ККД їхніх компресорів на режимі $M_{кр\ max}$ звичайно дорівнює 0,80...0,82.

На рис. 2 графічно зображено залежності $\bar{K}_m = f(\bar{K}_n, \pi_{K_M})$ при незмінній величині критерію теплонапруженості поршня. Слід зазначити, що розрахунки по формулі (10) показують вкрай малу відмінність у величині $\bar{K}_m$ при фіксованих значеннях π_{K_M} і K_n для $\pi_{K_M}=1,5$; 2,0 та 2,5. Тому на рисунку представлені дані тільки для $\pi_{K_M}=2,5$.

З розгляду цих залежностей видно, якими способами можна підвищити пристосованість двигуна, не збільшуючи теплонапруженість його поршня. Так, збільшити K_m можна за рахунок збільшення тиску наддувочного повітря, однак ефект від збільшення P_{K_M} без проміжного охолодження повітря невеликий. Це пояснюється тим, що при збільшенні P_{K_M} хоча і збільшується витрата наддувочного повітря, але одночасно росте його температура T_{K_M} .

Найбільший ефект по збільшенню K_m досягається при збільшенні діапазону частот обертання двигуна. На рис. 2 пунктирною лінією зображено, як змінювався б K_m для двигуна 6ТД-2 при вище обговорених умовах. Видно, що при збільшенні K_m на 40% величина K_m могла б бути збільшена не менш, ніж на 16%. Однак у дійсності це не може бути здійснене через появу іншого обмеження при збільшенні K_m вище існуючого значення.

Це обумовлено тим, що через різке зниження π_{K_M} зменшується витрата повітря через циліндри двигуна, тому що останній оснащений механічним турбонаддувом. Зменшення витрати повітря приводить до істотного підвищення температури відпрацьованих газів.

Тому обмеженням починає виступати термічна міцність турбіни. У двигунів типу ТД турбіна працює при температурі відпрацьованих газів на вході (1023...1073) К. З огляду на високі динамічні навантаження, що діють на турбіну при експлуатації двигуна в об'єкті, подальше збільшення температури газу супроводжується зниженням надійності її основних вузлів і деталей.

Тому відповідно до графіків, рис. 2, раціональним напрямком збільшення коефіцієнта пристосованості двигуна є збільшення K_n при збереженні пос-

тійним тиску наддувочного повітря, $\pi_{K_M}=1,0$. Виконання $\pi_{K_M}>1,0$ небажане за двома причинами: по-перше, воно, як уже відзначалося вище, незначно впливає на величину K_m (збільшення π_{K_M} на 20% дозволяє збільшити K_m усього на 3%) і, по-друге, саме головне, обумовлює значний ріст максимального тиску згоряння, що негативно позначається на надійності роботи циліндро-поршневої групи.

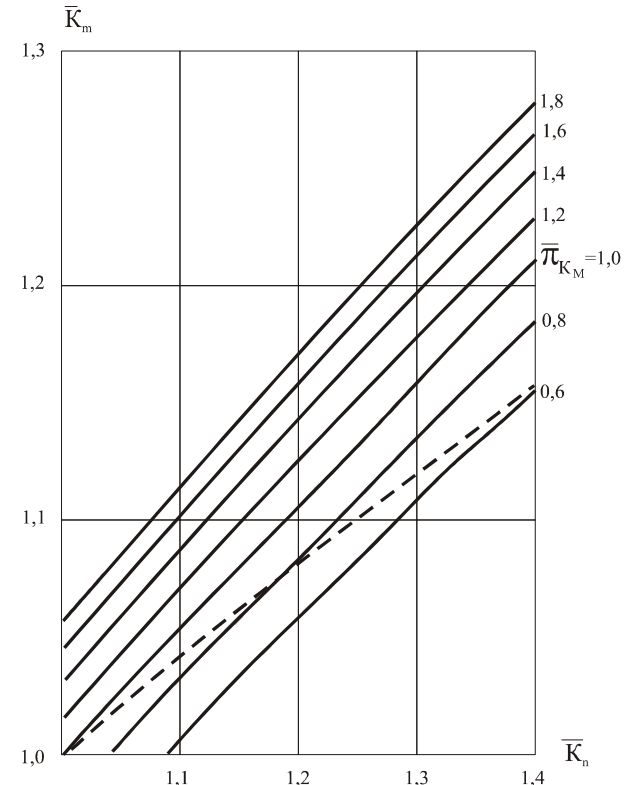


Рис. 2. Зміна коефіцієнта пристосованості двотактного транспортного двигуна в залежності від π_{K_M} і K_n при $\eta_{eM}=1,0$ і $\eta_{nM}=1,0$ (----- умовно для двигуна 6ТД-2 з механічним турбонаддувом)

Очевидно, що для виконання умови $\pi_{K_M}=1,0$ при збільшенні K_n необхідно вводити регулювання тиску наддуву.

При збільшенні K_n наприклад, на 30% виконання умови $\pi_{K_M}=1,0$ рівносильне збільшенню π_{K_M} в компресорі двигуна 6ТД-2 з механічним турбонаддувом на 40%. Таку зміну π_{K_M} у компресорі неможливо здійснити застосуванням аеродинамічних способів керування (наприклад, зміною закручення потоку повітря на вході в колесо). На рис. 3 зображена зміна вихідних параметрів двигуна 6ТД-2 по зовнішній характеристиці при роботі його з механічним турбонаддувом і з диференціальним приводом компресора. Чітко видно, що диференціальний привод комп-

ресора дозволяє істотно поліпшити тягову характеристику двигуна при значному поліпшенні паливної економічності в області K_n до 1,55.

Передаточне відношення диференціального привода компресора змінюється таким чином, що тиск наддувочного повітря на режимі $M_{кр\ max}$ при $K_n=1,75$ залишається практично таким же, як і при вихідному механічному турбонаддуві, при $K_n=1,37$. Завдяки цьому при незмінній температурі відпрацьованих газів за турбіною вдалося підвищити коефіцієнт пристосованості двигуна з 1,19 до 1,36.

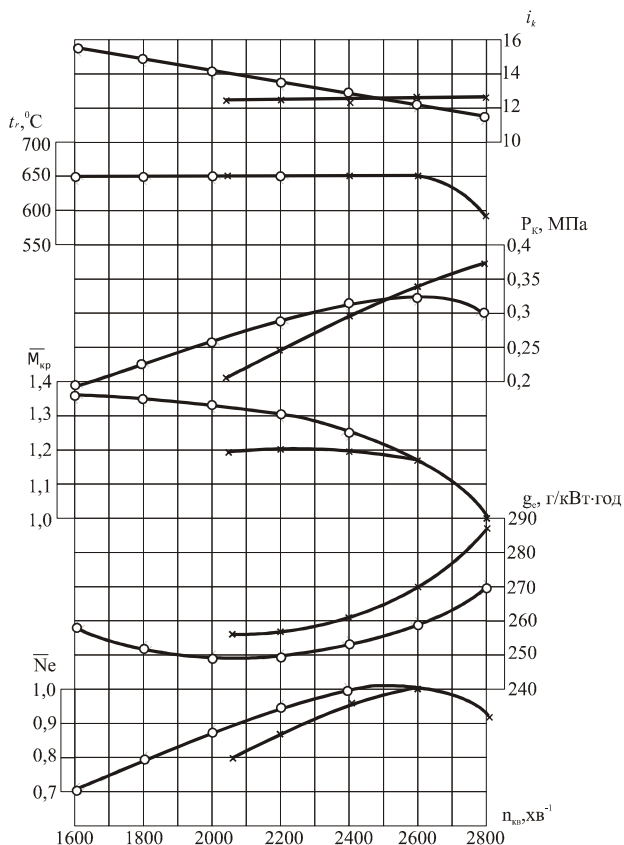


Рис. 3. Зовнішня характеристика двигуна БТД-2 в об'єктових умовах: $\bigcirc$ — з механічним турбонаддувом; $\times$ — з диференціальним приводом компресора, (i_k - передатне відношення привода компресора; t_r - температура газу на виході з турбіни)

З розрахункових графіків, рис. 2, видно, що підвищення K_n з 1,37 до 1,75, тобто на 28%, при $\pi_{\kappa_m}=1,0$ приводить до росту K_m на 15%, що практично співпадає з експериментальними значеннями.

Схему такого диференціального привода компресора описано в роботі [4]. Виконавчим органом зміни передатного відношення диференціала є безпосередньо турбіна, при зміні потужності і частоти

обертання якої змінюється частота обертання ротора компресора.

Незначна відмінність експериментального значення K_m від розрахункового обумовлена, мабуть, трохи меншим (~ на 1%) ефективним ККД двигуна з диференціальним приводом компресора на режимі $M_{кр\ max}$. Це можна пояснити тим, що із зменшенням частоти обертання колінчастого вала хоча і зменшуються механічні втрати на тертя, але одночасно через необхідне збільшення циклової подачі палива зменшується коефіцієнт надлишку повітря і, відповідно, зменшується індикаторний ККД двигуна. Безперечно, зменшення індикаторного ККД превалює над збільшенням механічного ККД двигуна.

Таким чином, зіставлення експериментальних і розрахункових даних показує їхню добру збіжність, що свідчить про застосовність розробленого методу для рішення інженерних задач.

Необхідно відзначити, що застосування безхідчастої зміни частоти обертання ротора компресора, реалізоване в його диференціальному приводі, дозволяє не тільки поліпшити тягову характеристику двигуна (підвищується K_m і K_n) але і, як повідомляється в роботі [3], внаслідок зменшення незатребуваних витрат потужності на стискання повітря в компресорі, значно поліпшити паливну економічність двигуна при часткових навантаженнях, що позитивно відіб'ється на зниженні шляхової експлуатаційної витрати палива.

Отже, підводячи підсумок вищесказаному, можна зробити наступний висновок. Експериментальними дослідженнями підтверджено вірогідність результатів розробленого методу розрахункового аналізу і вибору напрямку по поліпшенню тягових характеристик високофорсованих двотактних транспортних двигунів. Такий метод дозволяє цілеспрямовано формувати характеристики двигунів, які розробляються знову і модернізуються, що в значній мірі скоротить трудомісткість і тривалість їхнього доведення.

Список літератури:

1. Дизели: Справочник Под общ. ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова,, - Л: Машиностроение, 1977. - 480 с.
2. Портнов Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия, - М.: Машгиз, 1963 - 640 с.
3. Совершенствование эксплуатационных характеристик транспортных 2-х тактных дизельных двигателей типа 6ДН за счет использования дифференциального привода компрессора наддувочного воздуха /Рязанцев Н.К., Краюшкин И.А., Алехин С.А., Перерва П.Я., Бородин Ю.С., Овчаров Е.Н. Вестник национального технического ун-та "ХПИ", - Сб научн. трудов, - Харьков, 2001. - Вып. I. - с. 131-135.
4. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей

наземных транспортных машин: Учебное пособие -
часть 2, - Харьков: ХГПУ, 1996. -388 с.

УДК 625.28

**Н.К. Рязанцев, д-р техн. наук, А.Б. Богаевский, канд. техн. наук, А.В. Басов, инж.,
Л.Б. Синельникова, канд. техн. наук**

Улучшение технико-экономических показателей силового агрегата дизель-поезда на основе применения микропроцессорной системы управления

ОСНОВНАЯ ЗАДАЧА, КОТОРАЯ ВОЗЛОЖЕНА НА МИКРОПРОЦЕССОРНУЮ СИСТЕМУ УПРАВЛЕНИЯ ЧАСТОТОЙ ВРАЩЕНИЯ И МОЩНОСТЬЮ НАГРУЖЕНИЯ ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТА ДЛЯ ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА ДЭЛ-01, – ЭТО ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЕГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ С ДВИГАТЕЛЯМИ ТИПА 6ДН [1].

РЕШЕНИЕ ДАННОЙ ЗАДАЧИ ПРЕДПОЛАГАЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ В МИКРОПРОЦЕССОРНОЙ СИСТЕМЕ ОПТИМАЛЬНЫХ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ. В КАЧЕСТВЕ ОСНОВНЫХ КРИТЕРИЕВ ОПТИМАЛЬНОСТИ БЫЛИ ВЫБРАНЫ:

1. ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАЗГОНА И ТОРМОЖЕНИЯ ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТА ПО ПОЗИЦИЯМ КОНТРОЛЛЕРА МАШИНИСТА (ПКМ) С МИНИМАЛЬНО ВОЗМОЖНЫМИ ОТКЛОНЕНИЯМИ ПОЛОЖЕНИЙ РЕЕК ТОПЛИВНЫХ НАСОСОВ (ТН) ОТ ИХ ОПТИМАЛЬНЫХ, С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ, ЗНАЧЕНИЙ ПРИ ОДНОВРЕМЕННОМ ОБЕСПЕЧЕНИИ ЗАДАННОГО ТЕМПА УВЕЛИЧЕНИЯ И УМЕНЬШЕНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА (КВ) ДИЗЕЛЯ.

2. ОБЕСПЕЧЕНИЕ МИНИМАЛЬНЫХ ЗАБРОСОВ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КВ ДИЗЕЛЯ ПРИ СБРОСАХ И НАБРОСАХ НАГРУЗКИ НА ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТ.

3. ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ НА КАЖДОЙ ПКМ ПРИ ПОСТОЯННОМ ПОЛОЖЕНИИ РЕЕК ТН В ЗОНЕ НАИЛУЧШЕЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ (ПРИ МИНИМАЛЬНЫХ ДЛЯ КАЖДОЙ ПКМ УДЕЛЬНЫХ РАСХОДАХ ТОПЛИВА).

4. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ НАГРУЖЕНИЯ ГЕНЕРАТОРА ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ПКМ, СБРОСАХ И НАБРОСАХ НАГРУЗКИ НА ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТ.

ПРИ ЭТОМ, КРИТЕРИИ 1 И 2 ОТНОСЯТСЯ К АЛГОРИТМУ КОНТУРА УПРАВЛЕНИЯ ЧАСТОТОЙ ВРАЩЕНИЯ КВ ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТА; А КРИТЕРИИ 3 И 4 – К АЛГОРИТМУ КОНТУРА УПРАВЛЕНИЯ МОЩНОСТЬЮ НАГРУЖЕНИЯ ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТА.

АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ ЧАСТОТОЙ ВРАЩЕНИЯ КВ ДИЗЕЛЯ, РЕАЛИЗУЮЩИЙ АСТАТИЧЕСКИЙ ВСЕРЕЖИМНЫЙ ЗАКОН РЕГУЛИРОВАНИЯ, БЫЛ ВЫБРАН В ВИДЕ:

$$E = K_1(U_3 - V_w) + K_2 \int_0^t R_w dt - K_3 \frac{dV_w}{dt},$$

$$\text{ГДЕ } R_w = \begin{cases} (U_3 - V_w), & \text{при } |U_3 - V_w| \leq \Delta 1 \\ 0, & \text{при } |U_3 - V_w| > \Delta 1 \end{cases},$$

ГДЕ U_3 – ЗАДАНИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КВ ДИЗЕЛЯ, ОПРЕДЕЛЯЕМОЕ ПКМ;

V_w – ОБРАБОТАННЫЙ СИГНАЛ С ДАТЧИКА ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КВ ДИЗЕЛЯ;

E – КОМАНДА (СИГНАЛ) УПРАВЛЕНИЯ ЧАСТОТОЙ ВРАЩЕНИЯ КВ ДИЗЕЛЯ;

$\Delta 1$ – ЗОНА ИНТЕГРИРОВАНИЯ;

K_1, K_2, K_3 – ПАРАМЕТРЫ

ПРОПОРЦИОНАЛЬНО-ИНТЕГРАЛЬНО ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО (ПИД) ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ ЧАСТОТОЙ ВРАЩЕНИЯ КВ.

ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВОЗМОЖНОСТИ ВАРЬИРОВАНИЯ ТЕМПА РАЗГОНА И ТОРМОЖЕНИЯ ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТА В АЛГОРИТМЕ ПРЕДУСМОТРЕНО ЛОГИЧЕСКОЕ ЗАМЕДЛЕНИЕ ЗАДАНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ (U_3) ПРИ СКАЧКООБРАЗНОМ ИЗМЕНЕНИИ ОБРАБОТАННОГО СИГНАЛА КОНТРОЛЛЕРА МАШИНИСТА ($U_{кп}$), ПРИ РЕЗКОМ ИЗМЕНЕНИИ ПКМ, В ВИДЕ СООТНОШЕНИЯ:

$$T_3 \frac{dU_3}{dt} + U_3 = U_{кп},$$

$$\text{ГДЕ } T_3 = \begin{cases} T_{31}, & \text{при } \frac{dU_3}{dt} > 0 \\ T_{32}, & \text{при } \frac{dU_3}{dt} < 0 \end{cases},$$

ГДЕ T_{31} И T_{32} – ПОСТОЯННЫЕ ВРЕМЕНИ ЗАМЕДЛЕНИЯ.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ ЧАСТОТОЙ ВРАЩЕНИЯ КВ ДИЗЕЛЯ ($K_1, K_2, K_3, \Delta 1, T_{31}$ И T_{32})

ОСУЩЕСТВЛЯЛАСЬ НА КОМПЛЕКСНОМ МОДЕЛИРУЮЩЕМ СТЕНДЕ С РЕАЛЬНОЙ МИКРОПРОЦЕССОРНОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТА И ЕГО МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛЮ, КАК ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ, РЕАЛИЗУЕМОЙ НА ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ МАШИНЕ СТЕНДА. ПРИ ЭТОМ, СТЕНД ОБЕСПЕЧИВАЛ ВОЗМОЖНОСТЬ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ ВСЕХ ТИПИЧНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТА: СБРОСЫ И НАБРОСЫ

НАГРУЗКИ, РАЗГОНЫ И ТОРМОЖЕНИЯ ПО ПКМ И ДР.

ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ ЗНАЧЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ, ВХОДЯЩИХ В ПРИВЕДЕННЫЕ СООТНОШЕНИЯ, БЫЛИ ПОСТРОЕНЫ СЕЧЕНИЯ ГРАНИЦ УСТОЙЧИВОСТИ В ПРОСТРАНСТВЕ ПАРАМЕТРОВ $[K_1, K_2, K_3]$, А ТАКЖЕ ПРОВЕДЕНА ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ВСЕХ ПАРАМЕТРОВ НА КАЧЕСТВО ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ, КАК ПО ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ, ТАК И ПО ПОЛОЖЕНИЮ РЕЕК ТН ПРИ ИЗМЕНЕНИЯХ ПКМ, А ТАКЖЕ ПРИ СБРОСАХ И НАБРОСАХ НАГРУЗКИ.

В РЕЗУЛЬТАТЕ БЫЛИ ОПРЕДЕЛЕНЫ:
- ОПТИМАЛЬНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПИД ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ ($K_1 = 3 \dots 4,5$; $K_2 = 1/64$; $K_3 = 16$), ПРИ КОТОРЫХ ОБЕСПЕЧИВАЛАСЬ УСТОЙЧИВАЯ РАБОТА ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТА НА ВСЕХ РЕЖИМАХ ЕГО РАБОТЫ, И ПЕРЕХОДНЫЙ ПРОЦЕСС ПРИ 100% СБРОСЕ НАГРУЗКИ ПРОИСХОДИЛ БЕЗ КОЛЕБАНИЙ, С ЗАБРОСОМ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КВ ДИЗЕЛЯ МЕНЕЕ 2% (34 МИН^{-1}), ВРЕМЯ ПЕРЕХОДНОГО $\tau = 1 \text{ С}$ (ПЕРЕХОДНЫЙ ПРОЦЕСС ПРИВЕДЕН НА РИС. 1);

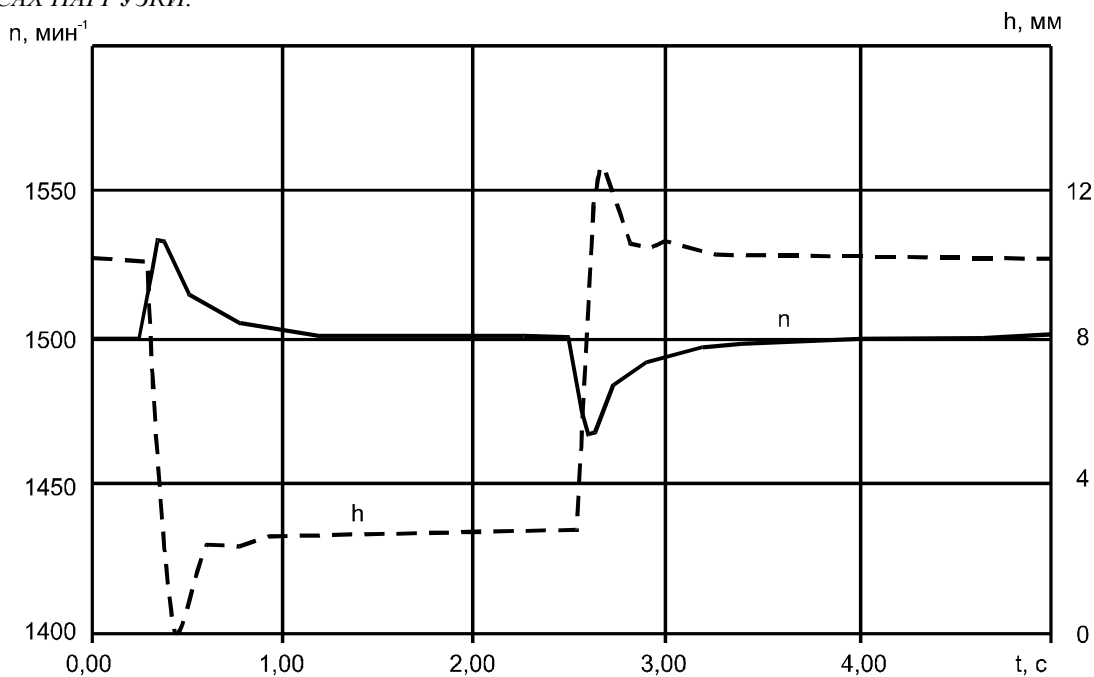


РИС. 1. СБРОС/НАБРОС НАГРУЗКИ

- ПАРАМЕТРЫ ЗАМЕДЛЕНИЯ T_{β_1} И T_{β_2} , А ТАКЖЕ ЗОНА ИНТЕГРИРОВАНИЯ ΔL ($T_{\beta_1} = T_{\beta_2} = 5 \text{ С}$ И $\Delta L = 150 \text{ МИН}^{-1}$), ПРИ КОТОРЫХ ПОЛУЧЕНО МИНИМАЛЬНОЕ ОТКЛОНЕНИЕ РЕЕК ТН ОТ ИХ ЗАДАННЫХ (ОПТИМАЛЬНЫХ) ЗНАЧЕНИЙ ПРИ РАЗГОНЕ (С $N = 1200 \text{ МИН}^{-1}$ ДО $N = 2200 \text{ МИН}^{-1}$) И ТОРМОЖЕНИИ (С $N = 2200 \text{ МИН}^{-1}$ ДО $N = 1200 \text{ МИН}^{-1}$) БЕЗ ВЫХОДА НА ВНЕШНЮЮ ХАРАКТЕРИСТИКУ - НА 4,5 ММ И В ПОЛОЖЕНИИ "СТОП" - НА 2,5 ММ ПРИ ЗАДАННОМ ТЕМПЕ РАЗГОНА И ТОРМОЖЕНИЯ $\tau = 16 \text{ С}$ (СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ПЕРЕХОДНЫЕ

ПРОЦЕССЫ БЕЗ ЗАМЕДЛЕНИЯ И С ЗАМЕДЛЕНИЕМ ПРИВЕДЕНЫ НА РИС. 2 И 3).

ОПТИМАЛЬНОЕ, С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ УДЕЛЬНОГО РАСХОДА ТОПЛИВА, ЗНАЧЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ РЕЕК ТН ($H_{\text{ОПТ}}$) НА КАЖДОЙ ПКМ ОБЕСПЕЧИВАЕТСЯ КОНТУРОМ УПРАВЛЕНИЯ МОЩНОСТЬЮ НАГРУЖЕНИЯ ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТА. ПРИ ЭТОМ, ПАРАМЕТРОМ РЕГУЛИРОВАНИЯ В ДАННОМ КОНТУРЕ ЯВЛЯЕТСЯ ВЕЛИЧИНА ПОЛОЖЕНИЯ РЕЕК ТН ($H_{\text{ИЗМ}}$), ОПРЕДЕЛЯЮЩАЯ ДЛЯ КАЖДОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КВ ДИЗЕЛЯ ($N_{\text{КВ}}$) (ДЛЯ КАЖДОЙ ПКМ) СТЕПЕНЬ ЗАГРУЗКИ ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТА.

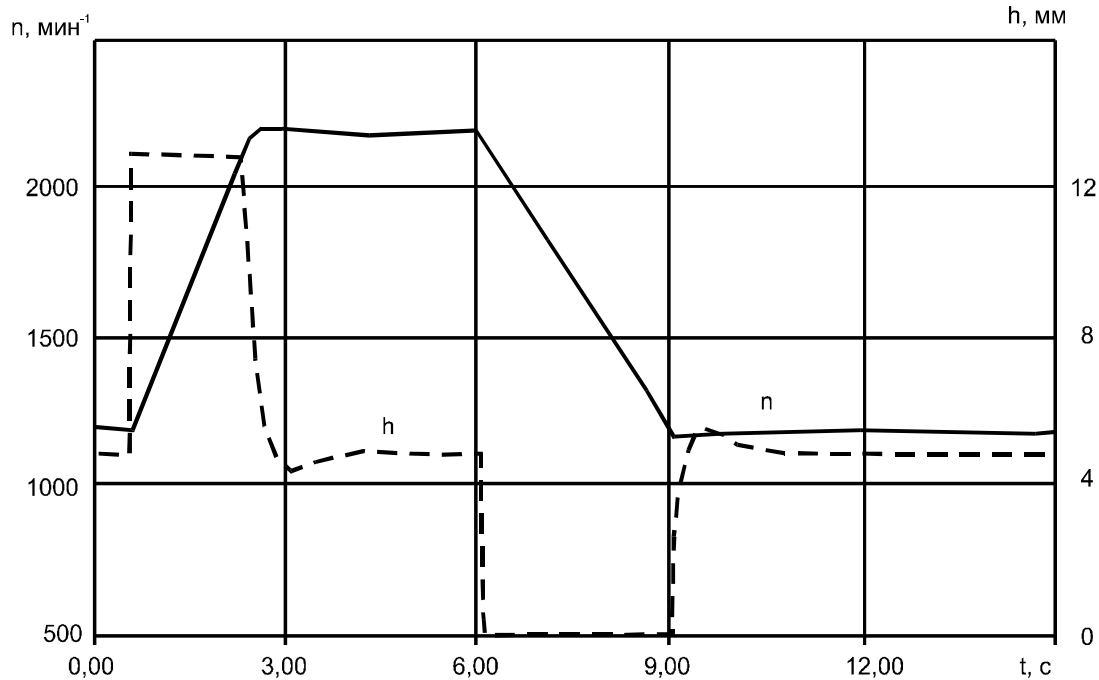


РИС. 2. РАЗГОН/ТОРМОЖЕНИЕ БЕЗ ЗАМЕДЛЕНИЯ $T_{31} = T_{32} = 0$

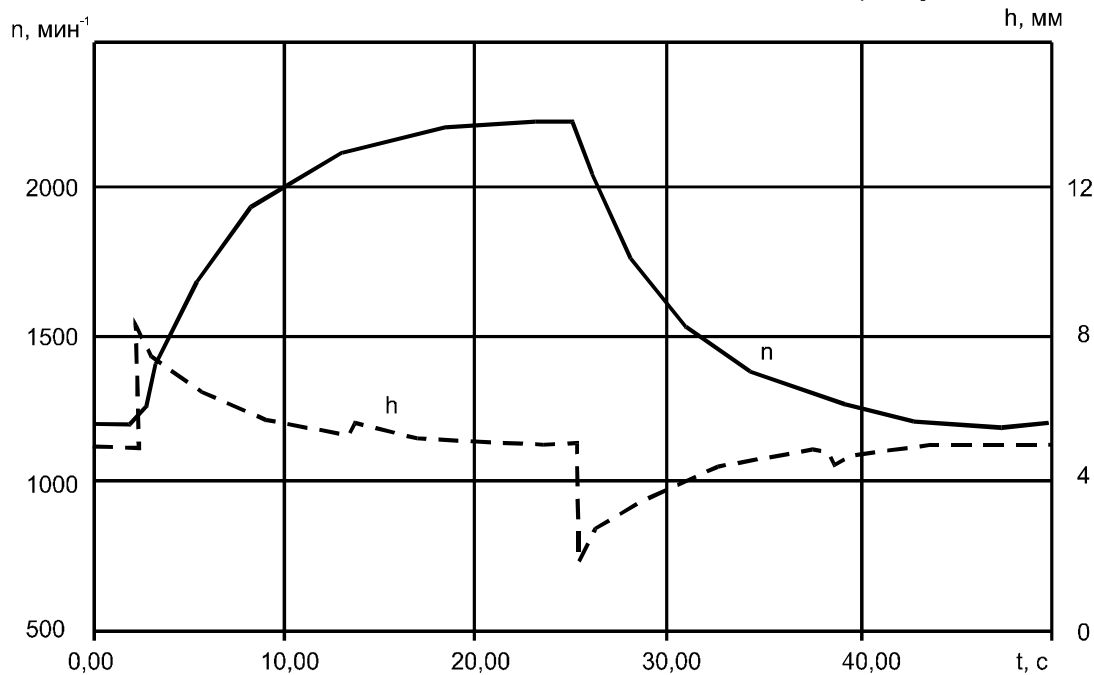


РИС. 3. РАЗГОН/ТОРМОЖЕНИЕ ПРИ $T_{31} = T_{32} = 5 C$

ЗАВИСИМОСТЬ
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ИЛИ
ЗАНОСИТСЯ В ПАМЯТЬ БЛОКА
МИКРОПРОЦЕССОРНОЙ СИСТЕМЫ
УПРАВЛЕНИЯ В ВИДЕ ТАБЛИЦЫ ИЛИ
ЭМПИРИЧЕСКОЙ ФОРМУЛЫ. ПОДДЕРЖАНИЕ
ПОСТОЯННОГО ОПТИМАЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЯ
($N_{опт}$) НА КАЖДОЙ ПКМ ОСУЩЕСТВЛЯЕТСЯ ЗА
СЧЕТ ФОРМИРОВАНИЯ СИГНАЛА $U_{возб}$ В ВИДЕ
НАПРЯЖЕНИЯ, ПОСТУПАЮЩЕГО В СИСТЕМУ
УПРАВЛЕНИЯ ВОЗБУЖДЕНИЕМ ГЕНЕРАТОРА.

$$N_{опт} = F(N_{кв}),$$

АЛГОРИТМ
УПРАВЛЯЮЩЕГО СИГНАЛА $U_{возб}$ ПРИ РАБОТЕ

ФОРМИРОВАНИЯ

НА 1-Й ПКМ ($\frac{dU_3}{dt} = 0$) ПРИНЯТ В ВИДЕ:

$$U_{возб} = K_5(h_{онм} - h_{изм}) + K_6 \int_0^t (h_{онм} - h_{изм}) dt$$

ГДЕ $N_{изм}$ - ТЕКУЩЕЕ ПОЛОЖЕНИЕ РЕЕК
ТН (ОБРАБОТАННЫЙ СИГНАЛ С ДАТЧИКА
ПОЛОЖЕНИЯ РЕЕК ТН).

НА КАЖДОЙ ПКМ ВЕЛИЧИНА $U_{возб}$

ОГРАНИЧЕНА ($0 \leq U_{\text{ВОЗБ}} \leq R_i$) С ЦЕЛЮ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ПЕРЕГРУЗКИ ДИЗЕЛЯ. ПАРАМЕТРЫ K_5 И K_6 ОПРЕДЕЛЕНЫ ИЗ УСЛОВИЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИНИМАЛЬНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ РЕЕК ТН ОТ ИХ ОПТИМАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ $H_{\text{ОПТ}}$ ПРИ СБРОСАХ И НАБРОСАХ НАГРУЗКИ НА ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТ.

ПРИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИИ ПКМ ВЕЛИЧИНА $U_{\text{ВОЗБ}}$ ОГРАНИЧЕНА СОГЛАСНО СЛЕДУЮЩЕМУ АЛГОРИТМУ:

$$U_{\text{возб}} = \begin{cases} \leq R_i, \text{ при переходе с } i\text{-й} \\ \text{на } (i+1)\text{-ю ПКМ } (\frac{dU_z}{dt} > 0) \\ \leq R_{i-1}, \text{ при переходе с } i\text{-й} \\ \text{на } (i-1)\text{-ю ПКМ } (\frac{dU_z}{dt} > 0) \end{cases}$$

ПРИВЕДЕННЫЙ АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЯЕТ СЛЕДУЮЩЕЕ ПРОТЕКАНИЕ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА НАГРУЖЕНИЯ ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТА ПРИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИИ ПКМ:

- ПРИ ПЕРЕХОДЕ С НИЖНЕЙ ПКМ НА БОЛЕЕ ВЫСОКУЮ ВНАЧАЛЕ УВЕЛИЧИВАЕТСЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ КВ ДИЗЕЛЯ ДО ЗАДАННОГО ЗНАЧЕНИЯ, А ЗАТЕМ ОСУЩЕСТВЛЯЕТСЯ С ЗАДАННЫМ ТЕМПОМ НАГРУЖЕНИЕ ГЕНЕРАТОРА, ОПРЕДЕЛЯЕМОЕ ВЕЛИЧИНОЙ ОГРАНИЧЕНИЯ $U_{\text{ВОЗБ}}$ ДЛЯ БОЛЕЕ ВЫСОКОЙ ПКМ;

- ПРИ ПЕРЕХОДЕ С ВЫСШЕЙ ПКМ НА НИЗШЮЮ УМЕНЬШЕНИЕ $U_{\text{ВОЗБ}}$ ПРОИСХОДИТ СКАЧКООБРАЗНО ДО ОГРАНИЧЕНИЯ, СООТВЕТСТВУЮЩЕГО НИЗШЕЙ ПКМ.

РЕАЛИЗОВАННЫЙ АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ МОЩНОСТЬЮ НАГРУЖЕНИЯ ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТА ОБЕСПЕЧИВАЕТ ОПТИМАЛЬНОЕ, С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ, УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ НАГРУЖЕНИЯ.

ТАКИМ ОБРАЗОМ, МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТА С ОПТИМИЗИРОВАННЫМИ АЛГОРИТМАМИ И ИХ ПАРАМЕТРАМИ ОБЕСПЕЧИВАЕТ: УЛУЧШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ, СНИЖЕНИЕ ДЫМНОСТИ И ТОКСИЧНОСТИ ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ ЗА СЧЕТ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТА В ЗОНЕ НАИЛУЧШЕЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ БЕЗ ВЫХОДА НА ВНЕШНЮЮ ХАРАКТЕРИСТИКУ; ЗАДАННЫЙ (ПЛАВНЫЙ, БЕЗ РЫВКОВ) ТЕМП РАЗГОНА И ТОРМОЖЕНИЯ ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА ПО ПКМ БЕЗ ЗАБРОСОВ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ; МИНИМАЛЬНЫЕ ($\leq 2\%$) ЗАБРОСЫ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ПРИ 100% СБРОСЕ НАГРУЗКИ НА ДИЗЕЛЬ-АГРЕГАТ.

1. А.Б.Богаевский, А.В.Басов, В.З.Дубровский, Л.Б.Синельникова, Ю.С.Бородин. Микропроцессорная система управления частотой вращения и мощностью дизель-генераторной установки дизель-поезда ДЭЛ-01. Вестник национального технического университета "ХПИ", 26, 2001.

Список литературы:

УДК 621.436

А.Ф. Шеховцов, д-р техн. наук, В.О. Пильов, д-р техн. наук, М.В. Прокопенко, канд. техн. наук, Л.П. Шевченко, канд. фіз.-мат. наук

ЧИСЕЛЬНА ОЦІНКА БАЖАНОСТІ КОНСТРУКЦІЙ ПОРШНІВ ШВИДКОХІДНИХ ДИЗЕЛІВ

Процедури пошуку оптимального варіанту деталей складних технічних об'єктів, до яких належать і двигуни внутрішнього згоряння, повинні передбачати направлене удосконалення конструкцій на основі моделювання процесів їх функціонування, експлуатації, виробництва. В повній мірі вказане відноситься до проектування поршнів швидкохідних дизелів, де слід враховувати вимоги ефективного протікання робочого процесу, забезпечення тривалої міцності особливо термонавантажених зон, мінімальної маси конструкції тощо. Це означає, що розв'язання комплексу задач проектування треба орієнтувати на забезпечення обраних критеріїв ефективності з використанням схем розумного компромісу.

На сьогодні значна функціональна складність поршня зумовлює необхідність спочатку враховувати частину з критеріїв його якості інтуїтивно з використанням моделей нечітких смислових відношень [1]. Водночас в залежності від складності задач, потрібної точності її вирішення та з урахуванням вимог щодо скорочення часу проектування право остаточного вибору потрібного комплексу моделей залишається за конструктором.

Можна скористатись наступною класифікацією моделей за рівнем їх складності [1,2]:

- нульовий рівень - уявна, словесна модель;
- перший рівень - модель нечітких (інтуїтивних) смислових відношень;
- другий рівень - модель чітких смислових відношень;
- третій рівень - кількісна модель урахування найбільш важкого експлуатаційного процесу навантаження двигуна;
- четвертий рівень - кількісна модель урахування експлуатаційного навантаження двигуна.

Зрозуміло, що лише сукупність моделей четвертого рівня (яка відповідає обраному набору критеріїв якості) дозволяє остаточно визначити переваги певних конструктивних рішень. Тоді перші чотири рівня моделей повинні бути якісно еквівалентними до останнього та націлені на скорочення часу проектування.

За нашою думкою, одним з найбільш вдалих способів вирішення задач багатокритерійної оптимізації є використання узагальненої функції бажаності D , що запропонована Харрінгтоном. Для одержання цієї функції слід перетворити значення відгуків критеріїв якості до безрозмірної шкали бажаності $d \in [0;1]$. При цьому оцінка за шкалою бажаності буде при $d \in (0,8;0,63]$ - "добре", $d \in [1;0,8]$ - "дуже добре". Зрозуміло, що часткові функції бажаності d можуть бути легко застосовані на різних етапах проектування для моделей різних рівнів складності, починаючи з другого.

Наприклад, для другого рівня при розгляді стаціонарного термopужного стану поршня можна застосувати вказану шкалу бажаності до значень температур в зоні кромки камери згоряння (КЗ) t_1 , теплоперепаду між зоною кромки КЗ та периферійною зоною огневої поверхні днища поршня Δt_{1-2} , температури в зоні верхнього поршневого кільця (ПК) t_3 .

При наявності декількох відгуків, що перетворені в шкалу d , узагальнена функція бажаності D є середнім геометричним часткових функцій; для поданого прикладу використання функцій d_1, d_{1-2}, d_3

$$D = \sqrt[3]{d_1 \cdot d_{1-2} \cdot d_3} . \quad (1)$$

Розглянемо застосування узагальненої функції бажаності D в процесі вирішення задач оптимізації конструкцій поршнів швидкохідних дизелів 8ЧН13/14 (ЯМЗ) та 4ЧН12/14 (СМД).

Розрахунково-експериментальними дослідженнями, що виконані для поршнів двигунів ЯМЗ [3], встановлено, що оребріння зовнішньої поверхні гільзи приводить до суттєвого зниження температурного стану поршня. Це дозволяє форсувати двигун до $N_e=240$ кВт ($N_g=17$ кВт/л) при збереженні температур поршня в критичних зонах на допустимому рівні (рис. 1). Такого висновку дійшли автори статті [3] на основі використання моделі нечітких смислових відношень, заснованих на попередньому досвіді експлуатації двигунів.

В [4,5] нами показано, що при приблизно близьких температурних полях поршня його тривала міцність суттєво відрізняється при різних умовах експлуатації (оранка, комбайнування та інше). Таким чином, останній фактор повинен бути врахованим не тільки в моделях четвертого рівня, а і в усіх інших. Також зрозуміло, що при урахуванні всіх згаданих впливових факторів треба вирішувати багатокритерійну задачу конструктивної оптимізації.

В роботі [2] встановлено зв'язок між якісними та кількісними критеріями оптимізації, та отримано залежності для визначення часткових функцій бажаності. У випадку поршня з відкритою КЗ тракторного двигуна сільсько - господарського призначення:

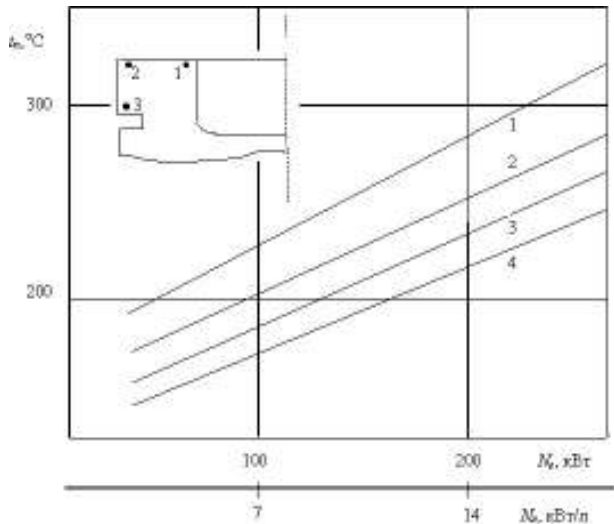


Рис. 1. Температура поршня при роботі дизеля 8ЧН13/14 по навантажувальній характеристиці при $n = 2100 \text{ хв}^{-1}$: 1 - з серійною гільзою (т.1); 2 - з оребреною гільзою (т.1); 3 - з серійною гільзою (т.3); 4 - з оребреною гільзою (т.3)

$$d_1 = \exp[-\exp(0,099t_1 - 31,24)], \quad (2)$$

$$d_{1-2} = \exp[-\exp(0,195\Delta t_{1-2} - 7,16)]. \quad (3)$$

Аналогічні залежності отримані і для комбайнових дизелів та інших КЗ.

Для критерію d_3 залежність може мати вигляд:

$$d_3 = \exp[-(18,48 - 0,077t_3)^{0,8}]. \quad (4)$$

Численні розрахунки за виразами (1)-(4) свідчать, що працездатні конструкції відповідають умові $D \geq 0,7$.

Використовуючи подані залежності, доповнимо аналіз ефективності використання оребреної гільзи двигунів ЯМЗ числовою оцінкою бажаності конструкцій поршнів. Результати такої оцінки подано на рис. 2.

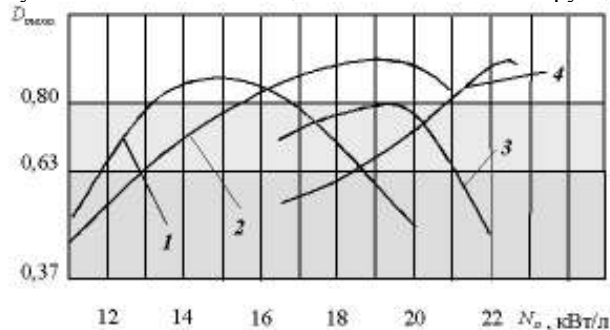


Рис. 2. Оцінка бажаності поршнів тракторних дизелів 8ЧН13/14 (ЯМЗ): 1,3 – серійна гільза; 2,4 – гільза з оребрінням; 3,4 – проміжне охолодження повітря наддування

Видно, що при використанні нової гільзи навіть без впровадження охолодження повітря наддування (крива 2) поршень є працездатним, а висновки авторів роботи [3] підтверджуються у чисельному вигляді. Також видно, що при використанні проміжного охолодження повітря наддування та форсування двигуна до $N_e = 22 \text{ кВт/л}$ серійна конструкція є непрацездатною $d = 0,4$, а для нової конструкції $d = 0,89$, тобто вона є працездатною.

На рисунку 3 подано результати оцінки бажаності конструкції поршнів комбайнових дизелів 4ЧН12/14 (СМД). Розглянуто поршні з КЗ типу ЦНІДІ та з відкритими КЗ у разі масляного струйного охолодження та використання проміжного охолодження повітря наддування. Бачимо, як змінюється значення узагальненої функції бажаності конструкції при зміні потужності двигуна та у разі використання різних типів КЗ.

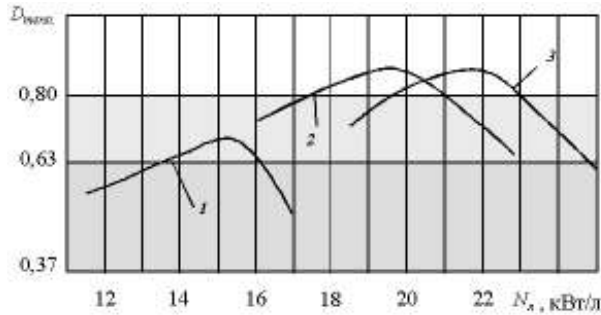


Рис. 3. Оцінка бажаності поршнів комбайнових дизелів 4ЧН12/14 (СМД) при масляному струйному охолодженні поршнів: 1 – КЗ типу ЦНІДІ; 2 – відкрита КЗ; 3 – відкрита КЗ, проміжне охолодження наддувочного повітря

Таким чином, застосування узагальненої функції бажаності приводить до якісної зміни в підходах до багатокритерійного аналізу конструкцій поршнів швидкохідних дизелів, дозволяє ефективно вирішувати багатфакторні задачі оптимізації з використанням САПР, достатньо ефективно збільшувати кількість критеріїв якості.

Список літератури:

1. Оптимизация конструкции теплонпряженных деталей дизелей / С.М. Шелков, В.В. Мирошников, Н.А. Иващенко и др. - М.: Машиностроение, 1983. - 112с.
2. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. - Харків: Видавничий центр НТУ "ХПІ", 2001. - 332с.
3. Лоцаков П.А. Результаты расчетно-экспериментальных исследований обребрения охлаждаемой поверхности гильзы цилиндров на температурное состояние гильз и поршней дизелей ЯМЗ // Двигателестроение. - 2000. - № 1. - С.3-4.
4. Пылев В.А., Шеховцов А.Ф., Прокопенко Н.В. Прогнозирование в САПР теплового состояния поршней с камерами сгорания типа ЦНИДИ на эксплуатационных режимах работы быстроходных дизелей // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. - Мелітополь: ТДАТА. - 1999. - Вип.2, Т.13. - С. 10-17.
5. Пильов В.О., Шеховцов А.Ф., Прокопенко М.В., Рамірес А. Міттани Результаты прогнозирования ресурса работы кромок КЗ поршней швидкохідних дизелів // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. - Мелітополь: ТДАТА. - 2000. - Вип.2, Т.14. - С.47-53.

Ю.С. БОРОДИН, КАНД. ТЕХН. НАУК, А.В. ГРИЦЮК, КАНД. ТЕХН. НАУК, Д.В. ДЕМИДЕНКО, ИНЖ., В.Г. КОНДРАТЕНКО, ИНЖ.

Выявление критических узлов трения, определяющих момент сопротивления автотракторного дизеля при его пуске

Одним из важнейших требований рынка в последние годы является снижение расхода топлива двигателем автомобиля или трактора. Для этих целей наиболее перспективным направлением является использование дизельных силовых установок. Вместе с тем применение только экономичного и высокоэффективного двигателя будет недостаточно, и для достижения наилучших результатов требуется комплексный подход, то есть оптимальное сочетание конструктивных параметров элементов автомобиля (трактора) и самого дизеля. Известно, что расход топлива увеличивается с ростом массы автомобиля (трактора), а на массу автомобиля и двигателя наравне с другими элементами влияет масса системы электро-стартерного пуска (СЭП). По данным источника [1] у автомобилей в зависимости от типа и назначения масса СЭП составляет 1...3 % от их массы, а масса стартера - до 6 % от массы двигателя. Это приводит к тому, что на перевозку СЭП расходуется приблизительно 0,5...2% потребляемого топлива.

Автотракторная и электротехническая промышленности проводят работу по снижению материалоемкости СЭП при сохранении мощности пусковой системы. Нефтеперерабатывающая промышленность ведет работы по разработке синтетических загущенных масел всесезонного использования с улучшенной для пуска вязкостно-температурной характеристикой. И, наконец, третьим (замыкающим) звеном в комплексном подходе к минимизации материалоемкости СЭП при сохранении пусковых качеств автотракторного дизеля является проблема разработки устройств облегчения пуска самого холодного двигателя. Применяемые до настоящего времени жидкостные предпусковые подогреватели охлаждающей жидкости и масла для большинства трак-

торных двигателей водяного охлаждения [2] не только не снижают массу транспортного средства, а наоборот требуют дополнительного расхода топлива на обеспечение их работы и перевозку.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕНЕЕ ЭНЕРГОЕМКИХ И БОЛЕЕ ПРОГРЕССИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ЛОКАЛЬНОГО ПРЕДПУСКОВОГО РАЗОГРЕВА КРИТИЧЕСКИХ (ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ СРЕДНИЙ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ПУСКЕ) УЗЛОВ ТРЕНИЯ СДЕРЖИВАЕТСЯ ДЕФИЦИТОМ ИССЛЕДОВАНИЙ В ЭТОЙ ОБЛАСТИ.

Вращая коленчатый вал дизеля, пусковое устройство затрачивает электрическую энергию на преодоление сопротивления сил трения в кинематических парах, на наполнение цилиндров и удаление рабочего заряда или продуктов сгорания, на компенсацию разницы работ сил сжатия и расширения и на привод вспомогательных механизмов. Тогда средний момент сопротивления ($M_{сopr.ср.}$) вращению коленчатого вала дизеля при пуске можно представить в виде четырех составляющих:

$$M_{сopr.ср.} = M_{г.ср.} + M_{н.ср.} + M_{т.ср.} + M_{в.ср.}, \quad (1)$$

где $M_{г.ср.}$ – средний момент сопротивления газовых сил, обусловленный разностью работ сил сжатия и расширения, Н·м;

$M_{н.ср.}$ – момент, затрачиваемый на наполнение цилиндров и удаление рабочего заряда, Н·м;

$M_{т.ср.}$ – средний момент сопротивления сил трения, Н·м;

$M_{в.ср.}$ – момент, затрачиваемый на привод вспомогательных механизмов, Н·м.

В качестве объекта исследования выбран базовый вариант разработанного КП ХКБД автотракторного четырехтактного дизеля 4ДТНА (рис. 1), тракторная модификация которого (4ДТА) предназначена для использования в силовых установках тракторов ХТЗ-6021 и ТЛ-30, а автомобильная (4ДТНА1) – автомобилей типа УАЗ, ГАЗель. Эксперименты проводились в натурных условиях автомобиля УАЗ-31512

при тепловых состояниях дизеля, соответствующих температурам $(-2...+7)^{\circ}\text{C}$. Для получения требуемой для таких исследований предельной для пуска вязкости масла система смазки дизеля была заправлена летним моторным маслом Галол М-4042ТД [3], предназначенным для эксплуатации дизелей в условиях, где температура окружающей среды достигает 55°C , охлаждающей жидкости и масла - 130°C . Вязкостно-температурная характеристика этого масла представлена на рис. 2.

Момент сопротивления измерялся с помощью тарированного стартера СТ 515.3708. Тарировочная характеристика $M_{см.} = f(I_{см.})$ (рис. 3) снята разработчиком стартера на специальном стенде.

Приведенный к коленчатому валу дизеля момент стартера определялся по формуле:

$$M_{см.д.} = M_{см.} \cdot \eta \cdot i_{см.д.}, \quad (2)$$

где $i_{см.д.} = 10,45$ – передаточное отношение привода стартера;

η - КПД привода, принимаемое равным 0,85.

Прокручивание коленчатого вала дизеля 4ДТНА тарированным стартером осуществлялось в диапазоне частот его вращения от 50 до 200 мин^{-1} за счет электропитания стартера источниками различного напряжения и мощности. При этом влияние составляющих уравнения (1) на средний момент сопротивления дизеля определялось при следующих вариантах сборки дизеля:

Вариант 1. Полностью собранный дизель 4ДТНА.

Вариант 2. Дизель варианта 1 с демонтированными из каждого цилиндра форсунками топливной аппаратуры и свечами накаливания.

Вариант 3. Дизель варианта 2 с отклю-

ченными приводами вентилятора, генератора и водяного насоса;

Вариант 4. Дизель варианта 3 с отключенным приводом топливного насоса высокого давления;

Вариант 5. Дизель варианта 4 с отключенными до диаметра затылка кулачками привода клапанов механизма газораспределения;

Вариант 6. Дизель варианта 5 с отключенным приводом кулачкового вала механизма газораспределения;

Вариант 7. Остов дизеля с уложенным в коренные подшипники коленчатым валом.

Прокручивание коленчатого вала дизеля в каждом из исследуемых вариантов осуществлялось при выключенных сцеплении и подаче топлива. На ленту осциллографа записывались масштаб времени, сила тока стартера, напряжение на клемме стартера и угол поворота коленчатого вала. По отметкам на осциллограмме угла поворота коленчатого вала и соответствующим значениям силы тока $I_{см.}$ с использованием тарировочной характеристики (рис. 3) и формулы (2) определялись мгновенные величины вращающего момента $M_{см.д.}$ стартера, приведенные к коленчатому валу дизеля, в зависимости от его угла поворота. Средний момент сопротивления, равный при установившемся режиме вращения коленчатого вала среднему значению приведенного к коленчатому валу дизеля вращающего момента стартера, определен планиметрированием кривой $M_{см.д} = f(\varphi_{кв.})$ за полный цикл или за два оборота дизеля с помощью персональной ЭВМ на пятой секунде прокручивания коленчатого вала.

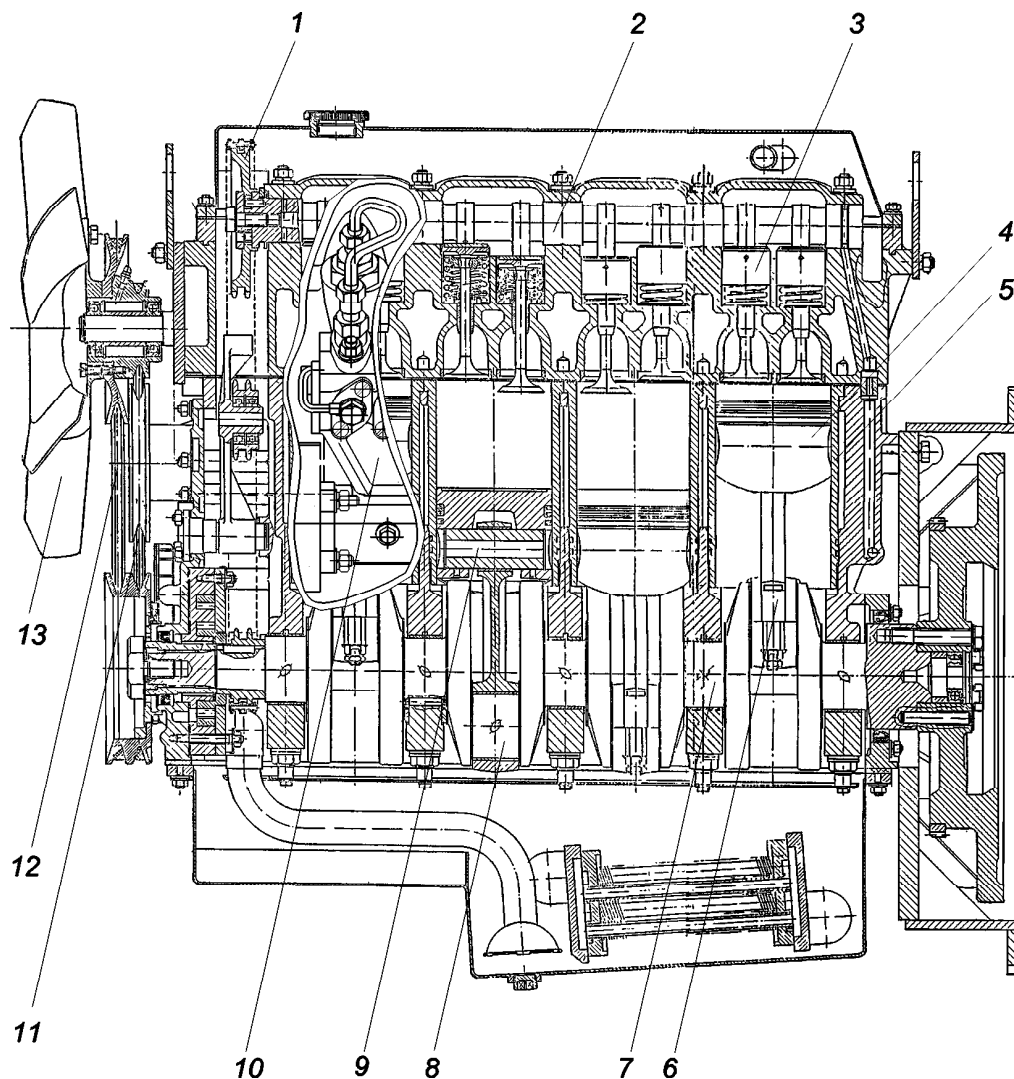


Рис. 1. Продольный разрез дизеля 4ДТНА:

1 - звездочка привода кулачкового вала; 2 - кулачковый вал; 3 - толкатель клапана; 4 - поршень; 5 - гильза;
6 - нижняя головка шатуна; 7 - коренная шейка коленчатого вала; 8 - шатунная шейка коленчатого вала;
9 - палец поршневой; 10 - топливный насос высокого давления; 11 - ремень привода водяного насоса и генератора; 12 - ремень привода вентилятора; 13 - вентилятор

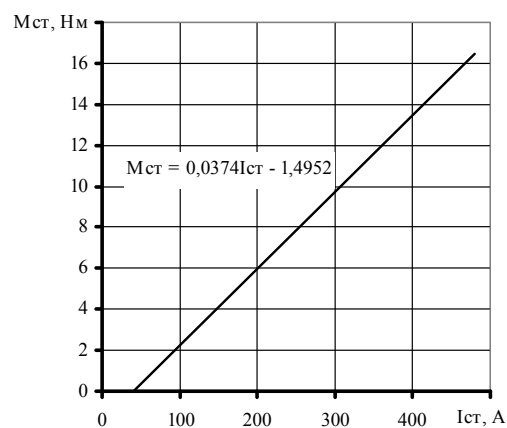
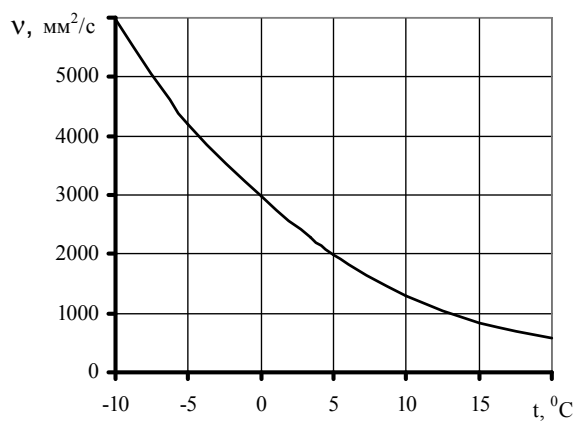


Рис. 2. Вязкостно-температурная характеристика моторного масла Галол М-4042ТД

Результаты определения среднего момента сопротивления газовых сил в диапазоне пусковых частот вращения коленчатого вала приведены на рис. 4. Из этих результатов следует, что $M_{г.ср.}$ определяемое для каждой частоты вращения как разность величин моментов кривых 1 и 2 (рис. 4) незначительно (на 1...2 Н·м) увеличивается с уменьшением частоты вращения коленчатого вала и почти не зависит от теплового состояния дизеля. Так, для обоих тепловых состояний дизеля (-2 и +7° С) $M_{г.ср.} = 46$ Н·м для $n = 150 \text{ мин}^{-1}$ и $M_{г.ср.} = 48$ Н·м для $n = 75 \text{ мин}^{-1}$. Предположительной причиной такого протекания зависимости $M_{г.ср.} = f(n)$ является уменьшение неравномерности вращения коленчатого вала дизеля с ростом частоты его прокручивания стартером.

Иная характеристика у моментов сил трения, которые для исследуемого дизеля можно представить в виде четырех составляющих:

$$M_{т.ср.} = M_{н.ср.} + M_{ш.ср.} + M_{к.ср.} + M_{р.ср.}, \quad (3)$$

где $M_{н.ср.}$ - средний момент сил жидкостного трения в кинематических парах поршень-цилиндр, Н·м;

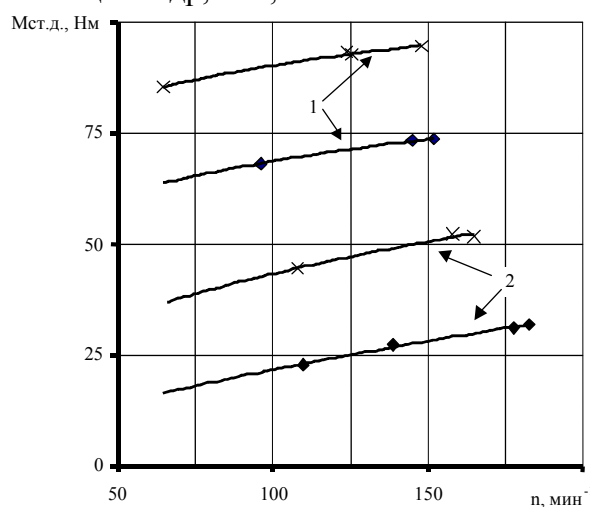


Рис. 4. Характеристика газовых сил дизеля 4ДТНА:

1, 2 - варианты комплектования;
 ◆ - $t = 7^\circ \text{ C}$, × - $t = -2^\circ \text{ C}$

Используя классические формулы источника [1] для моментов сил жидкостного трения, уравнение (3) можно привести к виду:

$$M_{т.ср.} = (a_n + a_{ш.} + a_k + a_p) \cdot \eta \cdot \omega_{ср.} \cdot (1 + \delta^2/8),$$

Рис. 3. Тарировочная характеристика стартера Ст. 515.3708

$M_{ш.ср.}$ - средний момент сил жидкостного трения в шатунных подшипниках коленчатого вала, Н·м;

$M_{к.ср.}$ - средний момент сил жидкостного трения в коренных подшипниках коленчатого вала, Н·м;

$M_{р.ср.}$ - средний момент сил жидкостного трения в подшипниках кулачкового вала механизма газораспределения, Н·м.

Результаты экспериментального определения величин средних моментов сил жидкостного трения при температуре 5° C представлены на рис. 5. На этом же графике нанесены составляющие моментов, затрачиваемых на привод вспомогательных механизмов и удвоенных затрат на наполнение цилиндров и удаление рабочего заряда.

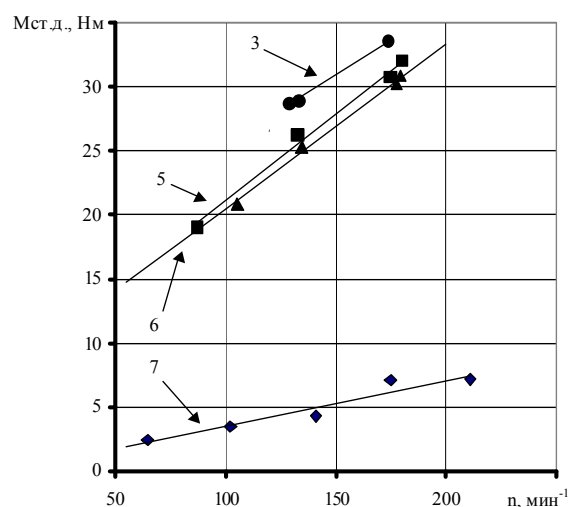


Рис. 5. Относительные характеристики моментов сил трения кинематических пар дизеля и моментов на привод вспомогательных механизмов: 3, 5, 6, 7 - варианты комплектования дизеля

где $a_n, a_{ш.}, a_k, a_p$ - постоянные для конкретного дизеля коэффициенты;

η - динамическая вязкость моторного масла, Па·с;

ω_{cp} - угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с;

δ - коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала.

По данным графика, рис. 5, для исследуемого дизеля 4ДТНА определены следующие значения коэффициентов уравнения (4):

$$a_k = 0,1884; a_p = 0,0333; a_n + a_{\omega} = 0,4441.$$

Вместе с тем, в отличие от момента сопротивления сил трения при прокручивании коленчатого вала в варианте 7 сборки дизеля, средний момент сопротивления вариантов 5 и 6 описывается прямой линией, имеющей при неподвижном коленчатом вале ($\omega_{cp} = 0$) постоянную составляющую момента, равную 7,6 Н·м. Нетрудно предположить, что при демонтированных форсунках топливной аппаратуры и свечах накалывания этой величиной оценивается двойная величина момента, затрачиваемого на наполнение цилиндров и удаление рабочего заряда. Тогда, количественное значение такой составляющей уравнения (1), как $M_{н.ср.}$ может быть определено величиной 3,8 Н·м в диапазоне пусковых частот вращения коленчатого вала. И, наконец, затраты энергии на привод вспомогательных механизмов и покрытие разности усилий открытия и закрытия клапанов механизма газораспределения поддаются сколь-нибудь количественному анализу только при отключении и подключении топливного насоса высокого давления (3,13 Н·м). Затратами энергии на привод остального, обслуживающего дизель оборудования, можно пренебречь.

Таким образом, проведенное исследование дало возможность представить весь характер количественного распределения составляющих среднего момента сопротивления среднестатистического автотракторного дизеля 4ДТНА при пусковых частотах вращения коленчатого вала, что в свою очередь позволяет спрогнозировать влияние момента сил жидкостного трения на средний момент сопротивления дизеля в условиях предельной вязкости моторного масла.

Накопленный КП ХКБД опыт разработки и доводки дизелей специального и народнохозяйственного назначения определил величину предельной для холодного пуска динамической вязкости моторного масла $\eta = 3,85$ Па·с. Рассчитанные при этой вязкости величины составляющих моментов сил трения и средний момент сопротивления дизеля 4ДТНА приведены на рис. 6. Как видно из рисунка, при вязкости масла 3,85 Па·с, соответствующей предельной температуре холодного пуска, средний момент сопротивления сил трения соизмерим с суммой всех остальных составляющих момента сопротивления дизеля и при дальнейшем охлаждении становится определяющим фактором невозможности его пуска без предпускового разогрева.

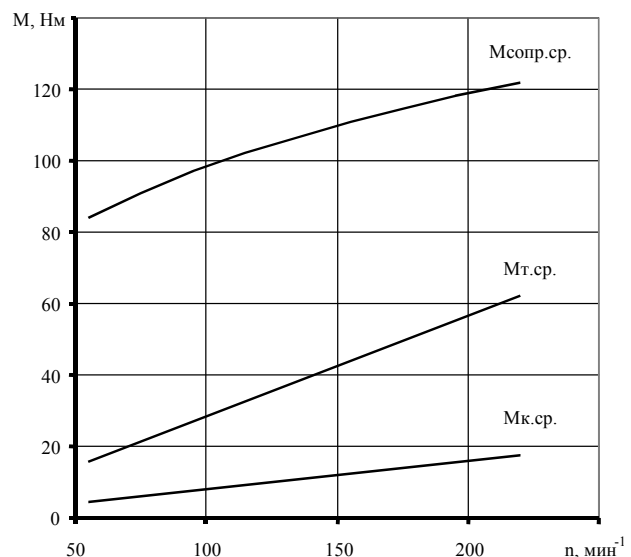


Рис. 6. Соотношение составляющих моментов сил трения и среднего момента сопротивления при пуске дизеля 4ДТНА в условиях предельной вязкости моторного масла

Наиболее весомыми составляющими среднего момента сил трения являются моменты в кинематических парах поршень-цилиндр (~ 56 %) и в коренных подшипниках коленчатого вала (~ 28 %).

Результаты данного исследования могут быть использованы для разработки, до-

водки новых и модернизации существующих систем предпускового подогрева авто-тракторных дизелей с целью минимизации массы приводимых ими транспортных средств.

Список литературы:

1. Квайт С.М., Менделевич Я.А., Чижков Ю.П. Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей. // М.,

Машиностроение, 1990, 256с. 2. Henneberger G. System-Optimierung Bordnetz. // Mot. Die Auto-Zeitschrift. №19, 1984. S. I-IV. 3. Рязанцев Н.К., Бородин Ю.С., Бычков В.З., Клименко Н.В., Щербаненко Г.В. Моторное масло Галол М-4042ТД для форсированных дизелей военно-гусеничных машин. // Машиностроение: Вестник ХГПУ. - Харьков - Выпуск 101, 2000 - С 218-223.

Пути повышения надежности работы цилиндро-поршневой группы транспортного двухтактного дизельного двигателя типа 6ТД в условиях внезапных остановок

В ЭКСПЛУАТАЦИИ БЫЛО ЗАМЕЧЕНО, ЧТО ПРИ ВНЕЗАПНЫХ ОСТАНОВКАХ С БЫСТРЫМ (РЕЗКИМ) ГЛУШЕНИЕМ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ В ОБЪЕКТЕ, РАБОТАЮЩЕМ С МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКОЙ И ТЕМПЕРАТУРОЙ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ (ОЖ), ВОЗМОЖЕН ВЫБРОС ОЖ ЧЕРЕЗ ПАРОВОЗДУШНЫЙ КЛАПАН КОМПЕНСАЦИОННОГО БАЧКА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ИЗ-ЗА КРАТКОВРЕМЕННОГО ПОВЫШЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ОЖ ВЫШЕ ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМЫХ ЗНАЧЕНИЙ. МЕХАНИЗМ ТАКОГО ЯВЛЕНИЯ СВЯЗАН С МЕСТНЫМ ВСКИПАНИЕМ ЖИДКОСТИ (ПАРООБРАЗОВАНИЕМ) НА НАИБОЛЕЕ НАГРЕТЫХ МЕСТАХ НАРУЖНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЦИЛИНДРА. В РЕЗУЛЬТАТЕ ЭТОГО ПОВЫШАЕТСЯ ДАВЛЕНИЕ В КОМПЕНСАЦИОННОМ БАЧКЕ СВЫШЕ ПРЕДЕЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЯ ЗАТЯЖКИ ПРУЖИНЫ ПАРОВОЗДУШНОГО КЛАПАНА С ВЫБРОСОМ ОЖ ЧЕРЕЗ ПОСЛЕДНИЙ. ЭТО, ПРИ ДАЛЬНЕЙШЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДИЗЕЛЯ, ОТРИЦАТЕЛЬНО СКАЗЫВАЕТСЯ НА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ (ЦПГ) И ДИЗЕЛЯ В ЦЕЛОМ. ПРОВЕДЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПОКАЗАЛИ, ЧТО НАЛИЧИЕ В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ПАРОВОЗДУШНЫХ ПУЗЫРЕЙ С ПОТЕРЕЙ ЖИДКОСТИ ОТ 6 ДО 10% ОТ ИСХОДНОГО ОБЪЕМА СИСТЕМЫ ПРИВОДИТ К ЗАМЕТНОМУ УМЕНЬШЕНИЮ ПРОКАЧКИ ОЖ ЧЕРЕЗ ДИЗЕЛЬ (ДО 30%) И СНИЖЕНИЮ ТЕПЛООТДАЧИ В ВОДУ (ДО 15%). ТЕРМОМЕТРИРОВАНИЕ ПОРШНЯ И ЦИЛИНДРА ПОКАЗАЛО, ЧТО УКАЗАННОЕ СНИЖЕНИЕ

ТЕПЛООТДАЧИ ПРИВОДИТ К УВЕЛИЧЕНИЮ ТЕМПЕРАТУРЫ ЦИЛИНДРА И ПОРШНЯ $\sim$ НА 25° С, В РЕЗУЛЬТАТЕ ЧЕГО СНИЖАЕТСЯ ИХ НАДЕЖНОСТЬ РАБОТЫ. ПОТЕРИ ОЖ ПРИВОДЯТ ТАКЖЕ К РАЗРУШЕНИЮ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ ТРАКТА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ В ВИДЕ МНОГОЧИСЛЕННЫХ РАКОВИН РАЗЛИЧНЫХ РАЗМЕРОВ КОРРОЗИОННО-КАВИТАЦИОННОГО ХАРАКТЕРА.

С ЦЕЛЬЮ РАЗРАБОТКИ И ВНЕДРЕНИЯ МЕРОПРИЯТИЙ ПО ИСКЛЮЧЕНИЮ ЭТИХ ЯВЛЕНИЙ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДИЗЕЛЯ В ОБЪЕКТЕ КПХБД БЫЛИ ПРОВЕДЕНЫ СПЕЦИАЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ НА СТЕНДЕ ПО ВНЕЗАПНОЙ ОСТАНОВКЕ С РЕГИСТРАЦИЕЙ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ЦИЛИНДРА И ОЖ В РАЙОНЕ ФОРСУНОЧНОГО ПОЯСА, А ТАКЖЕ ДАВЛЕНИЯ В КОМПЕНСАЦИОННОМ БАЧКЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ.

ДЛЯ ВИЗУАЛЬНОГО НАБЛЮДЕНИЯ ЗА ПРОЦЕССАМИ, ПРОИСХОДЯЩИМИ В ВЫПУСКНОМ ВОДЯНОМ КОЛЛЕКТОРЕ (НА ПРЕДМЕТ НАЛИЧИЯ ПАРОВОЙ ФАЗЫ) ПОСЛЕ ВЫПОЛНЕНИЯ ЭКСТРЕННЫХ (РЕЗКИХ) ОСТАНОВОК МЕЖДУ БЛОКОМ ДИЗЕЛЯ (ПРОТИВ ВЫХОДНЫХ ОТВЕРСТИЙ) И ВЫПУСКНЫМ ВОДЯНЫМ КОЛЛЕКТОРОМ, УСТАНАВЛИВАЛИСЬ СПЕЦИАЛЬНЫЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ ПРОСТАВКИ, С ВМОНТИРОВАННЫМИ СТЕКЛЯННЫМИ ОКНАМИ И ТЕРМОПАРАМИ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ОЖ НА ВЫХОДЕ ИЗ КАЖДОГО ЦИЛИНДРА (РИС. 1).

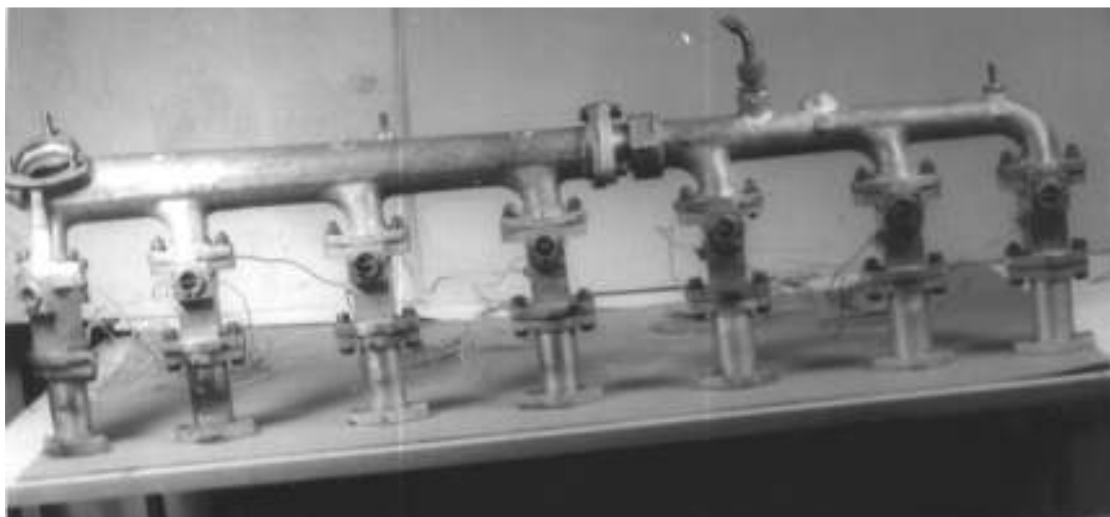


РИС. 1. ВЫПУСКНОЙ ВОДЯНОЙ КОЛЛЕКТОР С МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ПРОСТАВКАМИ, В КОТОРЫЕ ВМОНТИРОВАНЫ СТЕКЛЯННЫЕ ОКНА

ПРИ РАБОТЕ ДИЗЕЛЯ НА СТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ (КАК ПРОМЕЖУТОЧНЫХ, ТАК И МАКСИМАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ) И ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ ОЖ (ОТ 90°C ДО МАКСИМАЛЬНО ДОПУСТИМОЙ 130°C) ПАРОВОЗДУШНЫХ ПУЗЫРЕЙ В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ НЕ НАБЛЮДАЕТСЯ (РИС. 2).

ПРИ ОСТАНОВКЕ ДИЗЕЛЯ В ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТИ, ОГОВОРЕННОЙ ИНСТРУКЦИЕЙ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ, ВОЗДУШНЫХ ПУЗЫРЕЙ В ОКНАХ ТАКЖЕ НЕ НАБЛЮДАЛОСЬ.

ВНЕЗАПНЫЕ ОСТАНОВКИ ДИЗЕЛЯ ПРОИЗВОДИЛИСЬ С РЕЖИМА МАКСИМАЛЬНОЙ

МОЩНОСТИ ($N_{E \text{ MAX}}$) ПРИ ТЕМПЕРАТУРЕ ОЖ $T_{\text{ОЖ}} = 130^{\circ}\text{C}$. В МОМЕНТ ОСТАНОВКИ ПРОИСХОДИТ МГНОВЕННОЕ ЗАКИПАНИЕ ОЖ ПО ВСЕМ ЦИЛИНДРАМ (РИС. 3) С ВЫБРОСОМ ОЖ ИЗ КОМПЕНСАЦИОННОГО БАКА. ПРИЧЕМ, НАИБОЛЕЕ ИНТЕНСИВНЫЙ ВЫХОД ПУЗЫРЕЙ НАБЛЮДАЕТСЯ ПО СРЕДНИМ (ТРЕТЬЕМУ И ЧЕТВЕРТОМУ) ЦИЛИНДРАМ. ЗАТЕМ ИНТЕНСИВНОСТЬ ВЫХОДА ПАРОВОЗДУШНЫХ ПУЗЫРЕЙ ПОСТЕПЕННО УМЕНЬШАЕТСЯ, ПУЗЫРИ СТАНОВЯТСЯ МЕЛЬЧЕ И ЧЕРЕЗ 10 МИН ПОСЛЕ ОСТАНОВКИ ПОЛНОСТЬЮ ИСЧЕЗАЮТ.

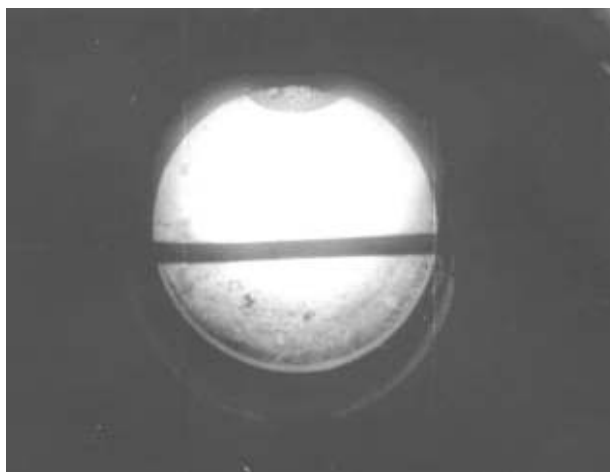


РИС. 2. ПРОЦЕССЫ, ПРОИСХОДЯЩИЕ В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИ РАБОТЕ ДИЗЕЛЯ НА СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ (ПАРОВОЗДУШНЫЕ ПУЗЫРИ ОТСУТСТВУЮТ)

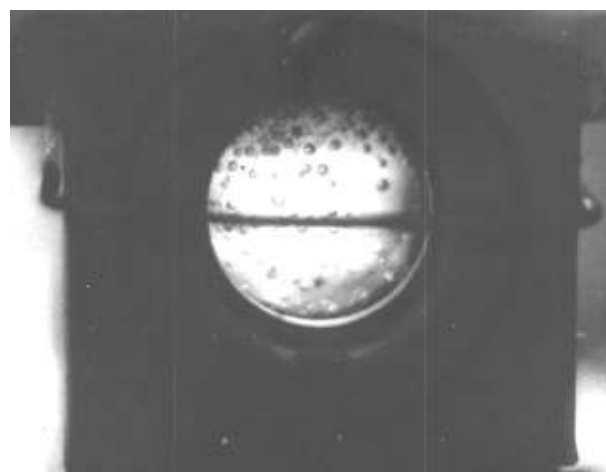


РИС. 3. ПРОЦЕСС КИПЕНИЯ ОЖ В МОМЕНТ ВНЕЗАПНОЙ ОСТАНОВКИ ДИЗЕЛЯ С РЕЖИМА $N_{E \text{ MAX}}$ ПРИ $T_{\text{ОЖ}} = 130^{\circ}\text{C}$

ПОСЛЕ ТАКОЙ ОСТАНОВКИ ПРОИСХОДИТ

КРАТКОВРЕМЕННОЕ

УВЕЛИЧЕНИЕ

ТЕМПЕРАТУРЫ ЦИЛИНДРА В ЗОНЕ ФОРСУНОЧНОГО ПОЯСА (НА $20...25^{\circ}\text{C}$), ЗАТЕМ РЕЗКОЕ ЕЕ СНИЖЕНИЕ (В СРЕДНЕМ, НА $50...55^{\circ}\text{C}$) И БОЛЕЕ МЕДЛЕННОЕ ПОВЫШЕНИЕ

ТЕМПЕРАТУРЫ ОЖ ВСЛЕДСТВИЕ УРАВНИВАНИЯ ЭТИХ ТЕМПЕРАТУР В РЕЗУЛЬТАТЕ ВЗАИМНОГО ТЕПЛООБМЕНА (РИС. 4).

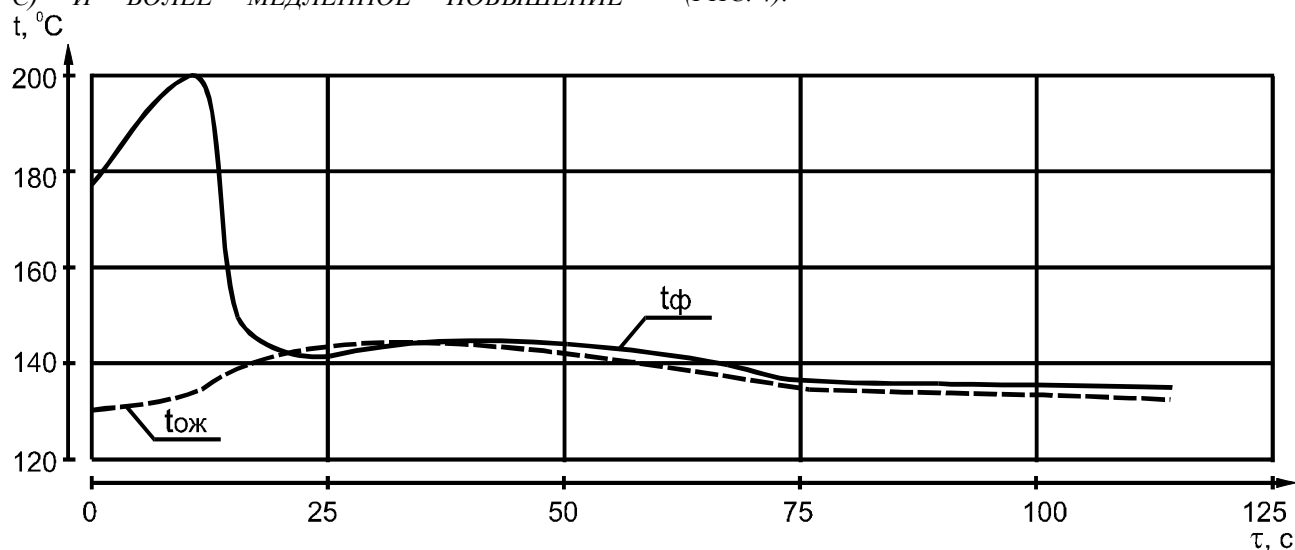


РИС. 4. ДИНАМИКА ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ЦИЛИНДРА И ТЕМПЕРАТУРЫ ОЖ ПРИ ВНЕЗАПНОЙ ОСТАНОВКЕ ДИЗЕЛЯ НА РЕЖИМЕ $N_{E \text{ MAX}}$:

$T_{ож}$ - ТЕМПЕРАТУРА ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ;

T_{ϕ} - ТЕМПЕРАТУРА ПОВЕРХНОСТИ ЦИЛИНДРА В РАЙОНЕ ФОРСУНОЧНОГО

ПОЯСА

ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ВНЕЗАПНЫХ ОСТАНОВОК С РЕЖИМА МАКСИМАЛЬНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ($M_{кр, max}$) ПРИ $T_{ож} = 130^\circ$ С ПРОЦЕССЫ, ПРОИСХОДЯЩИЕ В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЯ, ИДЕНТИЧНЫ ПРОЦЕССАМ, КОТОРЫЕ НАБЛЮДАЮТСЯ ПРИ ОСТАНОВКЕ С РЕЖИМА $N_{E, max}$.

ОДНИМ ИЗ МЕРОПРИЯТИЙ, ПОЗВОЛЯЮЩИМ БОЛЕЕ БЫСТРО ВЫТЕСНИТЬ ПАРОВОЗДУШНЫЕ ПУЗЫРИ ИЗ ЗАРУБАШЕЧНОЙ ПОЛОСТИ ЦИЛИНДРОВ В КОМПЕНСАЦИОННЫЙ БАЧОК И ИЗБЕЖАТЬ ВЫБРОСА ОЖ ИЗ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ, ЯВЛЯЕТСЯ ВЫПОЛНЕНИЕ ПРОКРУТОК ЭЛЕКТРОСТАРТЕРОМ КОЛЕНВАЛОВ ПОСЛЕ ВНЕЗАПНОЙ ОСТАНОВКИ ДИЗЕЛЯ. ТАК, ПОСЛЕ ВЫПОЛНЕНИЯ ПЕРВОЙ ПРОКРУТКИ В ТЕЧЕНИЕ 20 С БЕЗ ПОДАЧИ ТОПЛИВА (ЧЕРЕЗ 35 С ПОСЛЕ ВНЕЗАПНОЙ ОСТАНОВКИ), ПАРОВОЗДУШНЫЕ ПУЗЫРИ СТАНОВЯТСЯ МЕЛЬЧЕ И ИХ ДВИЖЕНИЕ ПРИОБРЕТАЕТ МЕНЕЕ ИНТЕНСИВНЫЙ ХАРАКТЕР.

С ЦЕЛЬЮ УСТРАНЕНИЯ НЕГАТИВНЫХ ПОСЛЕДСТВИЙ ВНЕЗАПНЫХ ОСТАНОВОК НА ЦПГ ДИЗЕЛЯ БЫЛИ ТАКЖЕ ПРОВЕДЕНЫ ИСПЫТАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ВНЕЗАПНЫХ ОСТАНОВОК С РЕЖИМА $N_{E, max}$ ПРИ $T_{ож} = 130^\circ$ С ПОСЛЕДУЮЩЕЙ ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ПРОКАЧКОЙ ОЖ ОТ АВТОНОМНОГО НАСОСА. ПРИЧЕМ, ЦИРКУЛЯЦИЯ ОЖ ПРИ ВКЛЮЧЕНИИ АВТОНОМНОГО ВОДЯНОГО НАСОСА

ОСУЩЕСТВЛЯЛАСЬ В ТОМ ЖЕ НАПРАВЛЕНИИ, ЧТО И ПРИ РАБОТЕ ШТАТНОГО ВОДЯНОГО НАСОСА ДИЗЕЛЯ.

ИСПЫТАНИЯ ПОКАЗАЛИ, ЧТО НАИБОЛЕЕ ЭФФЕКТИВНЫМ СПОСОБОМ ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЯ И ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ВЫБРОСА ВОДЫ ИЗ КОМПЕНСАЦИОННОГО БАЧКА ПРИ ВНЕЗАПНОЙ ОСТАНОВКЕ ДИЗЕЛЯ ЯВЛЯЕТСЯ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОКАЧКИ ВОДЫ ЧЕРЕЗ БЛОК ДИЗЕЛЯ АВТОНОМНЫМ НАСОСОМ.

ПРИ ЭТОМ УЖЕ ЧЕРЕЗ 2...2,5 МИН ПОСЛЕ ВНЕЗАПНОЙ ОСТАНОВКИ ПАРОВОЗДУШНЫЕ ПУЗЫРИ В ВОДЯНОМ КОЛЛЕКТОРЕ ПОЛНОСТЬЮ ИСЧЕЗАЮТ, И ВЫБРОСА ОЖ ИЗ БАЧКА НЕ ПРОИСХОДИТ. ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ПРОКАЧКИ АВТОНОМНЫМ НАСОСОМ ТЕМПЕРАТУРА ОЖ В ЗАРУБАШЕЧНОЙ ПОЛОСТИ ЦИЛИНДРА СРАЗУ НАЧИНАЕТ СНИЖАТЬСЯ.

ТАКИМ ОБРАЗОМ, ВНЕЗАПНАЯ ОСТАНОВКА ДИЗЕЛЯ С РЕЖИМА ПОЛНОЙ НАГРУЗКИ ПРИ МАКСИМАЛЬНО ДОПУСТИМОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ ОЖ $T_{ож} = 130^\circ$ С ОТРИЦАТЕЛЬНО СКАЗЫВАЕТСЯ НА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ И ТРАКТА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ. НАИБОЛЕЕ ЭФФЕКТИВНЫМ СПОСОБОМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИЛИНДРОВ ЯВЛЯЕТСЯ ПРОКАЧКА ОЖ ПОСЛЕ ВНЕЗАПНОЙ ОСТАНОВКИ ДИЗЕЛЯ ОТ АВТОНОМНОГО ВОДЯНОГО НАСОСА.

УДК 622.691.4.052

С.А. Сапрыкин, канд. техн. наук, А.А. Гарагуль, ст. науч. сотр.

ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Газомотокомпрессоры (ГМК) типа 10ГКН, МК8, ДР12 предназначены для сжатия и перекачки природных и попутных нефтяных газов в системе магистральных газопроводов, на газобензиновых и нефтеперерабатывающих заводах, станциях подземного хранения газа и других объектах.

ГМК типа 10ГКН состоит из 2-тактного газового двигателя простого действия с газотурбинным наддувом, с V-образным расположением цилиндров, и поршневого компрессора двойного дейст-

вия с цилиндрами, расположенными горизонтально. Аналогичную схему имеет ДР12, только компрессорные цилиндры располагаются горизонтально с двух сторон. ГМК типа МК8 состоит из 2-тактного газового двигателя простого действия с газотурбинным наддувом, цилиндры двигателя расположены вертикально в один ряд, а компрессорные цилиндры – горизонтально.

К числу основных разрушений узлов и деталей ГМК относятся выходы из строя коленчатого вала, вкладышей шатунного и коренного подшипни-

ка; деталей цилиндропоршневой группы и турбокомпрессора.

С точки зрения вибрационной диагностики наиболее информативными являются колебания, вызываемые силами в цилиндропоршневой группе и кривошипно-шатунном механизме, порождающие удары в различных сопряжениях. Главные источники – механические удары в подшипниковых узлах, сопряжении поршень-цилиндр, клапанной системе, масляном насосе смазки и др.

По своему принципу функционирования турбокомпрессор отличается от остальных узлов ГМК. Данное отличие является типичным для роторных машин и заключается в том, что источником вибрации в нормальном режиме функционирования является вращающийся ротор. К основным изменениям технического состояния узлов турбокомпрессора относятся температурные и другие деформации, износ подшипников и, связанные с ним, перекосы и смещения ротора. В свою очередь, перекосы и смещения ротора создают неравномерность зазора между лопатками и корпусом вплоть до касания лопатками корпуса и разрушения лопаток. К сожалению, изменения амплитуды колебаний с частотой вращения и моментные характеристики случайных процессов не являются универсальными критериями, обеспечивающими диагностирование всех возникающих в турбокомпрессорах дефектов. Сложность задач определения неисправностей турбокомпрессоров, установленных на ГМК, обусловлена также применением в них подшипников скольжения, для которых недостаточно разработаны методы диагностирования.

Для подшипников коленчатого вала ГМК МК8 необходимо учитывать его конструктивные особенности. В отсеках, имеющих компрессорные цилиндры, коленчатый вал имеет широкие шатунные шейки, на которых располагаются два шатуна – двигателя и компрессора (шейки 1, 4, 6, 8). На остальных шейках расположены только шатуны двигателя (шейки 2, 3, 5, 7). Вкладыши изготовлены из алюминиевого спла-

ва, в компрессорных шатунных подшипниках – бронзовые с баббитовой заливкой. В отличие от стальных вкладышей с баббитовой заливкой для ГМК 10 ГКН и триметаллических вкладышей ДР12. Для обеспечения правильной укладки вала необходима подборка партии коренных вкладышей с одним размером по толщине. Регулировочные прокладки в подшипниках не предусмотрены. Сочетание подшипниковых узлов с вкладышами, изготовленными из материалов, обладающих различными модулями упругости, вносят дополнительные трудности при поиске вибродиагностических признаков.

У подшипников МК8 характерными дефектами, возникающими в процессе их работы, являются: износ, потеря натяга и усадка тыльной стороны вкладыша, трещины и усталостные разрушения, задиры и оплавления, смятие и оплавление буртов шатунных вкладышей, полное разрушение вкладышей.

Для 10 ГКН характерными дефектами являются: износ, потеря натяга и наклёпы на тыльной стороне вкладыша, вызывающие разрушения баббитового слоя, отслаивание баббита на 1/3 части рабочей поверхности, полное разрушение вкладыша. Причиной выхода из строя вкладышей подшипников коленчатого вала ГМК ДР12 являются усталостные разрушения. На баббитовом слое образуются трещины с последующим выкрашиванием отдельных участков. Из-за неправильной установки вкладыша происходит их деформация.

Большинство известных работ посвящены решению общих методологических проблем, но недостаточно разработаны модели при наличии конкретных дефектов. Указываемые частотные диапазоны непригодны для практического использования при диагностировании узлов двигателей различных типов.

Использование аномальных сигналов, вызванных, например, стуком поршня в мертвых точках, не дает однозначного результата, так как значение амплитуды импульсных сигналов в данных точках опре-

деляется также износом поршневых колец, гильзы цилиндра и поршня и др.

Поэтому целью работы является разработка методологии и способов диагностирования, позволяющих просто, надежно и своевременно, без остановки и разборки, выявить основные дефекты узлов ГМК.

Для достижения указанной цели, были проведены теоретические и экспериментальные исследования.

Исследования динамики работы ГМК осуществлены с целью определения спектральных и ударных характеристик силового взаимодействия их конструктивных элементов. Спектральные и ударные характеристики силового взаимодействия необходимы для исследования причин возникновения вибрации и выявления связи между основными взаимодействиями и вибрационными параметрами в различных частотных диапазонах и временных интервалах.

Величины сил, действующих на подшипниковые узлы ГМК, определяются давлением газов в цилиндрах, силами инерции, трения, полезного сопротивления и особенностями кинематической схемы кривошипно-шатунного механизма. Расчет усилий производится по методике, изложенной в [1]. Полярные диаграммы сил, действующие на шатунные и коренные подшипники ГМК 10 ГКН, представлены на рис. 1 [2,3].

Силы, действующие на шейки коленчатого вала в условиях вращения, обуславливают перемещение шеек вала в зазорах относительно вкладышей по сложным траекториям. Расчет траекторий движения центров шеек коленчатого вала в подшипниках ГМК производится по методикам, изложен-

ным в работах [4, 5]. Расчетные траектории центров шатунной и коренной шеек представлены на рис. 2. Несущая способность подшипника определяется с учётом изменения величины вектора действующей силы и приведенной угловой скорости, которая учитывает вращение вала и вектора нагрузки

$$\omega_{np} = \omega \pm 2\Omega,$$

где ω - угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с;

Ω – угловая скорость вращения вектора нагрузки, рад/с.

Если направление вращения вала и вектора нагрузки совпадает, в формуле принимается знак (-), если не совпадает – (+).

График изменения приведенной угловой скорости по углу поворота коленчатого вала (рис. 3) позволяет установить значения угла поворота вала, при которых $\omega_{np} = 0$, т. е. масляный слой теряет несущую способность.

Анализ траектории центра шатунной шейки показывает, что периодические сближения поверхностей шейки и вкладыша в определенных случаях приводят к нарушению режима жидкостного трения, что обуславливает ускоренный износ и разрушение антифрикционного слоя, особенно в зоне стыка шатунных вкладышей со стороны компрессорного цилиндра и в средней части верхнего вкладыша. Аналогичные расчеты произведены для ГМК МК8 и ДР12.

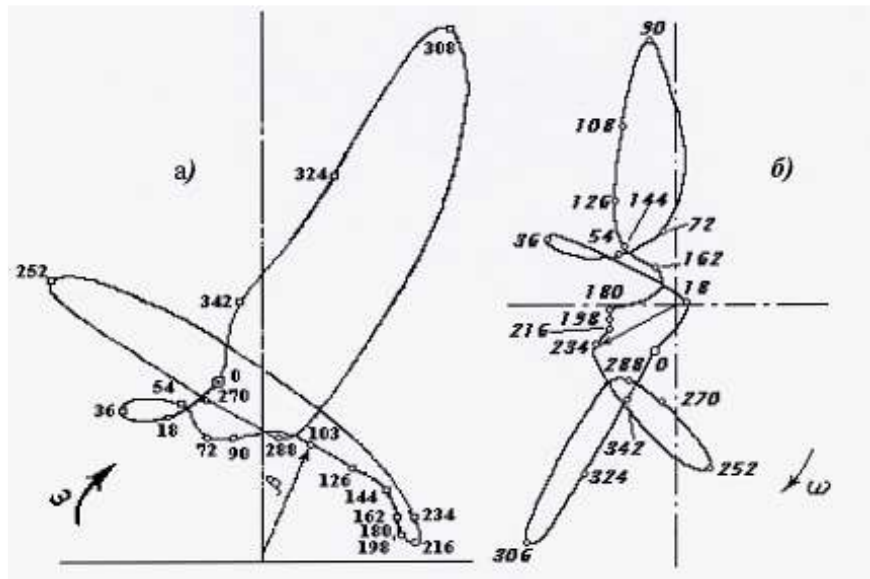


Рис. 1. Полярные диаграммы сил, действующих на шатунный (а) и коренной (б) подшипники ГМК

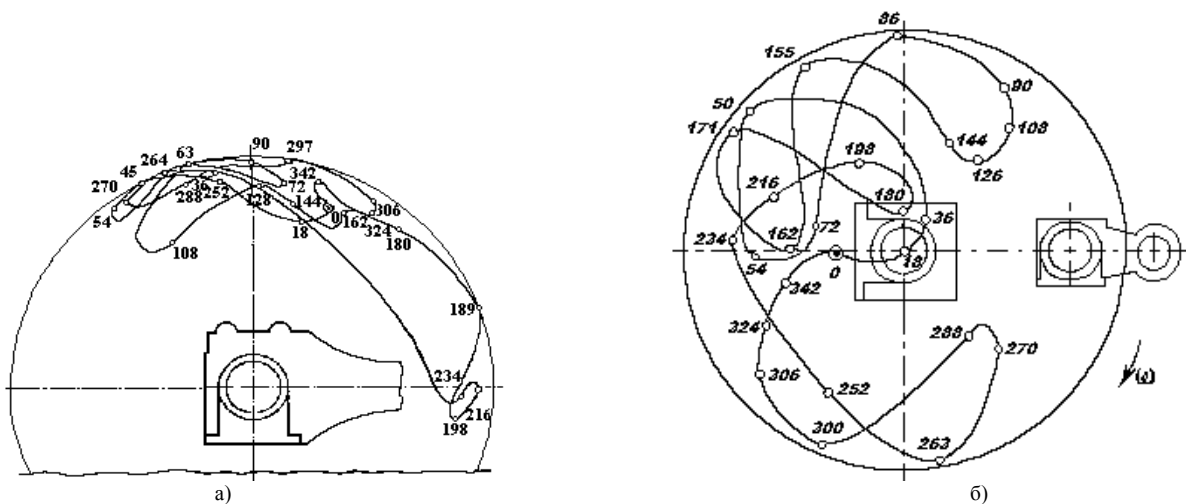


РИС. 2. РАСЧЁТНАЯ ТРАЕКТОРИЯ ДВИЖЕНИЯ ЦЕНТРА ШАТУННОЙ (А) И КОРЕННОЙ (Б) ШЕЕК ГМК 10 ГКН

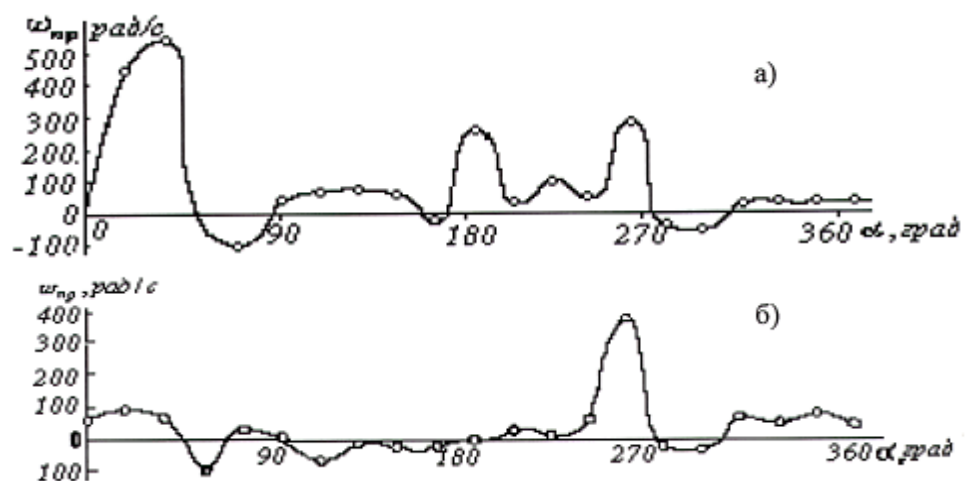


РИС. 3. ПРИВЕДЕННАЯ УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ ШАТУННОЙ (А) И КОРЕННОЙ (Б) ШЕЕК ГМК 10 ГКН

Для экспериментального исследования подшипников коленчатого вала использованы серийные вкладыши, препарированные термopарами, индуктивными датчиками перемещений шейки коленчатого вала и тензодатчиками. Одновременно контролировались: параметры рабочего процесса силового и компрессорного цилиндров; вибрационные характеристики шатунных и коренных подшипников, корпуса рамы; вибрационные характеристики цилиндропоршневой группы и турбокомпрессора на различных нагрузочных режимах работы ГМК в эксплуатационных условиях компрессорной станции. Осциллограммы исследуемых процессов записывались одновременно, что позволило выявить фазовые соотношения между ними.

С помощью разработанного программного обеспечения для ПЭВМ, использующего метод быстрого преобразования Фурье и методы статистического анализа, были проанализированы вибрационные сигналы, полученные при проведении экспериментальных исследований. Это позволило проследить динамику изменения спектральных составляющих вибрационного сигнала во временном интервале, соответствующем определённому углу поворота коленчатого вала.

Анализ распределения спектральной плотности вибрационных сигналов подшипниковых узлов по частотам и временным интервалам позволил выявить существование нестационарных источников колебательной энергии [6]. Определены предполагаемые источники возбуждения колебательной энергии.

На рис. 4 представлены экспериментальные траектории перемещения центра 2-й коренной шейки в подшипнике ГМК МК8 на различных режимах работы и температурное поле вкладышей 2-го коренного подшипника на тех же режимах. Анализ результатов многочисленных замеров вибрации одновременно с толщиной масляного

слоя позволил установить связь между нарушениями режима жидкостного трения в подшипниках и интенсивностью вибрационных сигналов и показал, что гармонические составляющие вибрационных сигналов в среднечастотном диапазоне обуславливаются трением и ударами в подвижных сочленениях при перекладке зазора (рис. 5).

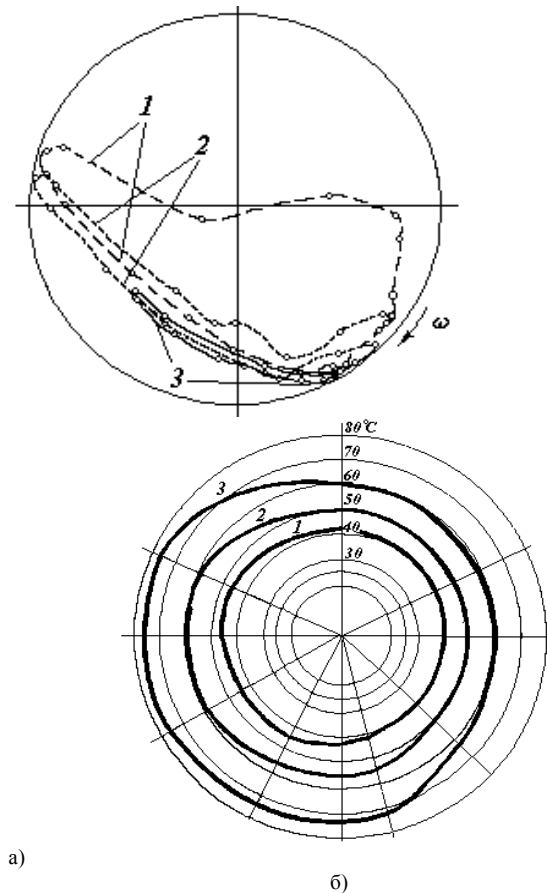


Рис. 4 Траектории движения центра шейки вала в подшипнике (а) и температурное поле вкладыша (б) коренного подшипника ГМК МК8: 1 – холостой ход; 2 – нагрузка 1750 кВт; 3 – нагрузка 1950 кВт

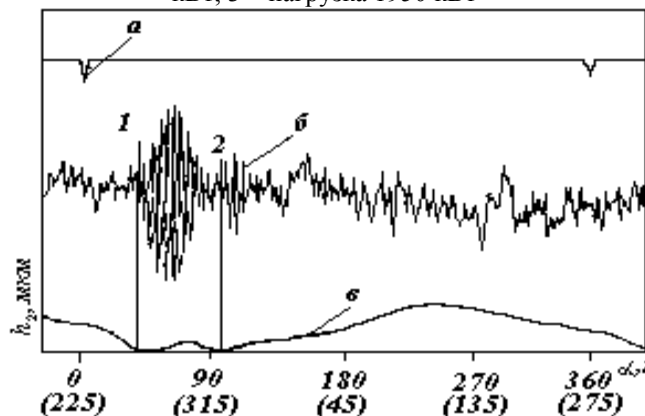


Рис. 5. Совмещённая запись отметки ВМТ (а), вибрации коренного подшипника (б) и перемещения центра коренной шейки вала

(в) в подшипнике ГМК МК-8.

1 и 2 – моменты нарушения масляного слоя

Полученная информация позволила расширить информативность вибрационного сигнала, получаемого с корпуса подшипника, в направлении определения зон нарушения режима жидкостного трения и интенсивности износа. Разработанные тесты технического состояния легли в основу методики вибрационной диагностики подшипниковых узлов для обеспечения своевременного обнаружения и устранения дефектов [7].

По аналогичной методологии разработаны технологии диагностирования по вибрационным показателям цилиндропоршневой группы (силовая часть) и турбокомпрессора ГМК [8, 9].

Список литературы:

1. Двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов в 3-х т. Т. 2. Конструкция и расчет / Общ. ред. А.С. Орлина. – М.: Машгиз, 1982. – 380 с.
2. Кинематические и динамические параметры газомотокомпрессоров 10ГКН (Расчёт 10ГКН РС-17). - Горький, 3-д "Двигатель Революции" 1959, с. 17 – 59.
3. Расчёт кинематических и динамических параметров газомотокомпрессора МК8 (МК8-РС-433). - Горький, 3-д "Двигатель Революции" 1968, 67 с.
4. М.Е Бесклетный, С.А. Сапрыкин, и др.. Оптимальный режим работы шатунных вкладышей газомотокомпрессоров 10 ГКН// Нефтяная и газовая промышленность. – 1983. - № 2. – С. 41 – 45.
5. Захаров С.М., Эрдман В.А. К расчёту нестационарно нагруженных подшипников скольжения на ЭВМ// Вестник машиностроения. – 1976. - № 7. – С. 31-36.
6. С. Сапрыкин, М. Бойко, и др. Поиск вибродиагностических признаков подшипников скольжения коленчатого вала ГМК МК8// Нефтяник. – 1994. - № 3. – С. 34-36.
7. Патент Украины № 26494 Спосіб контролю технічного стану підшипників колінчастого валу./ Саприкін С.О. Поліщук О.Ф., Бойко М.В., Таргонський В.О. Опубл. в бюл. №6 1999 г.
8. Патент України

ны № 27647 Спосіб діагностування силових
циліндрів газомотокомпресорів/ Саприкін С.О., Бой-
ко М.В., Гарагуль А.А., Галій С.І. Опубл. в бюл. №4
2000 г. 9. Патент России № 1741007 Способ диагно-

стирования цилиндрико-поршневоу группы газомото-
компрессора. / Бойко М.В., Делюсто С.Л., Козак Р.В.,
Сапрыкин С.А. – Опубл. в бюл. № 22 15.06.92 г.

УДК 621.43

БЕЛОГУБ А.В., ЕПИФАНОВ С.В.
СЕДЬМОЙ МЕЖДУНАРОДНЫЙ
КОНГРЕСС ДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЕЙ//
ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ, 2002, №1. С. 3–4.
В СТАТЬЕ ИЗЛОЖЕНЫ ОСНОВНЫЕ
ИТОГИ РАБОТЫ СЕДЬМОГО
МЕЖДУНАРОДНОГО КОНГРЕССА
ДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЕЙ,
СОСТОЯВШЕГОСЯ В СЕНТЯБРЕ 2002
ГОДА.

УДК 621.436.068

ПАРСАДАНОВ И.В. НОРМИРОВАНИЕ
ВЫБРОСОВ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ
ДИЗЕЛЕЙ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН В
УКРАИНЕ // ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, 2002, №1.
С. 4–7.

Выполненные исследования и расчеты показали, что показатели выбросов вредных веществ с выпускными газами дизелей определенные по методикам нормативных документов, действующих в Украине и в странах Западной Европы, имеют различия. Это требует введения корректировки при оценке параметров выбросов дизелей украинского и зарубежного производства. Табл. 1. Ил. 2.

УДК 621.436

ГРИГОРЬЕВ А.Л. АНАЛИЗ УСЛОВИЯ
УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ
ОБРАТНОГО КЛАПАНА ТОПЛИВНОГО
НАСОСА ДИЗЕЛЯ // ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, 2002, №1.
С. 8–12.

Проанализированы факторы, приводящие к динамической неустойчивости обратного клапана дизельного топливного насоса при высоком остаточном давлении. Предложены новые схемы устойчивых обратных клапанов. Ил. 8. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43.01

КЕРИМОВ З.Х. ОПРЕДЕЛЕНИЕ
ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ПРИ

МАТЕМАТИЧЕСКОМ
МОДЕЛИРОВАНИИ ТРЕХМЕРНОГО
ПОТОКА ГАЗА В ЦИЛИНДРЕ
ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ //
ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ, 2002, №1. С. 13–18.

Статья посвящена развитию метода определения турбулентных характеристик газового потока в цилиндре поршневого двигателя. Метод основан на теории “пути перемешивания” Прандтля. Были получены формулы определения длины “пути перемешивания” в пределах закрытых объемов. С использованием этого метода и уравнения Навье-Стокса, предложена математическая модель трехмерного газового потока внутри цилиндра поршневого двигателя на тактах впуска и сжатия. Результаты расчетов были сравнены с экспериментальными данными компании “Ricardo Consulting Engineering Company”, полученными на одноцилиндровом двигателе. Представлены расчетные поля параметров потока для реального дизельного двигателя на тактах впуска и сжатия. Ил. 4. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.433.2

САВИЦКИЙ В.Д. РАЗРАБОТКА
КОМПЛЕКСА МЕРОПРИЯТИЙ ПО
ПРЕДОТВРАЩЕНИЮ НАРУШЕНИЙ
РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВОДОРОДНОГО
ДВС // ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ, 2002, №1. С. 19–21.

Экспериментальными и теоретическими исследованиями установлены причины обратной вспышки, которая является главной проблемой при конвертировании поршневых двигателей к водородному топливу. Разработаны эффективные методы для предотвращения этого явления. Результаты исследования реализованы в двигателях нескольких типов. Табл. 1. Библиогр. 9 назв.

УДК 622.75

МАРЧЕНКО А.П., СТРОКОВ А.П.,
МИНАК А.Ф., ОСЕТРОВ А.А., ЛИНЬКОВ
О.Ю. ТОКСИЧНОСТЬ ОТРАБОТАВШИХ
ГАЗОВ ДИЗЕЛЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ
ТОПЛИВ РАСТИТЕЛЬНОГО
ПРОИСХОЖДЕНИЯ // ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, 2002, №1.
С. 22–25.

Статья описывает проблемы, связанные с токсичностью выхлопа дизеля при использовании топлив растительного происхождения. В качестве топлив ис-

пользовались смеси дизельного топлива с рапсовым маслом и этиловый эфир рапсового масла. Ил. 6.

УДК 621.436.068

БОРОДИН Ю.С., ПЕРЕРВА П.Я., ДОЛГОПОЛОВ Ю.П., БЫЧКОВ В.З., ЩЕРБАКОВ Г.А., ЩЕРБАНЕНКО Г.В. УЛУЧШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВУХТАКТНОГО ФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ ЗА СЧЕТ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ // ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, 2002, №1. С. 25–28.

В статье рассмотрено улучшение экологических показателей форсированного двухтактного дизеля за счет интенсификации процесса топливоподачи. Приведены результаты экспериментальных исследований по влиянию различных типов топливных форсунок на экологические параметры дизеля. Показано, что использование малогабаритных форсунок закрытого типа позволяет улучшить экономические показатели и уменьшить оптическую плотность дыма в восемь раз. Ил. 4. Библиогр. 3 назв.

УДК 530.17+536.7+541.8(11)

Кудряш А.П., Умеренкова К.Р., Маринин В.С., Кайдалов А.А. Универсальный метод расчета теплофизических свойств альтернативных топлив для двигателей // Двигатели внутреннего сгорания, 2002, №1. с. 28–32.

Представленный новый метод определения теплофизических свойства альтернативных топлив основывается на модифицированной теории возмущений. Метод высокоточен в широких диапазонах состояний и не включает в себя настраиваемых и эмпирических параметров. Табл. 2. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43 – 421.001.24

Корогодский В.А., Обозный С.В. Экспериментальные исследования дисперсности распыливания бензина клапанной форсункой // Двигатели внутреннего сгорания, 2002, №1. с. 33–34.

Представлены результаты экспериментальных исследований дисперсности распыливания бензина клапанной форсункой. Установлены зависимости среднего диаметра капли от частоты вращения и цикловой подачи. Ил. 4. Библиогр. 2 назв.

УДК 621.436-242-713.2.001.5

Абрамчук Ф.И., Юрченко А.И., Балабко А.Н. Влияние гидродинамики и характеристик масла на теплоотдачу при циркуляционном охлаждении поршней // Двигатели внутреннего сгорания, 2002, №1. с. 35–36.

Приведены результаты расчетного исследования влияния характеристик масла на теплоотдачу при циркуляционном охлаждении поршней путем подачи масла неподвижной форсункой. Табл. 1. Ил. 2. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.436-242.3

Рязанцев Н.К., Куницын П.Е., Гриненко А.П., Петренко А.И., Дороженко А.Н. Выбор конструкции маслосбрасывающего кольца с целью снижения расхода масла на угар применительно к транспортным двухтактным дизелям типа 6ТД // Двигатели внутреннего сгорания, 2002, №1. с. 37–38.

Было рассмотрено влияние различных конструкций маслосбрасывающих колец на снижение расхода масла на угар в двухтактном двигателе. Показано, что кольца прямоугольного сечения позволяют достичь уменьшения потребления масла в два-три раза. Ил. 4.

УДК 621.43 + 629.113

Гогайзель А.В. Диагностика устойчивости работоспособных состояний смазывающей среды двигателя // Двигатели внутреннего сгорания, 2002, №1. с. 39–43.

Предлагается математическое описание процесса изменения состояния смазывающей среды двигателя, отражающее стабильность действия системы при износе ее отдельных элементов. Ил. 2. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43

Савинов О.И., Дьяченко В.Г. Методика расчета процесса наполнения полости над толкателем топливного насоса НВП – 1М // Двигатели внутреннего сгорания, 2002, №1. с. 44–45.

Предлагается методика расчета заполнения полости над толкателем топливного насоса высокого давления, используемой как подкачивающий насос. Результаты расчета сравниваются с экспериментальными данными. Ил. 3. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.436-242-713.2.001.5

Абрамчук Ф.И., Кочетов С.А. Профилирование боковой поверхности поршней ДВС // Двигатели внутреннего сгорания, 2002, №1. с. 46–49.

Метод профилирования боковой поверхности поршня в соответствии с его деформацией. Ил. 6. Библиогр. 2 назв.

УДК 621.436.052

Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А., Быбыч Г.И., Стремоухов Л.И. К определению запаса устойчивой работы центробежного компрессора наддува транспортного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания, 2002, №1. с. 49–50.

В статье рассмотрены вопросы согласования характеристик транспортного дизеля и его системы наддува с одноступенчатым центробежным компрессором. Приведена методика расчетного исследования запаса устойчивости центробежного компрессора, основанная на анализе взаимного расположения границы помпажа компрессора и гидравлической характеристики дизеля. Методика позволяет выбрать эксплуатационный режим дизеля, на который необходимо производить настройку компрессора и может быть использована на стадии проектирования нового дизеля и при модернизации существующего. Ил. 1. Библиогр. 2 назв.

УДК 621.436.001.24

Анимов Ю.А. Расчетно-экспериментальный анализ путей улучшения тяговых характеристик высокофорсированного двухтактного транспортного двигателя // Двигатели внутреннего сгорания, 2002, №1. с. 51–54.

Рассматривается методика проектирования тяговых характеристик двухтактного высокофорсированного транспортного двигателя с механическим приводным нагнетателем и выбор направлений усовершенствования, которые позволяют определить целенаправленные действия при разработке новых конст-

рукций и модернизации двигателей. Ил. 3. Библиогр. 4 назв.

УДК 625.28

Рязанцев Н.К., Богаевский А.Б., Басов А.В., Синельникова Л.Б. Улучшение технико-экономических показателей силового агрегата дизель-поезда на основе применения микропроцессорной системы управления // Двигатели внутреннего сгорания, 2002, №1. с. 55–57.

Рассматривается проблема улучшения технико-экономических показателей силового агрегата дизель-поезда за счет оптимизации алгоритма управления частотой вращения коленчатого вала и мощностью генератора. При этом приняты во внимание режим работы дизель-поезда и условия эксплуатации. Ил. 3. Библиогр. 1 назв.

УДК 621.436

Шеховцов А.Ф., Пылев В.А., Прокопенко Н.В., Шевченко Л.П. Численная оценка желательности конструкций поршней быстроходных дизелей // Двигатели внутреннего сгорания, 2002, №1. с. 58–59. Представлены результаты анализа желательности конструкций поршней быстроходных дизелей. Показано применение функции желательности для оптимизации конструкции поршней быстроходных дизелей. Использованы данные по дизелям 8ЧН13/14 и 4ЧН12/14. Ил. 3. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.431.73-57

Бородин Ю.С., Грицюк А.В., Демиденко Д.В., Кондратенко В.Г. Выявление критических узлов трения, определяющих момент сопротивления автотракторного дизеля при его пуске // Двигатели внутреннего сгорания, 2002, №1. с. 60–63.

Приведены результаты расчетного и экспериментального исследований по количественной оценке влияния отдельных компонентов на средний момент сопротивления прокрутки коленчатого вала при холодном запуске транспортного дизельного двигателя с использованием стартового устройства. Эти исследования были выполнены на транспортном дизельном двигателе 4ДТНА в условиях эксплуатации. Установлены количественные соотношения потребления мощности для момента сопротивления газовых сил, сил трения в различных кинематических парах и вспомогательных механизмах двигателя. Показаны критические узлы трения, которые определяют средний момент сопротивления автотракторного дизеля

при температуре, ограничивающей надежный старт.
Ил. 6. Библиогр. 3 назв.
УДК 621.436-242

Куницын П.Е., Шевченко Н.А., Бородин Д.Ю., Холодный В.Н. Пути повышения надежности работы цилиндро-поршневой группы транспортного двухтактного дизельного двигателя типа 6ТД в условиях внезапных остановок // Двигатели внутреннего сгорания, 2002, №1. с. 64–66.

В статье рассмотрено влияние внезапных остановок дизельного двигателя, работающего на объекте с максимальными нагрузками и температурой охлаждающей жидкости на надежность цилиндропоршневой группы и системы охлаждения. Показаны про-

цессы, происходящие в системе охлаждения дизеля после внезапной остановки двигателя. Ил. 4.

УДК622.691.4.052

Сапрыкин С.А., Гарагуль А.А. Вибрационная диагностика поршневого двигателя // Двигатели внутреннего сгорания, 2002, №1. с. 66–70.

В статье представлены исследования источников и причин процессов вибрации в газомотокомпрессорах (ГМК) типа 10ГКН, МК8, ДР12. Предложенные методы позволяют определять причинно-следственную связь между дефектами основных устройств и их проявлением. На этих методах основана разработка вибрационно-диагностических систем. Ил. 5. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.43

БЛОГУБ О.В., СПИФАНОВ С.В. СЬОМИЙ МІЖНАРОДНИЙ КОНГРЕС ДВИГУНОБУДІВНИКІВ// ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, 2002, №1. С. 3–4.

У СТАТТІ ВИКЛАДЕНІ ОСНОВНІ ПІДСУМКИ РОБОТИ СЬОМОГО МІЖНАРОДНОГО КОНГРЕСУ ДВИГУНОБУДІВНИКІВ, ЩО ВІДБУВСЯ У ВЕРЕСНІ 2002 РОКУ.

УДК 621.436.068

ПАРСАДАНОВ І.В. НОРМУВАННЯ ВИКИДІВ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН ДИЗЕЛІВ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ І СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН В УКРАЇНІ // ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, 2002, №1. С. 4–7.

Виконані дослідження і розрахунки показали, що показники викидів шкідливих речовин з випускними газами дизелів, які визначені за методиками нормативних документів, що діють в Україні та у країнах Західної Європи, мають розходження. Це вимагає введення коректування при оцінці параметрів викидів дизелів українського і закордонного виробництва. Табл. 1. Іл. 2.

УДК 621.436

ГРИГОР'ЄВ А.Л. АНАЛІЗ УМОВИ СТІЙКОСТІ РУХУ ЗВОРОТНОГО КЛАПАНА ПАЛИВНОГО НАСОСА ДИЗЕЛЯ // ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, 2002, №1. С. 8–12.

Проаналізовано фактори, що призводять до динамічної нестійкості зворотного клапана дизельного паливного насоса при високому залишковому тиску. Запропоновано нові схеми стійких зворотних клапанів. Іл. 8. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.43.01

КЕРІМОВ З.Х. ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ТУРБУЛЕНТНОСТІ ПРИ МАТЕМАТИЧНОМУ МОДЕЛЮВАННІ ТРИВИМІРНОГО ПОТОКУ ГАЗУ В ЦИЛІНДРІ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА // ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, 2002, №1. С. 13–18.

Стаття присвячена розвитку методу визначення турбулентних характеристик газового потоку в циліндрі поршневого двигуна. Метод заснований на теорії “шляху перемішування” Прандтля. Були отримані формули визначення довжини “шляху перемішування” у межах закритих об’ємів. З використанням цього методу і рівняння Нав’є-Стокса, запропонована математична модель тривимірного газового потоку у циліндрі поршневого двигуна на тактах впуску і стиску. Результати розрахунків були зрівняні з експериментальними даними компанії “Ricardo Consulting

Engineering Company”, отриманими на одноциліндровому двигуні. Представлено розрахунків поля параметрів потоку для реального дизельного двигуна на тактах впуску і стиску. Лл. 4. Бібліогр. 7 назв.

УДК 621.433.2

САВИЦЬКИЙ В.Д. РОЗРОБКА КОМПЛЕКСУ ЗАХОДІВ ЩОДО ЗАПОБІГАННЯ ПОРУШЕНЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ВОДНЕВОГО ДВЗ // ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, 2002, №1. С. 19–21.

Експериментальними і теоретичними дослідженнями встановлені причини зворотного спалаху, що є головною проблемою при конвертуванні поршневих двигунів до водневого палива. Розроблено ефективні методи для запобігання цього явища. Результати дослідження реалізовані в двигунах декількох типів. Табл. 1. Бібліогр. 9 назв.

УДК 622.75

МАРЧЕНКО А.П., СТРОКОВ О.П., МІНАК А.Ф., ОСЕТРОВ О.А., ЛІНЬКОВ О.Ю. ТОКСИЧНІСТЬ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДИЗЕЛЯ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ПАЛИВ РОСЛИННОГО ПОХОДЖЕННЯ // ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, 2002, №1. С. 22–25.

Стаття описує проблеми, пов'язані з токсичністю вихлопу дизеля при використанні палив рослинного походження. Паливами, що використовувалися були суміші дизельного палива з рапсовою олією та етиловий ефір рапсової олії. Іл. 6.

УДК 621.436.068

БОРОДІН Ю.С., ПЕРЕРВА П.Я., ДОЛГОПОЛОВ Ю.П., БИЧКОВ В.З., ЩЕРБАКОВ Г.А., ЩЕРБАНЕНКО Г.В. ПОЛІПШЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВОТАКТНОГО ФОРСОВАНОГО ДИЗЕЛЯ ЗА РАХУНОК ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ПРОЦЕСУ ПАЛИВОПОДАЧІ // ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, 2002, №1. С. 25–28.

У статті розглянуто можливості поліпшення екологічних показників форсованого двотактного дизеля за рахунок інтенсифікації процесу паливоподачі. Приведено результати експериментальних досліджень щодо впливу різних типів паливних форсунок на екологічні параметри дизеля. Показано, що використання малогабаритних форсунок закритого типу дозволяє поліпшити економічні показники і зменшити

оптичну щільність диму у вісім разів. Іл. 4. Бібліогр. 3 назви.

УДК 530.17+536.7+541.8(11)

Кудряш А.П., Умеренкова К.Р., Маринін В.С., Кайдалов А.А. Універсальний метод розрахунку теплофізичних властивостей альтернативних палив для двигунів // Двигуни внутрішнього згоряння, 2002, №1. с. 28–32.

Представлено новий метод визначення теплофізичних властивостей альтернативних палив, що ґрунтується на модифікованій теорії збуджень. Метод високоточний у широких діапазонах станів і не містить у собі параметрів, що настраюються та емпіричних. Табл. 2. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.43 – 421.001.24

Корогодський В.А., Обозний С.В. Експериментальні дослідження дисперсності розпилювання бензину клапанною форсункою // Двигуни внутрішнього згоряння, 2002, №1. с. 33–34.

Представлено результати експериментальних досліджень дисперсності розпилення бензину клапанною форсункою. Встановлено залежності середнього діаметра краплі від частоти обертання і циклової подачі. Іл. 4. Бібліогр. 2 назви.

УДК 621.436-242-713.2.001.5

Абрамчук Ф.І, Юрченко А.І., Балабко А.Н. Вплив гідродинаміки і характеристик олії на тепловіддачу при циркуляційному охолодженні поршнів // Двигуни внутрішнього згоряння, 2002, №1. с. 35–36.

Приведено результати розрахункового дослідження впливу характеристик олії на тепловіддачу при циркуляційному охолодженні поршнів шляхом подачі олії нерухомою форсункою. Табл. 1. Іл. 2. Бібліогр. 3 назви.

УДК 621.436-242.3

Рязанцев М.К., Куніцин П.Є., Гриненко А.П., Петренко А.І., Дороженко А.Н. Вибір конструкції маслоскидуючого кільця з метою зниження витрати олії на чад стосовно до транспортних двотактних дизелів типу 6ТД //

Двигуни внутрішнього згорання, 2002, №1. с. 37–38.

Був розглянутий вплив різних конструкцій маслоскидуючих кілець на зниження витрати олії на чад у двотактному двигуні. Показано, що кільця прямокутного перетину дозволяють досягти зменшення споживання олії в два-три рази. Іл. 4.

УДК 621.43 + 629.113

Гогайзель А.В. Діагностика стійкості працездатних станів середовища змащення двигуна. // Двигуни внутрішнього згорання, 2002, №1. с. 39–43.

Пропонується математичний опис процесу зміни стану середовища змащення двигуна, що відображує стабільність дії системи при зносі її окремих елементів. Іл. 2. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.43

Савинов О.І., Дяченко В.Г. Методика розрахунку процесу наповнення порожнини над штовхальником паливного насоса НВП – 1М // Двигуни внутрішнього згорання, 2002, №1. с. 44–45.

Пропонується методика розрахунку заповнення порожнини над штовхальником паливного насоса високого тиску, що використовується як підкачуючий насос. Результати розрахунку порівнюються з експериментальними даними. Іл. 3. Бібліогр. 3 назви.

УДК 621.436-242-713.2.001.5

Абрамчук Ф.І., Кочетов С.А. Профілювання бокової поверхні поршнів ДВЗ // Двигуни внутрішнього згорання, 2002, №1. с. 46–49.

Пропонується метод профілювання бокової поверхні поршня відповідно до його деформації. Іл. 6. Бібліогр. 2 назви.

УДК 621.436.052

Рязанцев М.К., Анімов Ю.А., Бибич Г.І., Стремоухов Л.І. До визначення запасу стійкої роботи відцентрового компресора наддуву транспортного дизеля // Двигуни внутрішнього згорання, 2002, №1. с. 49–50.

У статті розглянуті питання узгодження характерис-

тик транспортного дизеля і його системи наддуву з одноступінчатим відцентровим компресором. Приведено методику розрахункового дослідження запасу стійкості відцентрового компресора, що заснована на аналізі взаємного розташування границі помпажа компресора і гідравлічної характеристики дизеля. Методика дозволяє вибрати експлуатаційний режим дизеля, на який необхідно робити налаштування компресора і може бути використана на стадії проектування нового дизеля і при модернізації існуючого. Іл. 1. Бібліогр. 2 назви.

УДК 621.436.001.24

Анімов Ю.А. Розрахунково-експериментальний аналіз шляхів поліпшення тягових характеристик високофорсованого двотактного транспортного двигуна // Двигуни внутрішнього згорання, 2002, №1. с. 51–54.

Розглядається методика проектування тягових характеристик двотактного високофорсованого транспортного двигуна з механічним приводним нагнітачем і вибір напрямків удосконалення, що дозволяють визначити цілеспрямовані дії при розробці нових конструкцій і модернізації двигунів. Іл. 3. Бібліогр. 4 назви.

УДК 625.28

Рязанцев М.К., Богаєвський А.Б., Басов А.В., Синельникова Л.Б. Поліпшення техніко-економічних показників силового агрегату дизель-потяга на основі застосування мікропроцесорної системи керування // Двигуни внутрішнього згорання, 2002, №1. с. 55–57.

Розглядається проблема поліпшення техніко-економічних показників силового агрегату дизель-потяга за рахунок оптимізації алгоритму керування частотою обертання колінчатого вала і потужністю генератора. При цьому прийняті в увагу режим роботи дизель-потяга й умови експлуатації. Іл. 3. Бібліогр. 1 назва.

УДК 621.436

Шеховцов А.Ф., Пильов В.О., Прокопенко М.В., Шевченко Л.П. Чисельна оцінка бажаності конструкцій поршнів швидкохідних дизелів // Двигуни внутрішнього згорання, 2002, №1. с. 58–59. Представлено результати аналізу бажаності конструкцій поршнів швидкохідних дизелів. Показано застосування функції бажаності для оптимізації конструкції поршнів швидкохідних дизелів. Використано дані

по дизелях 8ЧН13/14 і 4ЧН12/14. Іл. 3. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.431.73-57

Бородін Ю.С., Грицюк А.В., Демиденко Д.В., Кондратенко В.Г. Виявлення критичних вузлів тертя, що визначають момент опору автотракторного дизеля при його пуску // Двигуни внутрішнього згорання, 2002, №1. с. 60–63.

Приведено результати розрахункового й експериментального досліджень по кількісній оцінці впливу окремих компонентів на середній момент опору прокручування колінчатого валу при холодному запуску транспортного дизельного двигуна з використанням стартового пристрою. Ці дослідження були виконані на транспортному дизельному двигуні 4ДТНА в умовах експлуатації. Установлено кількісні співвідношення споживання потужності для моменту опору газових сил, сил тертя в різних кінематичних парах і допоміжних механізмах двигуна. Показано критичні вузли тертя, що визначають середній момент опору автотракторного дизеля при температурі, що обмежує надійний старт. Іл. 6. Библиогр. 3 назви.

УДК 621.436-242

Куніцин П.Є., Шевченко Н.А., Бородін Д.Ю.,

Холодний В.Н. Шляхи підвищення надійності роботи циліндро-поршневої групи транспортного двотактного дизельного двигуна типу БТД в умовах раптових зупинок // Двигуни внутрішнього згорання, 2002, №1. с. 64–66.

У статті розглянутий вплив раптових зупинок дизельного двигуна, що працює на об'єкті з максимальними навантаженнями і температурою охолоджуючої рідини на надійність циліндропоршневої групи і системи охолодження. Показано процеси, що відбуваються в системі охолодження дизеля після раптової зупинки двигуна. Іл. 4.

УДК 622.691.4.052

Саприкін С.А., Гарагуль А.А. Вібраційна діагностика поршневого двигуна // Двигуни внутрішнього згорання, 2002, №1. с. 66–70.

У статті представлені дослідження джерел і причин процесів вібрації в газомотокомпресорах (ГМК) типу 10ГКН, МК8, ДР12. Запропоновані методи дозволяють визначати причинно-наслідковий зв'язок між дефектами основних пристроїв і їх проявом. На цих методах заснована розробка вібраційно-діагностичних систем. Іл. 5. Библиогр. 9 назв.

UDC 621.43

BELOGUB A.V., EPIFANOV S.V. THE SEVENTH INTERNATIONAL CONGRESS OF ENGINES CONSTRUCTORS // **INTERNAL COMBUSTION ENGINES, 2002, №1. P. 3–4.**

In the article the main totals of activity of the Seventh international Congress of engines constructors, holding in September, 2002 are set up.

UDC 621.436.068

PARSADANOV I.V. A REGULATION OF HARMFUL SUBSTANCES EMISSION OF DIESEL ENGINES OF TRUCKS AND AGRICULTURAL MACHINES IN UKRAINE // **INTERNAL COMBUSTION ENGINES, 2002, №1. P. 4–7.**

The carried out calculations have shown, that emissions harmful substances parameters with the diesel engines exhaust gases along techniques of the normative documents acting in Ukraine and in the countries of Western Europe have differences. It demands corrective amendments at the estimation of emissions parameters of diesel engines of Ukrainian manufacture and foreign diesel engines. Table 1. Il. 2.

UDC 621.436

GRIGORYEV A.L. THE ANALYSIS OF A STABILITY CONDITION OF MOTION OF A REVERSE VALVE OF A FUEL PUMP OF A DIESEL ENGINE // **INTERNAL COMBUSTION ENGINES, 2002, №1. P. 8–12.**

The factors, which have influence on dynamical instability of unidirectional restrictor valve of the diesel fuel pump at the high residual pressure, are analyzed. The new schemes of unidirectional restrictor valve are suggested. Il. 8. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.43.01

Kerimov Z.H. Definition of the turbulence characteristics at mathematical modeling of three-dimensional gas flow within the cylinder of the reciprocating engine // Internal combustion engines, 2002, №1. p. 13–18.

The method of definition of the turbulence characteristics of the gas flow within the cylinder of the reciprocating engine has been developed. The method is based on the Prandtl's "mixing way" theory. Formulas to define of the length of "mixing way" within the closed volumes have been obtained. Using this method and Navier-Stokes equations the mathematical model of the three-dimensional gas flow within the cylinder of the reciprocating engine at intake and compression strokes has been developed. The computation results are compared with the experimental data of the Ricardo Consulting Engineering Company obtained on the single cylinder Hydra engine. The computational fields of the flow parameters for the real diesel engine's intake and compression processes are presented. Il. 4. Bibliogr. 7 names.

UDC 621.433.2

SAVITSKY V.D. MINING OF A COMPLEX OF MEASURES ON AN AVOIDANCE OF VIOLATIONS OF A HYDROGENOUS ICE WORKING PROCESS // **INTERNAL COMBUSTION ENGINES, 2002, №1. P. 19–21.**

The experimental and theoretical investigations have revealed the cause of backfire, which is the main problem when the reciprocating engines are converted to hydrogen fuel. The effective methods for coping with this phenomenon have been developed. The investigation results are implemented in the engines of several types. Table 1. Bibliogr. 9 names.

UDC 622.75

MARCHENKO A.P., STROKOV A.P., MINAK A.F., OSETRV A.A., LINKOV O.Y. TOXICITY OF EXHAUST GASES OF A DIESEL ENGINE AT USAGE OF FUELS OF VEGETATIVE ORIGIN // **INTERNAL COMBUSTION ENGINES, 2002, №1. P.**

22–25.

The article describes the problems, connected with diesel exhaust toxicity at the use of fuels of vegetative origin. As combustibles the mixes of diesel fuel with rapeseed oil and ethyl ester of rapeseed oil were used. Il. 6.

UDC 621.436.068

BORODIN Y.S., PERERVA P.Y., DOLGOPOLOV Y.P., BYCHKOV V.Z., SCHERBAKOV G.A., SCHERBANENKO G.V. IMPROVEMENT OF ECOLOGICAL PARAMETERS OF A TWO-STROKE AUGMENTED DIESEL ENGINE AT THE EXPENSE OF INTENSIFICATION OF PROCESS FUEL SUPPLY // INTERNAL COMBUSTION ENGINES, 2002, №1. P. 25–28.

The two-stroke augmented vehicular diesel engine ecological indices improvement at the expense of fuel supply intensification has considered in this article. In the process of statement, it was used the diesel engine with fuel equipment nozzle different modifications ecological indices experimental investigation results. It was demonstrated that the small nozzle of closed type use allows to improve economical operation and to decrease the smoke optical density by eight times. Il. 4. Bibliogr. 3 names.

UDC 530.17+536.7+541.8(11)

Kudryash A.P., Umerenkova K.R., Marinin V.S., Kaydalov A.A. A universal method of calculation of thermal properties of alternative fuels for engines // Internal combustion engines, 2002, №1. p. 28–32.

A new method defining thermal properties of alternative fuels is presented based on a modified perturbation theory. The method is highly exact in wide ranges of states and does not involve adjustable and empirical parameters. Table 2. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.43 – 421.001.24

Korogodsky V.A., Obozny S.V. Experimental researches of a disperse of an atomization of gasoline by a valving injector // Internal combustion engines, 2002, №1. p. 33–34.

The experimental researches petrol dispersion results of a valve nozzle are presented. The dependences of a drop's middle diameter from rotation frequency and cycle feeding are fixed. Il. 4. Bibliogr. 2 names.

UDC 621.436-242-713.2.001.5

Abramchuk F.I., Yurchenko A.I., Balabko A.N. Influencing of hydrodynamics and characteristics of oil on heat rejection at circulating cooling of cylinder pistons // Internal combustion engines, 2002, №1. p. 35–36.

Results of calculated research of influence of performances of oil on heat flow in a cavity of cooling of the piston are resulted at feeding oil from a motionless nozzle. Table 1. Il. 2. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.436-242.3

Ryasanzev N.K., Kunizyn P.E., Grinenko A.P., Petrenko A.I., Dorogenko A.N. Selection of a design of an obturator ring with the purpose of decrease of the oil change on the waste with reference to transport two-stroke diesel engines such as “6ТД” // Internal combustion engines, 2002, №1. p. 37–38.

The oil-control piston ring of different design influence on quantity decrease of the oil change on the waste in two-stroke engines has been considered. It was proven that the rings of box section allow achieving two...three times oil consumption decrease. Il. 4.

UDC 621.43 + 629.113

Gogayzel A.V. Diagnostic of stability of up states of greasing substance of the engine // Internal combustion engines, 2002, №1. p. 39–43.

Mathematical description of the service ability change process of the engine lubricating medium reflecting stability mechanism action of the system to the wear action of the unit members is proposed. Il. 2. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.43

Savinov O.I., Dyachenko V.G. A technique of calculation of process of over push volume filling of a fuel pump “НБП - 1М” // Internal combustion engines, 2002, №1. p. 44–45.

Calculation method of over push volume filling in a high pressure fuel pump is offered. The calculation's result is

compared with experimental data. Il. 3. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.436-242-713.2.001.5

Abramchuk F.I., Kochetov S.A. Contouring of a lateral area of ICE pistons // Internal combustion engines, 2002, №1. p. 46–49.

The profiling method of the piston side surface according to its deformation. Table 1. Il. 6. Bibliogr. 2 names.

UDC 621.436.052

Ryasanzev N.K., Animov Y.A., Bybych G.I., Stremouhov L.I. To definition of a reserve of a stable running of a centrifugal supercharger of a transport diesel engine // Internal combustion engines, 2002, №1. p. 49–50.

In the article the problems of the coordination of the characteristics of a transport diesel engine and single-stage centrifugal air engine of its pressurization system are reviewed. The technique of computational research of a stability margin of the centrifugal air engine, founded on the analysis of a positional relationship of a surge line of the air engine and hydraulic characteristic of a diesel engine is adduced. The technique allows selecting operational conditions of a diesel engine, on which one it is necessary to make set-up of the air engine and can be utilized at the stage of designing of a new diesel engine and at retrofit existing. Il. 1. Bibliogr. 2 names.

UDC 621.436.001.24

Animov Y.A. The analysis of ways of improvement of the thrust characteristics of the high - augmented two-stroke vehicular engine // Internal combustion engines, 2002, №1. p. 51–54.

It is considered the two-stroke high augmented vehicular engine with the power-driven supercharger tractive characteristics design procedure and option of improvement direction, which allow to determine purposefulness performances of a new working out and upgrading engines. Il. 3. Bibliogr. 4 names.

UDC 625.28

Ryasanzev N.K., Bogaevsky A.B., Basov A.V., Sinelnikova L.B. Technical-and-economic indices improvement of a diesel engine - train power unit on the basis of microsystem of control application // Internal combustion engines, 2002, №1. p. 55–57.

It is considered the Diesel train Diesel-electric set technical-and-economic indices improvement problem by the diesel engine crankshaft speed and the generator power delivered control algorithm optimization. The Diesel train duty and service conditions are taken into account as well. Il. 3. Bibliogr. 1 names.

UDC 621.436

Shehovzov A.F., Pylyov V.A., Prokopenko N.V., Shevchenko L.P. A numerical evaluation desirability of designs of pistons of speed diesel engines // Internal

combustion engines, 2002, №1. p.58–59.

The results of analysis of construction desirability pistons of speed diesel are presented. The applications of desirability function for appreciation of optimization speed diesel pistons constructions are showed. The dates of diesels of “8ЧН13/14” and “4ЧН12/14” are used. Il. 3. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.431.73-57

Borodin Y.S., Grizuk A.V., Demidenko D.V., Kondratenko V.G. Detection of friction critical clusters determining the moment of resistance of the vehicular diesel engine at its launch // Internal combustion engines, 2002, №1. p. 60–63.

It is adduced results of design and experimental investigation on quantitative estimation of separate components influence on the vehicular diesel engine crankshaft cranking average moment of resistance when a starting device is used. These investigations were carried out using the home vehicular 4DTNA diesel engine under service conditions. It is established quantitative relationship of power consumption for gas forces moments of resistance, different friction pair's frictional forces and auxiliary mechanisms drive. It is revealed the critical friction pairs, which determine the diesel engine average moment of resistance beyond the reliable starting limiting temperatures. Il. 6. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.436-242

Kunizyn P.E., Shevchenko H.A., Borodin Y.S., Holodny V.N. Ways of a reliability increase of activity of a transport two-cycle diesel engine cylinder-piston group, such as “6ТД”, in conditions of crash stops // Internal combustion engines, 2002, №1. p. 64–66.

In the article influencing crash stops of a diesel motor working on object with maximum loads and temperature of cooling liquid for reliability of cylinder - piston group and a cooling system is reviewed. The processes descending in a cooling system of a diesel engine after a crash stop of the engine are shown. Il. 4.

UDC622.691.4.052

Saprykin S.A., Garagul A.A. Vibrational diagnostic of a reciprocating engine // Internal combustion engines, 2002, №1. p. 66–70.

The article presents the analyses of sources and reasons of vibrating processes in gas-engine-compressor units (GECU) 10GKN, MK8, DR12. The methods suggested allow determin-

ing the cause-reason relations between the defects of principal units and their manifestations. On these methods the engineering of

vibration-diagnostic systems is based. Il. 5. Bibliogr. 9 names.